

Tesis de Maestría



UNIVERSIDAD VERACRUZANA

INSTITUTO DE INGENIERIA

**“DISEÑO Y EVALUACION DE UN
SISTEMA DE ASPERSION
HIDROSTATICO AUTOPROPULSADO
DE ALTO DESPEJE”**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

**MAESTRA EN
INGENIERIA MECANICA**

PRESENTA

ROCIO IRENE GONZALEZ CONTRERAS

H. VERACRUZ, VER.

SEPTIEMBRE DEL 2000

**Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana**



UNIVERSIDAD VERACRUZANA INSTITUTO DE INGENIERIA

H. Veracruz, Ver., a 21 de Julio del 2000
DI268/00

Al Candidato al Grado
FIS. ROCIO IRENE GONZALEZ CONTRERAS
PRESENTE:

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el Dr. Santos Gabriel Campos Magaña para que lo desarrolle como tesis, para obtener el Grado de Maestra en Ingeniería Mecánica:

TEMA:

"DISEÑO Y EVALUACION DE UN SISTEMA DE ASPERSION HIDROSTATICO AUTO-PROPULSADO DE ALTO DESPEJE"

- I .- Introducción
 - II .- Situación problemática
 - III .- Marco de referencia
 - IV .- Marco teórico
 - V .- Delimitación del problema
 - VI .- Objetivos e hipótesis
 - VII .- Metodología
 - VIII .- Resultados y discusión
 - IX .- Conclusiones y recomendaciones
- Bibliografía

Sin otro particular, me es grato quedar de Usted como su atento y seguro servidor.

ATENTAMENTE

"LIS DE VERACRUZ: ARTE, CIENCIA, LUZ"

DR. ENRIQUE A. MORALES GONZALEZ
DIRECTOR

EMG/apm*

DEDICATORIAS

A LA MEMORIA DE MI PADRE

Quien me brindó toda la confianza y me apoyó siempre en todos los momentos más difíciles de mi vida y ahora no tuvo la satisfacción de ver la culminación de esta última meta.

A MI MADRE

Por su confianza depositada en mí, por el apoyo incondicional que siempre me ha brindado, por la fortaleza en momentos tan difíciles; así como los bellos momentos que hemos pasado, y sobre todo, por ese amor incomparable que es tan inmenso lo cual me hace sentir tan orgullosa de que sea mi madre. Esta meta finalmente alcanzada la otorgo a mi madre con mucho amor.

A MI HERMANO

Quien siempre toleró mis buenos y malos momentos; así como, ese amor tan bello y profundo que existe entre nosotros; por lo que espero, que esta meta sea un ejemplo a seguir.

RECONOCIMIENTOS

Al Ph. Dr. Santos G. Campos Magaña, por haberme brindado su conocimiento sin condición alguna, por su paciencia y comprensión a mi falta de conocimiento debido al perfil académico que presento; así como todo el apoyo para la realización e impresión de este trabajo.

AGRADECIMIENTOS

Ph. Dr. Santos Gabriel Campos Magaña, por la confianza otorgada en la asignación de esta tesis; así como de su valiosa intervención durante la realización de la misma.

Al Instituto Nacional de Investigaciones Forestales, Agrícolas y Pecuarias, por facilitarme los medios para la elaboración de este trabajo.

Al M.C. Sergio M. Jacome Maldonado, por la aceptación para desarrollar este tema de tesis.

Al Ing. Marco Antonio Reynolds Chavez, y al Ing. Efrén Mojica Lira, por los consejos, ayuda y apoyo incondicional que me brindaron en todo momento.

A Vickers Eaton, en especial al Ing. Otilio Moran Domínguez y al Ing. Raull Casteltor Avila, quienes me proporcionaron la ayuda necesaria para la realización de esta tesis.

Al M.C. Enrique Rodríguez Magaña, M.C. Francisco Ortiz Saenz y mi director de tesis Ph. Dr. Santos Gabriel Campos Magaña, quienes forman parte del jurado; así como el apoyo brindado y sugerencias para la elaboración de esta tesis.

A mi equipo de trabajo en el Campo Experimental Cotaxtla, en especial a las personas que laboran en el taller de mecanización, quienes me apoyaron en todo momento.

Y también a cada una de las personas y amigos que me apoyaron durante la realización de esta tesis, gracias a todos.



“La emoción más hermosa y profunda que podemos experimentar es la sensación de lo místico. Es la semilla de toda ciencia verdadera. Aquel que es ajeno a esta emoción, que no puede maravillarse y quedar sobrecogido de terror, está de hecho muerto. El saber que lo que es impenetrable a nosotros existe, realmente, y se manifiesta con la mayor sabiduría y la más radiante belleza, que nuestras obtusas facultades pueden conocer solamente en sus formas primitivas, saber esto, es tocar en el centro de la verdadera religiosidad.”

Albert Einstein

RESUMEN

El presente trabajo es una propuesta global de componentes el cual permite analizar de manera integral un sistema de aspersión auto propulsado de alto despeje.

Actualmente el país cuenta con maquinaria de importación para la aplicación de pesticidas en cultivos de vara alta. Existen desventajas en este tipo de maquinaria como son: elevados costos, largos tiempos de espera en lo que respecta a las refacciones y servicio de mantenimiento; así como el no estar diseñado para las condiciones de suelo nacional. Es por esto que surge la necesidad de desarrollar una maquinaria con componentes nacionales y que sea adaptable al tipo de topografía existente en el país.

Específicamente este trabajo plantea el análisis y diseño de dos de los componentes principales en el prototipo aspersor autopropulsado de alto despeje, uno la integración de componentes hidrostáticos los cuales dan autonomía de movimiento al sistema, comparando dos circuitos hidráulicos, uno abierto y otro cerrado; así como la evaluación del circuito seleccionado. Y otro el diseño e integración del sistema de aspersión con un enfoque hacia el control automático de la cantidad de aplicación de agroquímicos; así como la evaluación y selección del sistema de boquillas más apropiado en cuanto a cobertura (%) y alcance (%) del que permita una mejor calidad de aplicación en cultivos de vara alta.

Los resultados obtenidos durante el periodo de evaluación en los diversos sistemas fueron los siguientes:

Sistema de Potencia: las fuerzas de tiro para suelo de concreto fue de 715 N, pasto 1300 N y terreno labrado saturado 2485 N ;la velocidad durante el periodo de operaciones fue de 12 km hr⁻¹.

Sistema Hidrostático. La presión en la transmisión de operación fue de 1500 a 2500 psi con una presión en la dirección de 1800 a 2000 psi. La mejor respuesta del sistema fue encontrada en el circuito hidráulico cerrado, requiriendo una demanda menor de potencia de parte del motor de combustión interna para las mismas condiciones de trabajo que en circuito hidrostático abierto. En este último solo fue posible proveer una potencia del orden de las 1200 lb plg⁻².

Sistema de Aspersión. Las revoluciones por minuto otorgado de motor a la bomba fue de 6000 rpm a una presión de aspersión de 100 psi con un tiempo de evaluación de 25 min y un rendimiento de aplicación por hectárea de 20 min

Tesis de Maestría

obteniendo una eficiencia de campo del 85%. En la evaluación de las boquillas la que resultó ser más eficiente de acuerdo a la comparación de curvas de comportamiento de cada una en comparación con otra curva de comportamiento de una boquilla ideal de buena calidad de aspersión fue la boquilla D2-45, obteniendo un alcance óptimo y cobertura, para la evaluación vertical la cual fue evaluada a una distancia de 45 y 100 cm donde se obtuvo una cobertura de 96.56 y 55.92%; y en posición horizontal a 40, 70 y 100 cm la cobertura obtenida fue de 97.42, 87.39 y 58.14%.

Sistema de Estructura. Ancho de trabajo (3.00-3.60 mts); altura de trabajo (1.60-2.20 mts); ancho de aplicación (12 mts).



ABSTRACT

The present work is a global proposal of components which analyze in an integral way a system of self-propelled aspersions of high clearance crops.

At the moment the country has been imported machinery for the pesticides application in cultivations of high clearance. Disadvantages exist in this machinery such as for: high costs, long terms maintenance and service; as well as being designed for other conditions. This is the reason that the necessity arises for self-propelled high clearance spraying developing a machinery with national components easily adapted to the type of existent topography in the country.

This work concerns specifically to the analysis and design of two of the main components in the prototype self-propelled sprayer of high clearance, one the integration of hydrostatic components which gave movement autonomy to the system, with to involves comparing two hydraulic circuits, one open and other closed; as well as the evaluation of the selected circuit. And other the design and integration of the aspersions system with a focus toward the automatic control of the quantity of agroquímicos application; as well as the evaluation and selection of the most appropriate system of nozzle for covering (%) and fageting conditions (%).

The results obtained during the period of evaluation with the different systems were the following ones: System most: for concrete floor were of 715 N, grass 1300 N and saturated soil 2485 N; the speed during the period of operations was 12 km/hr.

Hydrostatic System. The pressure in the operation transmission went from (1500 to 2500 psi) with a pressure in the steering system circuit of 1800 to 2000 psi. The best response in the system was found in the closed hydraulic circuit, demanding smaller power of the internal combustion engine for the same work conditions that in open hydrostatic circuit. With the last it was only possible to provide a pressure of the order of the 1200 lb/plg².

Spraying System. The revolutions per minute provided for the motor to the hydrostatic pump for granted minute of motor to the was from 6000 rpm to a pressure of aspersions of 100 psi with a time of evaluation of 25 min and an application yield for hectare of 20 min obtaining an field efficiency of 85%. In the evaluation of the nozzles the one that turned out to be more efficient according to the comparison curve behavior of each one ideal nozzle for good quality of application was the nozzle D2-45, obtaining a good leaves penetration and covering, for vertical application evaluation the distance selected 45 and 100 cm the results obtained for covering of 96.56 and 55.92%; and for horizontal position to 40, 70 and 100 cm the obtained was of 97.42, 87.39 and 58.14%.

Tesis de Maestría

System of Structure. Wide of work (3.00-3.60 mts); work height (1.60-2.20 mts); wide of application (12 mts).

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



Proyecto de Digitalización de Tesis
Responsable M.B. Alberto Pedro Lorandi Medina
Colaboradores: Estanislao Ferman García
M.B. Enrique Rodríguez Magaña

CONTENIDO

I.	Introducción.	1
1.1	Importancia del cultivo de vara alta de nivel nacional.	1
II.	Situación problemática.	3
III.	Marco de referencia.	4
IV.	Marco teórico.	8
4.1	Componentes básicos de un sistema hidrostático.	8
4.1.1	Bomba hidrostática.	9
4.1.2	Motor.	18
4.1.3	Otros componentes.	28
4.2	Consideraciones de selección de un sistema de transmisión Hidrostática.	31
4.2.1	Circuito abierto.	33
4.2.2	Circuito cerrado de una transmisión.	34
4.2.3	Arreglos de sistemas hidrostáticos para bomba y motor.	35
4.2.4	Otros componentes.	36
4.2.5	Descripción de operación de una transmisión hidrostática típica.	37
4.3	Circuito hidráulico de la dirección.	41
4.4	Componentes básicos de un sistema de aspersión hidráulico de Pesticidas.	43
4.4.1	Bomba.	45
4.4.2	Boquillas hidráulicas.	50

Tesis de Maestría

4.4.3	Válvulas reguladoras de presión.	54
4.4.4	Otros componentes del sistema de aspersión.	54
4.5	Sistema de estructura.	55
4.5.1	Ejes giratorios.	55
4.5.2	Esfuerzos combinados normal y cortante.	58
4.5.3	Columnas.	62
4.5.4	Análisis dinámico.	64
V.	Delimitación del problema.	68
VI.	Objetivos e hipótesis.	68
VII.	Metodología.	70
7.1	Metodología del sistema hidrostático.	70
7.2	Metodología para la evaluación de aspersoras.	71
VIII.	Resultados y discusión.	73
IX.	Conclusiones y recomendaciones.	88
	Bibliografía.	91
	Apéndice A. Memoria de cálculo.	93
	Apéndice B. Tablas y gráficas obtenidos de la evaluación de boquillas del sistema de aspersión.	105
	Apéndice C. Descripción del material en el paralelogramo.	118
	Apéndice D. Descripción de componentes de los sistemas hidrostáticos y de aspersión.	121
	Apéndice E. Dibujos del prototipo y la propuesta.	131

I. INTRODUCCION

La maquinaria agrícola juega un papel muy importante hoy en día en la agricultura mexicana, el uso de estos implementos ha traído como consecuencia una mejor calidad en cuanto a las oportunidades de labores y un incremento significativo en la productividad del cultivo y de la mano de obra.

Con el desarrollo de estos equipos tales como las rociadoras de campo (aspersoras de alto despeje), ha venido a hacer más eficiente el combate de plagas y malezas; y aumentar los rendimientos de la producción de los cultivos como tomate, uva, chile, caña de azúcar, berenjena, etc.

Las aspersoras hidráulicas operan con presión en las boquillas en los rangos de 40 a 20 lb plg⁻² para tener una mayor cobertura de rocío. Estos equipos se pueden clasificar en dos tipos básicos de acuerdo al tipo de cultivo.

- a) Aspersoras de campo tipo aguilón ,
- b) Aspersoras para huertas de alta presión.

Las especificaciones de una aspersora de campo para fines generales son:

1. Espacio suficiente entre las hileras de cultivo.
2. Aguilones largos, ligeros, flexibles y de altura ajustable.
3. Aguilón manual para aplicaciones fijas.
4. Construcción anticorrosiva con la finalidad de usar fertilizantes líquidos así como para la aplicación de pesticidas.
5. Válvula del control de los sectores del aguilón.
6. Indicador de la velocidad en que se opera.
7. Conexiones flexibles en los desniveles de las boquillas del aguilón.

1.1 Importancia del Cultivo de Vara alta a Nivel Nacional.

La producción agrícola (INEGI; 1997) de la caña de azúcar en el país es de 40,540 mil Tm. aproximadamente, de las cuales el 63% corresponde al sur y sudeste del país. Esta producción comprende 15 estados, mismas que tienen una superficie destinada de 570 mil Ha, de las cuales 215 mil corresponden al estado de Veracruz, ocupando el quinto lugar a nivel nacional.

La producción nacional de chile verde es de 432,392 Tm; fueron sembradas numerosas variedades de este cultivo en todo el país, seis de las principales entidades que aportaron el 70% fueron Chihuahua, Sinaloa, Guanajuato, Zacatecas, Nayarit y Veracruz; ocupando el estado de Veracruz el sexto lugar.

Tesis de Maestría

La superficie nacional destinada a este cultivo es de 113,929 Ha; de las cuales 10,921 Ha corresponden al estado de Veracruz.

La producción de tomate rojo o jitomate es de 1,124,683 Tm. El jitomate se produjo en todo el país sobresaliendo siete entidades: Sinaloa, Baja California, Jalisco, Nayarit, San Luis Potosí, Michoacán; estas aportaron el 83% de la producción. Este cultivo tiene una superficie destinada de 78,200 Ha.

La producción de chícharo es de 15,329 Tm. Esta legumbre se registró en todas las entidades del país, destacando cuatro de ellas con una participación de 80% de las cuales fueron: México, Sonora, Guanajuato y Puebla. Este cultivo tiene una superficie destinada de 7,642 Ha. La berenjena entre otros no exceden a las 5 Ha, es debido a esto que no se tienen datos estadísticos de los cultivos a nivel nacional.



II. SITUACION PROBLEMATICA

La superficie total sembrada con cultivos en nuestro país es de 17,165,153 Ha de los cuales al cultivo donde se requiere de equipo de alto despeje corresponden a la caña de azúcar 570 mil Ha; al chile 113,929 Ha; al tomate rojo 78,200 Ha; al chícharo 7,694 Ha; entre otros cultivos.

Actualmente en el país se cuenta con maquinaria de importación para la aplicación de cultivos de alto despeje el cual ha venido desarrollado para otras condiciones de terreno.

Las maquinarias de aspersión de alto despeje de importación resultan demasiado costosas con precios que fluctúan entre 35 mil a 75 mil dólares además del alto costo, la baja disponibilidad de refacciones y servicio de mantenimiento y el no estar adecuada a la topografía de los terrenos agrícolas del país.

En México el suelo es de topografía accidentada y es debido a esto que surge la necesidad de desarrollar tecnología adecuada para lograr una mejor calidad de aspersión en este tipo de plantaciones, así como adecuarse la maquinaria a cualquier tipo de topografía según sean las características del campo de trabajo.

Teniendo en cuenta que se conocen la superficie potencial de cultivos de vara alta, la velocidad de implemento, así como el ancho de aplicación, podemos determinar el número de maquinarias que se necesitan para una región determinada; esto es con la finalidad de optimizar la aplicación de pesticidas en las plantaciones de superficies grandes.

Se plantea desarrollar una tecnología en el país que permita reducir el costo de este equipo así como reducir el tiempo de aplicación, calidad de la misma y controlar los volúmenes de aplicación.

El no contar con la tecnología adecuada y utilizar los métodos tradicionales con los que contamos crea una situación problemática en la aplicación de pesticidas. Estas aplicaciones no son efectivas debido a que la aspersión no es uniforme ni a lo largo de toda la planta ni en su penetración, además, hay que tomar en cuenta que sea la cantidad correcta del líquido de aplicación sobre el cultivo.

La excesiva y deficiente aplicación de estos productos causan contaminación al medio ambiente así como enfermedades en las personas, debido al contacto directo que se tiene.

III MARCO DE REFERENCIA

La mayoría de las máquinas hidráulicas son operadas hidrostáticamente, es decir, a través de presión. Este tipo de sistema es el que se utiliza en las rociadoras de campo (Kepner, *et. al.*, 1978).

El país cuenta con diversas tecnologías de aplicación de aspersión, como son: manuales (mochila) y mecánicas (tracción animal, tractor, vehículos autopropulsados aéreos, etc). A continuación se presentan los tipos de aspersión y problemáticas que presentan estas tecnologías (Culpin; 1976).

Tipo de aspersión en campos de cultivo.

Aspersoras de alto volumen fig (3.1). estas son usualmente máquinas remolcadas por tractor o cualquier maquina independiente y entrega de manera brusca la aspersión en presiones altas con gastos superiores a 1000 l ha^{-1} . Es necesario un tanque de gran capacidad para la aspersión y un sistema alimentación a través de la bomba para abastecimiento del tanque rápidamente. Este tipo de máquinas son grandes pesadas y asperjan un alto volumen. Las máquinas modernas de alto volumen pueden ser utilizadas para un amplio rango de tareas incluyendo bajo y mediano volumen de trabajo. En el tanque de aspersión a menudo es colocado un agitador mecánico. Para la realización de aspersión en cultivos de vara alta no son utilizados debido a la baja altura que estos presentan.

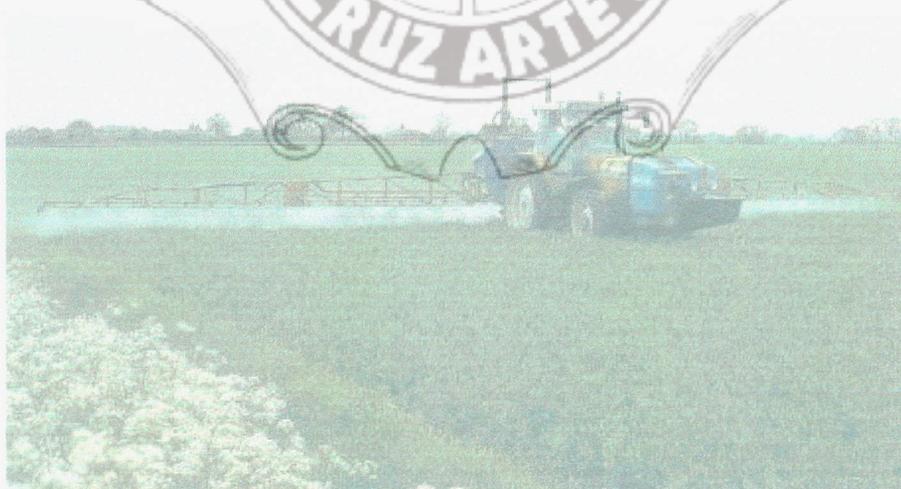


Fig. 3.1. Aspersoras motorizadas.

Aspersoras de bajo volumen (fig 3.1). Este tipo son ligeras, simples, baratas, diseñadas para aplicar cantidades pequeñas de material altamente concentrado de fina aspersion a baja presión. Esto es a causa de las boquillas de aspersion fina y únicamente pueden ser usadas soluciones, emulsión o suspensiones muy finas. El tanque es pequeño con capacidad de 450 lts por lo que es utilizada montada en el tractor. Las boquillas son de tipo abanico utilizadas generalmente para la aspersion de bajo volumen. Solamente pueden ser tratados con un rango limitado de materiales de aspersion. La agitacion del liquido en el interior del tanque es logrado usualmente por la bomba de gran capacidad la cual es necesario para el suministro de boquillas donde el excedente retorna al tanque. Este tipo de aspersoras tampoco presenta las condiciones requeridas para lograr una buena cobertura en los cultivos de vara alta, debido al bajo despeje del tractor.

Aspersoras universales fig (3.1). Muchas máquinas de aspersion son capaces de trabajar en un amplio rango de tareas extensas desde bajo a alto volumen. Esto es logrado usualmente mediante el ajuste de presión de la bomba y el cambio de los tamaños de boquillas. El tanque necesita ser de un tamaño razonable para el alto volumen de trabajo y la maquina es usualmente remolcada. Estas aspersoras se utilizan usualmente con materiales corrosivos tales como fertilizante líquido y tienen una superficie de metal grande cubierta con material de plástico, mientras que en algunas aspersoras son de acero inoxidable. Estas presentan en mismo problema que las aspersoras de alto y bajo volumen.

Aspersoras neumáticas fig (3.2). las aspersoras neumáticas presurizan el tanque de aspersion a través de un compresor de aire en la parte superior del tanque. Cuando la presión requerida ha sido alcanzada una válvula de control opera y la presión es llevada al exterior de las boquillas debido al aire en la línea de presión. La válvula de alivio de seguridad situada en la línea de presión previene el excedente de presión. El equipo neumático fue desarrollado favorablemente para la aspersion en cultivos de campo con químicos como lo es el ácido sulfúrico, así como evitar el suministro del ácido al puerto de la bomba. El principio del neumático es aplicado a un amplia variedad de aspersoras de mochila operadas manualmente. Estas aspersoras se utilizan en zonas donde los otros tipos de aspersores no pueden operar, trabajan en pequeñas extensiones de terreno y ocasionan grandes demoras en su aplicacion debido a los requerimientos de inyección de aire en forma manual.



Fig. 3.2 Aspersoras manuales.

Aspersoras aéreas fig (3.3) En algunas aspersoras aéreas o de ráfagas la aspersión líquida es entregada a las boquillas a presiones bajas, esto es porque se conoce la fuerza de la alta velocidad del viento, las gotas rompen esta fuerza y son transmitidos hacia el objetivo. Este tipo de aspersión fue desarrollado y utilizado para la aspersión en cultivos de campos densos tales como las papas, arroz, etc; y son adecuados con productos químicos. La aspersión del tipo aéreo es aplicado principalmente para huerto. Las aspersoras aéreas presentan una alta deficiencia en cuanto a la penetración, así como costos elevados ya sea por adquisición o renta, para adquisición el precio oscila entre 80,000 a 152,000 dólares americanos, para renta de 300 a 800 dólares por hora.



Fig. 3.3 Aspersoras aéreas.

Aspersoras autopropulsadas de alto despeje fig (3.4). Estos equipos o vehículos a diferencia de los otros son de origen extranjero y son los más utilizados para cultivos de vara alta en países como Estados Unidos, Italia, Brasil; que son los países productores más fuerte en el ramo hortícola o de vara alta. Estos países son fabricantes de sus propias tecnologías tal es el caso de las compañías Hagie y John Deere (USA). Las aspersoras autopropulsadas están diseñadas para cubrir las necesidades más grandes que se requieran, cuentan con una armazón y suspensión Hidra-Hug, los brazos montados al frente mejora precisión y reduce esfuerzos, dobles tanques llevan el fertilizante líquido lejos de la armazón principal. La agitación mecánica asegura que las soluciones se mantengan en suspensión. Debido a la alta eficiencia que presentan estos vehículos (85%) es que se han adoptado en nuestro país, sin embargo están diseñadas para las condiciones topográficas del país de origen por lo que manifiestan problemas de esfuerzo en la estructura debido a la topografía existente en el país.

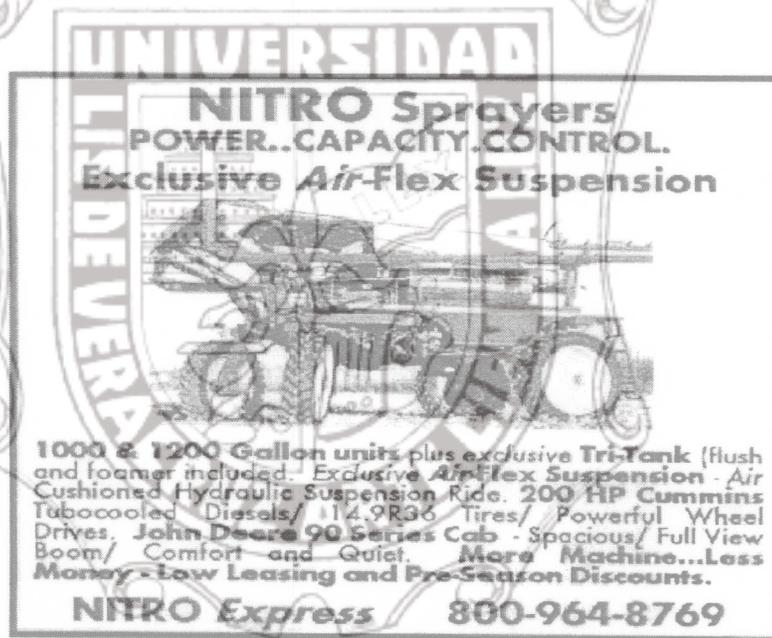


Fig. 3.4. Aspersor autopropulsado de alto despeje.

IV. MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL

Debido a los altos requerimientos de control de plagas en cultivos de alta rentabilidad y que por su arquitectura requiere de una cobertura total de pesticidas y dadas las diferentes condiciones topográficas existentes en el país, vemos la necesidad de desarrollar un equipo de aplicación de pesticidas como son las aspersoras de alto despeje. Este equipo cuenta con cuatro sistemas principales: sistema hidrostático, sistema de aspersión, sistema de potencia y estructura. No obstante, el presente trabajo sólo está dirigido al análisis y diseño de los sistemas hidrostático y de aspersión. A continuación se presentan los componentes básicos de ambos sistemas.

Principios Fundamentales de la Hidrostática.

Sistema hidrodinámico, es aquel sistema que utiliza el impacto o energía cinética del líquido para transmitir energía; de manera similar, el sistema hidrostático es aquel sistema que es accionado por una fuerza aplicada a un líquido contenido en un recipiente cerrado (Vickers, 1993).

4.1 Componentes Básicos de un Sistema Hidrostático.

Los componentes principales del sistema hidrostático son (fig. 4.1):
Bomba.
Motor.
Intercambiador de calor.
Depósito.
Filtro.
Líneas de aceite.

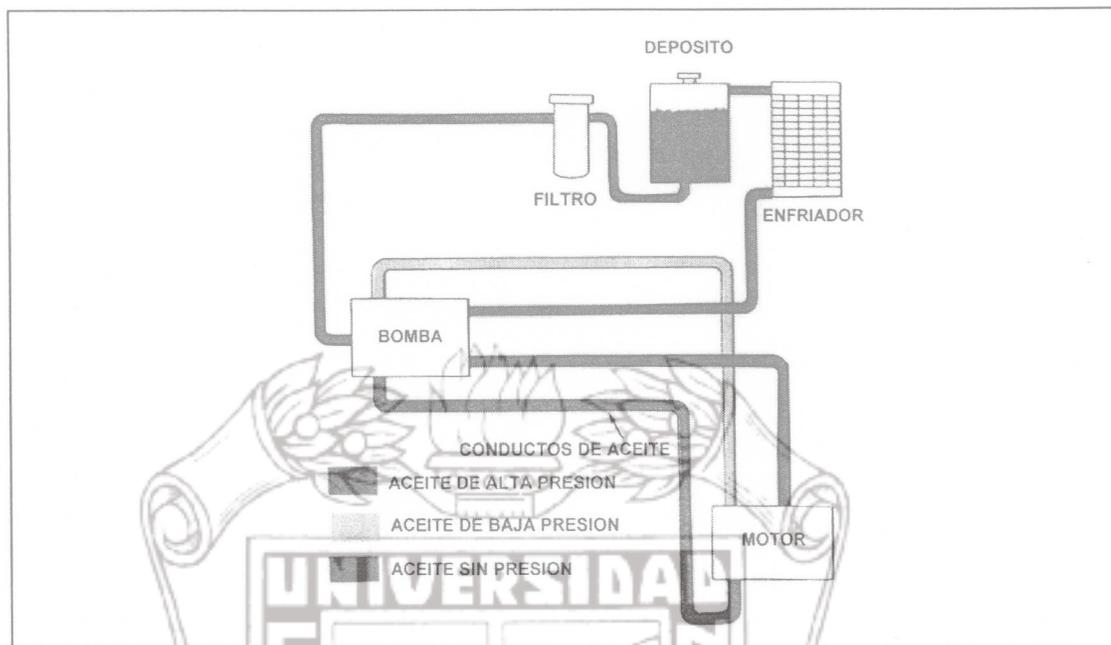


Figura 4.1. Sistema básico para un mando hidrostático (Griffin; 1973).

4.1.1 Bomba hidrostática.

En un sistema hidráulico, la bomba convierte la energía mecánica de rotación en energía hidráulica (potencia hidráulica) impulsando fluido al sistema.

Las bombas se clasifican en dos tipos básicos: desplazamiento no positivo y desplazamiento positivo. Las bombas de desplazamiento no positivo (fig. 4.2) funcionan mediante la fuerza centrífuga, según la cual el fluido, al entrar por el centro de la bomba, es expulsado hacia el exterior por medio del impulsor que gira rápidamente. Estas bombas suministran un caudal uniforme y continuo, su desplazamiento disminuye cuando aumenta la resistencia.

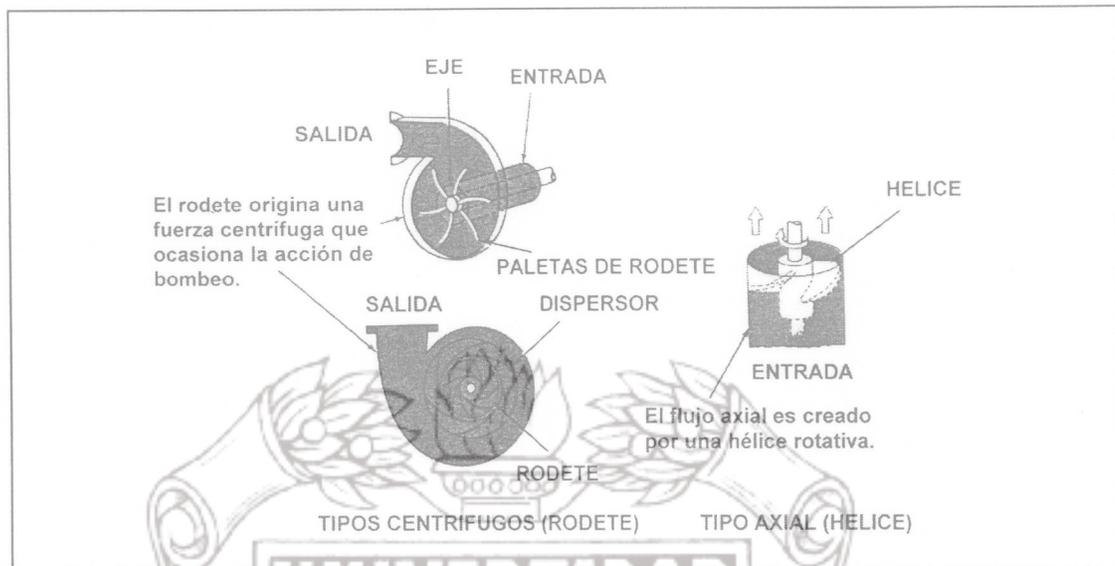


Figura 4.2. Bombas de desplazamiento no positivo (Vickers; 1998).

Las bombas de desplazamiento positivo (fig. 4.3) son las más utilizadas en los sistemas hidráulicos industriales. Estas bombas suministran al sistema una cantidad determinada de fluido, en cada carrera, revolución o ciclo. Este tipo de bomba se clasifica en desplazamiento fijo (constante) o desplazamiento variable (ajustable) (Vickers; 1998).

Las bombas de desplazamiento fijo tienen un desplazamiento que no puede cambiarse sin reemplazar ciertos componentes; por lo que, el rendimiento de litros por minuto (lpm) se puede cambiar al variar el impulso de la velocidad. Sin embargo, en algunos tipos de bombas es posible hacer variar el tamaño de la cámara de bombeo (y el desplazamiento) utilizando controles externos, de tal manera, que el caudal (lpm) varía al mover el control de desplazamiento o cambiando el impulso de la velocidad de ambas. Estas bombas se denominan bombas de desplazamiento variable.

Se usan bombas de desplazamiento fijo en sistemas de centro abierto (figura 4.15, sección 4.2.1). Estos son en donde el rendimiento de la bomba tiene un paso de retorno de flujo libre al depósito en la condición neutral del circuito. Las bombas de desplazamiento variable se pueden usar en sistemas de centro cerrado (figura 4.16, sección 4.2.2). Estos son sistemas en donde la bomba continúa operando en contra de una carga en condición neutral.

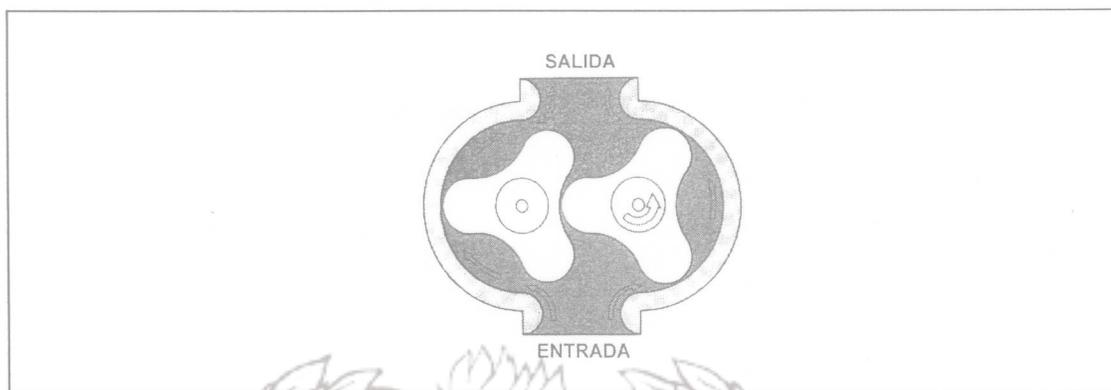


Figura 4.3. Bombas de desplazamiento positivo (Vickers; 1998).

Existen tres características contrastantes en la operación de bombas de desplazamiento positiva o no positiva (Vickers; 1998):

1. Una bomba de desplazamiento no-positiva dá un flujo suave y continuo. Una bomba de desplazamiento positiva tiene un pulso en cada carrera o cada vez que una cámara bombeada se abre al orificio de la salida.
2. El caudal de una bomba no positiva se reduce por presión. Una presión de salida lo suficientemente alta puede parar cualquier salida; el líquido simplemente recircula en el interior de la bomba. En una bomba de desplazamiento positiva, la presión afecta la salida, sólo hasta el punto de aumentar la fuga interna.
3. Una bomba de desplazamiento no positiva con sus entradas y salidas conectadas hidráulicamente, no puede crear un vacío suficientemente de autocebantes; debe ser puesta en marcha con la línea de entrada llena de líquido y libre de aire. Las bombas de desplazamiento positiva, frecuentemente son autocebantes, cuando se ponen en marcha adecuadamente.

Estas son características generales y razones del porque las bombas de desplazamiento no positivas son usadas rara vez en sistemas hidráulicos móviles.

Cuando obtenemos de la bomba el máximo desplazamiento producido se produce también la máxima velocidad. La dirección de flujo de alta presión puede ser invertido, haciendo también la inversión en la dirección de la capacidad en el giro de la flecha del motor. Estas son características principales de una bomba de desplazamiento variable.

La carga de la bomba. La carga de la bomba genera una baja de presión del flujo de aceite cuando tiene sus cuatro funciones:

1. Proporciona un flujo continuo de aceite a través de la bomba y el motor. En este tipo de flujo se mantiene fría la transmisión debido a que el aceite que va del motor a la bomba, antes de retornar al tanque pasa por el intercambiador de calor.
2. El circuito de control que utiliza la fuerza del fluido de carga de la bomba es un mecanismo de bomba de desplazamiento variable.
3. La carga de la bomba se mantiene llena por las líneas de alta presión, esto asegura que la transmisión permanecerá después de largos periodos en posición neutral.
4. Por último, el flujo de carga de la bomba proporciona el retorno de la presión dentro de las líneas de alta presión, cuando la transmisión se encuentra en posición hacia delante o en reversa.

Tipos de bombas hidráulicas. Los tres tipos de bomba más conocidos son:

- a) bombas de engranajes
- b) bombas de paletas
- c) bombas de pistones

a) **Bombas de engranajes.** Este tipo de bombas (fig. 4.4) pueden trabajar a presiones de hasta $(3600 \text{ lb plg}^{-2})$ 248.18 bar con una compensación adecuada de las cargas axiales.

Las bombas de engranajes no están equilibradas hidráulicamente debido a que la alta presión en el orificio de salida impone una carga no equilibrada sobre los engranajes y cojinetes. Los cojinetes grandes incorporados en este diseño equilibran estas cargas. Estas suministran un caudal, transportando el fluido entre los dientes de dos engranajes bien acoplados. Uno de los engranajes es accionado por el eje de la bomba y hace girar al otro. Las cámaras de bombeo, formadas entre los dientes de los engranajes, están cerradas por el cuerpo de la bomba y por placas laterales (placas de presión o de desgaste).

Existen diversas clases de bombas de engranajes: las bombas con engranes externos son las de más amplia aplicación en transmisiones de potencia, las bombas de engrane interno son usadas particularmente para transmisiones de potencia en automóviles. Las bombas de lóbulo son esencialmente de engrane externo con desplazamiento alto.

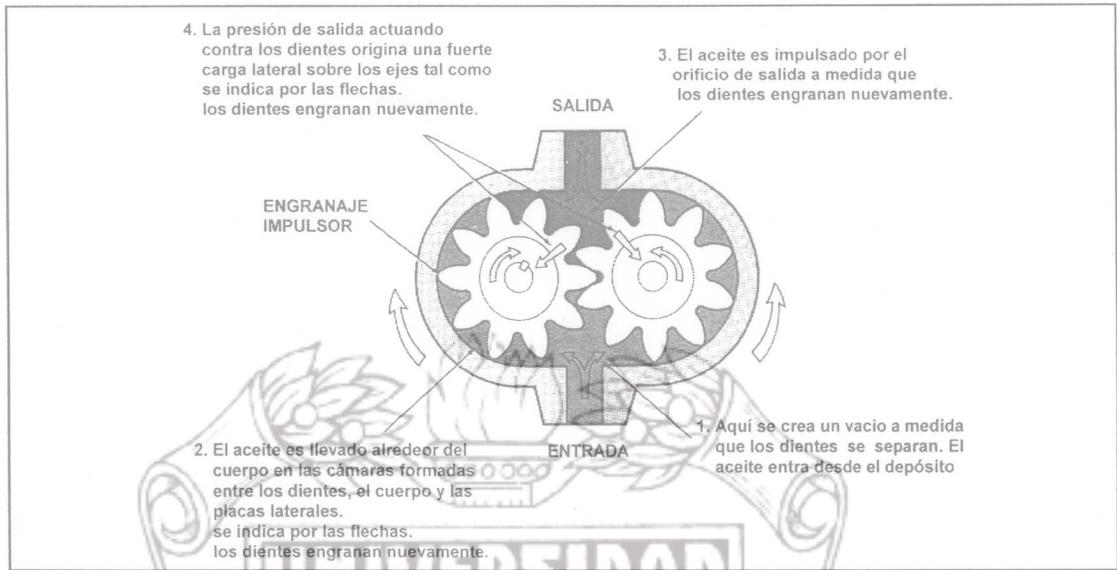


Figura 4.4. Bomba de engranajes externos (Vickers; 1998).

b) Bombas de paletas. Las bombas de paletas tienen buena eficiencia y duración si son operadas en un sistema limpio y con clase correcta de aceite. Este tipo de bombas cubren la zona de caudales pequeños y medios con presiones de funcionamiento hasta $(3000 \text{ lb plg}^{-2})$ 206.82 bar. Son fiables, de rendimiento elevado, y de fácil mantenimiento. Además, tiene un bajo nivel sonoro y una larga duración, alta capacidad y porcentaje de velocidad. Las pulsaciones son de amplitud baja y frecuencia mediana.

El desplazamiento una bomba de paletas (fig. 4.5) depende de la anchura del anillo y del rotor y de la distancia que la paleta puede extenderse desde la superficie del rotor a la del anillo.

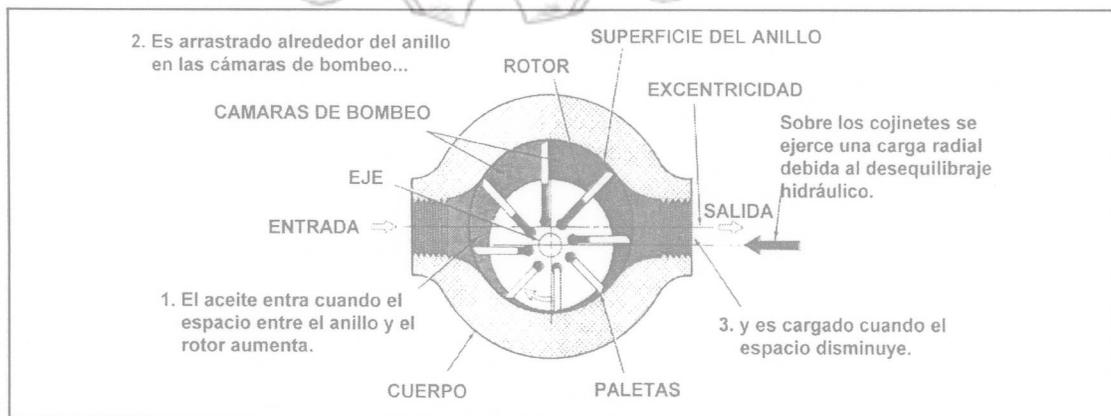


Figura 4.5. Bomba de paletas (Vickers; 1998).

c) **Bombas de pistones.** Todas las bombas de pistones funcionan según el principio de que un pistón moviéndose alternativamente, dentro de un orificio aspirará fluido al retraerse y lo expulsará en su carrera hacia delante.

Los dos diseños básicos son radial y axial; ambos son de desplazamiento fijo o variable. Una bomba radial tiene los pistones dispuestos radialmente en un bloque de cilindros o barrilete, mientras que en las unidades axiales, los pistones son paralelos entre sí y con el eje de barrilete. Este tipo de bombas son muy eficientes y existe gran diversidad en tamaño.

Las bombas de tipo pistones son muy eficientes y existe una gran variedad en tamaños. La mayoría de ellas pueden funcionar con presiones entre (1500 y 3000 lb plg⁻²) 103.44 y 206.82 bar, aunque algunos modelos pueden llegar a presiones mucho más elevadas. El desplazamiento de la bomba de pistones radiales está determinada por el tamaño y número de pistones y por su longitud de carrera. Y el desplazamiento de la bomba de pistones axiales también está determinada por su tamaño, número de pistones, carrera, la cual depende del ángulo de la placa circular inclinada.

En la bombas axiales de desplazamiento variable la placa circular está instalada en un bloque o soporte móvil (fig. 4.6a) moviendo este bloque el ángulo de la placa circular varía para aumentar o disminuir la carrera de los pistones (fig. 4.6b). Este bloque puede posicionarse de varias formas, incluyendo control manual, servocontrol, controles por compensador hidráulico, detector de carga y limitador de presión. El funcionamiento del compensador de una bomba de pistones en línea consiste en una válvula compensadora, equilibrada entre la presión del sistema y la fuerza de un muelle; el compensador regula la salida de la bomba para obtener el volumen requerido por el sistema para mantener una presión predeterminada, lo que evita una pérdida excesiva de potencia cuando la bomba descarga a través de la válvula de seguridad todo su caudal durante las operaciones de fijación o mantenimiento. El control sensor y limitador de presión de carga ajusta la salida de la bomba cuando varía la presión de carga o el orificio formado por la válvula direccional del sistema, el orificio variable representa la válvula direccional del sistema que puede adoptar un número infinito de posiciones. El control por compensador hidráulico reduce el desplazamiento para igualar los requerimientos de caudal de la carga.

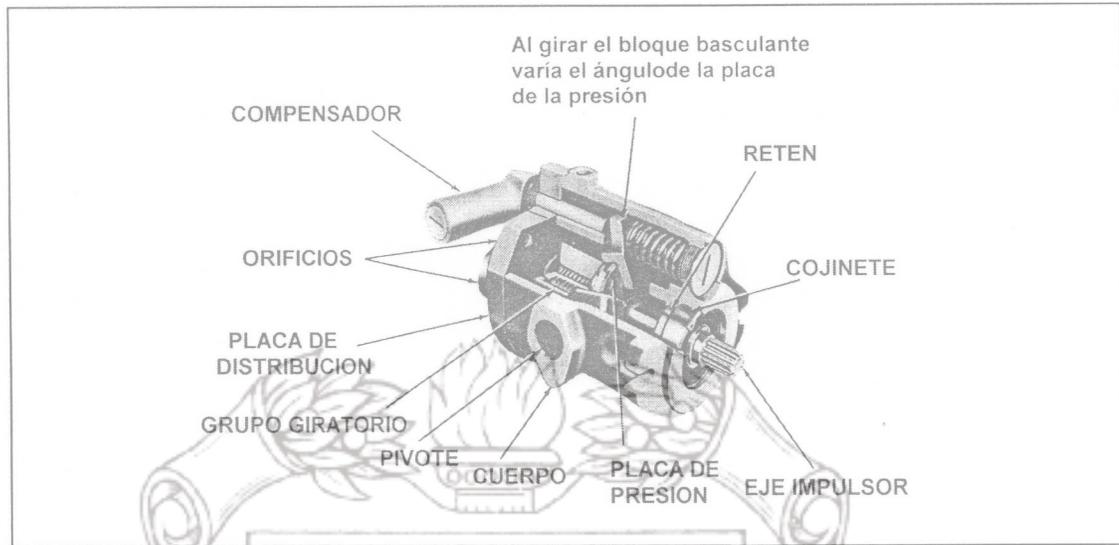


Fig. 4.6a. Bomba de pistones axiales de desplazamiento variable (Vickers; 1998).



Fig. 4.6b. Angulo de la bomba axial (Vickers; 1998).

Bombas de pistones de ángulo axial (fig. 4.7). El desplazamiento de esta bomba varía con el ángulo de inclinación, siendo el ángulo máximo de 30° y el mínimo de 0° . Los modelos de desplazamiento constante están disponibles, generalmente con ángulos de 23° a 30° . En los modelos de caudal variable (fig. 4.9) se utiliza un bloque oscilante con un control externo para hacer variar este ángulo. Con algunos controles, el bloque puede moverse, pasando por el centro del lado opuesto, para invertir la dirección del caudal de la bomba.

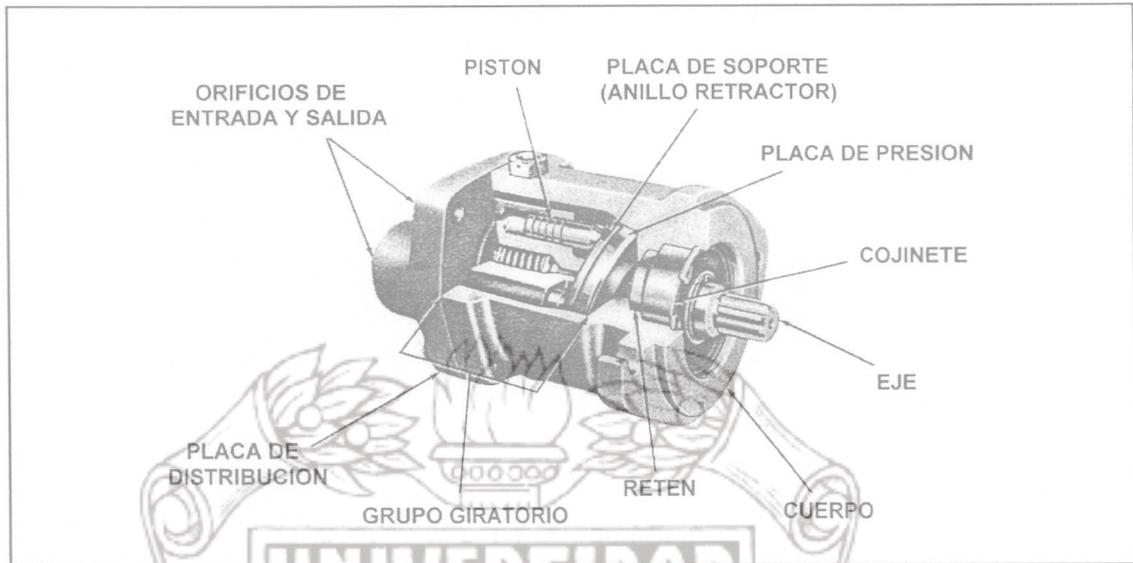


Fig. 4.7. Bomba de pistones en ángulo (Vickers; 1998).

Se usan varios métodos para controlar el desplazamiento de las bombas de pistones en ángulo. Los controles típicos son el volante, el compensador hidráulico y el servocontrol.

Todas las bombas funcionan según el mismo principio, generando un volumen que va aumentando en el lado de entrada y disminuyendo en el lado de salida; pero los distintos tipos de bombas varían mucho en métodos y sofisticación. Para determinar la potencia hidráulica en CV se utiliza la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned}
 \text{Potencia hidráulica} &= \text{GPM} \times \text{PSI} \times 0.00583 \\
 \text{Potencia hidráulica (Kilovatios)} &= \frac{\text{LPM} \times \text{BAR}}{600} \quad (4.1)
 \end{aligned}$$

Consideraciones para la selección de la bomba hidrostática.

Para hacer una selección correcta de bomba hay que tener en cuenta la curva de comportamiento de cada tipo de bomba (engranes, rodillos, pistón y centrífuga), y de acuerdo a nuestros requerimientos seleccionar del manual la bomba que cubra con nuestras expectativas como son:

- a) Velocidad de desplazamiento (km hr^{-1})
- b) Torque requerido (kg m)

Desplazamiento. La capacidad del caudal de una bomba puede expresarse con el desplazamiento por revolución o con el caudal en gpm (lpm). El desplazamiento es el volumen de líquido transferido en una revolución. Es igual al volumen de una cámara de bombeo multiplicado por el número de cámaras que pasan por el orificio de salida durante una revolución de la bomba. Para una bomba rotatoria el desplazamiento se expresa en pulgadas cúbicas por revolución, para bombas recíprocas en pulgadas cúbicas por ciclo. Si la bomba tiene más de una cámara bombeadora, el desplazamiento de la bomba es igual al desplazamiento multiplicado por el número de cámaras.

$$\text{Desplazamiento total} = \text{Desplazamiento de una cámara} \times \text{el número de cámaras}$$

Caudal. Una bomba viene caracterizada por su caudal nominal en lpm. La bomba puede bombear más caudal en ausencia de carga y menos a su presión de funcionamiento nominal. Su desplazamiento es proporcional a la velocidad de rotación. La mayoría de los fabricantes facilitan una tabla o gráfico, la cual muestra los caudales de las bombas y los requerimientos de potencia, bajo condiciones de ensayo específicas relativas a las velocidades de accionamiento y a las presiones.

$$\text{Caudal} = \text{Desplazamiento} \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right) \times \text{rpm} \quad (4.2)$$

Rendimiento volumétrico. Teóricamente una bomba suministra una cantidad de fluido igual a su desplazamiento por ciclo por revolución. En la realidad el desplazamiento efectivo es menor, debido a las fugas internas. A medida que aumenta la presión, las fugas desde la salida de la bomba hacia la entrada o al drenaje también aumentan el rendimiento volumétrico disminuye. El rendimiento volumétrico es igual al caudal real de la bomba dividido por el caudal teórico. Se expresa en forma del porcentaje.

$$\text{Rendimiento volumétrico} = \frac{\text{Caudal real}}{\text{Caudal teórico}} \quad (4.3)$$

Valores nominales de la presión. Una bomba viene caracterizada por su presión máxima de su funcionamiento y su caudal de salida a una velocidad de rotación dada. La presión nominal de la bomba viene determinada por el fabricante y está basada en una duración razonable en condiciones de funcionamiento determinadas. No existe un factor de seguridad normalizado correspondiente a esta estimación. Trabajando a presiones más elevadas puede reducir la duración de la bomba o causar daños serios.

Clasificación de Presión. El porcentaje asignado a una bomba es una de las clasificaciones más importantes, nos dice, cuanta presión la bomba puede tomar sin riesgo por un cierto tiempo sin dañar sus partes. Esto a cambio determina cuanta carga el sistema puede manejar. Una buena regla general es que mientras la presión aumenta, el rendimiento de servicio de la bomba disminuye.

Porcentajes de Flujo. La presión es una de las dos más importantes clasificaciones de la bombas. El otro es el flujo; podemos expresar el porcentaje del flujo en términos de litros por minuto (lpm) el caudal o desplazamiento.

Condiciones de Porcentaje en LPM. Es común impulsar la bomba en velocidades variables en equipo móvil. Para encontrar el caudal de bombas de impulso de velocidad se usan la siguiente relación:

Frecuencia de la Bomba. En la salida de una bomba de desplazamiento positivo es pulsante; hay un orificio en de salida cada vez que una cámara bombeadora llega a descargar. Resulta que la una bomba hidráulica genera una frecuencia determinada de pulsaciones por el impulso de la velocidad y el número de cámaras bombeadoras. La frecuencia es el número de veces en un período de tiempo. El sonido de la frecuencia se mide en ciclos por segundo (cps).

4.1.2 Motor.

Motor es el nombre que se le da generalmente a un actuador hidráulico giratorio. La construcción de los motores son muy similares a las bombas, sólo que en vez de impulsar el fluido como hace una bomba, son impulsados por este produciendo un par y movimiento continuo de rotación.

El aceite del motor es bombeado dentro de un orificio y hace que el eje gire. Las mismas cámaras llevan el aceite al otro orificio y lo descargan para regresarlo al tanque o la admisión de la bomba.

Clases de motores hidráulicos. Los motores hidráulicos pueden clasificarse según su aplicación, en tres categorías:

- Motores de velocidad elevada y bajo par (HSLT)
- Motores de baja velocidad y par elevado (LSHT)
- Motores de rotación limitada (Generadores de par)

Motores HSLT. En muchas aplicaciones, el motor funciona continuamente a velocidades relativamente elevadas, como ejemplos, ventiladores, accionamientos de generadores y compresores. Mientras que la velocidad es elevada y relativamente constante, la carga puede ser fija, como en ventiladores, o completamente variable como en compresores y generadores. Los motores HSLT son excelentes para este tipo de aplicaciones. Los cuatro tipos primarios de estos motores son los motores de pistones en línea y en ángulo, los de paletas y los de engranajes.

Motores LSHT. En algunas aplicaciones, el motor debe mover cargas relativamente elevadas a velocidades bajas y a un par sensiblemente constante. Un motor instalado en una grúa es una de las aplicaciones. Estos motores se utilizan frecuentemente para realizar este tipo de trabajo. Algunos de ellos funcionan suavemente hasta una o dos rpm y son de diseño sencillo y con un número mínimo de piezas, completamente fiables y generalmente menos caros que los motores de velocidad elevada utilizados con dispositivos de reducción de la velocidad.

Idealmente, los motores LSHT deben tener un rendimiento elevado con relación a sus pares de arranque y funcionamiento, y buenos rendimientos volumétrico y mecánico. Deben arrancar suavemente bajo carga total y suministrar el par en todo el intervalo de funcionamiento, y la variación de velocidad con relación a la velocidad media, a presión constante, debe ser mínima.

Los diseños básicos de los motores LSHT incluyen: engranajes internos, paletas, una paleta giratoria, pistones radiales y pistones axiales, en línea y en ángulo.

Motores de rotación limitada. Algunas veces se encuentran en la maquinaria industrial modificaciones de los motores giratorios cuando se requieren movimientos especiales. Una es el motor de rotación limitada que no permite una rotación continua en ninguna de las dos direcciones. La versión tipo paleta lleva una paleta móvil que forma dos cámaras en un anillo. La presión ejercida contra cada uno de los dos lados de las paletas hace que esta gire y haga girar el motor y el eje de salida. La rotación está limitada a menos de 360° por la anchura del segmento del cuerpo que contiene los orificios de entrada y de salida. Otra versión del motor de rotación limitada es del tipo pistón que convierte el movimiento lineal giratorio mediante un brazo de manivela.

Tipos de motores hidráulicos. En las aplicaciones industriales, se utilizan una variedad de motores hidráulicos. El tipo del motor utilizado depende de los requerimientos de cada aplicación individual y estos pueden ser:

- a) Motores de engranajes.
- b) Motores de paletas.
- c) Motores de pistones.
- d) Motores de tornillo.
- e) Motores oscilantes.
- f) Generadores de par.

a) Motores de engranajes. Hay dos tipos de motores de engranajes externos e internos.

Motor de engranajes externos. Los motores de engranajes externos están formados por un par de engranajes acoplados encerrados dentro de un cuerpo. Ambos engranajes tienen la misma forma de dientes y son accionados por el fluido bajo presión. Un engranaje está conectado al eje de salida, y el otro es una rueda loca.

El fluido a presión penetra dentro del cuerpo por un lado en el punto en que los engranajes engranan y los obligan a girar, cuando el fluido a alta presión sigue el camino de menor resistencia alrededor de la periferia del cuerpo (figura 4.8). El fluido sale a baja presión, por el lado opuesto del motor.



Figura 4.8. Desarrollo del par en un motor de engranajes (Vickers; 1998).

Motor de engranajes internos. Hay dos tipos de motores de engranajes internos: los de accionamiento directo y los de gerotor orbitales. Los primeros están formados por un conjunto de engranajes internos/externos, y un eje de salida. (fig. 4.9). El engranaje interno lleva un diente menos que el externo. La forma de los dientes es tal que todos los dientes de ambos engranajes están en contacto continuamente. Cuando se introduce fluido a presión dentro del motor,

ambos engranajes giran. La carcasa del motor lleva unos orificios estáticos de entrada y de salida.

Un motor gerotor orbital está formado por un conjunto de engranajes emparejados, un acoplamiento, un eje de salida, y un conmutador o placa de distribución. El engranaje exterior estacionario lleva un diente más que el engranaje interior rotatorio o rotor. El acoplamiento lleva estrías que engranan con otras estrías en el rotor y eje, y transmiten el movimiento entre ellos. El conmutador que gira a la misma velocidad que el engranaje interno, proporciona siempre fluido a presión y un pasaje al tanque mediante áreas adecuadas en los espacios entre los dos engranajes.



Figura 4.9. Motor generador accionamiento directo (Vickers; 1998).

b) Motores de paletas. Un motor gerotor de paleta giratoria es una variación del motor del orbital gerotor, con un anillo estacionario (o estator) y un engranaje planeta giratorio (o rotor). En lugar de estar soportado por dos cojinetes, el brazo excéntrico del planetario se mantiene por la acción entre los dos engranajes de los 6 dientes del rotor, y de los 7 del estator. En vez de un contacto directo entre el estator y el rotor, se incorporan paletas para formar las cámaras del desplazamiento. Estas paletas reducen el desgaste, facilitando que los motores puedan utilizarse en un circuito cerrado, de presión elevada como accionamiento de cargas giratorias.

Motores de paletas de alto rendimiento. El motor de paletas de alto rendimiento (fig. 4.10) es un diseño posterior del motor de paletas equilibrado hidráulicamente, es decir, la presión, aplicada en cualquiera de los dos orificios, se dirige a cualquiera de las dos cámaras interconectadas a 180° una de la otra. Las cargas laterales que se producen son opuestas y se neutralizan mutuamente. Estos motores también son revertibles, y las dos placas laterales funcionan alternativamente como placas de presión según la dirección del caudal.

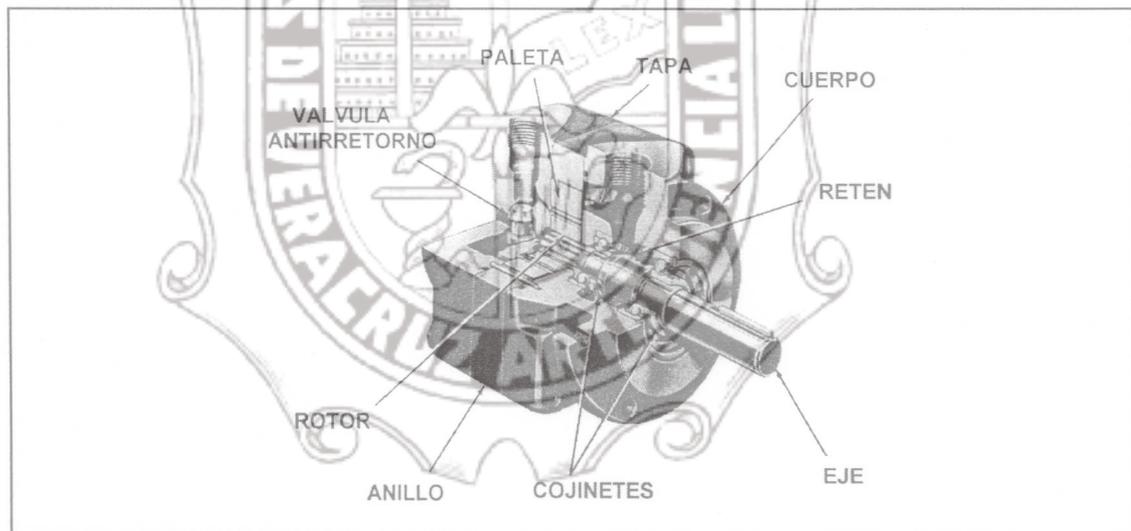


Figura 4.10. estructura de un motor unidireccional de paletas (Vickers; 1998).

c) Motores de pistones. Hay una amplia variedad de diseño de motores de pistones disponibles actualmente. Las demandas de cada aplicación industrial determinan la selección correcta de estos motores.

Los motores de pistones son probablemente los más eficientes y son capaces de suministrar presiones y velocidades elevadas. En particular se utilizan para aplicaciones aeroespaciales debido a elevada relación potencia/peso. Los

motores de pistones en línea, debido a su construcción sencilla y consiguientemente bajo precio, encuentran muchas aplicaciones en máquina herramienta y equipo móvil.

Motores de pistones en línea. Los motores de pistones generan un par, mediante la presión que se ejerce sobre los extremos de los pistones que se mueven alternativamente en el barrilete. En el diseño en línea el eje de accionamiento del motor y el bloque de cilindros o barrilete tienen el mismo eje de rotación. La presión en los extremos de los pistones, actuando contra una placa inclinada, origina la rotación del barrilete y el eje. El par es proporcional al área de los pistones y depende del ángulo de inclinación de la placa.

Estos motores pueden ser de desplazamiento fijo o variable. El ángulo de inclinación de la placa es el que determina el desplazamiento. En el motor de desplazamiento variable, la placa inclinada está montada en un bloque oscilante, y el ángulo puede modificarse de varias formas, que van desde una simple palanca o volante hasta sofisticados servocontroles. Como se ilustra en la figura 4.10, al aumentar el ángulo de la placa inclinada se aumenta la velocidad del eje. Se disponen generalmente topes de ángulo mínimo para que el par y la velocidad permanezcan dentro de límites operativos.

Motores de pistones radiales. Además del tipo de pistones en línea, otro diseño popular de motores de pistones es el de pistones radiales del que existen dos tipos. El modelo de desplazamiento constante (fig. 4.11) y el de desplazamiento variable (fig. 4.12). Ambos funcionan bajo los mismos principios básicos y son casi idénticos en diseño y construcción. El aceite es suministrado por una bomba a la corredera de la válvula distribuidora del motor. Esta válvula dirige el aceite a dos de los cilindros. Los pistones de estos cilindros empujan hacia abajo sobre el centro del cigüeñal (tambor) haciendo que este gire. Los restantes cilindros envían el aceite al depósito a través del orificio del tanque de la válvula distribuidora. Esta se encuentra unida al cigüeñal de forma que ambos giran conjuntamente y envían fluido sucesivamente a cada uno de los cilindros. La regulación está ligeramente desfasada entre los dos, de forma que no hay punto muerto en la parte superior del centro muerto.

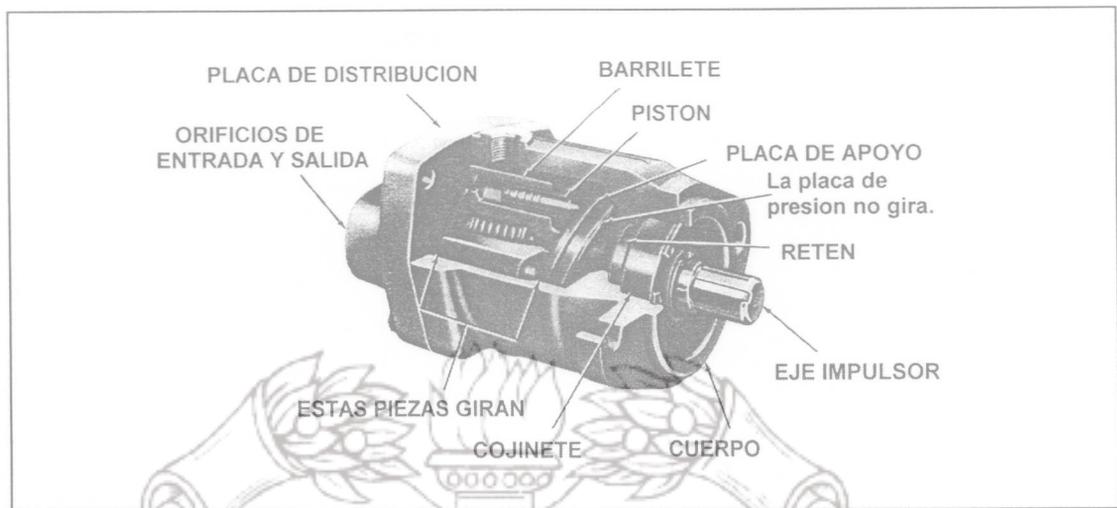


Figura 4.11. Motor de pistones en línea de desplazamiento constante (Vickers; 1998).

Existe un agujero a lo largo de cada pistón y barra redonda de conexión hasta una ventana en la parte inferior de la zapata correspondiente. Esta ventana es sólo ligeramente más pequeña que en la parte superior del pistón lo que equilibra hidráulicamente el conjunto de la barra redonda de conexión de forma que se desplace ligeramente sobre el cigüeñal.

El motor de desplazamiento variable es similar al de desplazamiento fijo exceptuando en que el empuje sobre el cigüeñal es movable. Puede moverse hacia adentro y hacia fuera para hacer variar la carrera de los pistones. Todo lo que se requiere para convertir un motor de desplazamiento fijo a variable es una placa separadora y un cigüeñal especial. Ambos llevan pasajes internos que dirigen el fluido a los pistones de cambio. Cuando se requiere un motor de bajo desplazamiento, el fluido es dirigido debajo del pistón grande de cambio. Este se desplace y mueve la superficie del tambor del cigüeñal para obtener un desplazamiento menor.

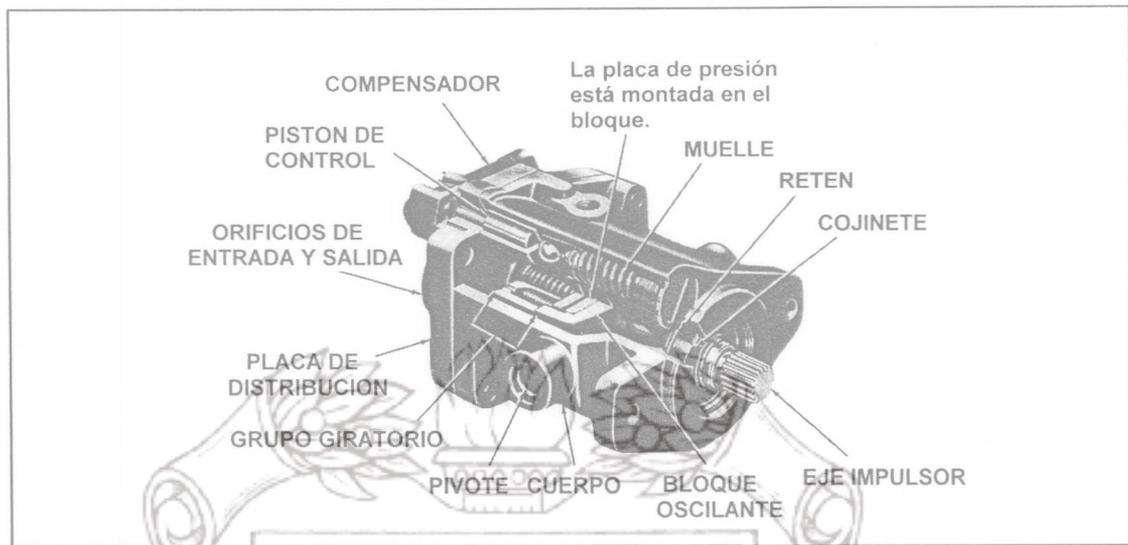


Figura 4.12. motor de pistones en línea de desplazamiento variable (Vickers; 1998).

Si se dirige un motor de desplazamiento elevado, se dirige el fluido debajo del pistón pequeño se cambia. Este mueve la superficie del tambor del cigüeñal para obtener un motor de desplazamiento mayor y el pistón grande de cambio se retrae. La capacidad de motor para cambiar directamente su desplazamiento afecta la velocidad del eje al par de salida. Esta es una de las mayores ventajas del modelo de desplazamiento variable.

Motores de pistones radiales. El motor de pistones radiales tipo leva está formado por seis pistones radiales actuando contra una leva de cuatro lóbulos. Los pistones se presurizan en fases opuestas de forma que no hay fuerza de reacción sobre el rotor. Esto origina que toda la capacidad de los cojinetes del rotor esté disponible para las cargas laterales. La capacidad de los cojinetes y la construcción del cuerpo del motor permite la instalación de volantes directamente sobre el eje del motor.

Motores de pistones en ángulo. Los motores de pistones en ángulo desarrollan un par mediante la reacción a la presión sobre pistones alternativos. Donde el bloque de cilindros y el eje de accionamiento están montados formando un ángulo entre sí y la reacción se ejerce contra la brida del eje de accionamiento.

d) Motores de tornillo. Un motor de tornillo es esencialmente una bomba de tornillo con la dirección del fluido invertida. Este motor utiliza tres tornillos que engranan un rotor de potencia y dos rotores. Estos dos rotores actúan como

elementos estrancos que forman cámaras helicoidales aisladas consecutivas dentro de un cuerpo muy ajustado con el rotor.

La diferencia de presiones que actúa en las áreas de las roscas del conjunto de tornillos desarrolla el par del motor.

Los rotores pueden flotar en sus alojamientos. La velocidad de rotación del conjunto de tornillos y la viscosidad del fluido originan una película hidrodinámica que soporta los rotores locos, de la forma muy similar a la de un eje en un cojinete liso permitiendo el funcionamiento a velocidades elevadas. El conjunto de tornillos giratorios suministran el funcionamiento silencioso y libre de vibraciones.

e) Motores oscilantes. Los motores oscilantes son actuadores de rotación parcial que no pueden girar continuamente en la misma dirección. Normalmente el giro está limitado a algo menos de una revolución. Los motores oscilantes típicos son del tipo de paleta simple o doble, o del tipo cremallera que desarrolla pares sumamente elevados, con rotaciones superiores a una vuelta.

Consideraciones en la selección del motor. Para seleccionar el motor hidráulico debemos de tener en cuenta los siguientes factores: condición del terreno, peso del equipo, velocidad de aplicación de traslado; determinar el par (N.m) requerido, la velocidad de rotación del motor y el volumen del aceite requerido. Por lo anterior, los motores hidráulicos se clasifican según su desplazamiento (tamaño), capacidad de par, velocidad y limitaciones de la presión máxima.

Desplazamiento. Es la cantidad de flujo requerida por el motor para que su eje gire una revolución. El desplazamiento es igual a la capacidad de una cámara del motor multiplicada por la cantidad de cámaras que el motor contiene y se expresa en pulgadas cúbicas por revolución ($\text{in}^3 \text{rev}^{-1}$). El desplazamiento de los motores hidráulicos puede ser fijo o variable. Con caudal de entrada y presión de trabajo constantes, el motor de desplazamiento fijo suministra un par constante a velocidad constante; el motor de desplazamiento variable proporciona un par variable a velocidad variable.

Par. Es el componente de fuerza a la salida del motor. Su concepto es equivalente al de la fuerza en un cilindro. Se define como un esfuerzo giratorio o de torsión, es decir, el par es igual a la carga multiplicada por el radio de giro.

Velocidad. La velocidad del motor depende de su desplazamiento y del volumen de fluido que se le entrega. Su velocidad máxima es la velocidad a una presión de entrada específica que el motor pueda

mantener durante un tiempo limitado sin dañarse. La velocidad mínima es la velocidad de rotación suave, continua y más baja de su eje. El drenaje son las fugas a través del motor, o el fluido que lo atraviesa sin realizar ningún trabajo.

Presión. La presión necesaria para el funcionamiento de un motor hidráulico depende del par y del desplazamiento. Un motor con gran desplazamiento desarrollará un par determinado con menos presión que un motor de desplazamiento más pequeño. El par desarrollado por un motor se expresa generalmente en pulgadas-libra por 100 psi de presión (newton-metro por bar).

Clasificación de la Torsión (par). La clasificación de torsión se expresa como un porcentaje de torsión en libras por pulgadas por 100 lb plg² de presión. Para seleccionar el tamaño del motor requerido se utiliza la siguiente ecuación:

$$par_{nominal} (Nm / bar) = \frac{Par\ requerido\ por\ la\ carga (Nm)}{Presion\ del\ trabajo (bar)} \quad (4.5)$$

La presión con la que trabaja un motor es:

$$Presion\ del\ trabajo (psi) = \frac{Par\ de\ la\ carga (lb.in) \times 100}{Par\ nominal\ del\ motor (lb.in / 100\ psi)} \quad (4.6)$$

el par máximo que un motor puede manejar es:

$$Par\ maximo (Nm) = Par\ nominal (Nm / bar) \times Presión\ Max (bar) \quad (4.7)$$

la fórmula general del par para un motor cuando se conocen el motor y el desplazamiento es

$$Par (lb.in) = \frac{Presión (bar) \times Desplazamiento (in^3 / rev)}{2p(6.28)} \quad (4.8)$$

considerando que sabemos el desplazamiento del motor, el caudal se puede encontrar de la siguiente manera.

$$LPM = \frac{Velocidad (rpm) \times Desplazamiento (cm^3 / rev)}{1000} \quad (4.9)$$

para determinar velocidad de rotación se conocen el desplazamiento y caudal

$$RPM = \frac{LPM \times 1000}{\text{Desplazamiento} (cm^3 / rev)} \quad (4.10)$$

4.1.3 Otros componentes.

Depósito. El depósito tiene un flujo permanente de la carga de la bomba; es el que provee o suministra el aceite a todo el sistema. El volumen del depósito debe ser función del flujo, es decir, debe de tener un tamaño mayor dos o tres veces mayor que el rendimiento de la bomba por minuto.

Filtro. El filtro se localiza entre el depósito y la bomba. Se encarga de remover y limpiar los contaminantes del aceite.

Intercambiador de calor. El intercambiador de calor se encuentra localizado entre el flujo de salida y el tanque. Realiza el enfriamiento antes de entrar al tanque. El intercambiador de calor deberá ser capaz con una válvula de doble paso abrir cuando la presión del drenaje llegue a tener una presión muy alta. La válvula de doble paso es especialmente importante durante el inicio del enfriamiento del aceite cuando se encuentra muy delgado.

Líneas de aceite. Las líneas de aceite son el camino del flujo del aceite hacia todos los componentes de la transmisión, estas deberán ser fuertes para el valor de la presión estimada y generada. Pueden ser del tipo rígido o flexible según se requiera. La selección de estas depende del flujo de las funciones de operación.

Válvulas divisoras de flujo. La válvula de control de flujo o de caudal mostrado en la figura 4.13a; es un divisor de caudal, no ajustable, compensado por presión. Esta válvula divide o combina el caudal en una cierta proporción con independencia en la variación de presión o de la carga.

Cuando el caudal entra por el orificio de presión, la contrapresión creada por los orificios fijos separa las correderas hasta que los extremos queden enganchados. Estos trabajan conjuntamente para compensar las variaciones en la presión de la carga. La válvula funciona en función de combinación de caudales cuando el caudal procedente de dos lugares distintos es dirigido a los orificios regulados. (fig. 4.13b). La contrapresión creada por los orificios fijos mantiene juntas las correderas. Nuevamente estas trabajan conjuntamente para compensar las variaciones en la presión de carga.

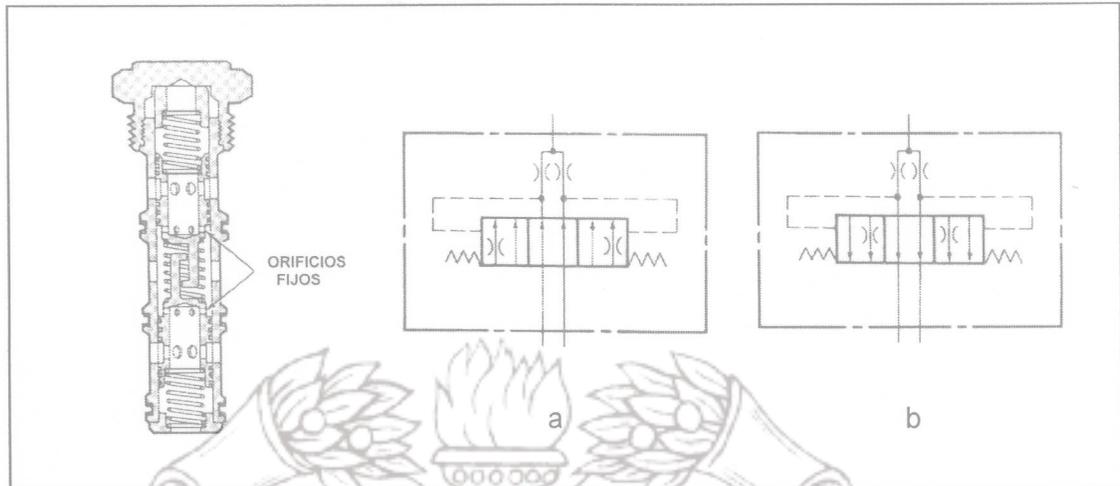


Figura 4.13. Válvula divisora de caudal (Vickers; 1998).

Cilindros. Cilindro (fig. 4.14) es cualquier actuador hidráulico estructurado con un pistón o émbolo operando en una caja cilíndrica por la acción de un líquido bajo presión. Se clasifican los cilindros en acción sencilla o acción doble. Y el cilindro de doble acción se le clasifica también como diferencial o sin diferencial.



Figura 4.14. Actuador hidráulico (Vickers; 1998).

De acción sencilla. Un cilindro de acción sencilla tiene solamente un orificio al extremo de la caída y se opera hidráulicamente en una dirección solamente. Cuando el aceite se bombea hacia adentro del orificio, éste empuja sobre el

émbolo del pistón, y el émbolo del pistón se extiende. Para regresar o retractar el cilindro, solo se libera el aceite al depósito. El vástago o el émbolo regresan a causa del peso de la carga, o por alguna fuerza mecánica como lo es el resorte. En el equipo móvil, el flujo desde un cilindro de acción sencilla es controlado por una válvula de inversión direccional de tipo de acción sencilla.

De acción doble. En un cilindro de doble acción, dejamos que la bomba haga el trabajo en ambas direcciones. El cilindro debe tener orificios en el extremo de la caída y del extremo del vástago. La dirección de flujo desde un cilindro de doble acción es controlado al accionar el control de inversión de la bomba.

Cilindros diferencial. Todo cilindro de doble acción se denomina diferencial, porque la presión aplicada en las áreas del pistón no son iguales. En el extremo de la caída el área completa del pistón está disponible para aplicarle la presión. En el extremo del vástago se le resta el área del vástago para que solo el área anular esté disponible para aplicarle presión. El espacio que lleva el vástago también reduce el volumen de aceite que el extremo del vástago detendría. Las reglas para los cilindros diferencial son:

- Si se tiene un caudal (gpm) igual a los dos extremos, el cilindro se mueve más rápidamente que cuando se retracta por la capacidad del volumen reducida.
- Si se tiene presiones iguales en cualquiera de los dos extremos el cilindro puede ejercer fuerza cuando se extiende porque el área del pistón es mayor.

Cilindro sin diferencial. Un cilindro sin diferencial, tiene un pistón de vástago que se extiende a ambos extremos. Tiene el mismo empuje de velocidad en ambas direcciones, con la única condición que la presión y el flujo estén descargados.

Características nominales. Las características de un cilindro incluyen sus dimensiones y su capacidad de presión. Las principales son:

- Diámetro del pistón
- Diámetro del vástago
- Longitud de carrera

La capacidad de presión viene dada por el fabricante. La velocidad del cilindro, la fuerza exterior disponible y la presión requerida para una carga dada, dependen todas del área del pistón (0.785 multiplicado por el diámetro al cuadrado), esto es cuando sale el vástago. Cuando este entra, debe restarse el área del vástago del área del pistón.

Velocidad de un cilindro. La velocidad de un cilindro es independiente de la carga o de la presión, depende de su tamaño y el caudal de la bomba en (lpm).

$$Velocidad (mm / seg) = LPM \frac{16667}{Area efectiva del pistón (mm^2)} \quad (4.11)$$

el caudal necesario para conseguir una velocidad determinada es.

$$LPM = \frac{Area efectiva del pistón (mm^2) \cdot velocidad (mm / seg)}{16667} \quad (4.12)$$

la fuerza que un cilindro desarrolla depende de la presión que pueda resistir y el área aplicada al pistón está determinada por la siguiente ecuación.

$$Fuerza (N) = \frac{Presión (bar) \cdot área efectiva del pistón (mm^2)}{10} \quad (4.13)$$

la presión ejercida para ejercer una fuerza dada es igual a la fuerza de la carga dividida por la presión aplicada al área.

$$Presión (bar) = \frac{Fuerza (N) \cdot 10}{Area efectiva del pistón (mm^2)} \quad (4.14)$$

4.2 Consideraciones de selección de un sistema de transmisión hidrostática.

De manera general cualquier circuito de presión hidráulica se considera como un impulso hidrostática o una transmisión hidrostática. Esta se define como cualquier impulso hidráulico, en el cual una bomba de desplazamiento positivo y un motor que transfieran potencia giratoria por medio de fluido bajo presión.

Una transmisión es un aparato que es capaz de nivelar la torsión y la velocidad de un consumo (motor o motor eléctrico) a la torsión y velocidad requerida por un mínimo de rendimiento el cual impulsa la carga. Cuando se obtiene lo anterior mediante una caja de engranes se denomina transmisión mecánica, en cambio, cuando se obtiene mediante una bomba hidráulica en el consumo y un

motor hidráulico en el rendimiento, es decir, la bomba y el motor conectadas en un circuito, a lo cual denominamos una transmisión hidrostática.

Ventajas de las transmisiones hidrostáticas.

- a) Con un impulso hidrostático se obtiene una regulación infinitamente variable del rendimiento de velocidad y de torsión.
- b) Se dispone de 75% a 90% de máxima torsión para poner en marcha.
- c) El impulso es de aceleración suave.
- d) La inercia baja de las partes giratorias permite rápidas puestas en marcha, paradas y reversa; todo esto con suavidad exactitud y precisión.
- e) La fuente de potencia (el motor) puede colocarse en cualquier parte de la máquina sin problemas del eje motor y del eje conductor.
- f) Los componentes hidráulicos son fiable y de larga duración.
- g) Usando componentes más nuevos, el peso y media de estos es menor en relación a la potencia transferida.

Controles de operación. La torsión máxima de un impulso hidrostático se limita por la presión ajustada a una válvula de alivio colocada en el circuito entre la bomba y motor. Por consiguiente los controles adicionales son las válvulas de control direccional, válvulas de flujo, y controles de la bomba y motor de desplazamiento o ambas. Los impulsos hidrostáticos se clasifican por:

- Torsión (fluctuando desde poca, mediana y completa)
- Integral dividida
- Circuito abierto o cerrado
- Torsión o caballos de fuerza constantes o variables

Grados de torsión. Los grados de torsión es la clasificación de los requerimientos de torsión mediana y máxima de un miembro de rendimiento. Es una relación entre la torsión requerida para la inercia y la torsión disponible de la máxima velocidad. Un impulso hidrostático puede operar en un grado de torsión solamente si la bomba o el motor, o ambos son de desplazamiento variable.

Transmisiones hidrostáticas integrales o divididas. Cuando el consumo y rendimiento de la transmisión hidrostática se encuentran en línea recta se puede sustituir un impulso integral, es decir, la bomba y el motor o motores a la llanta o llantas impulsadas. por el contrario, una instalación dividida es cuando el motor está lejos de la bomba. si se usa una bomba y dos motores se obtiene un impulso doble dividido, si en su lugar, una bomba superada impulsa cada motor, a esto se denomina un impulso doble dividido.

4.2.1 Circuito abierto.

La diferencia entre un circuito abierto y cerrado, se encuentra en la dirección del flujo del aceite después de que este deja el motor. Por consiguiente, si el aceite que sale del motor va directamente a la admisión de la bomba el circuito es un circuito cerrado, Si el aceite regresa primero al depósito del circuito se dice que es un circuito abierto (fig. 4.15).

En el desplazamiento de un circuito abierto se utilizan bombas y motores de desplazamiento fijo. Las consideraciones importantes en estos impulsos son las características, puede variarse el impulso de la velocidad del motor al variar la velocidad del mismo o al variar una válvula de control de flujo.

Velocidad constante de un circuito abierto de una transmisión. En un circuito simple abierto es impulsado con controles como una válvula direccional para inversión y una válvula de alivio (para evitar sobrecargas), si la bomba y el motor tienen el mismo desplazamiento, el impulso es el eje del motor del fluido invertido. el rendimiento de la velocidad y torsión es igual al consumo de ellos mismos donde la relación está dada por el desplazamiento del motor dividido por el desplazamiento de la bomba.

Velocidad variable de un circuito abierto de una transmisión. Es posible variar la velocidad de motor si se tiene una válvula de flujo en cualquiera de las tres conexiones, las cuales son extorsión-medidor de admisión y medidor de salida.

Control de impulso de purga (extorsión). En este caso el caso el control es una válvula de control de flujo ajustable conectada entre la línea de presión y el depósito. El flujo de la bomba al motor no está restringido, es por eso que no se pierde torsión a través del impulso a una presión de caída de inducción artificial. El aceite purgado no llega al motor, así que la velocidad del motor varía inversamente con el flujo de extorsión. Existen dos ventajas en este arreglo:

- a) La posición se ajusta a la carga, lo cual reduce el esfuerzo de torsión requerido desde el motor.
- b) Las pérdidas por flujo turbulento, en el circuito, que se encuentran localizadas en la operación de presión en lugar de encontrarse en la válvula de alivio.

Control de impulso de medidas de admisión. En este control se puede obtener un control más exacto sin embargo, se coloca una presión de caída entre la bomba y el motor. Existe una pérdida proporcional al porcentaje de caída de presión, la cual se reduce al usar un control de flujo o una combinación de la válvula de alivio.

Este control también se obtiene con una válvula direccional móvil de posiciones infinitas. En este circuito se utiliza una válvula de control de flujo en la línea de retorno, la cual tiene como ventaja controlar cargas de sobrecargas. Al colocar la caída de presión en serie con el motor, se crea una pérdida, por lo que la válvula de contrapresión, así como, el par de torsión los cuales demandan un esfuerzo mayor de bombeo o una necesidad mayor de consumo de torsión.

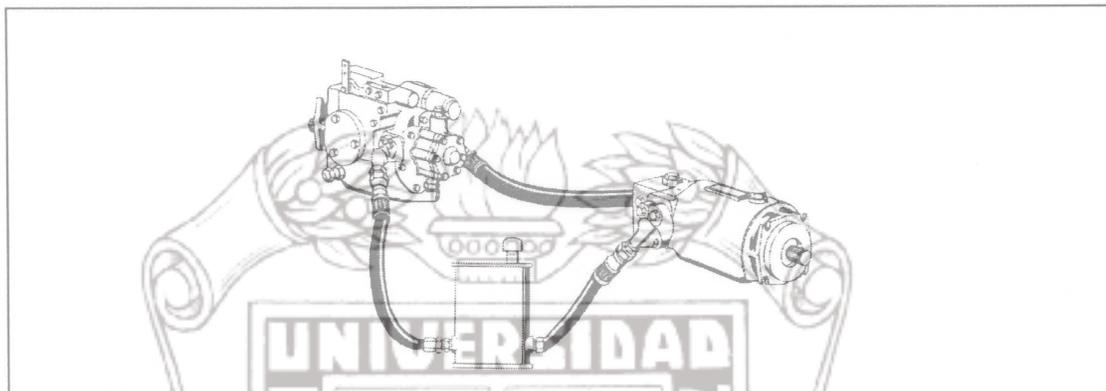


Figura 4.15. Circuito abierto de una transmisión (Vickers; 1998).

4.2.2 Circuito cerrado de una transmisión.

En un circuito cerrado (fig. 4.16) de impulso bomba y motor están conectados a la entrada y salida para formar un circuito cerrado, en el flujo del aceite no hay válvulas del control de flujo o direccionales. Si la velocidad de salida está controlada la bomba, el motor o ambos deben ser de desplazamiento variable; el sentido de rotación de salida puede invertirse usando una bomba de desplazamiento variable de sobre centro. La bomba y el motor deben ser de tamaño adecuado para obtener el par de fuerza de velocidad y potencia requeridos por la transmisión.

Características de un circuito cerrado de una transmisión. Anteriormente se había mencionado que el impulso de un circuito cerrado depende de las características de la bomba y el motor, estos varían con los controles de desplazamiento. El control de sobre centro en la bomba nos permite invertir la dirección del impulso. El control de desplazamiento de la bomba regula el porcentaje del flujo del aceite y por consiguiente la velocidad del motor. El control de desplazamiento del motor regula la velocidad y el par del motor, suponiendo que la bomba es impulsada a velocidad constante (rpm). Se mencionan los siguientes casos para bomba y motor.

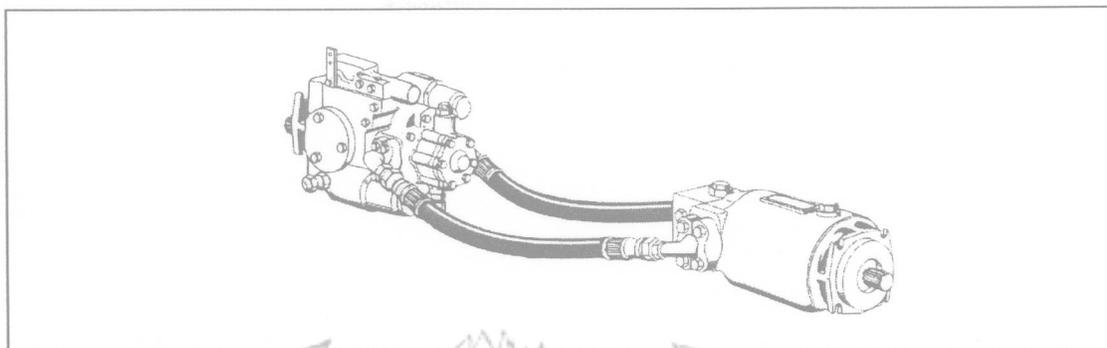


Figura 4.16. Circuito cerrado de una transmisión (Vickers; 1998).

4.2.3 Arreglos de sistemas hidrostáticos para bomba y motor.

Bomba y motor de desplazamiento fijo. Cuando ninguno de los dos, ya sea, la bomba o el motor, o ambos, tienen un control de desplazamiento, se tiene un simple eje motor hidráulico. Con desplazamientos iguales la velocidad de salida es igual a la velocidad de entrada, y el torque de salida es igual al par de entrada. Con desplazamientos desiguales. El torque y velocidad cambian proporcionalmente a los desplazamientos.

Bomba de desplazamiento variable y motor de desplazamiento fijo. Este tipo de combinación se denomina transmisión de par constante. En el motor de desplazamiento fijo la presión de trabajo es siempre proporcional al par del motor que viene determinado por la carga. El termino de par constante significa que el par y la presión son siempre proporcionales e independientemente de la velocidad, la velocidad depende del caudal de la bomba. Esta transmisión es reversible si la bomba y el motor también lo son.

Bomba de desplazamiento fijo y motor de desplazamiento variable. Esta transmisión recibe el nombre de transmisión de potencia constante. Si la presión permanece constante, la potencia absorbida tampoco cambia. El motor de desplazamiento variable compensa cierta presión establecida y al aumentar el par, se origina una disminución proporcional a la velocidad; de esta manera la potencia se mantiene constante.

Bomba y motor de desplazamiento variable. Cuando la bomba y el motor tienen desplazamiento variable, las características completas de velocidad o torque, o ambas, así como, los impulsos de par constante y potencia constante están combinados. Esta combinación se incrementa debido al porcentaje de la transmisión.

4.2.4 Otros componentes.

Controles de desplazamiento. El desplazamiento de la bomba o el motor son controlados por un compensador de presión, un control manual o un servo control mecánico.

Servo control. Un servo control mecánico es una válvula seguidora que está operando dentro del pistón de potencia, la cual se duplica como un cuerpo de válvula. El émbolo conectado a la horquilla oscila la placa oscilante para variar los ángulos. El carrete de la válvula está integrado con el vástago del oscilador del control.

Eficiencia de la transmisión hidrostática. Siempre existen pérdidas de potencia en los impulsos hidrostáticos. Estas pérdidas se clasifican en: Pérdidas de velocidad y pérdidas de par.

Pérdidas de velocidad. Esta pérdida es ocasionada por tres características las cuales son: a través del deslizamiento (fuga interna); deflexión de algunas partes de la bomba y motor; y compresión del fluido. Todas las pérdidas de velocidad aumentan conforme aumenta la presión. Alta presión a bajo desplazamiento provoca grandes pérdidas de velocidad en proporción a la presión total. Sin embargo, cuando el desplazamiento aumenta permanecen casi constantes. Como la eficiencia es un porcentaje, las pérdidas de velocidad resultan en baja eficiencia a baja velocidad, pero afectan menos la eficiencia con alta velocidad.

Perdidas del torque. Siempre se pierde algo de torque a la fricción y a la caída de presión a través de las líneas y componentes. Al aumentar la velocidad y presión, ambas, contribuye a pérdidas mayores de torque.

Válvulas. Las válvulas se usan para controlar la dirección del caudal, varían considerablemente en construcción y funcionamiento. Se clasifican según sus características principales, tales como; tipo de elemento interno, métodos de actuación, número de vías, tamaño y conexiones. Las válvulas se clasifican en:

- a) Válvulas de control direccional
- b) Válvulas de control de presión
- c) Válvulas de control de flujo y volumen

- a) Válvulas direccionales. Las válvulas de control direccional dirigen el aceite directamente por donde van a abrir y cerrar pasos como son las válvulas de retención y de inversión. Las válvulas de retención son llamadas válvulas de paso debido a que sólo permiten un paso de flujo. La válvula de inversión es una válvula de cuatro pasos.

- b) Válvulas de control de presión. Una válvula de control de presión se usa para limitar la presión en el sistema. La válvula de alivio, es una válvula de control de presión; esta válvula limita la presión que se desarrolla en el circuito. Otros tipos de controles de presión son las válvulas de freno, de secuencia, reductoras de presión, de contrapresión y las de equilibrio.
- c) Válvulas de control de flujo. Las válvulas de control de flujo regulan el flujo para controlar la velocidad del actuador. El actuador es el rendimiento de los componentes del sistema convirtiendo la energía de presión a energía mecánica.

4.2.5 Descripción de operación de una transmisión hidrostática típica.

Una transmisión hidrostática opera a través de un amplio rango de condiciones. Sin embargo este rango amplio de operación es dividida en tres modos básicos: neutral, avance y reversa.

Es importante hacer notar que las descripciones en todos los modos de operación el inicio del giro de la flecha será en el sentido dado por una fuente de poder externa.

Neutral. La transmisión hidrostática está en posición neutral (fig. 4.17) cuando la bomba de desplazamiento variable es cero. Con cero desplazamiento no existe presión por lo que el aceite es bombeado al motor y como consecuencia su eje de salida no gira.

Se tiene esta posición cuando se coloca la palanca en el centro del control del flujo. Ambas conexiones del control del flujo están conectadas en los servo pistones los cuales están bloqueados por la línea de control de presión.

Siguiendo el circuito de los colores esquemáticos las líneas que están conectadas a los servo pistones son el drenado, los cuales centran la placa de presión variable. Al estar centrada la placa de presión, los pistones están desplazados de manera recíproca, por lo que, el aceite en ambas líneas es bombeado al motor.

La bomba de precarga está conectada a la entrada del eje, esta bombea aceite en todos los modos de operación de la transmisión. En posición neutral el aceite que fluye en el sistema es enfriado, sigue al depósito y por último es filtrado.

El flujo de la precarga de la bomba pasa a través de las válvulas check, en el interior cubre y llena a los pistones de la bomba, las líneas de alta presión, así como el motor de pistones. Después de que las líneas de presión alta han sido llenadas, la presión en la precarga de la bomba abre la válvula de alivio,

regresando el flujo directamente al depósito, el cual es enfriado y filtrado para regresar a la bomba. El modo hacia delante y reversa son similares, es por esto, que sólo se menciona el modo avance/reversa.

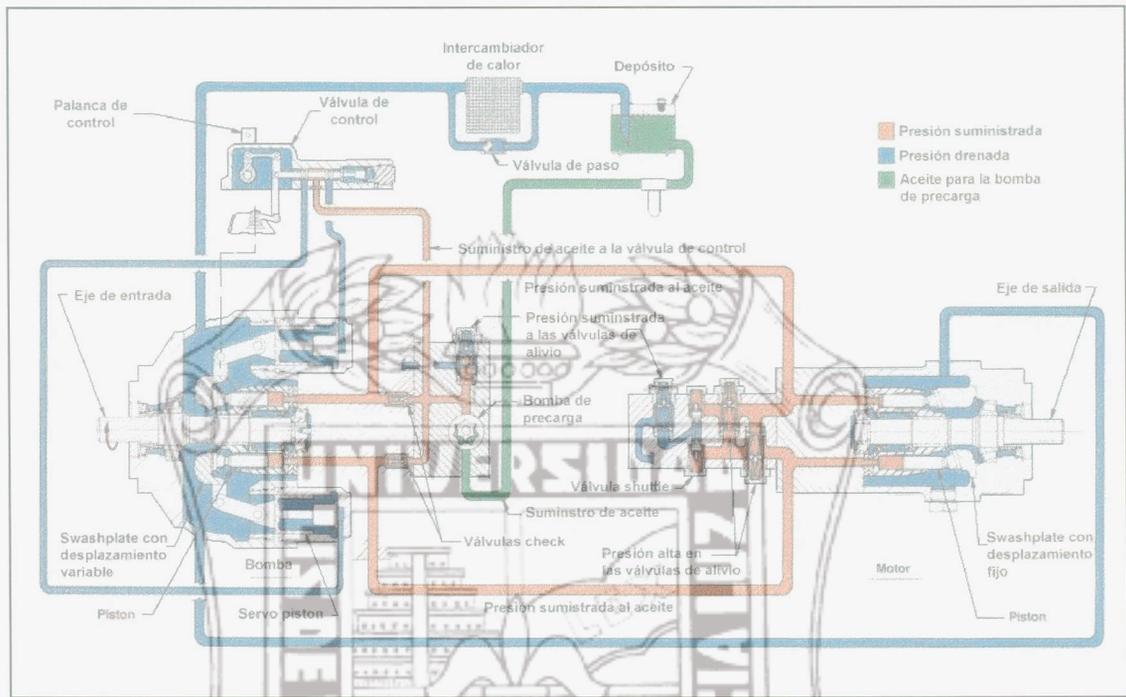


Figura 4.17. Transmisión hidrostática en el modo neutro (Vickers; 1992).

Avance/reversa. La transmisión hidrostática está en el modo avance/reversa (fig. 4.18) cuando el flujo del circuito de presión alta ocasiona girar al eje del motor. El flujo de la línea de presión alta es creada por la inclinación de la placa de presión variable de la bomba a partir de su centro o posición neutra. Debido a la inclinación de la placa de presión los pistones se desplazan recíprocamente y el flujo es generado.

La placa de presión puede ser inclinada hacia cualquiera de los dos lados del centro. La inclinación de una forma genera un flujo que hace una transmisión de avance, y reversa la inclinación del otro lado, ocasionando que la rotación del eje del motor gire en dirección opuesta.

La placa de presión no sólo controla la dirección, también controla la velocidad de salida. El ángulo de la placa de presión afecta la velocidad mediante el cambio de desplazamiento de la bomba. El ángulo mayor es producido por el desplazamiento máximo, y la velocidad del motor es mayor.

El control del circuito tiene una sola palanca que coloca a ambas, velocidad y dirección. La palanca en posición central es para neutral, moviéndola hacia un lado del centro es para avance, y al otro lado es reversa. La velocidad del motor es controlada por la distancia del centro del movimiento de la palanca.

El control del flujo varía directamente el ángulo de la palanca de precisión mediante el control de presión a cualquiera de los servo pistones. El control de presión localizado en la válvula de alivio de la precarga de presión es sustituida por la válvula de control mediante la carga de la bomba. En el modo avance/reversa la presión de control es dirigida al servo pistón inferior ocasionando la inclinación de la placa de presión para el aceite. El aceite suministrado por la parte inferior del servo pistón es drenado a través de la válvula de control así como la inclinación de la placa de presión.

El mecanismo situado entre la placa de presión y la válvula de control, sostiene en ángulo a la placa de presión mediante la palanca de control. La placa de presión se mueve hacia cualquier ángulo, de forma similar, el circuito de control se mueve de tal forma que abre y cierra la línea del servo pistón. La placa de presión mantendrá esta posición hasta que la palanca de control sea movida.

El flujo de la carga de la bomba que no es usada por el circuito de control, pasa a través de la válvula check hacia el lado de la presión baja del aceite, provee presión al regresar al motor de los pistones.

La válvula shuttle centrada, se encuentra en una válvula block del motor, al moverse conecta la válvula de alivio de la precarga de presión con la línea de presión baja. Si la presión que regresa por esta misma línea es lo suficientemente alta en la válvula de alivio de la precarga de presión del motor, la válvula se abre y el flujo de la precarga de la bomba entra al motor y es drenado al depósito.

Para la transmisión del motor y de la bomba es necesario haber enfriado previamente el flujo. La presión en la válvula de alivio de la precarga del motor, es menor que en la bomba. Este es el flujo que empezará en el motor, para después seguir a la bomba y regresar al depósito.

La válvula de alivio de la bomba de precarga, se abre cuando la transmisión está en neutral y la válvula shuttle es centrada. Las válvulas de alivio dentro de la válvulas block del motor se abren para conectar la presión alta a la presión baja en caso de que el motor pierda velocidad (se ahoge) y adquiera una presión demasiado baja. Existen dos válvulas de alivio para presión alta, una trabaja en avance y la otra en reversa.

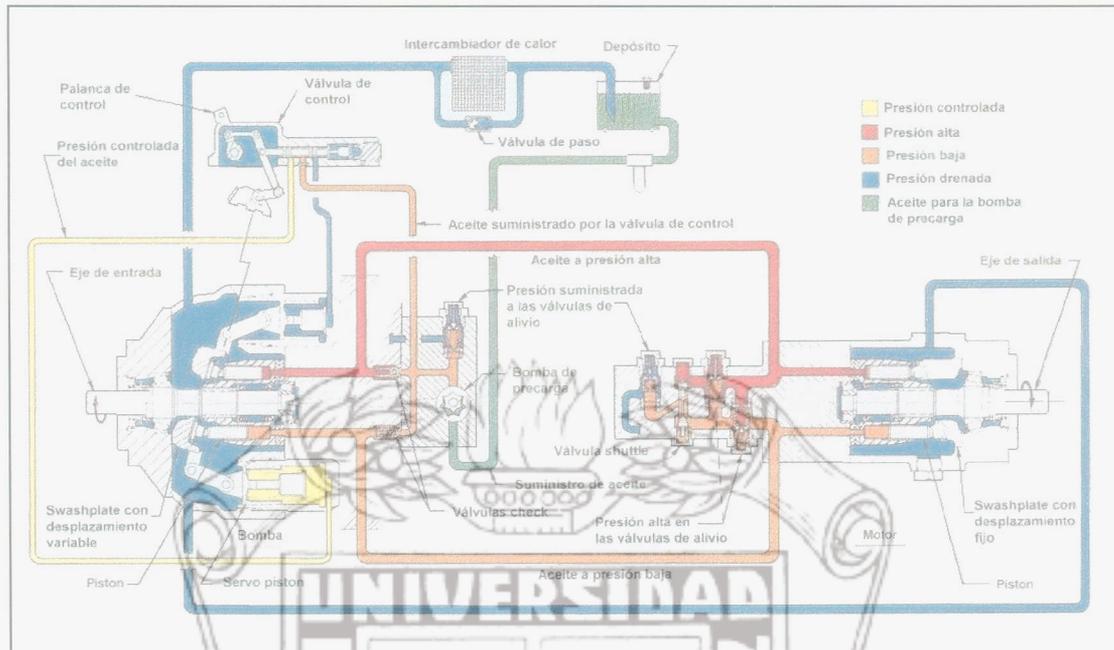


Figura 4.18. Transmisión hidrostática en el modo avance/reversa (Vickers; 1992).

Las explicaciones anteriores es una transmisión de una bomba de desplazamiento variable con un motor de desplazamiento fijo. Las siguientes son para la configuración que produce una bomba de desplazamiento variable con un motor de desplazamiento variable en el modo avance/reversa.

El desplazamiento variable (fig. 4.19) del motor es cambiada por la inclinación del plato de presión de la misma forma que la bomba. El motor difiere de la bomba en que la placa de presión puede solamente ser inclinada desde el ángulo máximo al mínimo programado. La placa de presión del motor no puede ser inclinado para ser centrado o para tener desplazamiento cero.

El movimiento de la placa de presión está limitada por una distancia atornillada en uno de los servo pistones. Esta distancia puede ser vista en el mango del servo superior del motor.

La dirección de transmisión de salida es controlada por la bomba al disminuir el desplazamiento del motor incrementándose el rango de velocidad en la salida. Cuando el rango de velocidad es bajo el motor variable está en desplazamiento máximo, es decir, la placa de presión está inclinada al máximo ángulo. El rango de velocidad es bajo cuando se necesita un torque máximo a la salida. Cuando

el rango de velocidad es alta el motor está en desplazamiento mínimo, es decir, la placa de presión está inclinada a su ángulo mínimo.

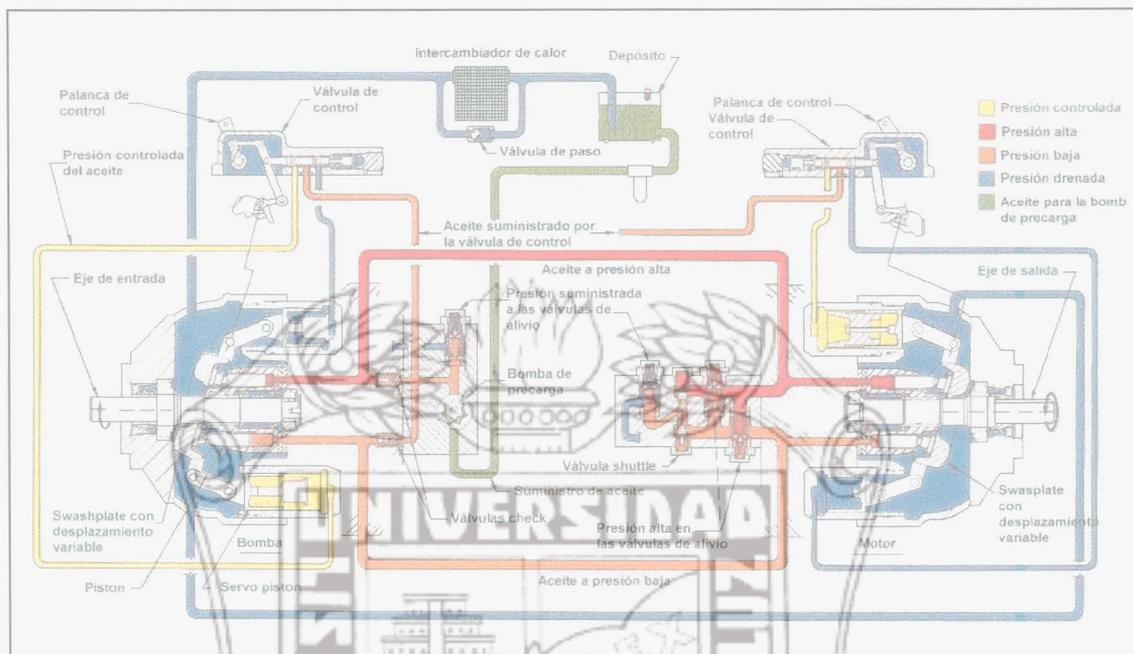


Figura 4.19. Transmisión hidrostática de bomba y motor de desplazamiento variable en modo avance/reversa (Vickers; 1992).

4.3 Circuito hidráulico de la dirección.

Un mecanismo de dirección es simplemente un arreglo de engranajes en una caja que multiplica la torsión de entrada desde el volante de dirección a una torsión mayor al eje direccional. El eje direccional a través de los brazos de Pitman o el brazo del eje direccional, transmite éste aumento de torsión a través de uniones de dirección a los brazos de dirección los cuales giran las ruedas.

Ventajas de la dirección hidráulica. La dirección hidráulica tiene muchos beneficios para el operador del vehículo:

- Las relaciones de las cuales se reduce enormemente por medio de la dirección de potencia, para que el conductor tenga mayor control del vehículo
- El esfuerzo de dirigir es mínimo
- La habilidad de transportar cargas ha aumentado.

Dirección de potencia hidráulica. La dirección de potencia hidráulica es esencialmente para la incorporación del esfuerzo hidráulico dentro del sistema básico manual de dirección.

El multiplicador de potencia. El multiplicador hidráulico se aplica a la unión e dirección o dentro del mismo mecanismo de dirección. Esto es básicamente un servohidráulico operado mecánicamente. El movimiento del volante de dirección acciona la válvula de dirección la cual dirige el caudal bajo presión para accionar el pistón. El pistón está conectado mecánicamente a la unión de dirección y provee el multiplicador de potencia. El movimiento de la unión se transmite al campo de la válvula de dirección la cual sigue al carrete de la válvula. Por lo tanto, el refuerzo hidráulico se aplica solamente cuando el volante de dirección se está moviendo.

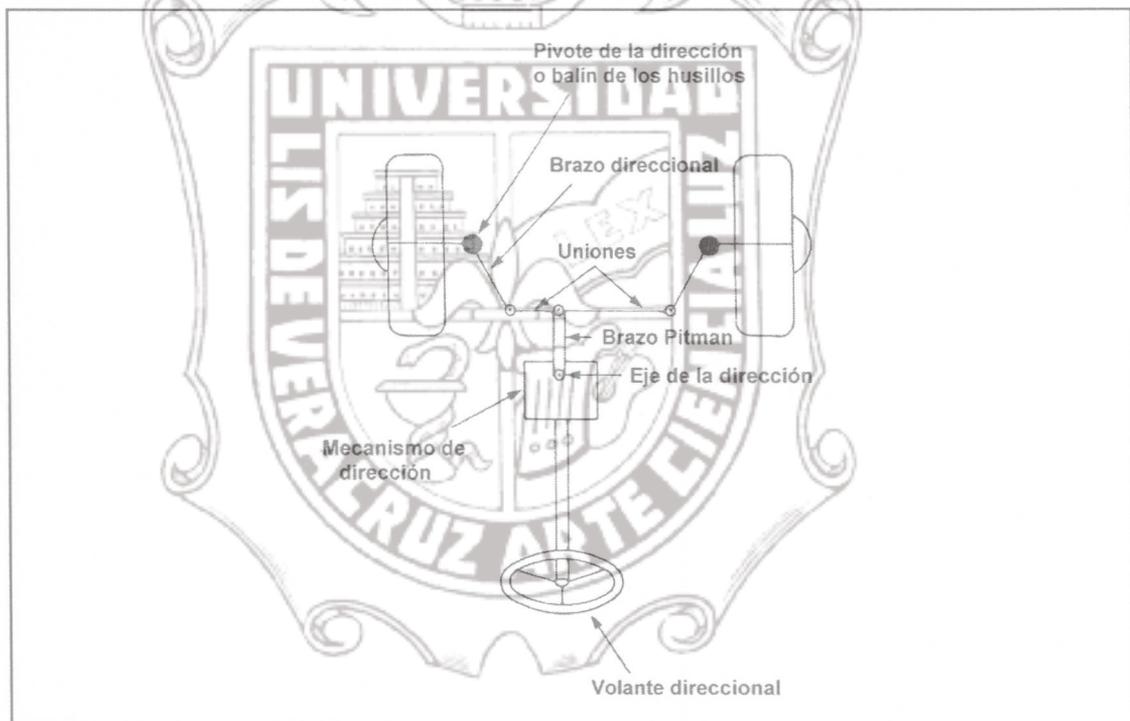


Figura 4.20. mecanismo de dirección.

Sistema de dirección hidráulica. Un sistema de mecanismo de dirección de potencia integral (fig. 4.20) tiene integrado el sistema multiplicador hidráulico construido dentro del mecanismo de dirección mecánica. La válvula de dirección se ocasiona por el movimiento del eje de dirección, y controla el funcionamiento del cilindro de potencia. El empuje desde el cilindro de potencia se transmite directamente al eje de dirección. El contacto por el camino retrasmittido desde las ruedas es recogido por el mecanismo de dirección.

La figura 4.21 muestra un sistema hidráulico complejo típico. En el sistema de dirección de la figura 4.21 se utiliza una bomba que va conectada al volante de la dirección. Cuando el operador gira el volante en la dirección que se desea ir, la bomba de dirección envía aceite a la válvula de control de la dirección que dirige aceite presurizado de la bomba hidráulica principal al extremo adecuado del cilindro de dirección. Esto origina que las ruedas traseras se muevan en la dirección deseada.

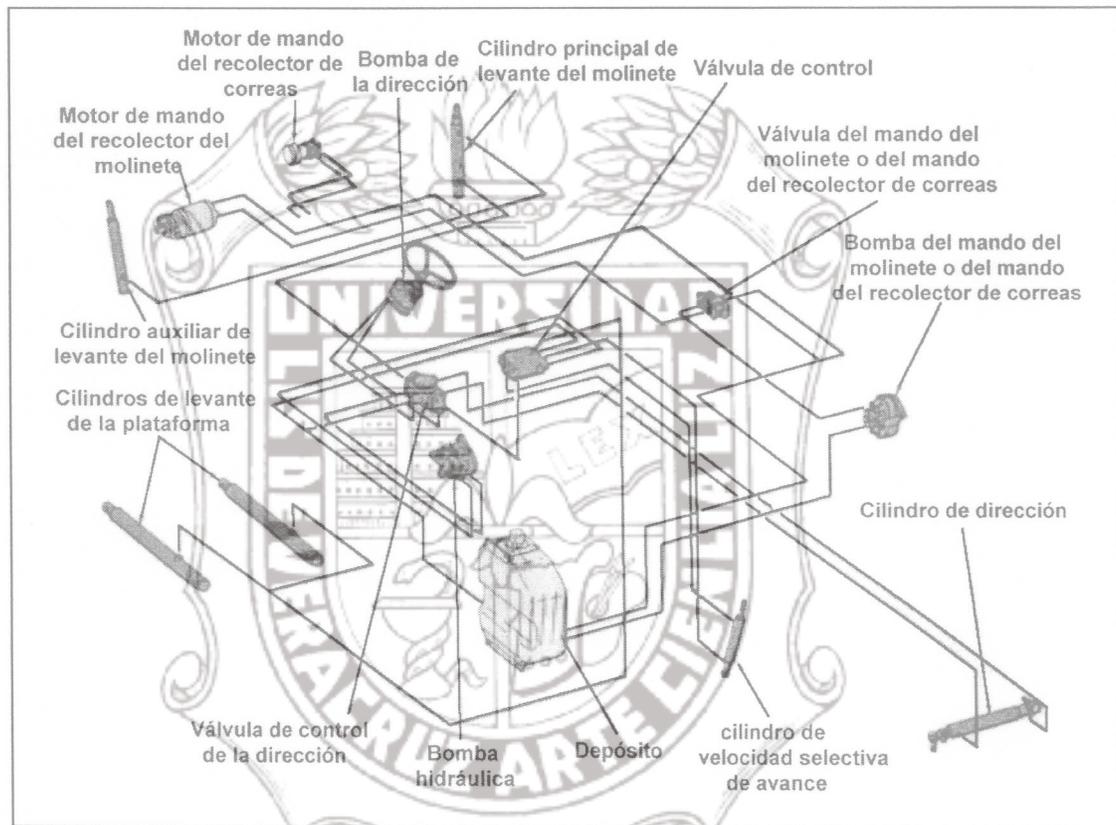


Figura 4.21. Sistema hidráulico en una cosechadora (Griffin; 1973).

4.4 Componentes Básicos de un Sistema de Aspersión Hidráulico de Pesticidas.

Uno de los factores principales que afectan la agricultura en nuestro país es la aplicación de productos químicos. La mala aplicación de sustancias en cultivos como son los pesticidas, nos trae como consecuencia, un decremento en lo que respecta a la producción agrícola; por tal motivo, el sistema de aspersión es una solución para obtener calidad en productos agrícolas.

Los componentes principales del sistema de aspersión son (fig. 4.22):

1. Bomba.
2. Filtro.
3. Tanques de almacenamiento
4. Válvula de control de agitación.
5. Boquillas hidráulicas.
6. Válvulas de regulador de presión.
7. Válvula de control selenoide.
8. Válvula de cierre del tanque principal.
9. Válvulas de cierre manuales.
10. Estructura para aguilón.



Figura 4.22. Sistema Básico de Aspersión (Spraying Systems; 1999).

Las aspersoras hidráulicas operan con un máximo de 275 a 690 Kpa (100 a 400 psi) y pueden ser equipadas con bombas de desplazamiento positivo (rodillos, de pistones o diafragma), de desplazamiento no positivo (centrífugas) (McNaughton Kenneth; 1987).

Con una bomba de desplazamiento positivo un regulador automático o regulador de presión de paso es esencial para la protección del equipo. Este regulador es utilizado cuando tenemos presiones altas siendo disparada la presión automáticamente; debido a las características de la bomba centrífuga

generalmente un regulador de paso automático no da buen control sobre el rango de presiones. La presión puede ser controlada cambiando la velocidad o regulando manualmente la válvula de paso.

4.4.1 Bomba.

Las bombas de presión se clasifican en dos: desplazamiento positivo y desplazamiento no positivo. A continuación se explica en que consisten este tipo de bombas.

Centrífugas o desplazamiento no positivo. La bomba es de desplazamiento no positivo (fig. 2.23), si la entrada y la salida están conectadas hidráulicamente para que así pueda recircular el flujo en la bomba cuando se eleva la presión.

En este tipo de bombas un rotor crea una fuerza centrífuga que alimenta el líquido a través del sistema en lugar de capturar y descargar un volumen determinado "por golpe" como lo harían las bombas de rodillo de pistón o de diafragma. Por lo tanto si la salida se cierra, el rotor simplemente continua girando. Es por esto que no se necesitan válvulas de alivio especiales en sistemas de bombas centrífugas.

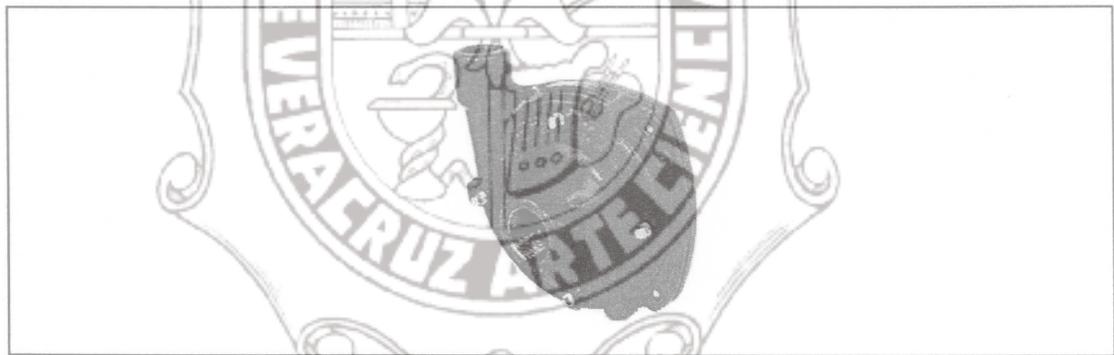


Figura 4.23. Bomba centrífuga (Spraying Systems; 1998).

Desplazamiento positivo (de diafragma, de rodillos y de pistón). La bomba es de desplazamiento positivo (fig. 4.24) si la entrada esta sellada desde la salida, la bomba llevará el fluido para mantener abastecida siempre la entrada y la bomba sea impulsada.

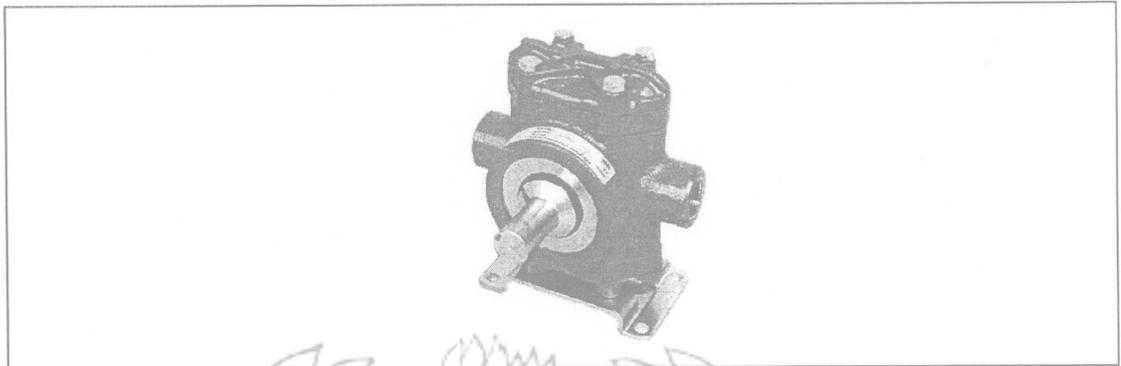


Figura 4.24. Bomba de pistón (Spraying Systems; 1998).

Este tipo de bombas el flujo es directamente proporcional a la velocidad de rotación de la bomba. Por este flujo positivo es por lo que todos los sistemas de las bombas deben incluir una válvula de alivio, una línea de paso entre la salida y la bomba, y la válvula de cierre de boquillas.

Tipos de bombas.

Bombas tipo centrifugas. Estas bombas son consideradas tradicionalmente como bombas de baja a media presión (0-12 bar; 0-180 psi), pueden suministrar gastos hasta de 340 lpm (90 gpm). Son accionadas a velocidades hasta de 6000 rpm. Debido a que tienen un mínimo de superficie que se desgaste, tienen gran durabilidad, son fáciles de mantener y apropiadas para el bombeo de materiales abrasivos y corrosivos.

Las bombas centrifugas operan a altas velocidades, la velocidad de la toma de fuerza del tractor debe aumentarse a través de transmisiones de engranes de polea y banda, o con motores de gasolina o un motor hidráulico a alta velocidad. Este tipo de bombas con un potente motor hidráulico pueden adaptarse a centro cerrado, centro abierto y a sistemas hidráulicos con sensores de carga, dejando la toma de fuerza del tractor libre para otros usos. Existen opciones en los materiales de la carcasa: hierro fundido o polipropileno. Las bombas polipropileno son ligeras y ofrecen máxima resistencia a productos químicos corrosivos y a fertilizantes ácidos, así como, bombas centrifugas de autocebado para configuraciones con transmisión directa, transmisión de engranajes o con motor hidráulico.

Bombas de diafragma. Las bombas de diafragmas son muy eficientes y requieren de menor potencia que otras bombas para ser accionadas. Existen

modelos que operan en una gran variedad de presiones (19-59 bar; 275-850 psi) y gastos (23-234 lpm; 6-62 gpm) Todos los modelos pueden accionarse por la toma de fuerza del tractor de 100 a 540 rpm. Los modelos de presión media y alta también pueden ser accionada por motores de gasolina de. Todas vienen con diseño en baño de aceite y diafragmas sintéticos de máxima calidad para lograr una vida más larga y mayor confiabilidad. Son adecuados para el manejo de productos químicos abrasivos y corrosivos.

Bombas de rodillo. Las bombas de rodillo han sido construidos con el simple objeto de ser más durables y más aguantadores en la industria. Operan eficientemente en transmisiones de 540 a 1000 rpm a la toma de fuerza del tractor, y tienen un amplio margen de presiones que va desde 0 a 21 bar (0-300 psi) y gastos desde 8 hasta 280 lpm (2-74 gpm). Existe una amplia selección de este tipo de bombas y está disponible para adecuarse a las especificaciones individuales del sistema y del usuario. Los diferentes tipos de materiales en la fabricación de rodillos pueden ser:

Nylon. Usado para fertilizantes en general, herbicidas e insecticidas. No es recomendable para agua sola. Polipropileno. Usado para bombardear agua, soluciones débiles y fluidos no lubricantes. No es recomendable para concentrados emulsificantes. Buna-N. Para bombear agua con sus pensiones abrasivas (se aplican limitaciones de presión). Teflón. Ofrece una alta resistencia a productos químicos, con capacidad de productos químicos, multiusos; además para agua sola (se aplican limitaciones de presión).

Bombas tipo pistón. La bombas de pistón suministran gasto relativamente bajo (hasta 38 lpm-10 gpm) a alta presión (hasta 28 bar-400 psi) Pueden ser accionadas directamente por la toma del la fuerza de tractor a 540 rpm por un motor eléctrico o de gasolina con un engranaje reductor, o con un sistema de banda polea. El desempeño de este tipo de bombas es de bajo costo/alta presión permite usarla en aspersión en general, así como aplicaciones de labores orientadas como son asperjar hileras, surcos, zanjas y en pruebas hidrostáticas.

Selección de la bomba. Para hacer una selección correcta de bomba hay que tener en cuenta la curva de comportamiento de cada tipo de bomba (figuras. 4.25a y 4.25b) como son de engranes, rodillos, pistón y centrífuga; y de acuerdo a nuestros requerimientos seleccionar del manual la bomba que cubra con nuestras expectativas. Se deben de considerar:

- a) Tipo de agroquímicos
- b) El gasto de aplicación (gpm)
- c) Presión de aplicación (Kpa o lb plg^{-2})
- d) Velocidad de aplicación (km hr^{-1})

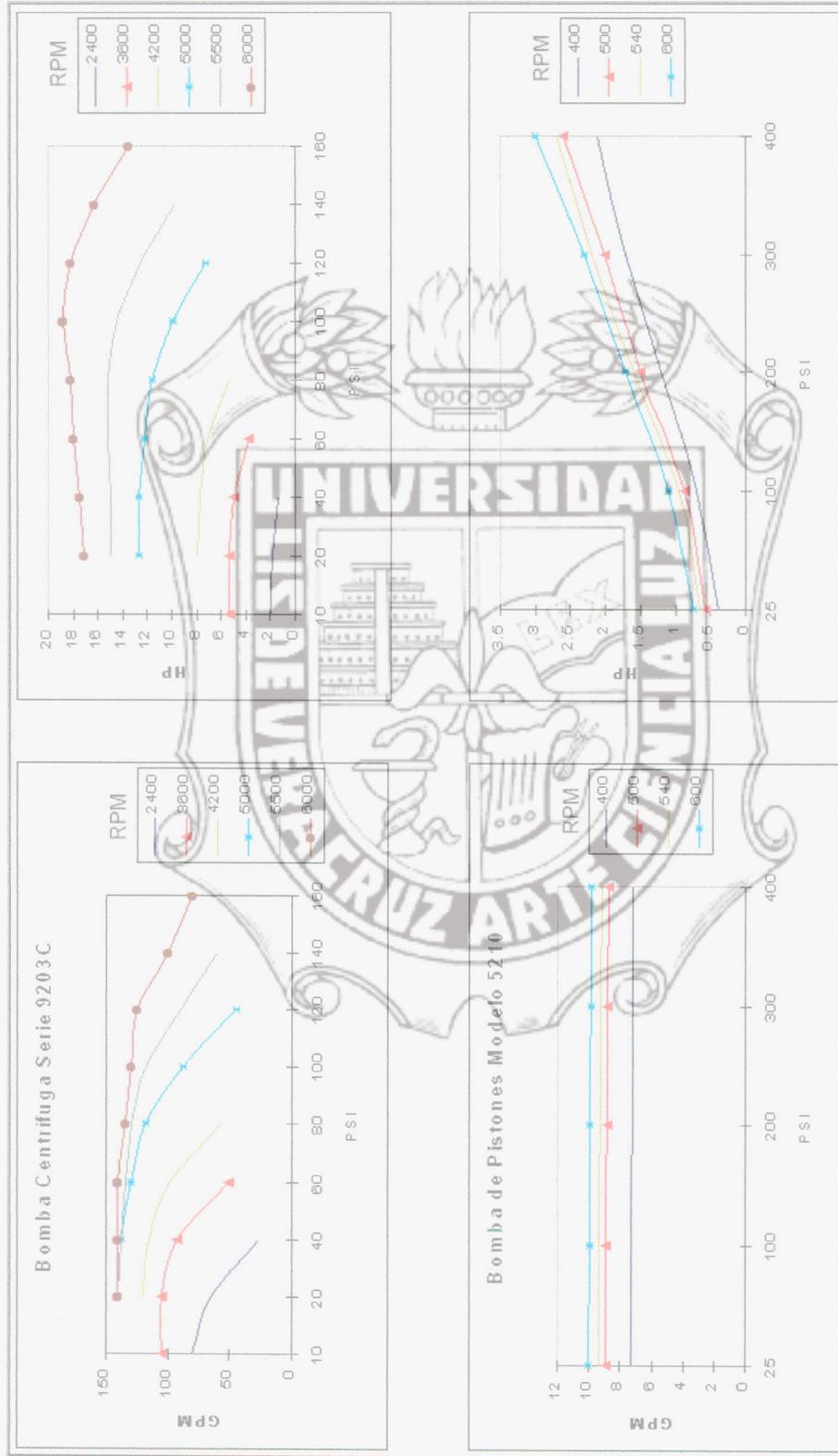


Fig. 4.25a. Cuvas de comportamiento del tipo de bombas centrífugas y de pistones (Spraying Systems; 1998).

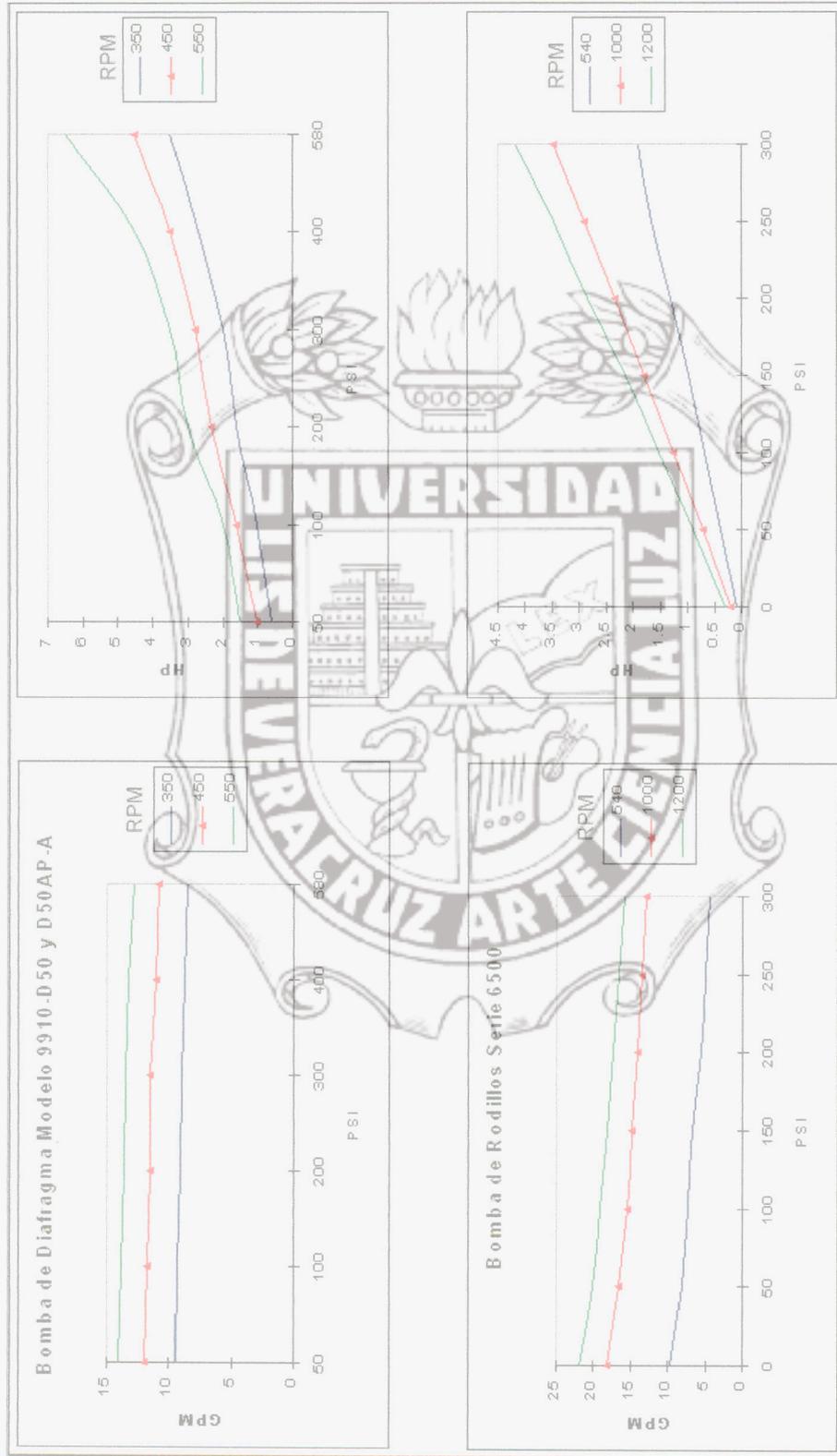


Fig. 4.25b. Curvas de comportamiento del tipo de bombas de diafragma y de rodillos (Spraying Systems; 1998).

4.4.2 Boquillas hidráulicas. Una consideración importante en el desempeño de una boquilla de aspersión es seleccionar el tipo de boquilla más adecuada para su aplicación (figuras. 4.26, 4.27, 4.28 y 4.29). Factores que deben considerarse en la aplicación son: capacidad, presión de aspersión, calidad de aspersión y resultados de aplicación de cada boquilla (tabla 4.1).

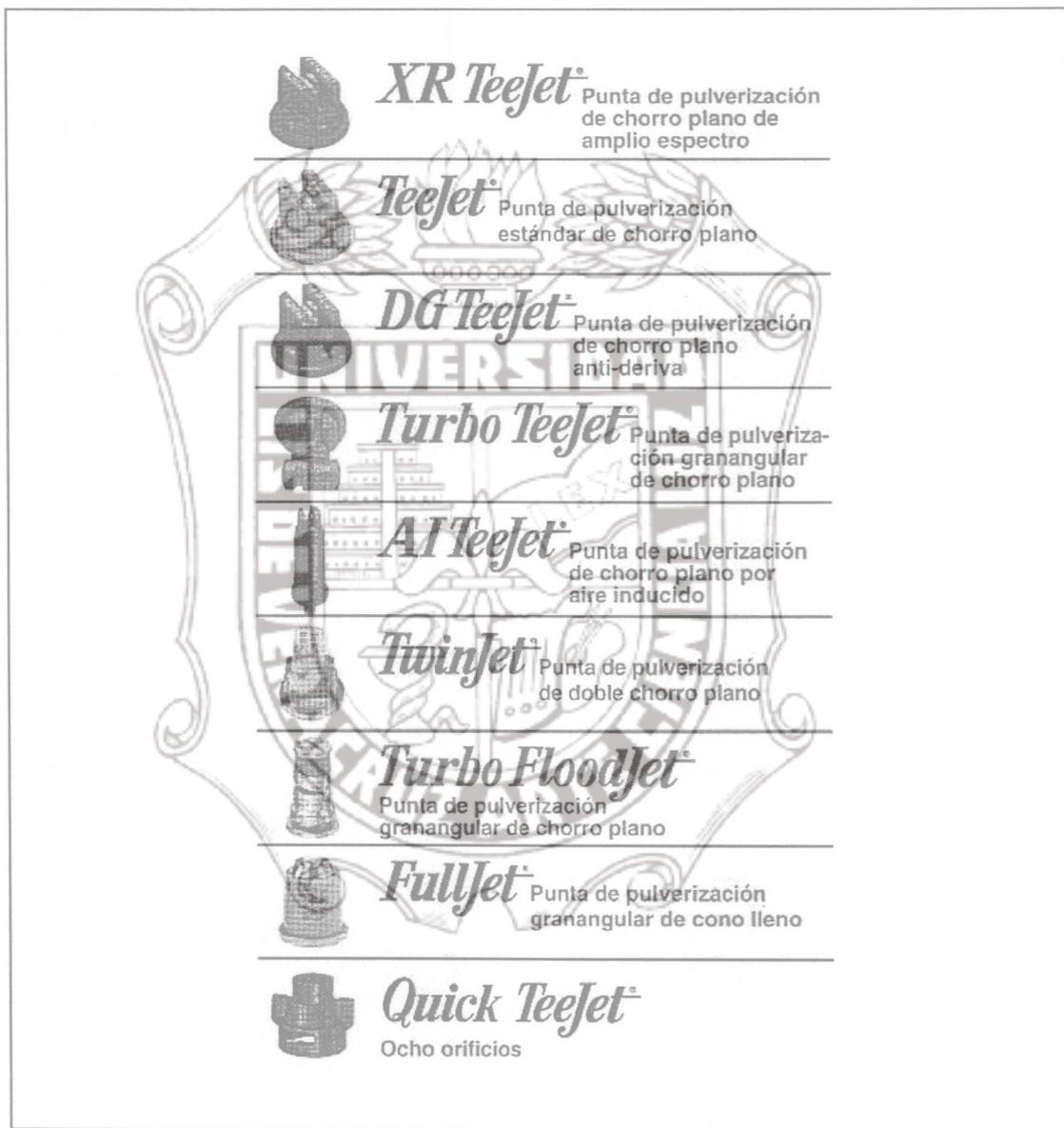


Figura 4.26. Tipos de Boquilla (Spraying Systems; 1998).



Figura 4.27. Características de materiales utilizados en puntas de pulverización (Spraying Systems; 1998).



Figura 4.28. Discos para pulverización (Spraying Systems; 1998).

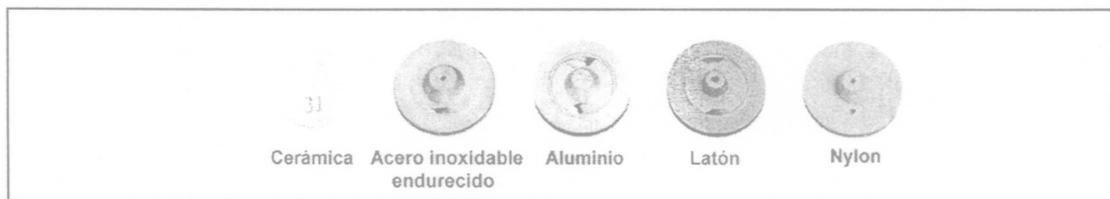


Figura 4.29. Nucleos para pulverización (Spraying Systems; 1998).

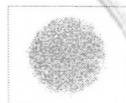
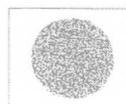
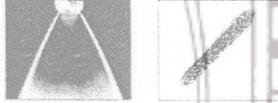
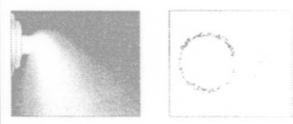
Tipo de Boquilla	Patron de Aspersión	Características Generales de Aspersión	Aplicaciones Típicas	Comentarios
		Disponible en una amplia gama de capacidades y tamaños de gota. Proporciona una buena interfase entre el aire y la superficie de gotas.	<ul style="list-style-type: none"> Enfriamiento de aire, gas y agua. Enfriamiento de productos sobre transportadores. Aplicaciones de desulfurización de gases. Control de polvo. Aireación de agua. 	La extensa variedad de capacidades y tamaño de la gota hace que el cono sea de gran utilidad para la aplicación que requiere de una combinación de tamaños de gota pequeños y capacidad.
		Utiliza una tapa deflectora para formar un patrón de cono hueco en forma de sombrilla.	<ul style="list-style-type: none"> Cortina de agua. Supresión de polvo Protección contra el fuego. Aspersión decorativa. 	La extensa variedad de capacidades y tamaño de la gota hace que el cono sea de gran utilidad para la aplicación.
		Suministra un patrón de cono hueco con gotas que son un poco más gruesas que las de otras aspersiones de cono hueco.	<ul style="list-style-type: none"> Desulfurización de gases. Enfriamiento de gases. Enfriamiento por evaporización Supresión de polvo 	Las capacidades más grandes pueden usarse para enjuagar o limpiar el interior de tuberías, conductos y tanques pequeños.
		Suministra un patrón uniforme, circular y lleno con tamaños de gota medianos a grandes.	<ul style="list-style-type: none"> Lavado y enjuagado. Procesos de reacción química . Supresión de polvo Protección contra el fuego. 	Suministra una cobertura de patrón de aspersión lleno con capacidades de medianas a grandes.
		Suministra gotas relativamente gruesas en un patrón de cono lleno.	<ul style="list-style-type: none"> Desulfurización de gases. Supresión de polvo Protección contra el fuego. Extinción de cenizas 	La cobertura de aspersión no es tan uniforme como las boquillas de tipo vena interna convencional. Suministra capacidades altas en un tamaño de boquilla compacto.

Tabla 4.1. Características generales de aspersión (Spraying Systems; 1998).
Continúa en la pagina siguiente

	<p>Una boquilla de patrón de aspersión plana con extremos ahusados se instala generalmente en un cabezal para proporcionar cobertura uniforme sobre la banda completa como resultado del traslape de distribuciones.</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Revestimiento de aspersión. ▪ Lavado de productos. ▪ Enfriamiento de placas o láminas. ▪ Humectación. ▪ Control de polvo. 	<p>Diseñadas para usarse en un múltiple (manifold) o cabezal para una cobertura general y uniforme a través del área de impacto.</p>
	<p>Suministra una distribución uniforme a lo largo de todo el patrón de aspersión. Produce gotas de tamaño mediano. Ideal para donde se requiera el impacto de aspersión alto y uniforme</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Lavado de presión ▪ Decapado (acero laminado en caliente). ▪ Remoción de etiquetas. ▪ Aspersión de bandas. 	<p>El patrón rectangular y delgado proporciona una cobertura uniforme Diseñadas principalmente para aplicaciones de alto impacto.</p>
	<p>Produce un patrón de aspersión plana relativamente con tamaños de gota Medianos. El patrón es aspersión es formado por el líquido sobre la superficie fluyendo sobre la superficie deflectora de un orificio redondo.</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Lavado de piedra triturada y grava. ▪ Aplicaciones de lavado de papel y pulpa; aspersión en regaderas de corte de oreilla y regaderas. ▪ Lavado de películas fotográficas. 	<p>El diseño del paso grande y libre a través del orificio redondo reduce las obstrucciones. Los ángulos de aspersión más angostos producen un impacto mayor, mientras que las de ángulo ancho producen un impacto menor.</p>
	<p>Las boquillas de chorro suministran el impacto mayor por unidad de área</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Limpieza de productos donde se requiera una remoción total del polvo y escombros. ▪ Piletas de aspersión decorativa. ▪ Aplicaciones de enfriamiento de flujo laminar . 	<p>Ideal para cuando se requiera impacto de aspersión muy alto.</p>
	<p>Una aspersión hidráulica finamente atomizada de baja capacidad en un patrón de cono hueco.</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Enfriamiento por evaporación ▪ Humectación ▪ Curado de cemento. ▪ Propagación de neblina <p>Secado por aspersión.</p>	<p>Utilizadas para producir aspersiones finamente atomizadas cuando no es conveniente el aire comprimido.</p>

Continúa en la pagina siguiente

 <p>Atomización neumática y asistida por aire. Patrones de cono y aspersión plana.</p>	<p>La atomización es producida por una combinación de presiones de aire y líquido. Las boquillas asistidas por aire y líquido se caracterizan por una atomización de choque interno para ayudar a la formación de gotas finas.</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Humidificación. ▪ Enfriamiento por evaporación. ▪ Recubrimiento. ▪ Humectación. ▪ Aplicaciones en invernaderos. ▪ Enfriamiento de metales en fundición continua. 	<p>El grupo de boquillas más ampliamente utilizado para producir aspersiones finamente atomizadas en una amplia gama de capacidades.</p>
---	--	---	--

4.4.3 Válvulas reguladoras de presión.

La válvula reguladora de presión (fig. 4.30) puede hacer el trabajo de limitar o regular la presión, o crear condiciones particulares de presión requerida para control. Estas se clasifican en dos: manuales y automáticas. La válvula reguladora manual actúa como una válvula de alivio, es decir, protege los excesos de presión del sistema y puede regularse cambiando la velocidad o regulando manualmente la válvula de paso. La válvula reguladora de descarga automática opera cuando la presión se eleva enviando el excedente del flujo al depósito.



Figura 4.30. Válvulas reguladoras de presión automática y manual (Spraying Systems; 1998).

4.4.4 Otros componentes del sistema de aspersión.

Filtros. Existen muchas clases de filtros (fig. 4.31) y usan diferentes medios de pantalla para sacar las partículas sólidas. En general los filtros tienen un cuerpo o base con orificio conectados, una cubierta de alguna clase y un elemento filtrador que sea removible para limpiarlo fácilmente o reemplazarlo.

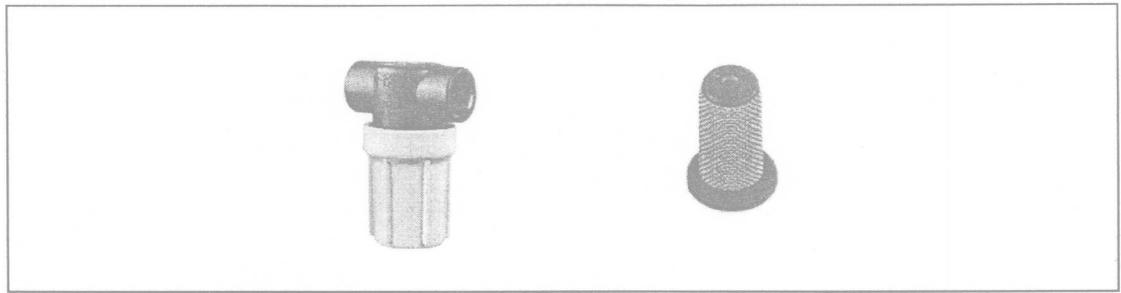


Figura 4.31. Filtros (Spraying Systems; 1998).

Tanques de almacenamiento. El tanque es usualmente entre 0.2 y 1.8 m³ (50 y 500 gal.). La mayoría de los tanques están hechos de materiales anticorrosivos. Como son de fibra de vidrio o acero inoxidable.

Válvulas de control de agitación. Las válvulas de control de agitación hidráulica son utilizadas generalmente para presiones bajas o menores a 2.1 Mpa (300 psi).

4.5 Sistema de estructura.

En esta sección se incluye un análisis del Diseño Mecánico de los principales componentes de los parámetros en la estructura del equipo como son: ejes, columnas y vigas.

En diversos problemas de diseño de maquina contienen flechas que transmiten potencia desde una fuente hasta el lugar donde se ejecuta el trabajo.

4.5.1 Ejes giratorios (árboles de transmisión).

Considerando un eje de radio R con una fuerza F aplicada a su superficie exterior, como se muestra en la figura 4.32. El trabajo realizado la fuerza F se define como la fuerza multiplicada por la distancia en la dirección de la fuerza en una revolución completa, la fuerza habrá realizado un recorrido igual a la circunferencia del eje o $2\pi R$. Entonces el trabajo desarrollado por la fuerza es

$$\text{Trabajo} = F(2\pi R) \text{ lb} \cdot \text{plg} \text{ o } N \cdot m \quad (4.15)$$

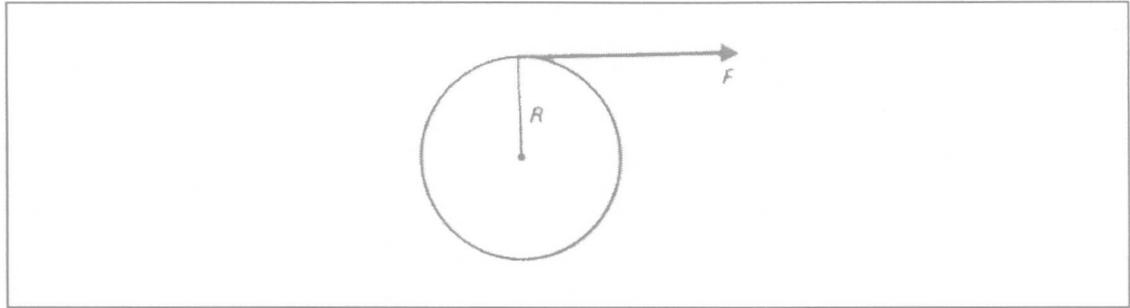


Figura. 4.32. Eje rotatorio (Fitzgerald: 1990).

Si el árbol está girado a una velocidad de N revoluciones por minuto (rpm), la distancia total recorrida por un minuto es $(2\pi R)N$ plg min^{-1} o m min^{-1} . Como la potencia se define como la cantidad de trabajo realizado en la unidad de tiempo, la potencia desarrollada por la fuerza F sería

$$\text{Potencia} = F(2\pi R) = N \text{ lb} \cdot \text{plg min}^{-1} \text{ o } N \cdot \text{m min}^{-1} \quad (4.16)$$

La unidad de potencia es el caballo de potencia (hp), que es igual a 23 000 $\text{lb} \cdot \text{ft min}^{-1}$, y que la conversión en unidades inglesas también es de 12 plg ft^{-1} , por lo que nuestra expresión anterior se convierte en

$$\text{hp} = \frac{F(2\pi R)N}{12(33000)} \quad (4.17)$$

por lo tanto el par en el árbol de la figura A es $T=FR$, es decir,

$$\text{hp} = \frac{TN}{63000} \quad (4.18)$$

donde, hp son los caballos de fuerza; T es el par en el eje ($\text{lb} \cdot \text{plg}$); N es la velocidad del eje (rpm).

Coefficiente de fricción. Las fuerzas que actúan en un diagrama de cuerpo libre (fig. 4.33) son: la fuerza de fricción (f_r), la fuerza en dirección del movimiento (F), la normal (N) y el peso (P). Las ecuaciones correspondientes a este diagrama de fuerzas son:

$$\sum F_x = F - f_r = 0 \quad (4.19)$$

$$\sum F_y = N - P = 0 \quad (4.20)$$

donde

$$f_r = \mu N \quad (4.21)$$

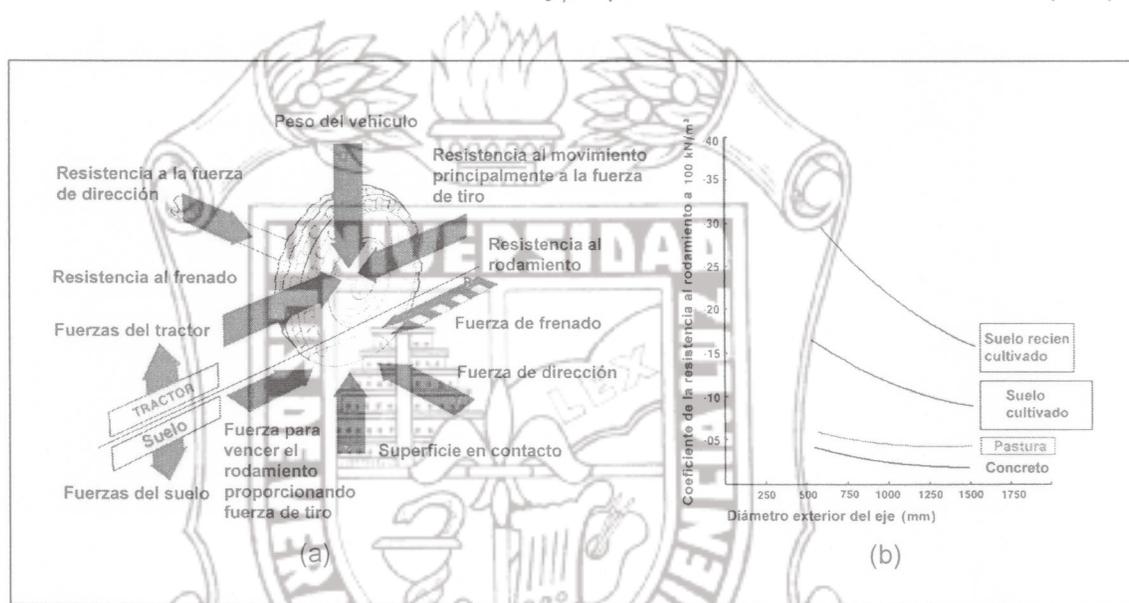


Figura 4.33. (a) Fuerzas que actúan en un cuerpo. (b) Coeficiente de fricción en diferentes condiciones de suelo (Inns; 1978).

Si las fuerzas que interactúan sobre un cuerpo se encuentran localizadas en un plano inclinado (fig. 4.34), la ecuación a este diagrama de cuerpo libre es:

$$F_T = f_r + \mu \sin \beta \quad (4.22)$$

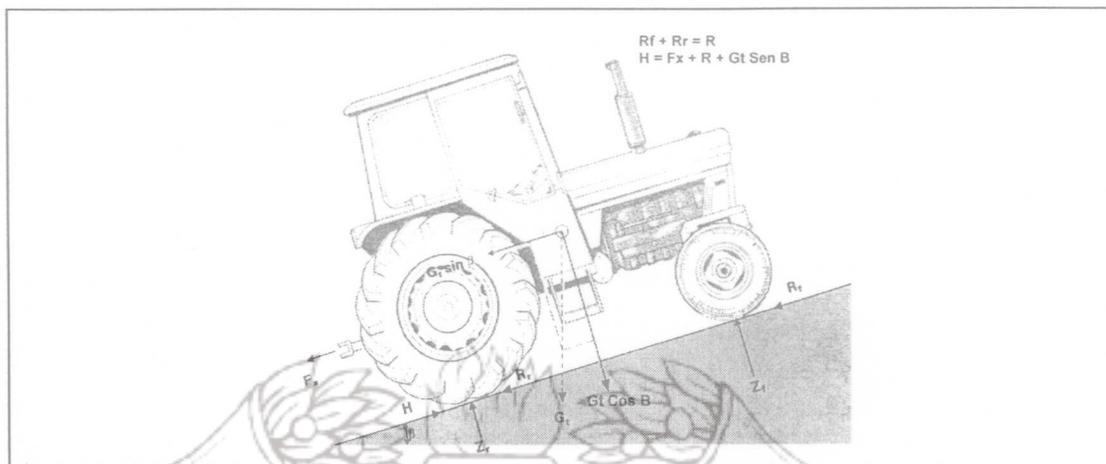


Figura 4.34. Diagrama de fuerzas sobre un plano inclinado (Inns; 1978).

El esfuerzo cortante máximo es directamente proporcional al momento de torsión aplicado T , e inversamente proporcional al momento polar de inercia de la sección transversal. el esfuerzo cortante en cualquier otro punto de dicha sección a una distancia c del centro es

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad (4.23)$$

donde, τ es el máximo esfuerzo en el eje (lb plg^{-2} ; N m^{-2}); T es el par interno (lb.plg ; N.m); c es el radio de la flecha (plg ; m); J es el momento polar de inercia de la sección circular (plg^4 ; m^4).

en secciones circulares macizas

$$J = \frac{\pi D^4}{32} = \frac{\pi R^4}{2} \quad (4.24)$$

por consiguiente el esfuerzo cortante máximo es

$$\tau = \frac{16T}{\pi D^3} \quad (4.25)$$

4.5.2 Esfuerzos combinados normal y cortante (análisis en vigas).

Esfuerzos de vigas (fig. 4.35). Se dice que una viga experimenta una flexión pura si la región no tiene fuerza cortante y está sometida a un momento de flexión constante, en caso de experimentar lo contrario, se determinan la fuerzas normales y cortantes que actúan en la sección transversal de la viga. El esfuerzo en cualquier punto está determinado por la siguiente ecuación.

$$\sigma = \pm \frac{P}{A} \pm \frac{M c}{I} \quad (4.26)$$

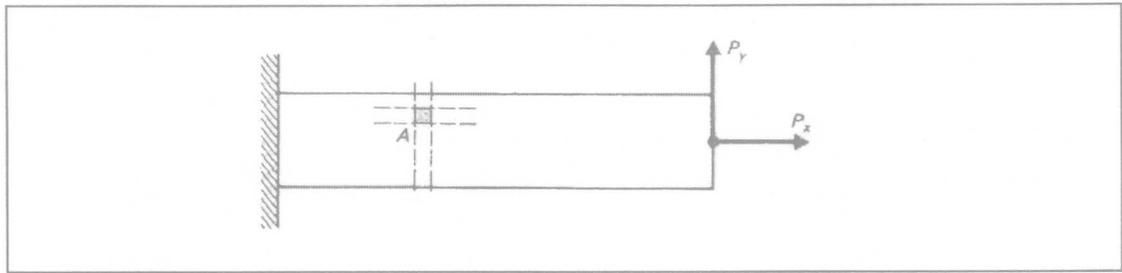


Figura 4.35. Viga en cantiliver (Fitzgerarld: 1990).

donde, σ es el esfuerzo en las fibras extremas de las viga (lb plg^{-2} , Pa); M el momento flexionante interno de la viga (plg.lb ; N.m); I es el momento de inercia de la sección transversal de la viga (plg^4 ; m^4); C es la distancia desde el eje neutro de la viga hasta las fibras extremos (plg ; m).

para secciones circulares macizas

$$J = \frac{\pi D^4}{64} \quad c = \frac{D}{2} \quad (4.27)$$

por lo tanto el esfuerzo flexionante es

$$\sigma = \frac{32M}{\pi D^3} \quad (4.28)$$

En análisis y diseño de ingeniería interesa la magnitud y la distribución de los esfuerzos cortantes en las vigas. la siguiente expresión nos determina el esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad (4.29)$$

donde, τ es el esfuerzo cortante horizontal (lb plg^{-2} ; N m^{-2}); V es la fuerza cortante vertical en la selección; Q es el momento estático del área de arriba (o abajo) del corte (plg^4 ; m^4); d es el ancho de la sección del corte.

Consideraciones para el diseño. los esfuerzos máximos de tracción y compresión en la viga localizadas en los puntos más alejados del eje neutro serán numéricamente iguales, es decir,

$$(\sigma_x)_{\max} = (-\sigma_x)_{\min} = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{s} \quad (4.30)$$

donde el módulo de sección es

$$s = \frac{I}{c} \quad (4.31)$$

Si el área de la sección transversal es una figura geométrica (figura 4.36) y se cuenta con cargas, esfuerzos admisibles, el módulo de la sección necesario para el cálculo es

$$S_{necesario} = \frac{M}{\sigma} \quad (4.32)$$

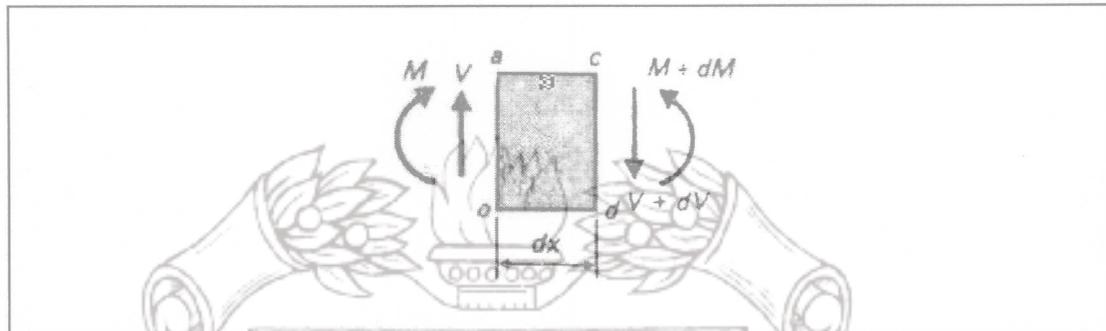


Figura 4.36. Momentos y esfuerzos que interactúan en una sección transversal de la viga (Fitzgerald, 1990).

Esfuerzo cortante en el diseño. El esfuerzo cortante horizontal máximo ocurre en el eje neutro. La ecuación que nos determina este esfuerzo es

$$\tau = \frac{3V}{2A} \quad (4.33)$$

donde, A es el área (plg²; m²); V es la fuerza cortante vertical en la sección (lb; N).

El esfuerzo cortante máximo en cualquier otro punto de dicha sección a una distancia c del centro se calcula según la ecuación (4.25).

Diseño de ejes sujetos esfuerzos de flexión y cortante combinados. Un eje sujeto a esfuerzos de torsión y cortante puede diseñarse haciendo un análisis con el círculo de Mohr (fig. 4.37) con la finalidad de determinar la sección de la barra circular.

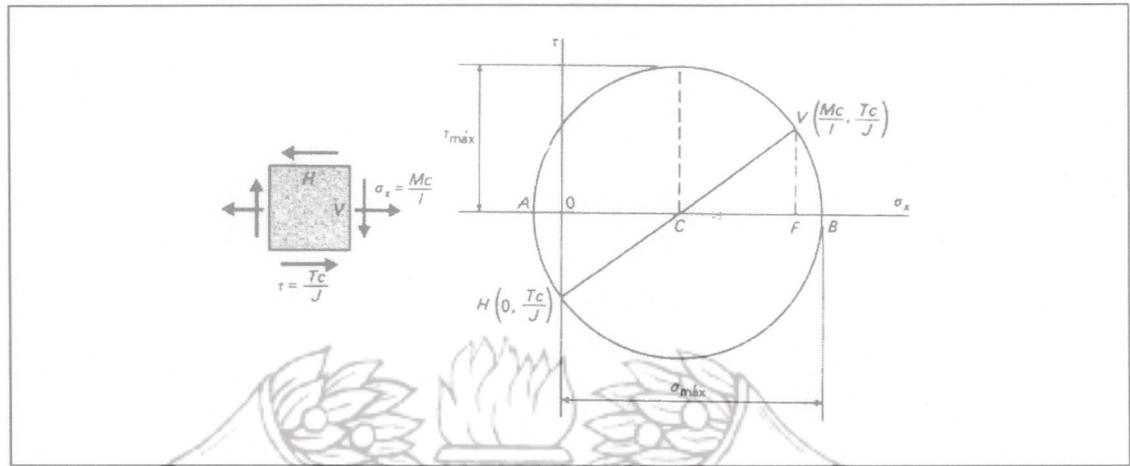


Figura 4.37. Círculo de Mohr en dos dimensiones (Fitzgerald; 1990).

considerando primero el esfuerzo cortante que es el que gobierna el diseño que tenemos

$$\tau_{max} = \text{radio del círculo} = \frac{D^2}{\pi D^4} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (4.34)$$

realizando sustituciones adecuadas el diámetro a determinar está dada por la siguiente ecuación

$$D = \left(\frac{5.1}{\tau_{max}} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{1/2} \quad (4.35)$$

ahora considerando el esfuerzo normal, tenemos que el flexionante está determinado por la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= OC + \text{radio del círculo} \\ \sigma_{max} &= \frac{MD}{2[(\pi/64)D^4]} + \frac{D}{2[(\pi/64)D]} \sqrt{M^2 + T^2} \end{aligned} \quad (4.36)$$

el diámetro a determinar es

$$D = \left[\frac{5.1}{\sigma_{max}} \left(M + \sqrt{M^2 + T^2} \right) \right]^{1/3} \quad (4.37)$$

4.5.3 Columnas.

Una columna es un miembro que soporta una carga de compresión axial. Esta carga puede ser concéntrica o excéntrica. A medida que aumenta la longitud en la columna, se reduce su capacidad de soportar carga. Esta reducción está basada más en el tipo de falla que ocurrirá, que con el esfuerzo. Una barra sujeta a compresión está expuesta a otros tipos de fallas, según la teoría de columnas. En el caso de columnas largas fallan por pandeo.

Diseño de columnas. Al diseñar una columna se debe de elegir las dimensiones de la columna, posteriormente determinar el esfuerzo admisible mediante la fórmula usada para el esfuerzo de columna y finalmente se comparan los esfuerzos.

El American Institute of Steel Construction (AISC) en sus especificaciones establece la fórmula siguiente para esfuerzos admisibles en miembros a compresión cargados axialmente.

$$\sigma_a = \frac{FS}{[1 - (KL/r)^2 / 2C_c^2]} \sigma_y \quad (4.38)$$

donde σ_a es el esfuerzo admisible (lb plg⁻²); σ_y es el esfuerzo límite de la flecha (lb plg⁻²; Pa); FS es el factor de seguridad $\frac{5}{3} + \frac{3(L/r)}{8C_c} - \frac{(L/r)^3}{8C_c^3}$ y $C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}}$

Cuando el valor de KL/r está dado por

$$\sigma_a = \frac{149000000}{(KL/r)^2} \quad (4.39)$$

donde L/r es la relación de esbeltez, es decir, longitud efectiva entre el radio de giro.

Columnas cargadas excéntricamente. Existen dos enfoques generales para el diseño de columnas cargadas excéntricamente. El primer método es conservativo, ya que se usa la relación básica $\sigma = \pm \frac{P}{A} \pm \frac{Mc}{I}$. El esfuerzo

admisible se toma como el esfuerzo admisible básico de la columna para la relación de esbeltez particular. El segundo método reconoce que las columnas tienen esfuerzos admisibles diferentes, y estos se toman en cuenta al proporcionar la sección.

En la figura 4.38 se observa una columna con un extremo empotrado y otro libre donde su longitud efectiva es igual a $2L$, por lo que la ecuación de Euler aparecería como

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (4.40)$$



Figura 4.38. Columna rotación fija y traslación libre (Fitzgerald; 1990).

el módulo de sección necesaria es

$$S_{necesaria} = \frac{M}{\sigma} \quad (4.41)$$

el momento de inercia y la distancia de la fibra extrema al centro determinan el módulo de la sección del área rectangular (figura 4.39).

$$I = \frac{1}{12} bh^3 \quad (4.42)$$

$$c = \frac{h}{2} \quad (4.43)$$

$$S = \frac{I}{c} = \frac{1}{6} bh^2 \quad (4.44)$$

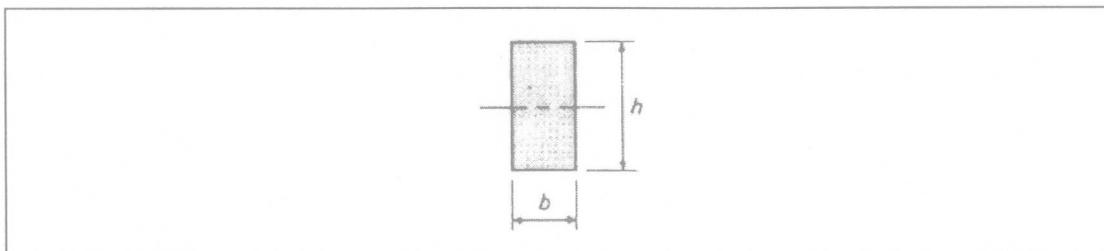


Figura 4.39. Sección transversal de la columna (Fitzgerald; 1990).

4.5.4 Análisis Dinámico.

El análisis anterior es para cuerpos estáticos, pero también es importante hacer un análisis para los cuerpos en movimiento, para determinar las fuerzas que interactúan sobre un cuerpo rígido el cual rompe la inercia, tal estudio nos ayuda a entender el comportamiento del equipo a diseñar (Aspersora Autopropulsada de Alto Despeje). Existen diferentes tipos de movimiento en la cinemática, los cuales se encargan de estudiar el movimiento de los cuerpos rígidos que son:

- ◆ Traslación
- ◆ Rotación con eje fijo
- ◆ Movimiento plano general
- ◆ Rotación alrededor de un punto fijo
- ◆ Movimiento general en el espacio

Únicamente nos interesan los primeros tres tipos de movimiento. La característica del movimiento de traslación, ya sea rectilínea o curvilínea (fig. 4.40), es todas las partículas del cuerpo poseen el mismo movimiento, es decir, que una partícula con masa que conforma un cuerpo tiene movimiento en cualquier punto de este cuerpo.

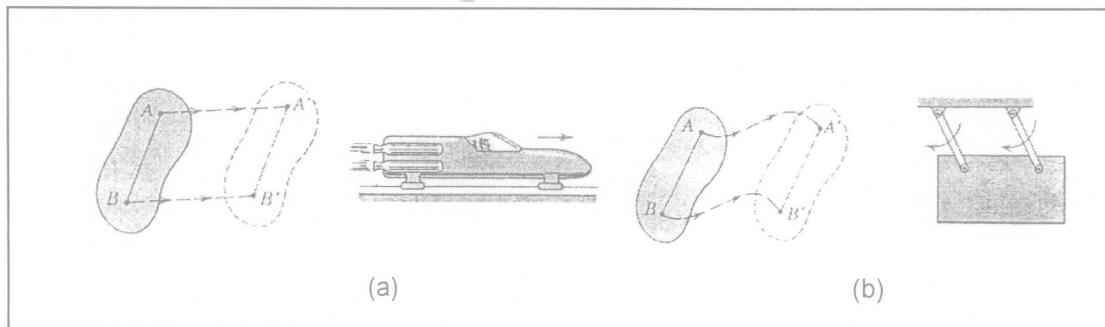


Figura 4.40(a). Traslación rectilínea. (b) Traslación curvilínea (Meriam; 1979).

La rotación con eje (fig. 4.41) es el movimiento de un cuerpo rígido en el que todas las partículas se mueven en trayectorias circulares con sus centros en una línea recta fija llamada eje de rotación. Los radios de todas las partículas de un cuerpo en rotación tienen el mismo movimiento angular, es decir misma θ , aún cuando sus movimientos lineales son directamente proporcionales de sus distancias radiales al eje de rotación. Para el caso de eje fijo el desplazamiento angular θ , se define como un vector situado en dirección del eje de rotación, las derivadas de θ con respecto al tiempo son también vectores

$$w = \frac{d\theta}{dt} \quad (4.45)$$

$$\alpha = \frac{dw}{dt} = \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (4.46)$$



Figura. 4.41. Eje fijo de rotación (Meriam; 1979).

El movimiento en un plano (fig. 4.42) es aquel movimiento de un cuerpo rígido en el cual todas las partículas del cuerpo permanecen a una distancia constante respecto de un plano de referencia fijo, en consecuencia todas las partículas se mueven en planos paralelos y todas las partículas que se encuentran sobre la misma línea recta perpendicular al plano de referencia, tienen un desplazamiento, una velocidad y una aceleración idénticas. Al plano donde se mueve el centro de masas se define como plano del movimiento. Un movimiento plano es una combinación simultánea del movimiento de traslación y el de rotación. Los métodos para relacionar el desplazamiento, velocidad y aceleración son: cálculo escalar, el otro vectorial y el tercero su aplicación geométrica. Estos se resumen por sus ecuaciones siguientes.

$$s_B = s_A \mapsto (s_{B/A} = r\theta) \quad (4.47)$$

$$v_B = v_A \mapsto (v_{B/A} = r\omega) \quad (4.48)$$

$$a_B = a_A \mapsto (a_{B/A} = r\alpha) \quad (4.49)$$

donde s_B es la posición inicial, siendo r la distancia entre A y B ; $s_{B/A}$ es la posición de B que gira sobre un eje fijo A . $v_{B/A}$ es la velocidad de B que gira alrededor de A , siendo la velocidad angular ω se define como $d\theta/dt = \dot{\theta}$, es decir, la rapidez del cambio de rotación θ del cuerpo r ; y r es la distancia entre A y B . $a_{B/A}$ es la aceleración de B que gira alrededor de A ; la aceleración se descompone en una componente normal $r\omega^2$ dirigida de B hacia el centro de la rotación A y en una componente tangencial $r\alpha$ dirige perpendicularmente a r en el sentido en que α se mueve en el extremo de r . La aceleración angular α está definida por dw/dt , y esto es la rapidez del cambio de la velocidad angular ω del cuerpo. Con esto concluimos que el movimiento de un cuerpo rígido está en función del desplazamiento, velocidad y aceleración, así como en función del tiempo a lo que es lo mismo ($s; v; a; t$)

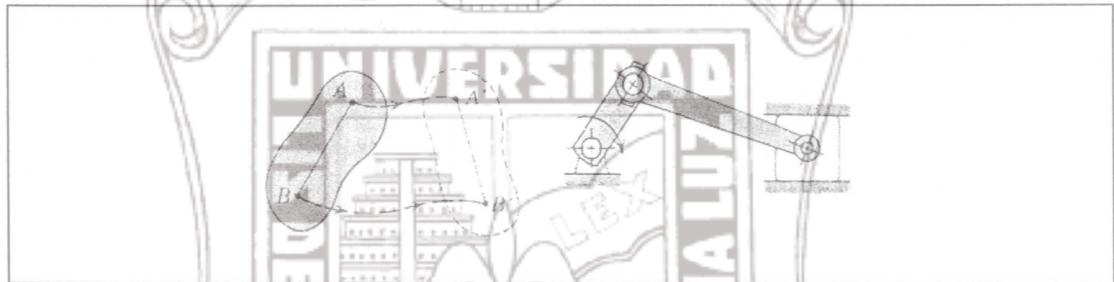


Figura 4.42. Movimiento plano general (Meriam; 1979).

Existen algunas relaciones sencillas entre la velocidad y la aceleración angular del cuerpo en rotación y la velocidad y aceleración lineales en sus puntos.

Se ha analizado el movimiento de un cuerpo en un plano general, ahora considerando que r es la distancia del punto fijo a cierto punto P del cuerpo (figura 4.43), entonces el radio de giro toma un ángulo θ con la trayectoria de referencia. s es la distancia al punto P , por lo que, el valor de la velocidad de una partícula del cuerpo rígido, con rotación alrededor de un eje fijo es, $v = r \omega$; donde r es la distancia de la partícula del eje y ω es la velocidad angular del cuerpo, por lo tanto la energía total del cuerpo es la suma de todas las partículas, es decir,

$$K = \left(\sum \frac{1}{2} m r^2 \right) \omega^2 \quad (4.50)$$

donde $I = \sum m r^2$ (momento de inercia del cuerpo respecto al eje de rotación), es decir,

$$K = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (4.51)$$

en cuya forma es exactamente análogo a la energía cinética (K) de traslación.

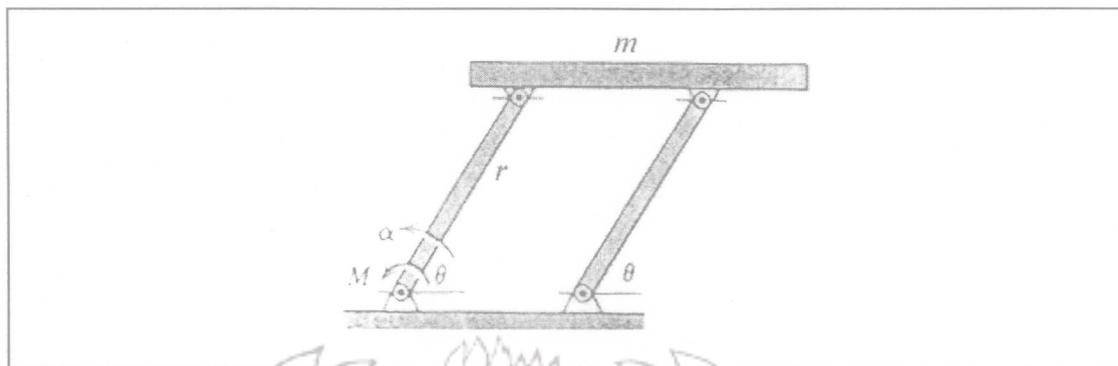


Figura 4.43. movimiento de un cuerpo con rotación fijo en el eje.



V. DELIMITACION DEL PROBLEMA

Con el desarrollo de aspersoras autopropulsadas de alto despeje para cultivo de vara o similares apropiadas a las diferentes condiciones topográficas del país, nos va a permitir una aplicación más uniforme a lo largo de la planta y un mejor control de plagas a un menor costo de adquisición y mantenimiento que sus similares de importación. Así como determinar en base a las condiciones de trabajo las dimensiones del vehículo; el diseño de estructura en lo que respecta a ejes, soportes; las características y componentes del sistema hidrostático; y las características del sistema de aspersión.

VI. OBJETIVOS E HIPÓTESIS

Objetivo general

Desarrollo de un sistema de aspersión autopropulsado de alto despeje de bajo costo apropiado a las condiciones productoras agrícolas del país.

Objetivos específicos.

- ✓ Diseño y comparación de dos sistemas hidrostáticos alternos de baja velocidad
- ✓ Comparación de dos sistemas de control de aspersión que permitan manejar gastos controlados de aplicación con error menor al 20%.
- ✓ Evaluación de la calidad de aplicación, cobertura y penetración de boquillas hidráulicas, para cultivos de vara con diferentes arreglos a una presión determinada.

Hipótesis.

- ✓ Es factible diseñar circuitos alternos hidráulicos para vehículos autopropulsados para la aplicación de pesticidas que puedan ser provistas y reparadas en el país, y nos permita trabajar con velocidades menores a 15 km hr^{-1} y contar con un alto par que cubra la demanda de fuerza de trabajo (Nw m).
- ✓ Existen sistemas de control de gasto, presión y velocidad de desplazamiento que puedan ser empleados para el control automático o semiautomático de los volúmenes de aplicación de pesticidas.
- ✓ Existen en el mercado calidades de boquillas que con presiones controladas dentro del rango de 40 a 100 lb plg^2 . Permiten calidades de aplicación superiores al 80%.



VII. METODOLOGIA

7.1 Metodología del sistema hidrostático.

Se diseñaron dos sistemas hidrostáticos que cubran las especificaciones de demanda de par y velocidad de aplicación. Los datos correspondientes a tomar fueron los siguientes:

- ✓ Requerimientos de fuerza de tiro (Nw) para las diferentes condiciones del suelo agrícola: Traslado (concreto o suelo firme), suelo labrado seco, suelo ligero saturado y suelo pesado saturado.
- ✓ Par (Nw m) requerido para las condiciones antes descritas.
- ✓ Evaluación de calidad de aplicación de diferentes tipos de boquillas de cono hueco bajo una presión determinada (lb plg^{-2}), evaluándose cobertura (%), alcance (cm).
- ✓ Evaluación de eficiencia de campo de función (%) de la velocidad de aplicación (km hr^{-1}) tiempos muertos de carga y descarga de líquidos de aplicación bajo condiciones de suelo seco, suelo ligero saturado y suelo pesado saturado (min).
- ✓ Evaluación del consumo de (Lts hr^{-1}) combustible para rangos de trabajo de 4 a 10 km hr^{-1} bajo los tres diferentes de suelos descritos.
- ✓ Evaluación de la velocidad de desplazamiento (Km hr^{-1}) con los dos sistemas hidrostáticos en cinco diferentes posiciones de los volúmenes de fluido hidráulico, desde 10% de flujo a 100% de flujo (35 gpm).
- ✓ Evaluación de la verificación de los volúmenes de aplicación en lpm con variaciones de la velocidad seleccionada con intervalos de 4, 6 y 10 Km h^{-1} .

7.2 Metodología para la evaluación de aspersoras.

Procedimiento para la Evaluación de Aspersoras. El siguiente procedimiento nos permite llevar a cabo la evaluación de la aspersora autopropulsada de alto despeje. Este corresponde al manual de procedimientos de prueba y evaluación de implementos agrícolas (INIFAP; 1990).

Los procedimientos dan una serie de explicaciones de definiciones, términos y procedimientos generales de prueba, y describen los factores que deben ser medidos y examinados para las pruebas de comportamiento, así como, capacidad de trabajo y uso en diferentes condiciones de campo.

Anteriormente se había mencionado que las aspersoras pueden clasificarse desde manuales hasta las autopropulsadas, el siguiente procedimiento a seguir es únicamente para las aspersoras propulsadas por una fuente de potencia, generalmente consisten en un tanque y una bomba que suministran líquido a través de una válvula de control al aguilón donde están localizadas un cierto número de boquillas. Es importante notar que la entrega del fluido depende de la velocidad de avance, presión, número, tamaño y tipo de boquillas.

Procedimiento de prueba.

Máquina a probar. El primer paso a seguir es probar la máquina completa con respecto a las especificaciones de materiales, construcción, rango de ajustes y funcionamiento.

Trabajo de laboratorio. Se procede a realizar las pruebas de trabajo de laboratorio, consta de la revisión y confirmación de las especificaciones y ajustes dados por el fabricante. Dentro los procedimientos se realizan pruebas a la descarga de la bomba, descarga de boquillas, distribución del líquido, comportamiento del aguilón completo, esto es, por la descarga del conjunto de boquillas situadas en el aguilón, distribución de la aspersión.

Pruebas de campo. El comportamiento real de la aspersora solamente puede ser determinado en pruebas de campo en diversos cultivos (hortícola y frutícola). Estas pruebas permiten determinar aspectos de control, ajustes, así como el mantenimiento de la máquina. Se tienen en cuenta las condiciones para las pruebas de la aspersora, las condiciones de campo establecidas por cada tipo de cultivo. Finalizando el lo que es el procedimiento de pruebas.

Reporte de pruebas. En esta sección se incluye:

- Dibujo o fotografía.
- Especificaciones:
 - Tipo de maquinaria y una breve descripción.
 - Marca, modelo, número de serie, nombre y dirección del fabricante.
 - Dimensiones.
 - Peso total.
 - Aguilón (ancho nominal de trabajo, número de boquillas, tipo de boquilla estándar, tipo de boquilla opcionales, espaciamiento de boquillas, tipo de suspensión, método de tracción).
 - Transporte (fuente de potencia, velocidad recomendada, potencia recomendada, tipo de llantas).
 - Presión de la bomba (fuente de potencia para propulsar la bomba, potencia requerida de la bomba, velocidad de la toma de fuerza, rango de presión de trabajo).
 - Tanque (capacidad, método de llenado, método de agitación, número y tamaño de los filtros).
 - Marcador (tipo, método de marcar).
 - Enganche (tipo y construcción, categoría de enganche).
 - Arreglos de seguridad (transmisión y otras partes).
 - Capacidad de trabajo recomendadas por el fabricante: ($l\text{ hr}^{-1}$, $ha\text{ hr}^{-1}$).
 - Otros detalles relevantes.
- Resultados de las pruebas.
 - Pruebas de laboratorio. (bomba, boquilla, aguilón).
 - Resultados de campo. (condiciones de campo, aspersora, condiciones ambientales, resultados de las pruebas, observaciones en las pruebas).

VIII. RESULTADOS Y DISCUSION

Descripción del prototipo. El prototipo aspersor autopropulsado de alto despeje evaluado (fig. 8.1) cuenta con cuatro sistema básicos los cuales son: Estructura, Potencia, Sistema Hidrostático y Sistema de Aspersión.

8.1 Sistema de estructura. Sistema de Estructura permite diseñar y determinar las dimensiones adecuadas de dicha estructura de manera que soporte todo tipo de esfuerzos y cargas; así como la estabilidad del prototipo. El sistema de estructura se encuentra integrado por:

- Dos mesas articuladas en la parte central, las cuales son la plataforma de todo el sistema.
- Bisagra. Ensambla las dos mesas permitiendo libertad de movimiento debido a la irregularidad del terreno, así como, la acción de los cilindros de la dirección.
- Soportes de mesa, ejes y masas de ruedas. Permiten dar a la plataforma la altura de aplicación. Sirviendo además como base para las camisas y masas de las ruedas.
- Bastidores. Tienen un pequeño ángulo el cual permite estabilizar todo el sistema.

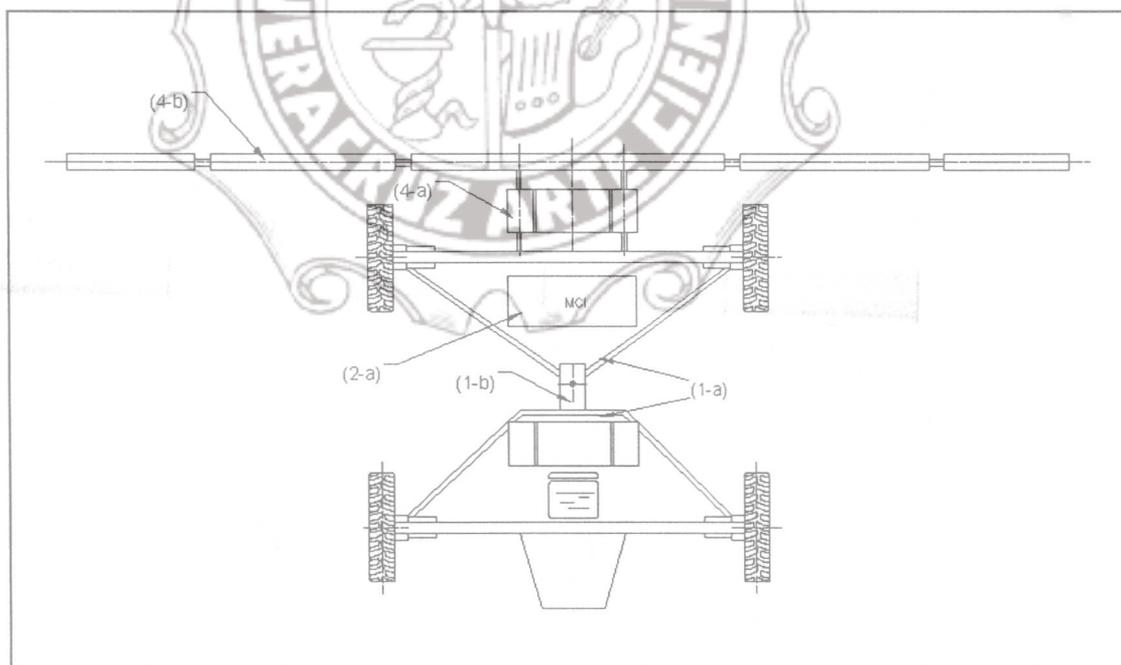


Figura 8.1a. Vista superior del prototipo.

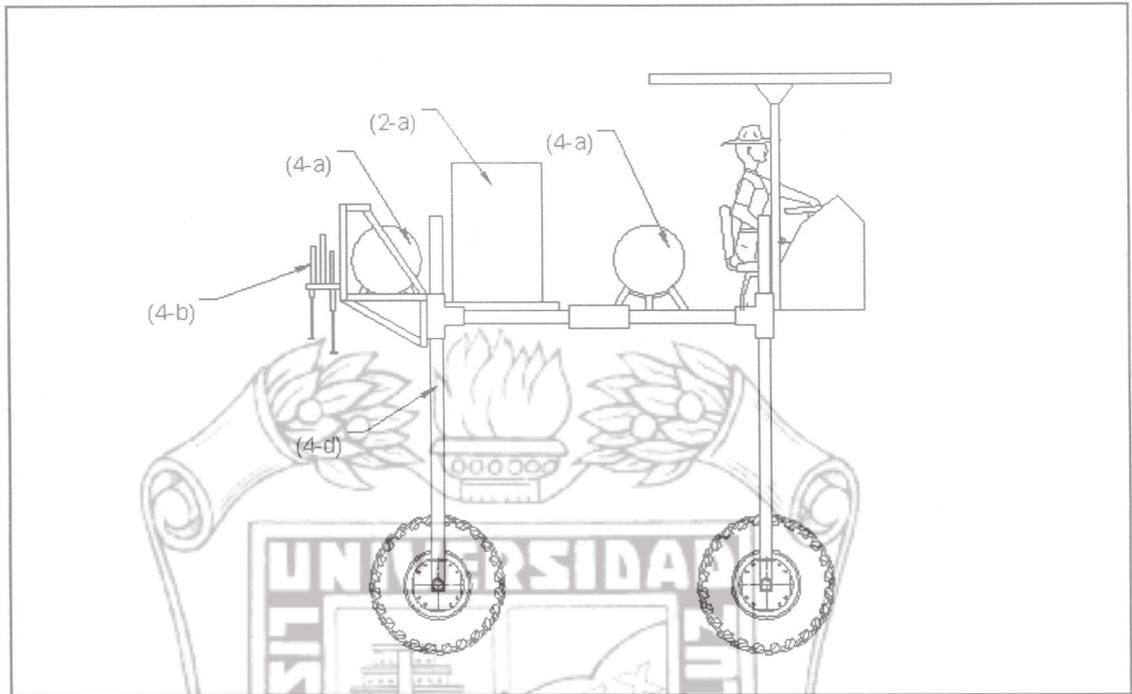


Figura 8.1b. Vista lateral del prototipo.

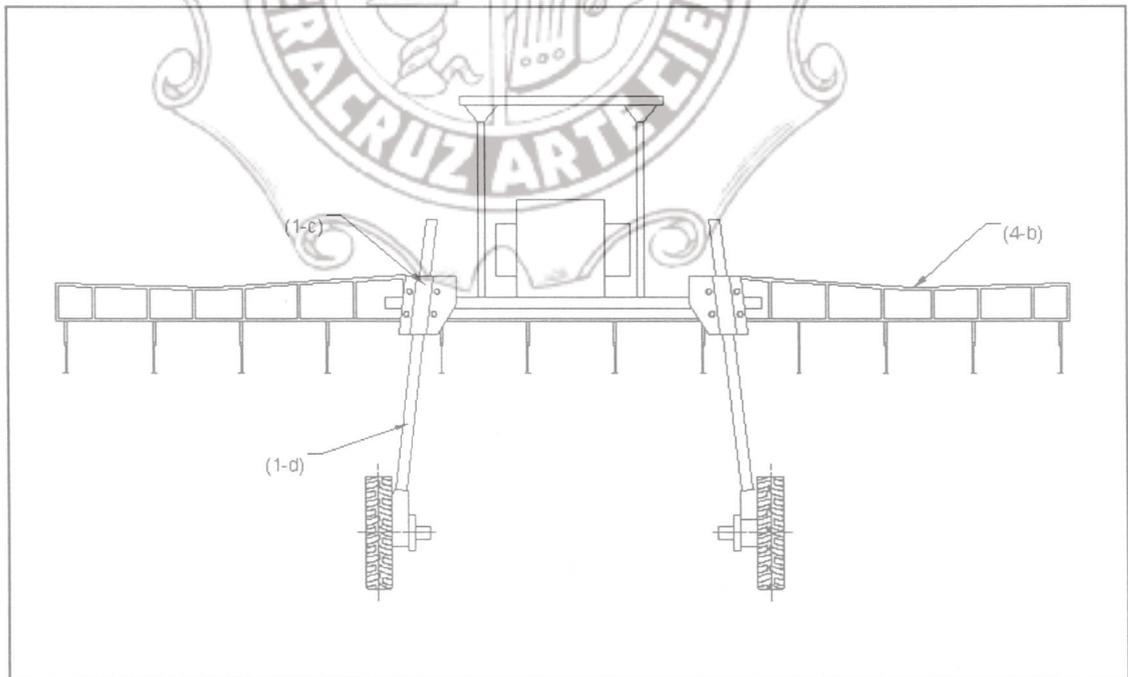


Figura 8.1c. Vista frontal del prototipo.

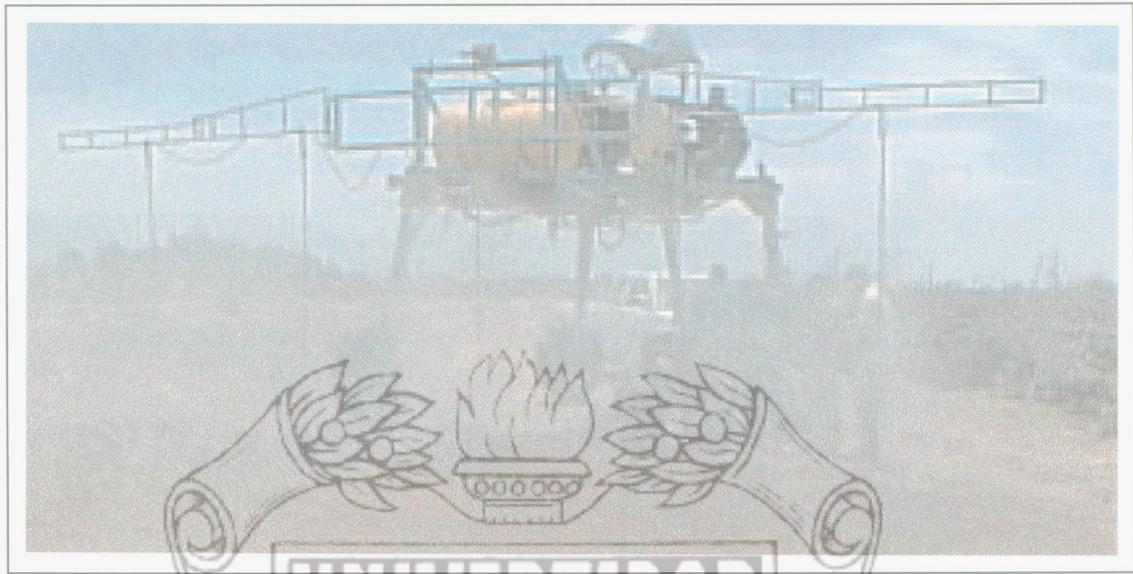


Foto No. 1. Vista panorámica del aspersor autopropulsado de alto despeje.



Foto No. 2. Vista panorámica del aspersor en campo de trabajo.

Las dimensiones actuales del prototipo son: 3.46 mts de ancho, 5.00 mts de largo y 2.50 mts de altura; el peso total del vehículo es de 2800 kg; la sección transversal de las columnas tubular cuadrada de 10.16 cm (4 plg) con un espesor de 6 mm ($\frac{1}{4}$ plg) que soporta un esfuerzo de $1451.3 \text{ kg cm}^{-2}$; el eje tiene un diámetro de 50 mm el cual soporta un esfuerzo de 104 kg mm^{-2} ; el pivote que permite movilidad a las mesas tiene un diámetro de 5.08 cm (2 plg) donde el esfuerzo 60 kg mm^{-2} ; la estructura superior tiene una sección transversal de $10.16 \times 15.24 \text{ cm}^2$ ($4 \times 6 \text{ plg}^2$) con un espesor de 6 mm ($\frac{1}{4}$ plg) que soporta un esfuerzo de $2529.03 \text{ kg cm}^{-2}$. De acuerdo a las demandas de par en las ruedas y al peso del equipo por cada rueda (soporte). Se obtuvo un factor de seguridad de 18.55. Los cálculos se muestran en el apéndice A.

El Sistema de Potencia permite transferir potencia entre ejes que se encuentran separados a una distancia considerable proporcionando gran flexibilidad en la colocación de maquinaria impulsora y accionada.

El motor seleccionado fue un motor CJ-20 Nissan 1800 CC, máquina de combustión interna de gasolina de 1800 con una potencia de 78/5200 Hp con un par máximo de 17/2400 kg.m a 2400 revoluciones acoplado a la bomba de presión. La potencia requerida en cada eje es de 5.26 kw. (apéndice A, cálculo de la potencia en el eje)

8.2 Sistema Hidrostático. Se diseñaron dos circuitos uno cerrado y otro abierto. El primero fue un circuito alterno el cual demostró deficiencia al operar el vehículo en los modos de avance y reversa, a causa de la selección de los componentes instalados. En la figura 8.2 se presenta la simbología utilizada en el sistema hidrostático. El circuito cerrado se encuentra integrado por:

- Bomba. El modelo de la bomba seleccionada es 72400, con caudal variable y de pistones, con un desplazamiento máximo de $40.6 \text{ cm}^3 \text{ r}^{-1}$.
- Motor (cuatro). El modelo del motor seleccionado es 2000 Geroler de nueve desplazamientos, con un flujo de 75 lpm y un torque de 845 N.m (continuo).
- Válvula reguladora de caudal variable.
- Válvula divisora de flujo con punto de prioridad. El flujo de entrada es de 175 l min^{-1} y controla un flujo máximo de 135 l min^{-1} a una presión de 195 bar.
- Válvulas divisoras de caudal. El sistema cuenta con tres válvulas divisoras de caudal las cuales tiene como función dividir el 100% del flujo del puerto de entrada en un 50% en los puertos de salida y viceversa. La selección de las válvulas es de acuerdo a la capacidad del caudal.
- Filtros. El sistema cuenta con dos filtros uno de admisión (DT8P1-10-65-11) y otro de retorno (OFRS25P10).
- Depósito.
- Intercambiador.

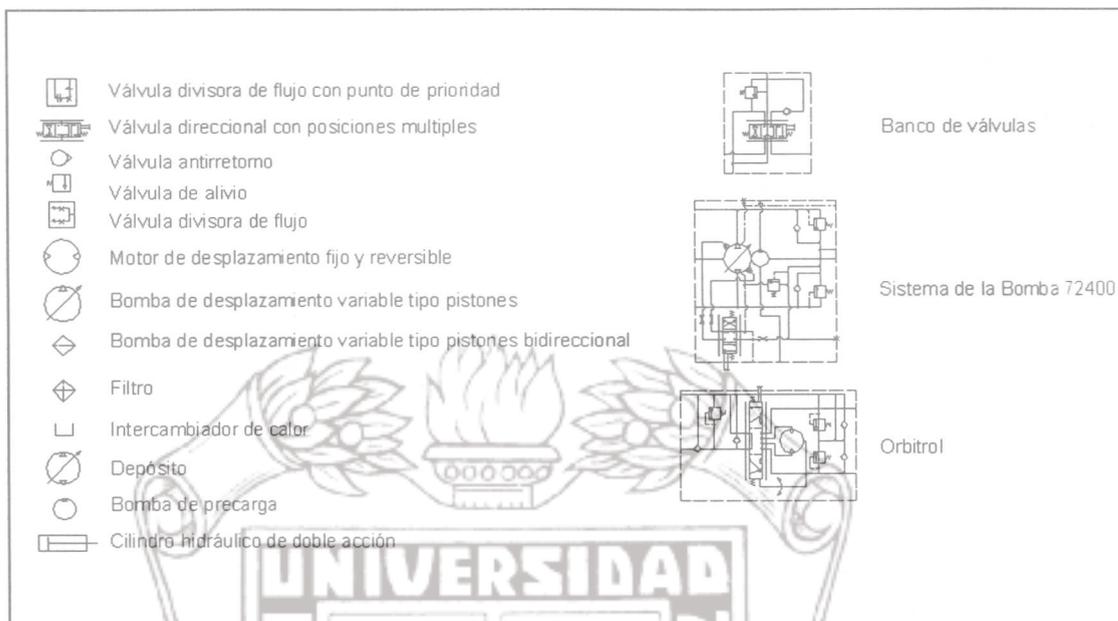


Figura 8.2. Simbología del sistema hidráulico (Vickers; 1999).

Descripción de operación del circuito abierto.

La válvula direccional tiene tres posiciones las cuales son: neutral, avance y reversa. Esta válvula es operada manualmente por el servocontrol mediante una palanca. Si la palanca está centrada, se dice que se encuentra en posición neutral, es decir, el caudal es suministrado por la bomba al interior del bloque de válvulas llegando a la válvula direccional, el cual es conducido al depósito. Esto significa que no existe movimiento alguno en los motores. El aceite es filtrado antes de llegar a la bomba y al salir es controlado manualmente mediante una válvula reguladora de presión (ver fig. 8.3).

Cuando la palanca se encuentra fuera del centro hacia uno de los extremos, supongamos a la izquierda, se dice, que está en posición de avance, es decir, el caudal suministrado al interior del banco que pasa por una válvula check (antirretorno) seguida de la válvula direccional saliendo por el puerto A. Este flujo llega al puerto de entrada de la válvula divisora de flujo con punto de prioridad, se encuentra integrada por una válvula reguladora de presión de restricción fija la cual es operada manualmente. La característica de la válvula es que en cuenta con dos puertos de salida, uno es para exceso de flujo y el otro es para flujo controlado. El fluido que es conducido por la línea de presión del flujo controlado continúa hasta llegar al puerto de entrada de una primera válvula divisora de flujo. Este tipo de válvula tiene la característica de dividir el flujo de entrada en porcentajes iguales en los puertos de salida; el flujo dividido

por esta válvula es conducido a otras dos válvulas del mismo tipo las cuales dirigen el caudal hacia los puertos de los motores. El caudal que fluye a través de los motores posteriormente retorna la banco de válvulas por el puerto B. Y finalmente el es dirigido por la válvula direccional hasta llegar al depósito. Anteriormente se mencionó que la válvula divisora de flujo con punto de prioridad tiene dos puertos de salida, exceso de flujo y flujo controlado. El fluido que es conducido por la línea de presión del exceso de flujo continúa hasta llegar al puerto de entrada P del sistema de la dirección, es decir, del orbitrol. Todo este sistema pertenece a un sistema abierto, donde se observa que la dirección del flujo hace girar los motores en un mismo sentido.

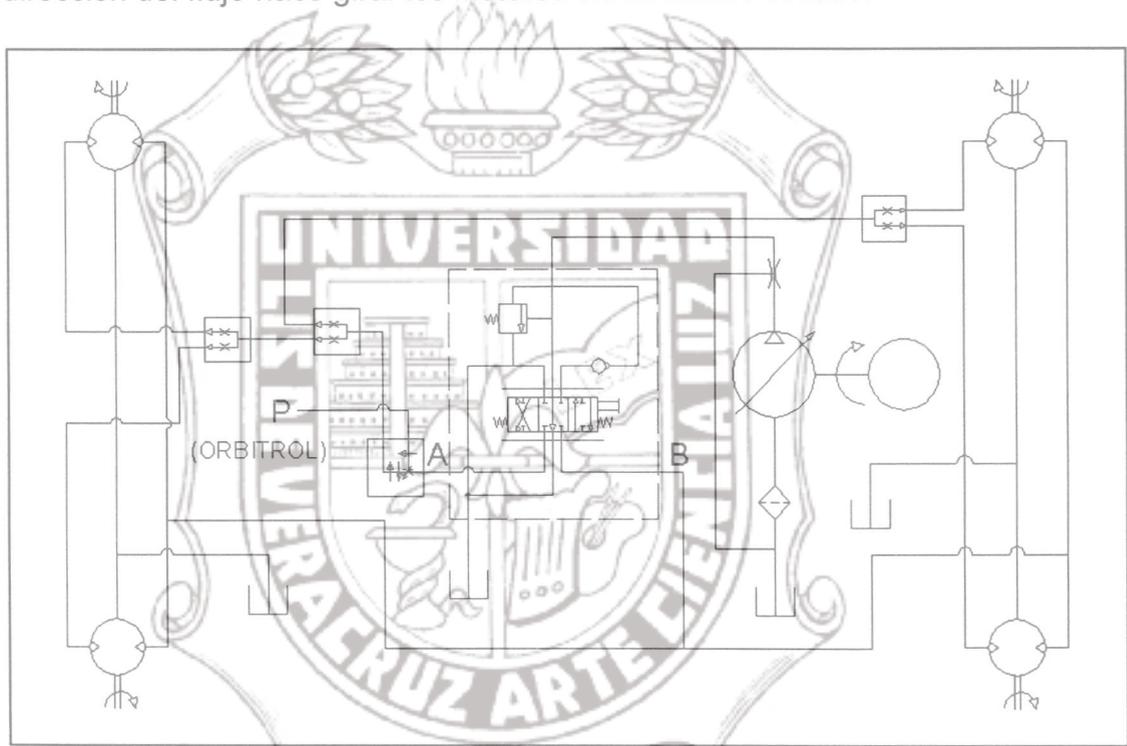


Figura 8.3. Diagrama del circuito abierto (Vickers; 1999).

Si la palanca es movida hacia el otro extremo, supongamos a la derecha, se dice que se encuentra en posición de reversa, es decir, el flujo suministrado al banco mediante la bomba es conducido por una válvula check seguida de la válvula direccional la puerto B hasta llegar a los motores. Este caudal fluye por los motores y llega a las válvulas divisoras de flujo las cuales envían la presión a otra válvula divisora de flujo seguida de una válvula divisora de flujo con punto de prioridad la cual es regulada manualmente. Posteriormente el caudal retorna al banco de válvulas mediante el puerto A. Este caudal es dirigido por la válvula direccional al depósito, en este caso se observa que es también un sistema abierto. Ahora la dirección de flujo hacen que los motores giren en sentido contrario.

Si en este sistema existe una presión mayor a 3000 lb plg², el exceso es conducido al depósito, por lo que la válvula de alivio localizada dentro del banco de válvulas es la que protege al sistema de una sobrecarga. La bomba que opera en este sistema es de desplazamiento variable y unidireccional, este desplazamiento es regulado internamente mediante un pistón debido a la presión piloto ejercida o demandada en los motores.

Descripción de operación del circuito cerrado.

Las tres posiciones de la válvula direccional son: neutral, avance y reversa, la cual es operada manualmente mediante una palanca. Si la palanca está centrada, se dice que se encuentra en posición neutral, es decir, el aceite filtrado es suministrado por la bomba principal, el cual es bombeado hacia el interior del sistema de la bomba pasando por la válvula direccional hasta llegar al depósito. La bomba de precarga filtra y enfría aceite fuera del sistema de la bomba. Por lo que, flujo retorna la sistema de la bomba pasando por una válvula check (antiretorno) seguida de una válvula de alivio de presión relativamente baja la cual deriva el aceite nuevamente a la bomba principal (ver fig. 8.4).

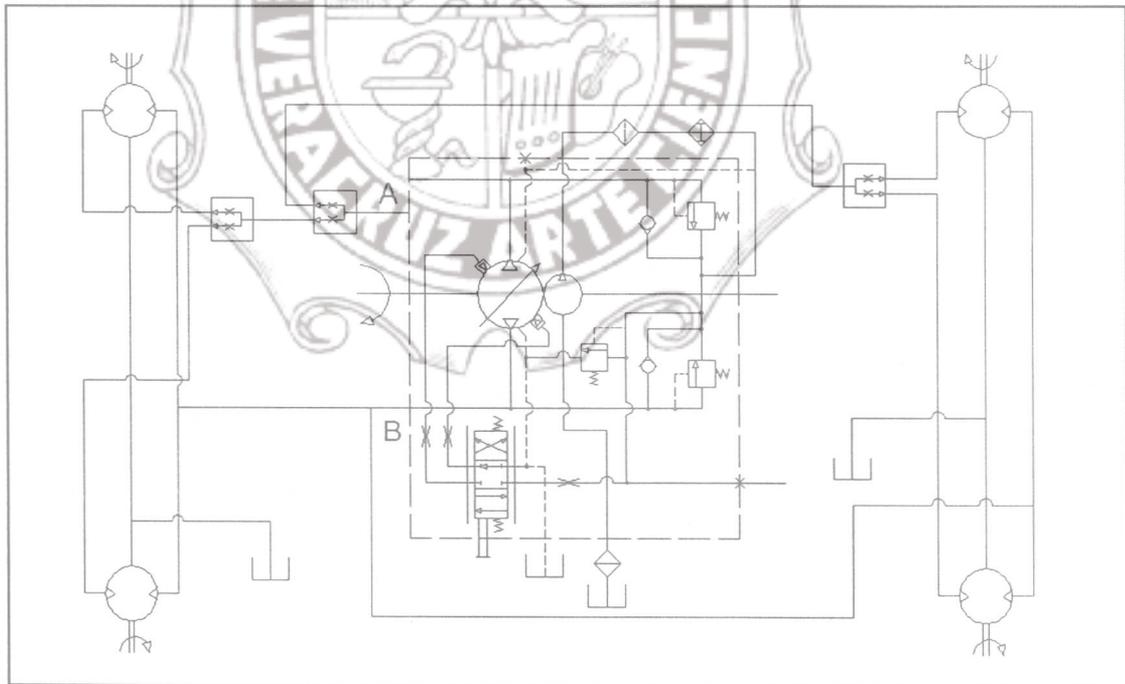


Figura 8.4. Diagrama del circuito cerrado (vickers; 1999).

Si la válvula se encuentra fuera del centro, hacia la derecha, se dice que se encuentra en posición de avance, es decir, la línea de presión que pasa a través de la válvula direccional seguida de una reguladora de flujo, llega a uno de los puertos de la bomba principal saliendo por el otro. Dentro del sistema principal el caudal fluye por el puerto A y es dirigido a una válvula divisora de flujo, la cual deriva el flujo a su salida hacia otras dos válvulas divisoras de flujo. Estas últimas conducen el aceite a uno de los puertos de cada motor. Y Finalmente el caudal que parte de los motores es dirigido al puerto B del sistema retornando a la bomba principal. Por lo que significa que el sistema es cerrado. Se observa que la bomba principal y motores giran en un solo sentido.

Si la palanca se encuentra hacia el otro extremo, se dice que se encuentra en posición de reversa, es decir, el aceite que pasa a través de la válvula direccional, seguido de otra válvula reguladora de flujo, llega uno de los puertos de la bomba saliendo por el otro puerto. Ahora la línea de presión está en el puerto B del sistema de la bomba, el aceite es dirigido a cada uno de los puertos de los motores donde anteriormente era puerto de salida, el caudal fluye por el otro puerto es conducido hacia las válvulas divisoras de flujo la que a su vez envían el caudal al sistema de la bomba pasando mediante el puerto A. Nuevamente se observa que es un circuito cerrado. Por consiguiente la bomba principal y motores giran en sentido contrario.

Si la presión del aceite es mayor a 3000 lb plg^{-2} dentro del sistema de la bomba, el exceso de aceite fluye a través de la válvulas de alivio las cuales protegen el sistema de la sobrecarga enviándola al depósito. Sucede lo mismo en los motores, si el sistema tiene una presión elevada, el aceite es enviado directamente al depósito. La bomba de precarga suministra el aceite necesario a la bomba principal debido a la fugas internas de la misma bomba.

De acuerdo a la memoria de cálculo apéndice A se determinó que el par requerido fluctúa entre 5989.135 y 1723.138 kg.m. Para condiciones desde concreto hasta terreno labrado saturado. El galonaje proporcionado por la bomba seleccionada fue de 800 hasta 1,500 psi operando con una velocidad de 12 km hr^{-1} .

8.3 Sistema Hidráulico de la Dirección. Este circuito permaneció sin ningún cambio en los circuitos abierto y cerrado del mismo sistema. Los componentes seleccionados del sistema hidráulico de la dirección (fig. 8.5) son:

- Bomba. Serie 26 de engranajes, con rotación del eje derecho, con un desplazamiento de $8.2 \text{ cm}^3 \text{ r}^{-1}$.
- Orbitrol para dirección. Serie 110, con presión del caudal 23 lpm, con presión de entrada 172 bar y un desplazamiento de $8.2 \text{ cm}^3 \text{ r}^{-1}$.

- c) Cilindro hidráulico para la dirección (dos). Modelo 580 de doble acción, con una presión máxima de 275 bar y 12 plg de longitud en el vástago.
- d) Torre para orbitrol.
- e) Volante con accesorios.
- f) Filtros.
- g) Válvulas antirretorno.
- h) Depósito.

Descripción de operación del Sistema Hidráulico de la dirección.

La válvula direccional de posiciones infinitas tiene tres posiciones, cuando la válvula direccional se encuentra centrada, se dice, que se encuentra en posición neutral, es decir, el aceite filtrado es bombeado al interior del orbitrol pasando por una válvula check, seguida de una válvula de alivio de presión relativamente baja la cual dirige el caudal al depósito.

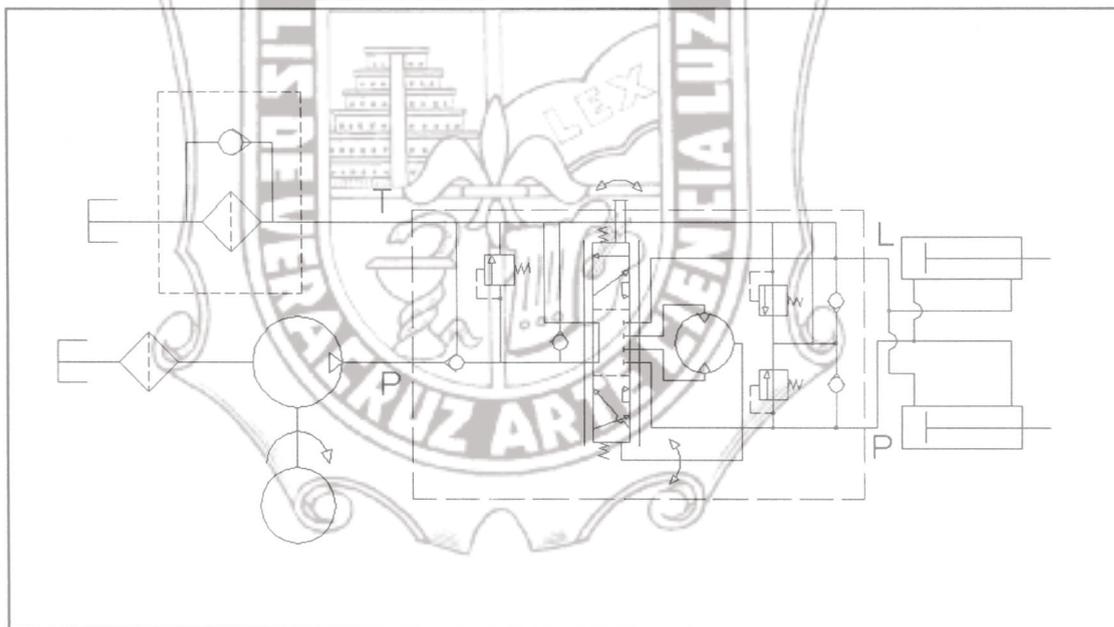


Figura 8.5. Circuito hidráulico de la dirección (Vickers; 1999).

Si la válvula direccional se encuentra movida del centro hacia uno de los extremos, supongamos a la derecha, el caudal bombeado fluye al puerto P del orbitrol hasta llegar a la válvula direccional. Siguiendo la línea de presión en éste caudal es conducido hacia a uno de los puertos del motor bidireccional para salir por el otro puerto y retornar a la válvula direccional, el fluido continúa hasta el puerto de salida L del orbitrol; ésta línea se encuentra conectada a los

dos cilindros en sus puertos diferentes, la presión ejercida en esta línea hace que los cilindros se muevan de forma recíproca pero en diferente dirección, es decir, un cilindro se contrae y el otro se expande, lo cual hace que retorne el fluido al orbitrol por el puerto R hasta llegar a la válvula direccional donde el flujo es dirigido al puerto T y finalmente el caudal es filtrado antes de llegar al depósito. El movimiento del motor hace girar la dirección del sistema en el mismo sentido.

Si la válvula direccional se encuentra en el otro extremo, a la izquierda, el caudal bombeado fluye al puerto P del orbitrol hasta llegar a la válvula direccional. Siguiendo la línea de presión en éste caudal es conducido al puerto del motor donde anteriormente era puerto de salida, ahora la presión ejercida en la línea es sentido opuesto, el caudal al pasar por el puerto de salida del motor retornar a la válvula direccional, el fluido continúa hasta el puerto de salida R del orbitrol; ésta línea se encuentra conectada a los dos cilindros en sus otros puertos, la presión ejercida hace que los cilindros se muevan de forma recíproca en diferentes direcciones, por lo que, un cilindro se contrae y el otro se expande, lo cual hace que retorne el fluido al orbitrol por el puerto L hasta llegar a la válvula direccional donde el flujo es dirigido al puerto T y finalmente el caudal es filtrado antes de llegar al depósito. Ahora el movimiento de la dirección así como el motor se mueven en sentido contrario.

Si la presión del aceite es superior a 2180 lb plg^{-2} dentro del orbitrol, el exceso de aceite fluye a través de las válvulas de alivio las cuales protegen el sistema de la sobrecarga enviándola al depósito.

Los datos obtenidos del sistema hidrostático de la dirección fueron los siguientes: la presión en la transmisión de operación fue de 1500 a 2500 psi con una presión en la dirección de 1800 a 2000 psi.

8.4 Sistema de Aspersión. El sistema de aspersión es el que permite la aplicación de productos químicos en cultivos de vara alta

En el sistema de aspersión se llevó a cabo la evaluación de diversos tipos de boquillas para determinar que tipo de boquilla es más eficiente en lo que respecta a cobertura y eficiencia. Los componentes del sistema de aspersión (fig. 8.6) son:

- a) Bomba centrífuga. Modelo 9203C, con un flujo máximo 389.85 a 529.9 lpm (103 a 140 gpm), con presión máxima 11.72 bar (170 psi), con una velocidad máxima 6000 rpm.
- b) Depósito. Forma cilíndrica con una capacidad: 430 lts.

- c) Filtros. Modelo AA(B)124A-3/4-nyb, con un caudal aproximado a 0.35 bar y una presión de 5 bar.
- d) Regulador de pulverización. Modelo TeeJet 844, cuenta con: control maestro, consola de control computarizado, válvula reguladora de presión, conexión de cables, clavija y maya en los cables, flujómetro y sensor de velocidad kit tipo magnético con control para las secciones de barra.
- e) Regulador de pulverización. Modelo 744a y cuenta con regulador de presión ajustable y control maestro.
- f) Válvula reguladora: tipo bola. Modelo 38550, con una capacidad: 121 lpm (32 gpm) y una presión máxima: 20 bar (300 psi).
- g) Boquillas. Modelo TXVK-4 ConeJet, de cono hueco, de acero inoxidable, y con una presión máxima de 20.69 bar.
- h) Sensor de velocidad.
- i) Flujómetro (opcional).

El material utilizado para la evaluación de boquillas fue el siguiente:

- a) Bomba de pistones. Modelo: 4770 Swissmex, con una presión de trabajo de 4 bar.
- b) Control de válvulas. Modelo 17B Tee Valve, con una presión máxima de 20.69 bar.
- c) Válvula reguladora de presión. Modelo 6815-3/4-700, con una presión superior a 48 bar.
- d) Boquillas. TX-8 ConeJet, con pulverización de cono hueco de latón; D2-DC23 Disc-Core, con pulverización disco núcleo de acero inoxidable-latón; D2-DC45 Disc-Core, de punta de pulverización disco-núcleo de acero inoxidable-latón; TP11002 TeeJet, de punta de pulverización estándar de chorro plano de latón.
- e) Soporte para boquillas.

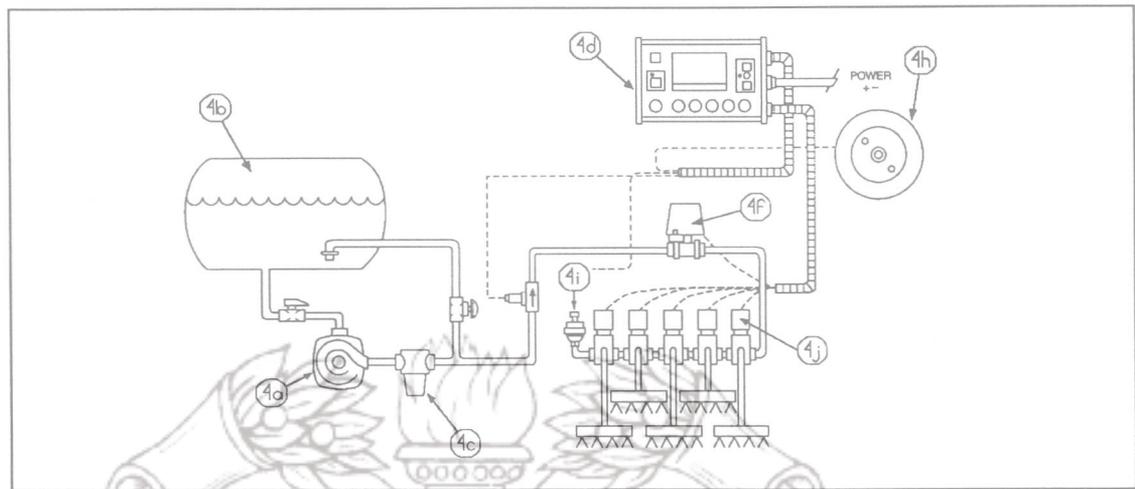


Figura 8.6. Diagrama de evaluación del sistema de aspersión (Spraying Systems; 1998).

Descripción de evaluación de boquillas.

Los datos obtenidos en las diferentes boquillas en repeticiones de cuatro (apéndice A) se tomaron en un tiempo de 60 segundos (1 min) en un banco de distribución, tratando de que el impacto del fluido fuera en el centro del banco. La cobertura y alcance en el cual se evaluaron las boquillas fueron en posición vertical a 45 y 100 cm (foto No. 3); en posición horizontal a 40, 70 y 100 cm (foto No. 4). También se recopilaron datos del caudal recolectado en una probeta en repeticiones de cuatro para los diferentes tipos de boquilla en un período de 60 segundos. Este caudal fue considerado como el 100% en comparación con el obtenido en el banco de distribución. Posteriormente de haber obtenido los datos de las boquillas durante el período de evaluación se determinó la media aritmética y se procedió a graficar este resultado. Se obtuvieron cinco gráficas para los diferentes tipos de pruebas verticales y horizontales.

En cada curva de comportamiento de cada una de las gráficas fue comparada con la curva de comportamiento ideal de una boquilla de buena calidad de aspersión. La curva de comportamiento para una boquilla y un conjunto de boquillas se ilustra en la figura 8.7. Los porcentajes de los datos obtenidos de cada boquilla en comparación con el de la probeta fueron los siguientes:

En la prueba vertical donde el banco de distribución se colocó a 45 cm de distancia (fig. 8.8), las boquillas TX-8, D2-DC23, D2-DC45 y TP11002 tuvieron un alcance de 84, 62.71, 96.56 y 96.75%; en la prueba vertical a 100 cm los

datos obtenidos fueron: 26.67, 49.91, 55.92 y 18.14%, donde la boquilla que resultó más eficiente en cuanto a cobertura fue la D2-DC45.

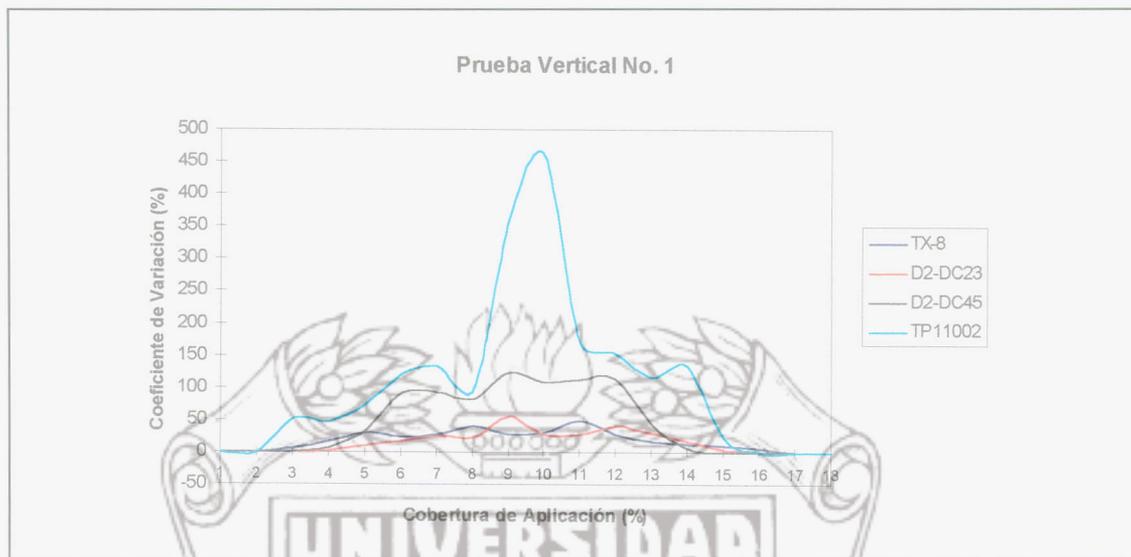


Figura 8.8. Curva de comportamiento de las boquillas evaluadas.

En la prueba horizontal a 40 cm de distancia los resultados fueron 79.121, 75.58, 97.42 y 50.76 %; en la prueba horizontal a 70 cm los datos obtenidos fueron: 25.18, 48.18, 87.39 y 53.13%. Y en la prueba horizontal a una distancia de 100 cm los datos fueron: 18.32, 12.01, 58.14 y 83.10%. La boquilla que resultó ser más eficiente en cuanto a alcance fue la boquilla D2-DC45. Finalmente se concluye que durante la comparación de curvas de comportamiento obtenidos con la ideal y tomando en cuenta los porcentajes de flujo recolectado en función de la probeta, la boquilla que resultó ser eficiente en cuanto a alcance y cobertura fue D2-DC45. En la foto No. 5 se muestra el equipo utilizado durante la evaluación de las boquillas.

Otros datos obtenidos durante el período de evaluación del sistema de aspersión fueron los siguientes: Las revoluciones por minuto otorgado de motor a la bomba fue de 6 000 con una presión de aspersión de 6.89 bar (100 psi) durante un período de evaluación de 25 min donde el tiempo de aplicación fue de 20 min por hectárea obteniendo una eficiencia de campo del 85%.



Foto No. 3. Evaluación de boquillas en posición vertical.



Foto No. 4. Evaluación de boquillas en posición horizontal.

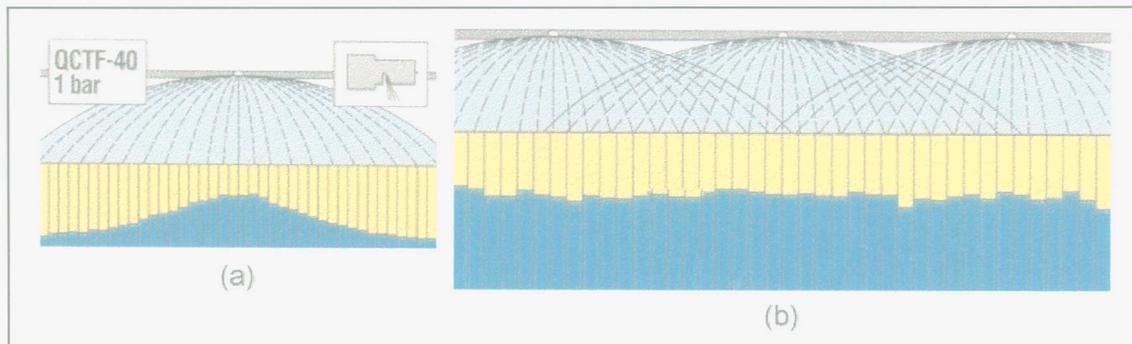


Figura 8.7 (a) Curva de comportamiento de una boquilla de buena calidad de aspersión. (b) Curva de comportamiento de un conjunto de boquillas de buena calidad de aspersión.

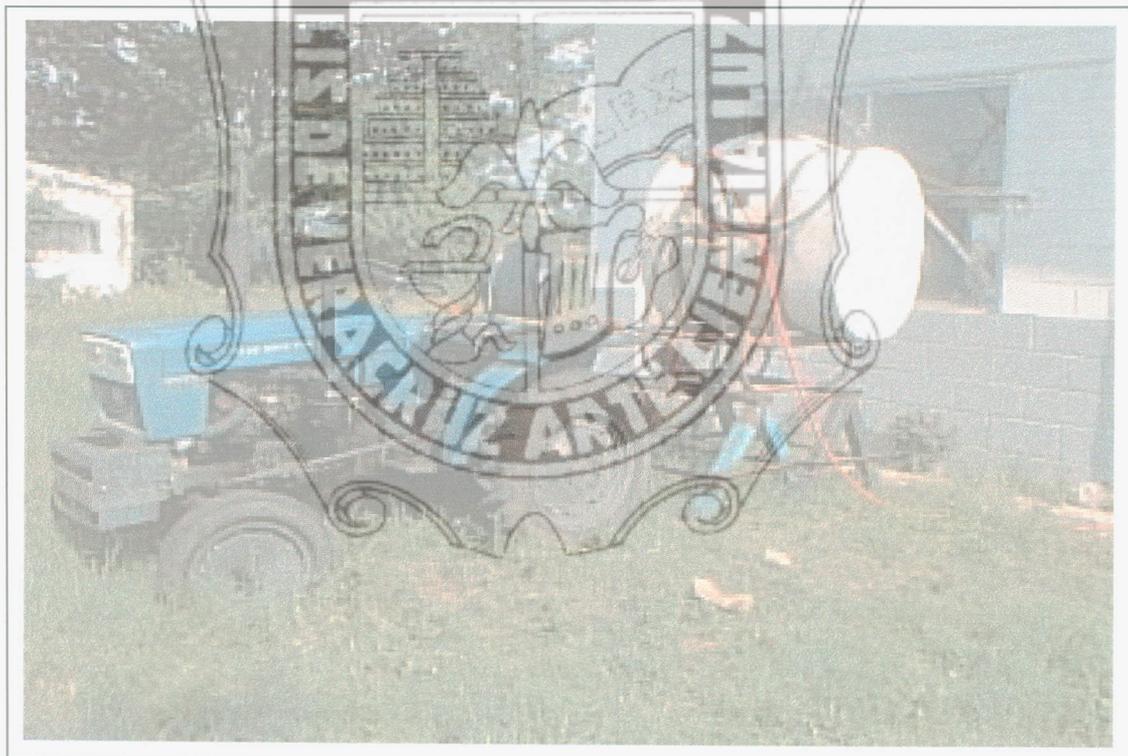


Foto No. 5. Vista panorámica del equipo utilizado durante la evaluación de boquillas.

IX. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El prototipo de aspersión autopropulsado de alto despeje desarrollado presentó adaptabilidad en diferentes condiciones de terreno desde terreno labrado saturado hasta terreno labrado saturado seco, así como adaptabilidad en condiciones de trabajo con pendiente superiores a 15°. El costo del prototipo es del 40% menor a sus similares de importación.

Se diseñaron dos circuitos de tracción en el sistema hidrostático con los cuales se trabajó a velocidades inferiores a 12 km h⁻¹. El circuito alterno presentó deficiencia a causa de la selección de sus componentes, donde el desplazamiento de la bomba de caudal variable no podía ser controlado manualmente debido a que este desplazamiento fue operado internamente mediante un pistón el cual era controlado por la presión piloto demanda en el sistema; el galonaje entregado por la bomba se obtuvo variando las revoluciones por minuto a través de una válvula reguladora de presión. También existió un considerable aumento de temperatura en todo el sistema hidrostático.

En contraste con el circuito actual durante el periodo de evaluación operó favorablemente debido a que el desplazamiento de la bomba de caudal variable del sistema fue controlado mediante el servo control interno de la bomba hidrostática. La cual entregó el galonaje sin variar las revoluciones por minuto. En este circuito la temperatura se mantuvo constante (menor a 40°C). Los componentes del sistema hidrostático son comerciales a nivel nacional, facilitando la reparación, mantenimiento y eliminación de los tiempos de espera.

En el sistema de aspersión se evaluaron diferentes boquillas en lo que respecta a cobertura y alcance en diferentes posiciones; la boquilla D2-DC45 presentó una mejor calidad de aplicación de aspersión. Para llevar a cabo la evaluación, se utilizaron componentes similares al del prototipo por motivo de que se encontraba en un período de evaluación con productores en Sinaloa, se utilizó una bomba de pistones en lugar de una bomba centrífuga, la diferencia entre ellas es que la bomba de pistones envían un caudal no constante hacia las boquillas y operan a presiones relativamente altas, las bombas centrífugas envían un caudal constante a las boquillas y trabajan a altas presiones. Esto ocasionó que las curvas de comportamiento de las boquillas tuviera un rango de variación las cuales hubieran sido minimizadas con la bomba centrífuga.

En el sistema de estructura el prototipo evaluado presentó problemas en lo que respecta al esfuerzo combinado de la parte central de las mesas articuladas (fig. 9.1b), así como la inestabilidad en los bastidores por lo que fue reforzada después de su construcción. Es debido a esto que surge una propuesta la cual

cuenta con diversas modificaciones como lo es: una sola mesa rígida, los bastidores son completamente horizontales (fig. 9.2b) y sólo son articulados los de la parte frontal, el depósito (fig 9.2b) se localiza por debajo del vehículo, un cambio significativo en las dimensiones, cabina herméticamente cerrada y climatizada y el aguilón pasa a la parte frontal el cual es operado por dos gatos hidráulicos los cuales operan en la apertura y cierre, así como el desplazamiento vertical del mismo (apéndice E, propuesta).

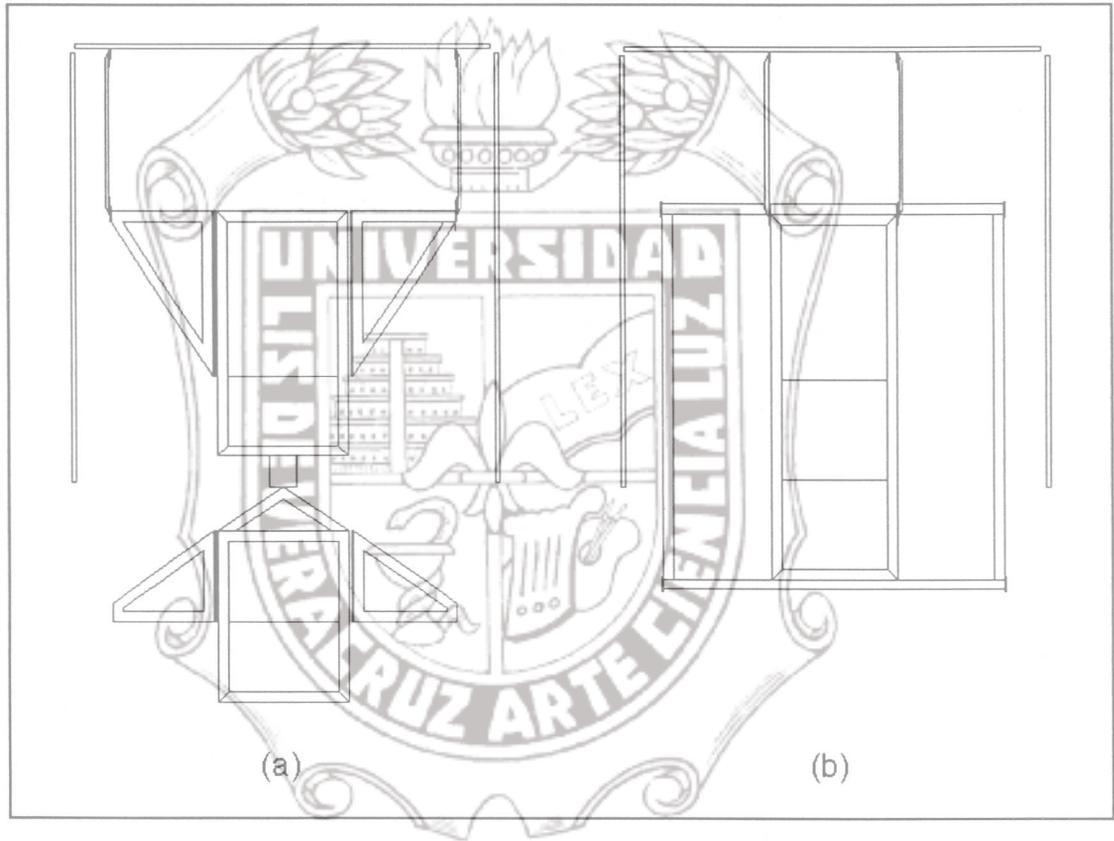


Figura 9.1 (a) Vista superior del prototipo 2. (b) Vista superior de la propuesta.

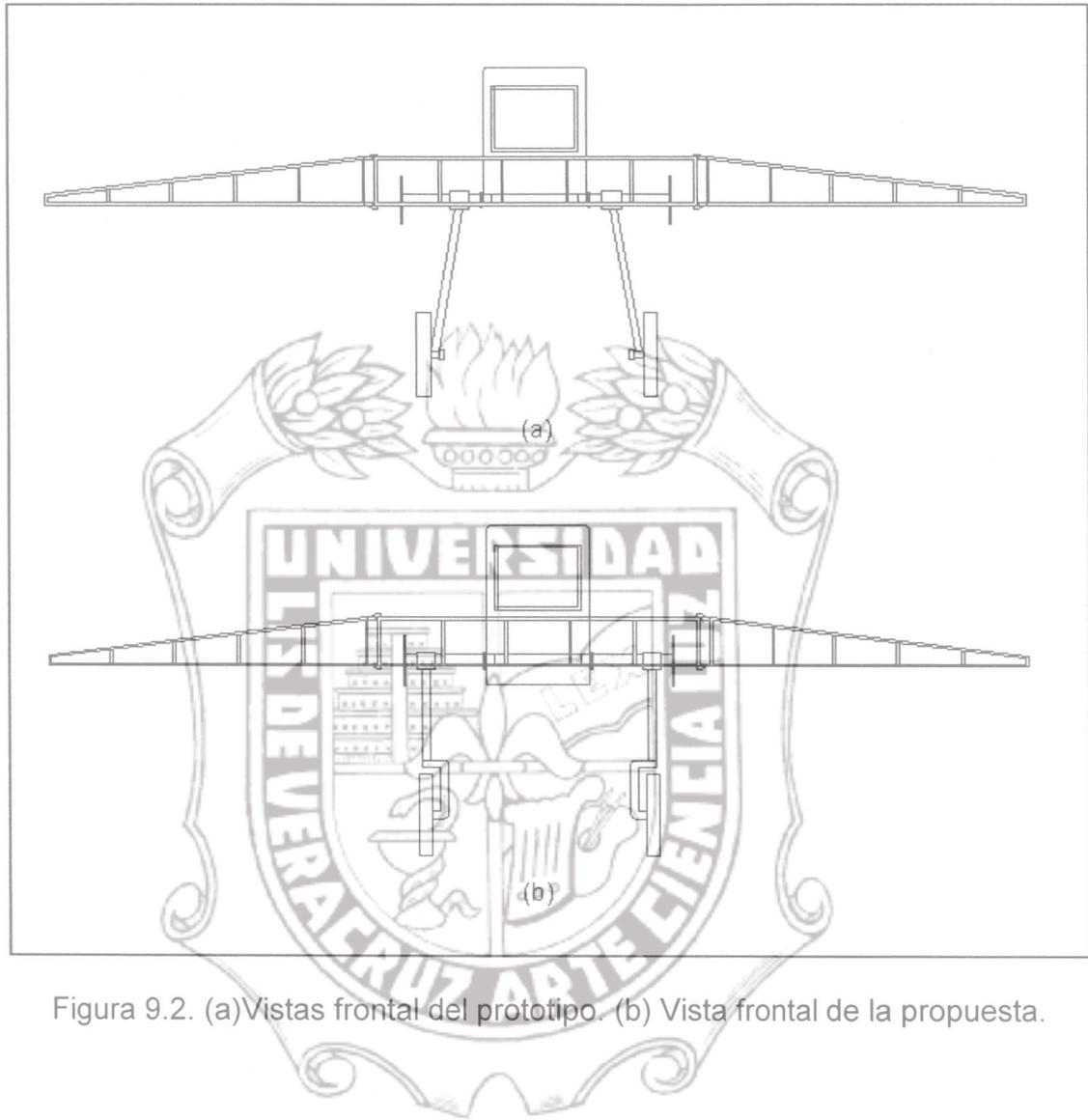


Figura 9.2. (a) Vistas frontal del prototipo. (b) Vista frontal de la propuesta.

BIBLIOGRAFIA

1. Cherkasski V: M: 1986. Bombas Ventiladores Compresores. Ed. Mir Moscu.
2. Culpin Claude. 1976 Farm Machinery. Ninth Edition. Crosby Lockwood Stoales, London.
3. Eaton Hydraulics División. 1998. Steering Control Units and Torque Generators. Eaton Corporation.
4. Eaton Hidraulics Division. 1992. Heavy Duty Hydrostatic Transmissions. Eaton Corporation.
5. Fitzgerald. 1990. Mecánica de Materiales. Ed. Alfaomega.
6. Griffin George A. Fundamentos de Operación de la Máquina. 1973. Derechos Reservados.
7. Hicks Tyler G. 1981. Bombas su Selección y Aplicación. McGraw-Hill.
8. Inns M. F. And Kilgour. Agricultural Tyres. 1978. Ed. Brown, Knight, Trwscott Ltd.
9. Instituto Nacional de Estadística Geográfica e Informática. 1997. Anuario Estadístico del Estado de Veracruz. Tomo II. INEGI.
10. Instituto Nacional de Estadística Geográfica e Informática. 1997. Los Cultivos Anuales de México. INEGI.
11. Instituto Nacional de Investigaciones Forestales y Agropecuarias. 1990. Manual de Procedimientos de Prueba y Evaluación de Implementos Agrícolas.
12. Kepner R. A; Bainer Roy and Barger E. L. 1978. Principles of Farm Machinery. Third edition. The Avi Publishing Company, INC.
13. Manual de Bombas Hypro. 1998. Ed. alfaomega. Hypro Corpotation.
14. McNaughton Kenneth. 1987. Bombas Selección Uso y Mantenimiento. Ed McGraw-Hill.

15. Meriam J. L. 1979. Dinámica. Segunda Edición. Ed. Reverté.
16. Timoshenko S. P. and Gere James M. 1979. Mecánica de Materiales. Ed. Uteha.
17. Rnam. 1995. Test Code and Procedures for Farm Machinery Economic and Social Comision for Asia and the Pacific Regional Network for Agricultural Machinery. Unido.
18. Singer Ferdinand L. and Pytel Andrew. 1982. Resistencia de Materiales. Ed. Harla.
19. Spraying Systems Co. Manual de boquillas de aspersión. Ed Comercial Arce.
20. Spraying Systems. 1998. Spray Control Solutions.
21. Spraying Systems. 1999. TeeJet.
22. Rusell George E. 1981. Hidráulica. Compañía Editorial Continental.
23. Vickers. 1998. Mobile Hydraulics Manual. Vickers Incorporated.
24. Vickers. 1998. Manual de Hidráulica Móvil. Vycmex.
25. Vickers. 1993. Manual de Oleohidráulica Industrial. Quinta Edición Española.
26. Vickers. 1999. Diseño de Circuitos Hidrostáticos. Derechos Reservados.



Apéndice A

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



CALCULO PARA LA DETERMINACION DE POTENCIA EN EL EJE

Peso total del vehículo = 2800 kg

Peso en cada columna = 700 kg

$$\sum F_x = 0$$

$$F - f_r = 0$$

$$f_r = \mu N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N - mg = 0$$

$$N = mg$$

considerando el coeficiente en terreno labrado saturado, tenemos que para un diámetro de 1090mm el coeficiente de fricción es

$$\mu = 0.23$$

donde

$$f_r = \mu mg$$

$$f_r = (0.23)(700) = 161 \text{ kg}$$

la fuerza necesaria para vencer la fuerza de fricción es

$$F = 161 \text{ kg}$$

Potencia = Fuerza · Velocidad

$$Pot = F \cdot V$$

donde la velocidad máxima de operación es

$$V_{\max} = 12 \text{ km h}^{-1} = 3.33 \text{ m seg}^{-1}$$

$$Pot = (161)(3.33) = 536.13 \text{ kg.m seg}^{-1}$$

$$Pot = 5.26 \text{ kw}$$



CALCULO DEL PESO

$$P_{Total} = 2800 \text{ kg}$$

$$P_1 = 100 \text{ kg (agulón)}$$

$$P_2 = 350 \text{ kg (cabina)}$$

$$P_4 = 150 \text{ kg (bomba y depósito)}$$

$$P_w = 1755 \text{ kg}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$1755(182.5) - 100(170) + 350(82.5) + 445(215) + 150(315) - R_B(365) = 0$$

$$R_B = 1301.609 \text{ kg}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-1755(182.5) - 100(535) - 350(282.5) - 445(150) - 150(50) + R_A(365) = 0$$

$$R_A = 1498.39 \text{ kg}$$

En el punto X_A se apoya el 53.513% del peso total

En el punto X_B se apoya el 46.486% del peso total

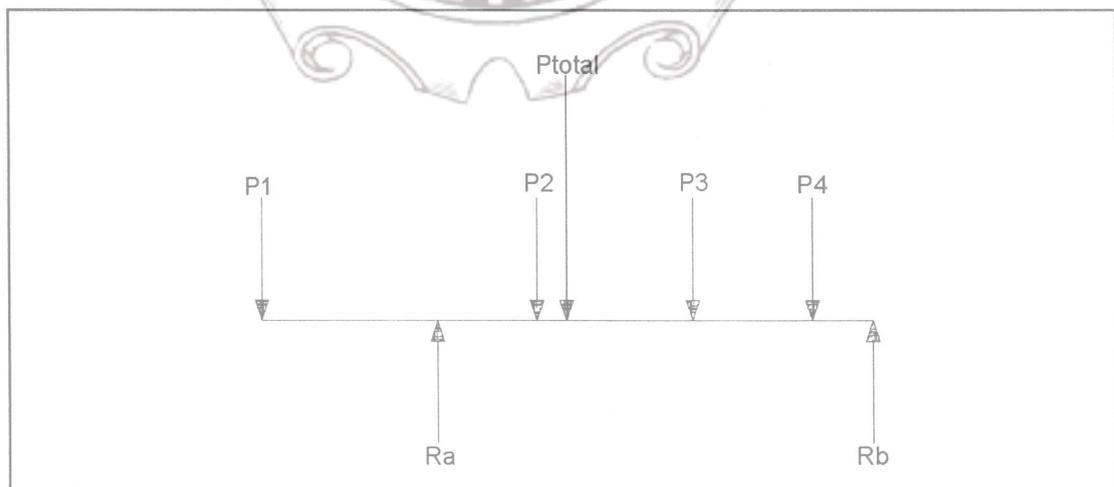


Figura A-1. Diagrama de cuerpo libre.

ESFUERZO EN EL EJE

Peso en cada rueda 700 kg

$$L = 127.5 \text{ mm}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$\sigma_{yp} \text{ (Acero 4140)} = 104 \text{ kg mm}^{-2}$$

$$\bar{I} = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(50)^4}{64} = 306796.158 \text{ mm}^4$$

$$I = 306796.158 \text{ mm}^4$$

$$M = PL$$

$$M = (700)(127.5) = 89250 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$c = 25 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{M c}{I}$$

$$\sigma = \frac{(89250)(25)}{306796.158} = 7.273 \text{ kg mm}^{-2}$$

el esfuerzo máximo del acero

$$FS = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma}$$

$$FS = \frac{104}{7.273} = 14.3$$

el par generado por el motor fluctúa (845 - 900 Nm)

$$T_{\text{max-motor}} = 900 \text{ Nm} = 91774.92 \text{ kg mm}$$

el esfuerzo cortante máximo es

$$\tau = \frac{16T}{\pi D^3}$$

$$\tau = \frac{16(91774.92)}{\pi(50^3)} = 3.739 \text{ kg mm}^{-2}$$

$$FS = \frac{\sigma_{yp}}{(1.5)\sigma}$$

$$FS = \frac{104}{(1.5)(3.737)} = 18.55$$



ESFUERZO EN LA COLUMNA

Forma	\bar{I}	A	d	Ad^2
	$\frac{1}{12}(8.96)(8.96)^3 = -537.09$	$(8.96)^2 = -80.282$	0.29	-6.752
	$\frac{1}{12}(10.16)(10.16)^3 = 887.96$	$(10.16)^2 = 103.226$	0.29	8.681
	$\sum \bar{I} = 350.87 \text{ cm}^4$	$\sum A d^2 = 1.929$		

$$I = \sum (I_y + Ad^2) = 352.794 \text{ cm}^4$$

$$\bar{y} = \frac{(14.295)(0.6)(11.06) + (10.16)(5.68)^2 - (8.96)^2(5.68) + (14.295)(0.6)(0.3)}{(14.295)(0.6) + (10.16)^2 - (8.96)^2 + (14.295)(0.6)}$$

$$\bar{y} = 5.68 \text{ cm}$$

$$\bar{x} = \frac{(14.295)(0.6)(7.1455) + (10.16)^2(15.24) - (8.96)^2(15.24) + (14.295)(0.6)(7.1455)}{(14.295)(0.6) + (10.16)^2 - (8.96)^2 + (14.295)(0.6)}$$

$$\bar{x} = 10.45 \text{ cm}$$

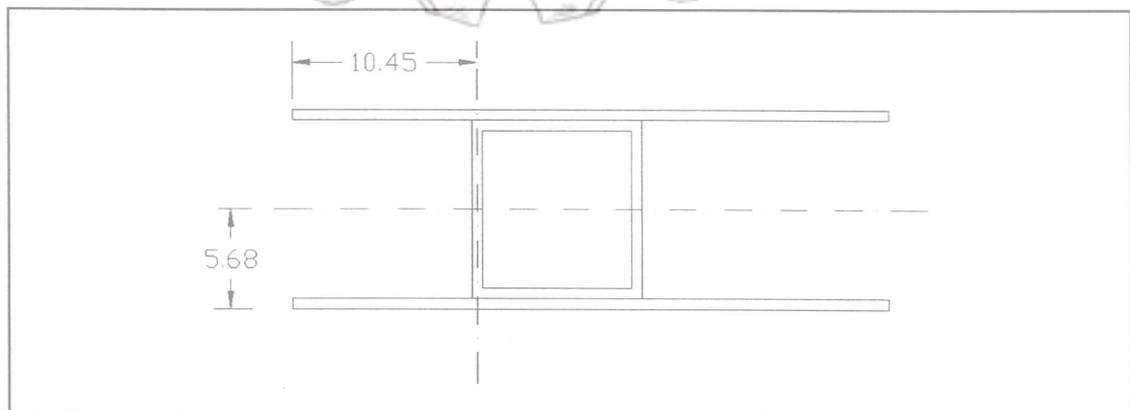


Figura A-2. Vista superior de la columna del prototipo.

Peso en la columna = 700 kg

$$\text{radio de giro } (r) = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{352.794}{22.944}} = 3.921 \text{ cm}$$

Considerando la columna como rotación libre y traslación fija se realizaron los siguientes cálculos con $K = 0.8$ y $L = 94.574$ (longitud de la columna)

$$\frac{KL}{r} = \frac{(0.8)(94.574)}{3.921} = 19.296 \cong 19.3$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}} = \sqrt{\frac{(2)(3.1416)(29 \times 10^6)}{36000}} = 126.1$$

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3(L/r)}{8C_c} - \frac{(L/r)^3}{8C_c^3} = \frac{5}{3} + \frac{3(94.574)}{8(126.1)} - \frac{(94.574)^3}{8(126.1)^3} = 1.73752524$$

$$\sigma_a = \frac{[1 - (KL/r)^2 / 2C_c^2] \sigma_y}{FS}$$

$$\sigma_a = \frac{[1 - (19.3)^2 / 2(126.1)^2] [36000]}{1.7375} = 20642 \text{ lb plg}^{-2}$$

$$\sigma_a = 20642 \text{ lb plg}^{-2} = 1451.34 \text{ kg cm}^{-2}$$

las fuerzas de tiro son:

$$\text{Suelo concreto} = 715 \text{ N} = 72.88 \text{ kg}$$

$$\text{Pasto} = 1300 \text{ N} = 132.52 \text{ kg}$$

$$\text{Terreno labrado saturado} = 253.31 \text{ kg}$$

donde la fuerza de tiro máxima es : 253.31 kg

el momento existente en la columna donde ocurrira la falla es

$$M = FL$$

$$M = \frac{253.31}{4} = 63.3275$$

$$M_{max} = (63.3275)(94.574) = 5989.135 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{min} = (18.22)(94.574) = 1723.138 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S}$$

para determinar el módulo de la sección transversal necesaria se realizan los siguientes cálculos

$$S_{\text{proporcionado}} = \frac{1}{6}bh^2$$

$$S_{\text{proporcionado}} = \frac{(10.16)(10.16)^2 - (8.96)(8.96)^2}{6} = 54.91$$

$$S_{\text{necesario}} = \frac{M}{\sigma}$$

$$S_{\text{necesario}} = \frac{5989.135}{1451.34} = 4.127 \text{ cm}^3$$

$$FS = \frac{S_{\text{proporcionado}}}{S_{\text{necesario}}} = \frac{54.91}{4.127} = 13.303$$

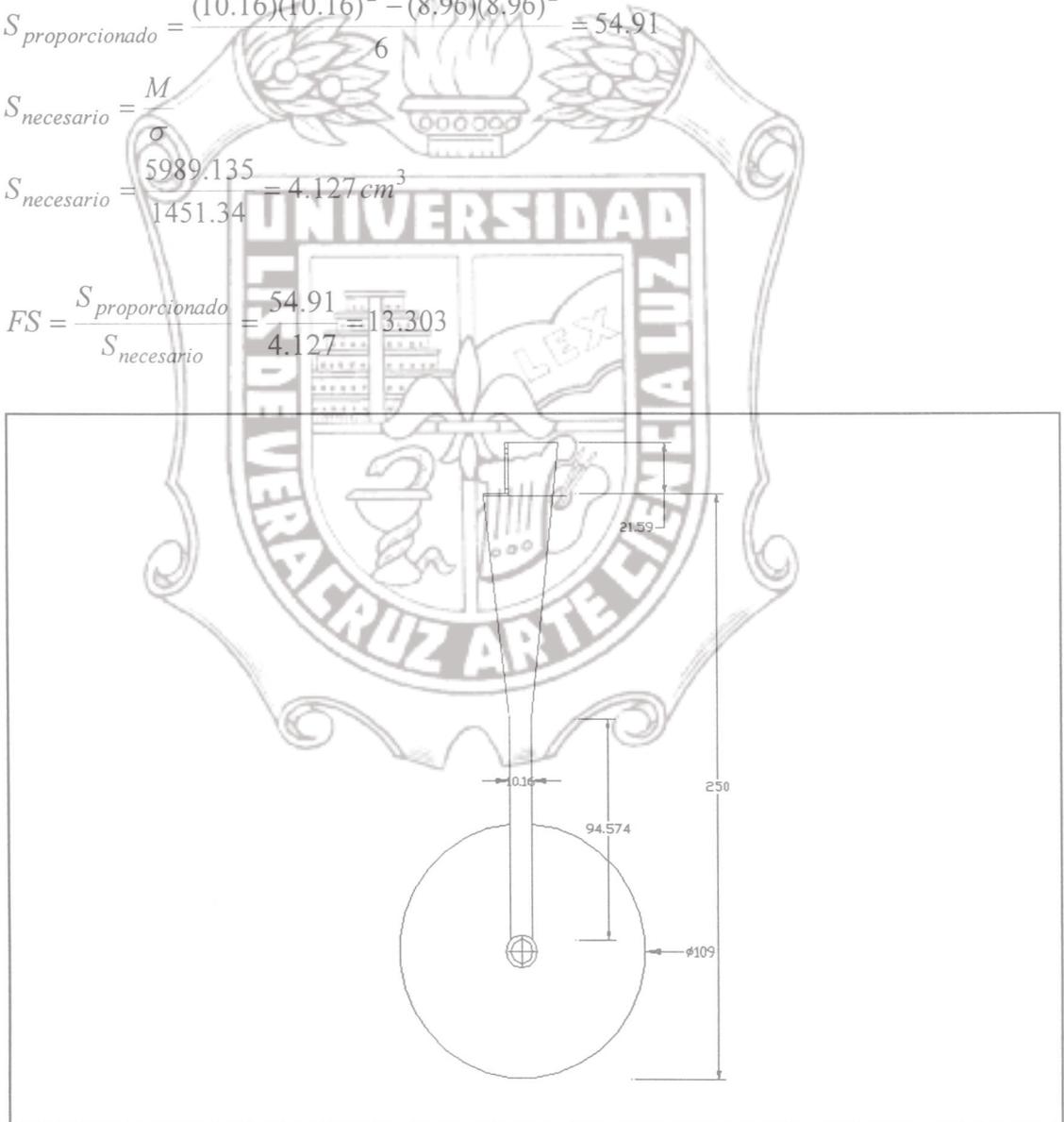


Figura A-3. Vista lateral de la columna del prototipo.

ESFUERZO EN EL PIVOTE

$$\sigma_{yp}(\text{acero 1040}) = 60 \text{ kg mm}^{-2}$$

$$\text{diametro} = 2 \text{ plg} = 50.8 \text{ cm}$$

esfuerzo por flexion

$$P = 2800 \text{ kg}$$

$$L = 250 \text{ mm}$$

$$M = PL$$

$$M = (2800)(25) = 700\,000 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$c = 25.4 \text{ mm}$$

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

$$I = \frac{(700\,000)(50.8)}{64} = 326.907e^3 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{max} = \frac{M c}{I}$$

$$\sigma_{max} = \frac{(700e^3)(25.4)}{326.907e^3} = 54.39 \text{ kg mm}^{-2}$$

$$\sigma_a = 60 \text{ kg mm}^{-2}$$

$$FS = \frac{60}{54.39} = 1.1$$

esfuerzo cortante

$$\tau_a = 60 \text{ kg mm}^{-2}$$

$$a = 25.4 \text{ mm}$$

$$T = F a$$

$$T = (2800)(25.4) = 71120 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{max} = \frac{16T}{\pi D^3}$$

$$\tau_{max} = \frac{16(71120)}{\pi(50.8)^3} = 2.763 \text{ kg mm}^{-2}$$

$$FS = \frac{60}{1.5(2.763)} = 14.48$$



ESFUERZO EN LA ESTRUCTURA

Forma	\bar{I}	A	d	Ad^2
	$\frac{1}{12}(8.96)(10.04)^3 = -2066.465$	$(8.96)(14.04) = -125.798$	0	0
	$\frac{1}{12}(10.16)(15.24)^3 = 2996.866$	$(10.16)(15.24) = 154.838$	0	0
$I = \sum(I + Ad^2) = 930.401 \text{ cm}^4$				

Analizando la estructura en la parte central como una viga simplemente apoyada

$$M_{max} = \frac{Pl}{4}$$

$$M_{mas} = \frac{(1400)(7.62)}{4} = 46559 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{(46559.1)(7.62)}{930.401} = 381.32 \text{ kg cm}^{-2}$$

$$\sigma_a = 248 \text{ MPa} = 2529.0267 \text{ kg cm}^{-2}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S}$$

Tesis de Maestría

el módulo de la sección transversal necesaria esta dada por

$$S_{\text{proporcionado}} = \frac{1}{6}bh^2$$

$$S = \frac{(15.24)(10.16)^2 - (14.04)(8.96)^2}{6} = 74.334$$

$$S_{\text{necesario}} = \frac{M}{\sigma}$$

$$S_{\text{necesario}} = \frac{46559}{2529.0267} = 18.401 \text{ cm}^3$$

$$FS = \frac{S_{\text{proporcionado}}}{S_{\text{necesario}}} = \frac{74.334}{18.401} = 4.04$$



Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

POSICION DE LOS CILINDROS HIDRAULICOS EN LA PARTE FRONTAL

Posición inferior de los cilindros de 12 plg de carrera

$$r_2 = 150$$

$$r_1 = 45$$

$$r_1' = 15$$

$$r_6 = 58$$

$$r_5 = 10$$

$$r_a = 70$$

$$r_a' = 80$$

$$r_b = \sqrt{r_a'^2 + r_5^2} = \sqrt{(70)^2 + (10)^2}$$

$$r_b = 70.71$$

$$\theta_a = \text{arc tg} \left(\frac{r_5}{r_a} \right) = \text{arc tg} \left(\frac{10}{70} \right)$$

$$\theta_a = 8.130$$

$$r_6^2 = r_b^2 + r_1^2 - 2r_b r_1 \cos \lambda$$

$$\lambda = \text{arc cos} \left(\frac{r_b^2 + r_1^2 - r_6^2}{2r_b r_1} \right) = \text{arc cos} \left(\frac{(70.71)^2 + (45)^2 - (58)^2}{2(70.71)(45)} \right)$$

$$\lambda = 54.882$$

$$r_b^2 = r_1^2 + r_6^2 - 2r_1 r_6 \cos \xi$$

$$\xi = \text{arc cos} \left(\frac{r_1^2 + r_6^2 - r_b^2}{2r_1 r_6} \right) = \text{arc cos} \left(\frac{(45)^2 + (58)^2 - (70.71)^2}{2(45)(58)} \right)$$

$$\xi = 85.725$$

$$\alpha = 90 - \theta_a - \lambda = 90 - 8.130 - 54.882$$

$$\alpha = 26.958$$

$$\text{sen } \alpha = \frac{y}{r_2}$$

$$y = r_2 \text{ sen } \alpha = (150) \text{ sen } 26.958$$

$$y = 68.07 \text{ cm}$$



Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

Posición para los cilindros en la parte superior

$$r_6 = 100$$

$$r_b^2 = r_1^2 + r_6^2 - 2r_1r_6 \cos \xi$$

$$\xi = \arccos \left(\frac{r_1^2 + r_6^2 - r_b^2}{2r_1r_6} \right) = \arccos \left(\frac{(45)^2 + (100)^2 - (70.71)^2}{2(45)(100)} \right)$$

$$\xi = 38.678$$

$$r_6^2 = r_b^2 + r_1^2 - 2r_b r_1 \cos \lambda$$

$$\lambda = \arccos \left(\frac{r_b^2 + r_1^2 - r_6^2}{2r_b r_1} \right) = \arccos \left(\frac{(70.71)^2 + (45)^2 - (100)^2}{2(70.71)(45)} \right)$$

$$\lambda = 117.871$$

$$\phi = 180 - 8.13 - 117.871$$

$$\phi = 53.999$$

$$\alpha = 90 - 53.999$$

$$\alpha = 36$$

$$\text{sen } \alpha = \frac{y}{r_2}$$

$$y = r_2 \text{ sen } \alpha = (150) \text{ sen } 36$$

$$y = 88.169 \text{ cm}$$



Apéndice B



Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Prueba vertical No. 1		Tiempo: 60 seg																	
Velocidad del motor: 170 RPM		Distancia: 45 cm																	
Boquilla: TX-8		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	5	12	28	24	20	47	33	20	47	33	17	12	9	7	0	0	0
0	0	0	5	14	33	22	21	58	30	25	58	26	17	16	12	7	0	0	0
0	0	0	10	27	29	26	49	39	23	53	33	23	17	13	8	0	0	0	0
0	0	0	6	14	33	22	20	57	30	24	57	26	16	14	11	7	0	0	0
0	0	0	6.5	16.75	30.75	23.5	27.5	40.2	29	30.5	48.75	27	16.75	13.75	10	5.25	0	0	0
Boquilla: D2-DC23		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	0	0	8	15	29	28	52	32	26	30	27	20	7	2	0	0	0
0	0	0	0	3	10	17	18	27	57	23	27	45	30	15	3	0	0	0	0
0	0	0	0	2	11	19	30	30	59	26	30	47	31	16	3	0	0	0	0
0	0	0	0	3	10	17	30	29	57	28	29	43	33	17	7	0	0	0	0
0	0	0	0	2	9.75	17	26.75	22.8	56.25	27.25	28	41.25	30.25	17	5	0.5	0	0	0
Boquilla: D2-DC45		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	0	6	32	90	90	106	124	106	112	112	112	42	6	0	0	0	0
0	0	0	0	6	32	90	92	102	120	110	112	116	116	48	6	0	0	0	0
0	0	0	0	6	30	90	94	100	121	112	110	116	116	48	10	0	0	0	0
0	0	0	0	6	36	94	94	106	124	108	112	112	112	42	6	0	0	0	0
0	0	0	0	6	32.5	91	92.5	82.8	122.3	109	111.5	114	114	45	7	0	0	0	0
Boquilla: TP11002		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	60	54	90	126	138	126	390	432	168	150	120	126	96	0	0	0	0
0	0	0	48	42	72	108	126	114	342	468	168	150	108	138	0	0	0	0	0
0	0	0	48	42	48	120	132	114	360	468	180	156	120	138	0	0	0	0	0
0	0	0	54	48	84	126	138	132	366	474	180	156	120	132	0	0	0	0	0
0	0	0	52.5	46.5	73.5	120	133.5	97.2	364.5	460.5	174	153	117	133.5	24	0	0	0	0

Tabla B-1. Relación de datos de cada boquilla obtenidos en la prueba vertical No. 1.

Prueba vertical No. 2		Tiempo: 60 seg																	
Velocidad del motor: 170 RPM		Distancia: 100 cm																	
Boquilla: TX-8		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
2.5	1.5	5.5	5	4.5	5	5.5	6.5	6	6.5	7	9.5	8	8.5	6.5	7.5	3.5	5		
2.5	1.5	6	5.5	5	5.5	6	6.5	6	6.5	7.5	9	8	10	8.5	9.5	4.5	5		
2	1.5	6	5.5	5	5	5.5	5.5	5	5.5	7	9	8	10	8.5	9.5	4.5	5.5		
2	1.5	5	4	2.5	3.5	4.5	5	4	4.5	5.5	8.5	6	7	6.5	9	6.5	7.5		
2.25	1.5	5.625	5	4.25	4.75	5.375	4.7	5.25	5.75	6.75	9	7.5	8.875	7.5	8.875	4.75	5.75		
Boquilla: D2-DC23		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	3	5	12	17	20	27	30	28	33	20	15	13	8	0	0	0		
0	0	3	8	12	18	19	25	25	29	37	22	26	14	8	0	0	0		
0	0	3	5	11	18	20	27	28	30	35	20	16	14	7	0	0	0		
0	0	3	4	11	16	18	24	25	26	32	18	14	14	8	0	0	0		
0	0	3	5.5	11.5	17.25	19.25	20.6	27	28.25	34.25	20	17.75	13.75	7.75	0	0	0		
Boquilla: D2-DC45		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	2	8	18	30	33	43	46	44	41	60	58	46	35	18	0	0		
0	0	2	5	17	28	32	43	50	48	40	55	60	45	30	15	0	0		
0	0	3	5	15	25	29	40	47	49	52	65	68	45	26	12	0	0		
0	0	2	4	14	23	27	36	46	56	71	66	62	43	24	10	0	0		
0	0	2.25	5.5	16	26.5	30.25	32.4	47.25	49.25	51	61.5	62	44.75	28.75	13.75	0	0		
Boquilla: TP11002		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
6	11	14	15	12	11	17	33	62	51	25	18	14	11	6	11	18	14		
10	11	15	16	12	12	21	40	73	55	26	21	14	11	9	15	16	8		
8	10	15	16	15	13	20	36	63	55	26	21	16	14	9	9	14	19		
9	11	16	17	15	13	21	38	66	50	24	19	15	12	9	10	17	17		
8.25	10.75	15	16	13.5	12.25	19.75	29.4	66	52.75	25.25	19.75	14.75	12	8.25	11.25	16.25	14.5		

Tabla B-2. Relación de datos de cada boquilla obtenidos en la prueba vertical No. 2.

Prueba horizontal No. 1
 Velocidad del motor: 170 RPM
 Boquilla: TX-8

Tiempo: 60 seg
 Distancia: 40 cm

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	7	11	21	29	40	45	37	29	33	27	17	3	0	0	0
0	0	4	10	14	25	31	42	44	37	27	30	26	19	4	2	0	0
0	0	3	10	14	26	32	44	45	36	25	34	27	19	4	3	0	0
0	0	5	10	14	26	32	42	44	36	27	32	28	20	6	3	0	0
0	0	3	9.25	13.25	24.5	31	33.6	44.5	36.5	27	32.25	27	18.75	4.25	2	0	0

Boquilla: D2-DC23

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	0	6	14	42	50	44	46	45	51	30	15	0	0	0	0
0	0	0	0	4	12	37	48	41	50	55	50	33	16	0	0	0	0
0	0	0	0	4	12	37	49	42	48	58	54	32	16	0	0	0	0
0	0	0	0	7	20	53	38	40	50	60	53	31	12	0	0	0	0
0	0	0	0	5.25	14.5	42.25	37	41.75	48.5	54.5	52	31.5	14.75	0	0	0	0

Boquilla: D2-DC45

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	0	0	22	74	136	156	154	162	100	24	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	20	74	134	160	156	168	110	32	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	20	76	136	154	154	166	106	34	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	22	80	138	156	154	168	112	34	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	21	76	108.8	156.5	154.5	166	107	31	0	0	0	0	0

Boquilla: TP11002

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	0	0	108	96	128	328	172	72	88	24	24	0	0	0	0
0	0	0	0	0	104	96	124	332	180	72	92	28	24	0	0	0	0
0	0	0	0	0	108	96	132	340	180	76	88	28	6	0	0	0	0
0	0	0	0	0	104	96	128	336	172	68	88	32	24	0	0	0	0
0	0	0	0	0	106	96	102.4	334	176	72	89	28	19.5	0	0	0	0

Tabla B-3. Relación de datos de cada boquilla obtenidos en la prueba horizontal No. 1.

Prueba horizontal No. 2
 Velocidad del motor: 170 RPM
 Tiempo: 60 seg
 Distancia: 70 cm
 Boquilla: TX-8

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	0	0	3	2	11	15	17	16	13.5	9.5	8.5	9.5	0	0	0	0
0	0	0	0	0	2	3	9	14.5	17	15.5	13	11	9	10	0	0	0	0
0	0	0	0	0	2	5.5	9.5	14.5	14	13.5	12	8	7.5	9	0	0	0	0
0	0	0	0	0	1.5	4	7.5	15	17	16.5	11.5	10	7	8	0	0	0	0
0	0	0	0	0	2.125	3.625	9.25	11.8	16.25	15.38	12.5	9.625	8	9.125	0	0	0	0

Boquilla: D2-DC23

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	2.5	7.5	12.5	18.5	25.5	30	30.5	30.5	22.5	21	21	21.5	7	0	0	0
0	0	0	2.5	7.5	11.5	17	22.5	30	32	31	21	21	21.5	21.5	8	2	0	0
0	0	0	2	7.5	12.5	19	24.5	31	31	29	21	24	19.5	20	7.5	1	0	0
0	0	0	2.5	7	12.5	18.5	24	31	30.5	25.5	24	24	18	19.5	7	1	0	0
0	0	0	2.375	7.375	12.25	18.25	24.13	24.4	31	29	22.13	22.5	20	20.63	7.375	1	0	0

Boquilla: D2-DC45

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	4	20	36	56	70	96	80	82	92	80	52	48	18	4	0	0
0	0	0	6	20	38	64	84	102	80	80	84	72	50	46	14	4	0	0
0	0	0	26	22	40	66	80	100	80	86	86	74	50	48	16	4	0	0
0	0	0	6	20	38	62	74	96	88	84	94	80	52	48	18	4	0	0
0	0	0	10.5	20.5	38	62	77	78.8	82	83	89	76.5	51	47.5	16.5	4	0	0

Boquilla: TP11002

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0	0	0	52	88	72	76	104	232	224	88	48	52	60	52	0	0	0
0	0	0	0	48	80	64	68	56	208	204	84	52	52	56	48	0	0	0
0	0	0	0	64	76	72	76	104	232	208	84	52	52	56	48	0	0	0
0	0	0	0	60	80	68	72	104	200	200	76	52	52	56	44	0	0	0
0	0	0	0	56	81	69	73	73.6	218	209	83	51	52	57	48	0	0	0

Tabla B-4. Relación de datos de cada boquilla obtenidos en la prueba horizontal No. 2.

Prueba horizontal No. 3
 Velocidad del motor: 170 RPM
 Tiempo: 60 seg
 Distancia: 100cm
 Boquilla: TX-8

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	0	0	0	0	5	6	7.5	11	10.5	11	10	8.5	5	1	0	0	0	0
	0	0	0	0	5	3.5	7.5	11	10.5	11.5	10	7.5	4.5	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	2	3	3.5	7.5	8	9.8	11	11.5	9.5	6.5	0	0	0	0
	0	0	2	3.5	6.5	8	8.5	11	9	9	7	5	2.5	1.5	0	0	0	0
	0	0	0.5	0.875	4.625	5.125	6.75	8.1	9.5	10.33	9.5	8.125	5.375	2.25	0	0	0	0

Boquilla: D2-DC23

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	0	0	0	0	0	1.5	5	6	11.5	9.5	7.5	8	3	0	0	0	0	3
	0	0	0	0	0	2	5.5	8.5	14	12.5	8	5.5	1.5	0	0	0	0	2.5
	0	0	0	0	0	0.5	1.5	2.5	10	11	9	7.5	5.5	3	0	0	0	4
	0	0	0	0	0	0	1.5	3	9.5	10	8	7	5.5	4	0	0	0	3.5
	0	0	0	0	0	1	3.375	4	11.25	10.75	8.125	7	3.875	1.75	0	0	0	3.25

Boquilla: D2-DC45

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	0	0	10	18	22	26	32	54	66	66	56	46	26	26	20	10	0	0
	0	0	10	20	24	26	26	48	68	70	64	54	32	30	22	12	0	0
	0	0	10	20	24	28	26	38	64	66	64	56	36	34	24	14	0	0
	0	0	16	22	26	30	36	52	64	58	48	44	28	34	30	22	0	0
	0	0	11.5	20	24	27.5	30	38.4	65.5	65	58	50	30.5	31	24	14.5	0	0

Boquilla: TP11002

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	12	60	90	72	84	96	96	162	288	264	156	84	48	66	66	54	36	18
	12	60	90	72	84	96	96	102	294	270	108	84	48	66	66	60	42	12
	12	42	102	72	78	90	96	150	270	264	150	78	42	60	60	48	30	12
	12	60	84	72	84	96	102	174	306	258	144	72	42	66	60	60	42	12
	12	55.5	91.5	72	82.5	94.5	97.5	117.6	289.5	264	139.5	79.5	45	64.5	63	55.5	37.5	13.5

Tabla B-5. Relación de datos de cada boquilla obtenidos en la prueba horizontal No. 3.

Prueba horizontal No. 3
 Velocidad del motor: 170 RPM
 Boquilla: TX-8

Tiempo: 180 seg
 Distancia: 100cm

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	0	0	0	0	0	3	3	13	12	13	10	8	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	10	10	14	11	10	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	9	9	12	11	12	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	10	10	12	10	8	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0.75	0.75	8.4	10.25	12.75	10.5	9.5	0	0	0	0	0	0

Tabla B-6 Datos obtenidos como referencia de la boquilla TP11002 en la prueba horizontal No. 3.



	Boquilla 1	Boquilla 2	Boquilla 3	Boquilla 4
Tipo de Boquilla	TX-8	D2-DC23	D2-DC45	TP11002
Caudal recolectado en la probeta cm ³	387.8	452.5	842.5	2015

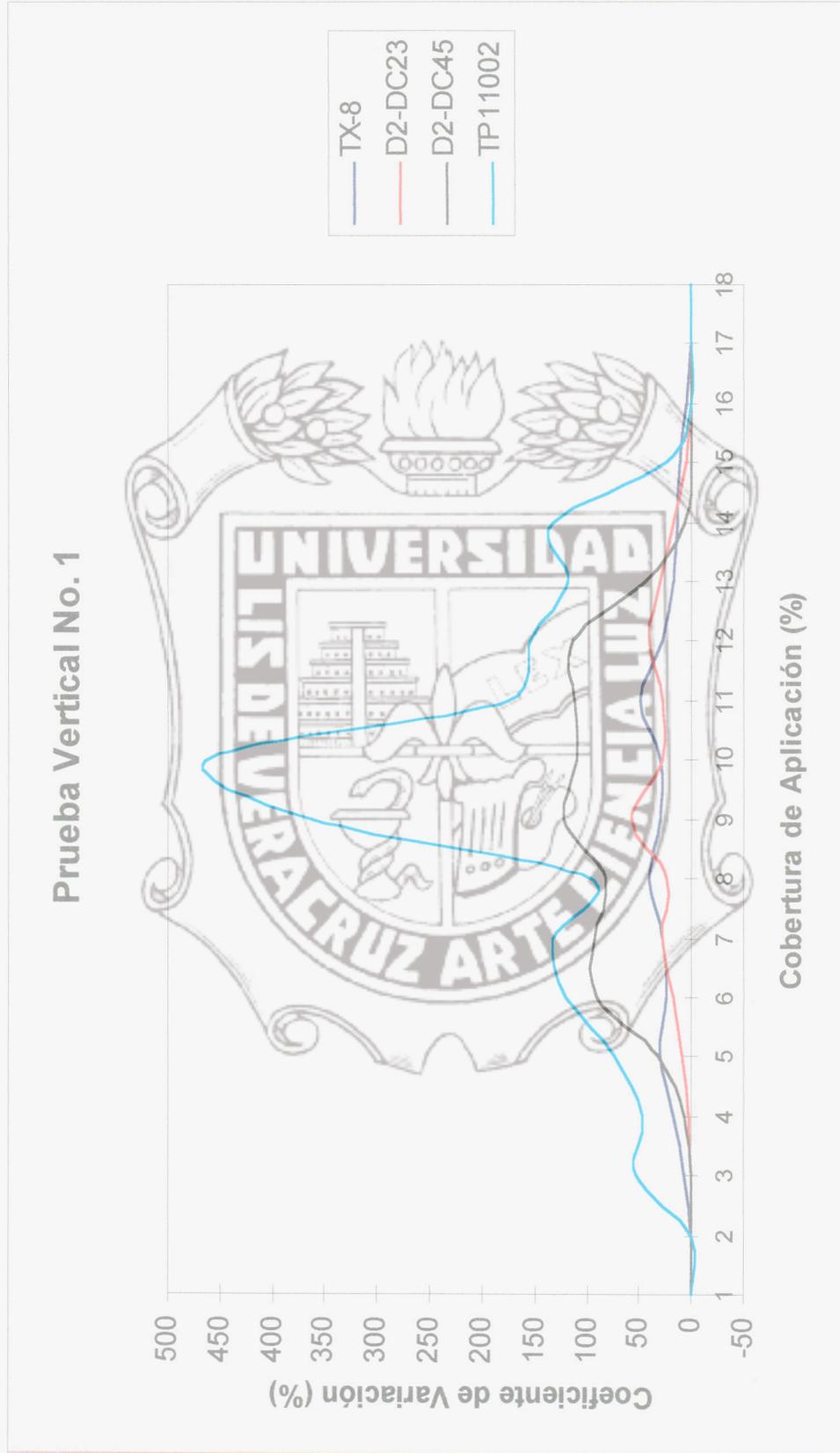
Tabla B-7. Caudal recolectado en la probeta para cada boquilla.

Posición	Flujo recolectado en el banco de distribución (%)			
	Boquilla 1	Boquilla 2	Boquilla 3	Boquilla 4
45 cm vertical	326.2	283.8	813.6	1949.7
100 cm vertical	103.45	225.85	471.15	365.65
40 cm horizontal	306.85	342	820.8	1022.9
70 cm horizontal	97.68	218.015	736.3	1070.6
100 cm horizontal	71.055	54.375	489.9	1674.6

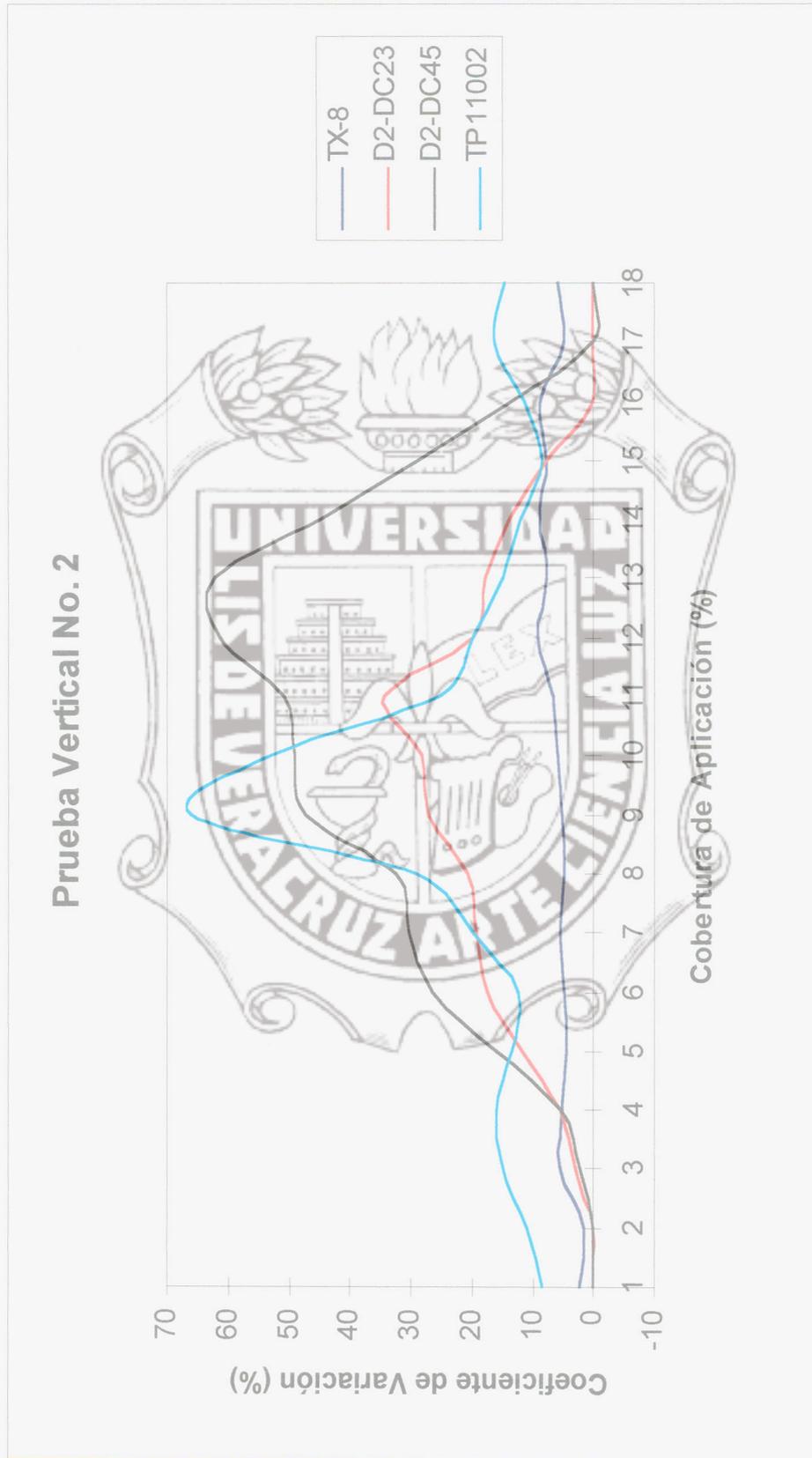
Tabla B-8. Porcentaje del flujo recolectado en el banco de distribución para cada boquilla en las diferentes posiciones.

Posición	Flujo recolectado en función de la probeta			
	Boquilla 1	Boquilla 2	Boquilla 3	Boquilla 4
45 cm vertical	84	62.71	96.56	96.75
100 cm vertical	26.67	49.91	55.92	18.14
40 cm horizontal	79.12	75.58	97.42	50.76
70 cm horizontal	25.18	48.18	87.39	53.13
100 cm horizontal	18.32	12.01	58.14	83.10

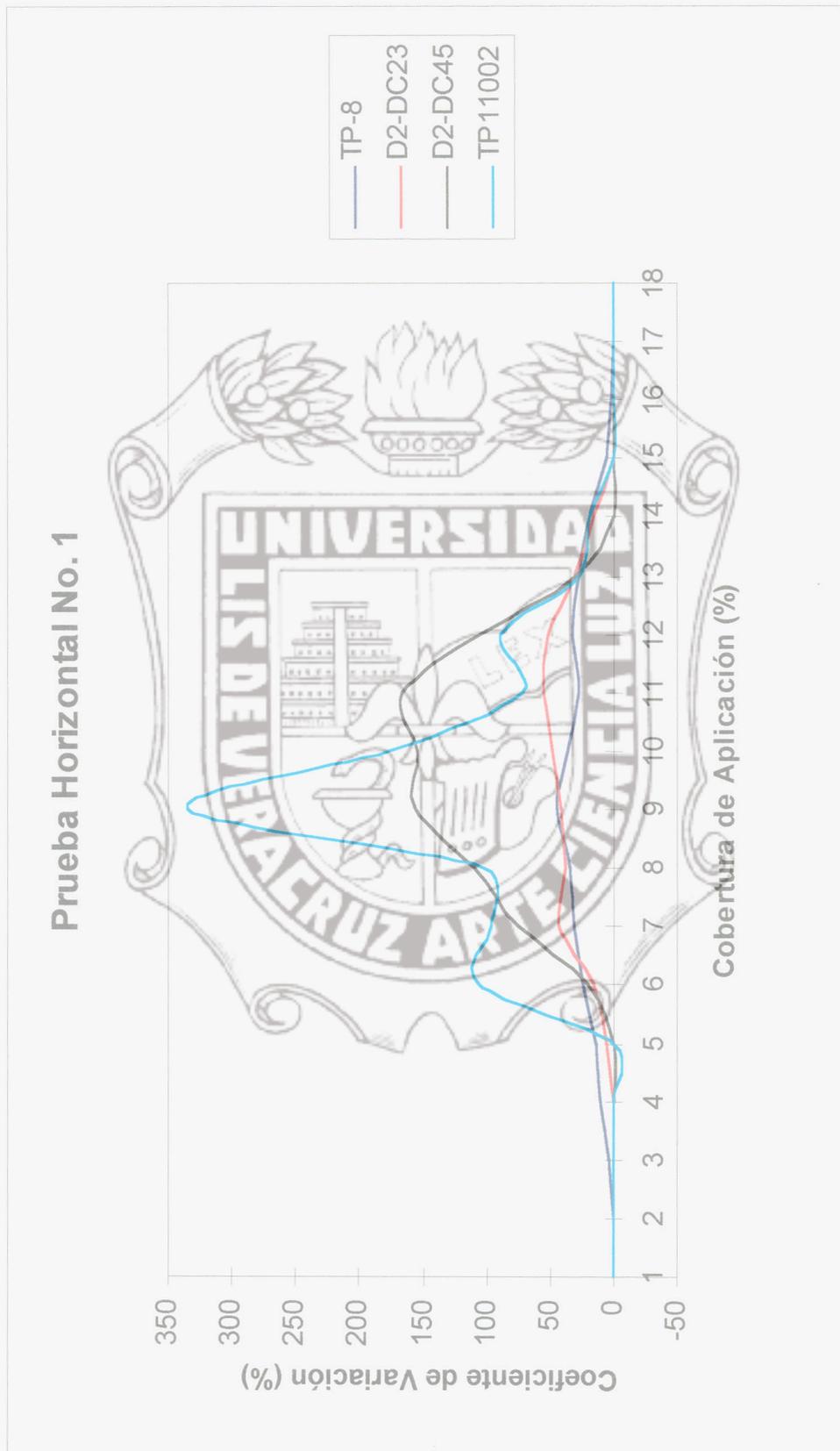
Tabla B-9. Porcentaje del flujo recolectado en el banco de distribución en función de la probeta.



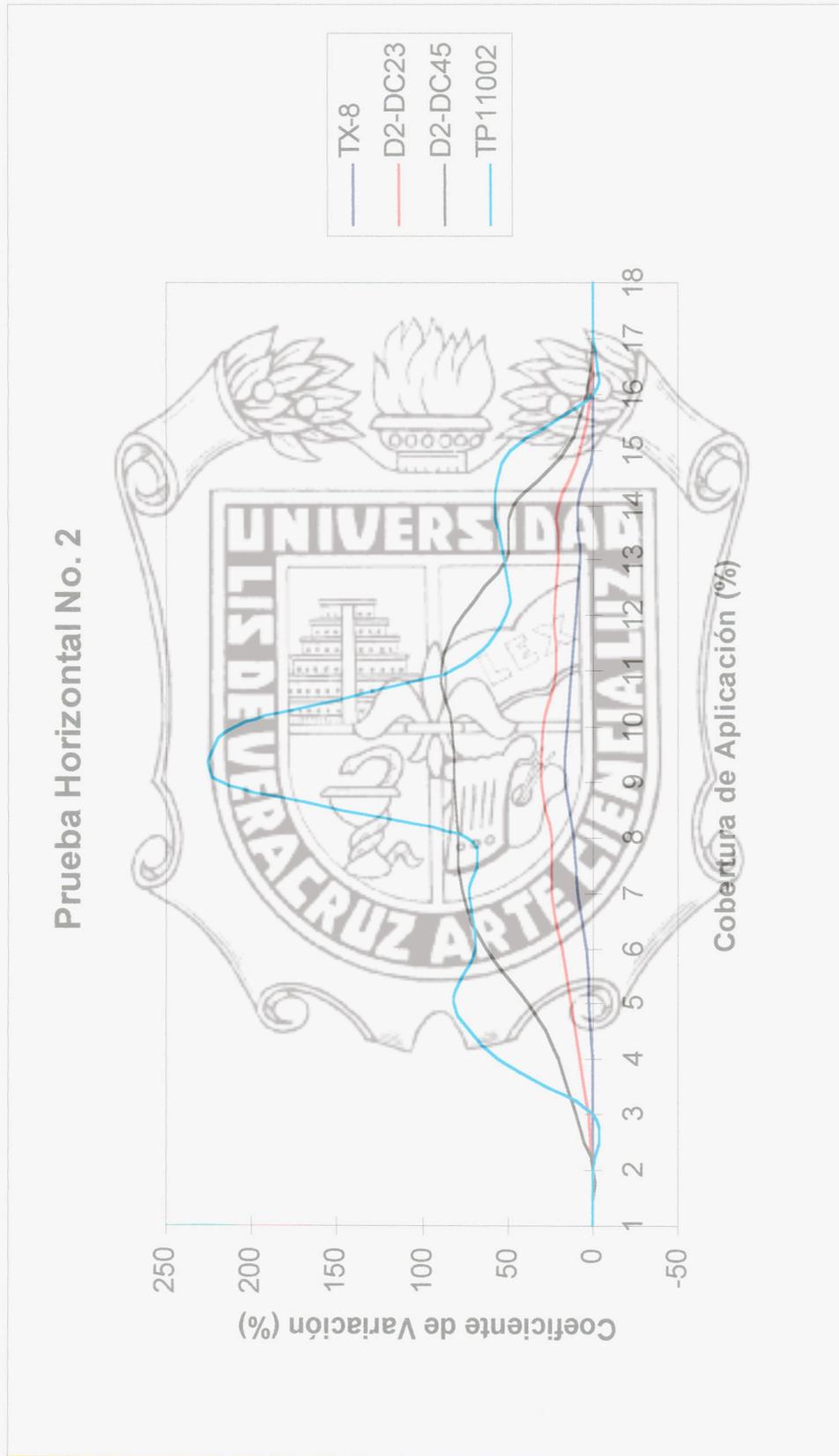
Gráfica B-1. Curvas de comportamiento de los datos de las boquillas obtenidos en la prueba vertical No. 1.



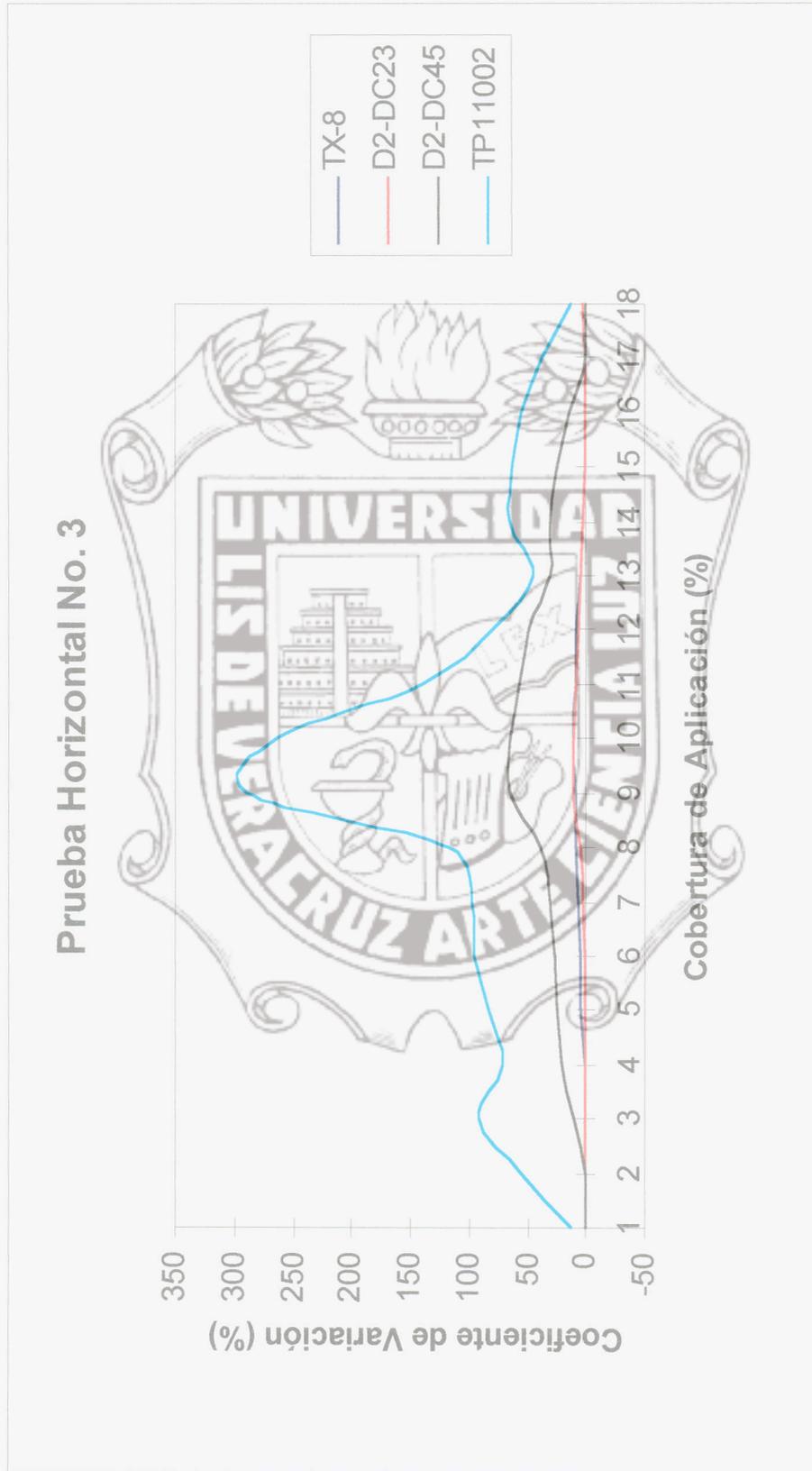
Gráfica B-2. Curvas de comportamiento de los datos de las boquillas obtenidos en la prueba vertical No. 2.



Gráfica B-3. Curvas de comportamiento de los datos de las boquillas obtenidos en la prueba horizontal No. 1.



Gráfica B-4. Curvas de comportamiento de los datos de las boquillas obtenidos en la prueba horizontal No. 2.



Gráfica B-5. Curvas de comportamiento de los datos de las boquillas obtenidos en la prueba horizontal No.3.

Apéndice C

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



PARALELOGRAMO.

Cantidad	Descripción	Material
12	Brazo de soporte (fig C-1)	PT galvanizado 1.5x1.5" Ced. 14
4	Brazo de soporte enganche (fig. C-2)	Solera 3x1.5" ced. 14
2	(fig. C-3)	PT galvanizado 1/2x6"
4	(fig. C-4)	Solera 3x3/8"
4	(fig. C-5)	
8	Bujes	D _{ext} (1 1/4"), d _{int} (3/8")
4	Tornillos	3/8"

Tabla C-1. Descripción del material requerido en el paralelogramo situado en la sección central del aguilón.

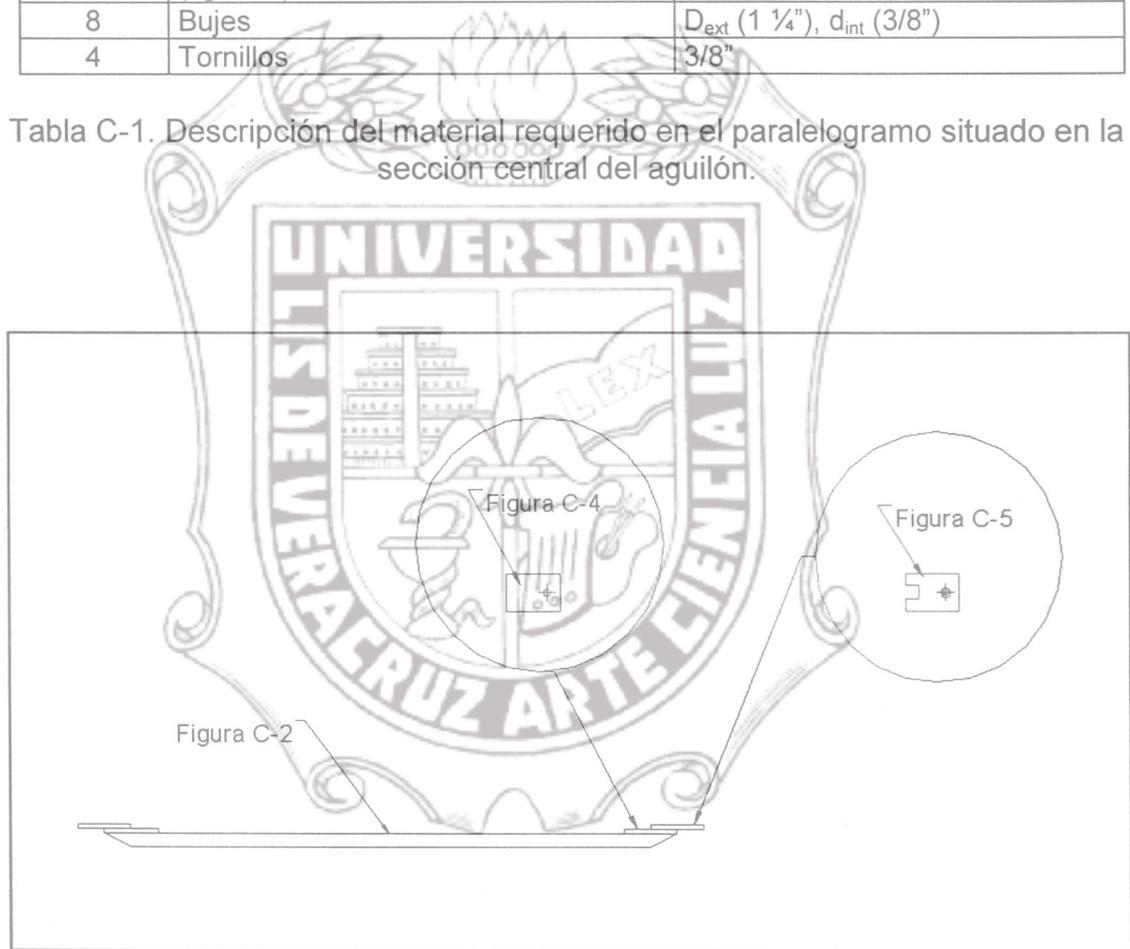


Figura C-1. Vista lateral del brazo de soporte enganche.

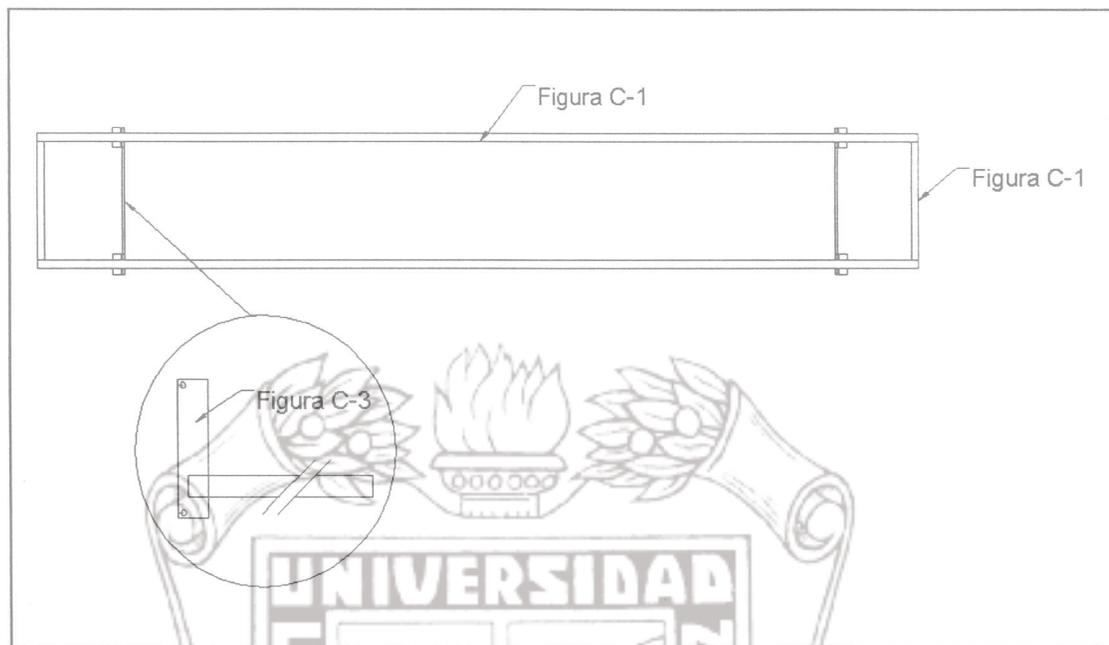


Figura C-6. Vista frontal del paralelogramo situado en la sección central del aguilón.

Apéndice D

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

DESCRIPCION DE COMPONENTES DE
LOS SISTEMAS HIDROSTATICOS Y DE
ASPERSION



COMPONENTES DEL SISTEMA HIDROSTATICO DEL CIRCUITO ABIERTO

Bomba

Modelo: 70422

Caudal variable y de pistones

Máximo desplazamiento: $38 \text{ cm}^3 \text{ r}^{-1}$ ($2.32 \text{ in}^3 \text{ r}^{-1}$)

Flujo, velocidad: 98.4 lpm (26 gpm)

Máxima velocidad: 2700 rpm

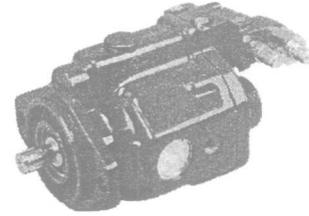
Presión continua: 210 bar (3000 psi)

Presión intermitente máxima: 275 bar (4000 psi)

Presión continua permisible: 2 bar (25 psi)

Temperatura máxima: 107°C (225°F)

Peso de la bomba: 12.3 kg (27 lb)



Banco de Válvulas

Válvula direccional de posiciones infinitas

Válvula de alivio

Válvula check

Válvulas reguladoras de caudal variable

Válvulas divisoras de flujo con punto de prioridad

Flujo de entrada: 175 lpm (45 gpm)

Flujo controlado máximo: 135 lpm (35 gpm)

Presión: 195 bar (2800 psi)

Peso: 4.1 kg (9 lb)

Válvulas divisoras de caudal

Modelos: FDC110033; FDC110066

Presión de aplicación: 210 bar (3000 lb in^{-2})

Flujo de entrada (33): 18 gpm

Flujo de entrada (66): 35 gpm

Rango de temperatura: -40° a 120° C

Material estándar: aluminio

Peso: 0.35 kg (0.78 lb)

Tesis de Maestría

Motor (cuatro)

Modelo: 2000

Tipo Geroler: 9 desplazamientos

Flujo lpm (gpm): 75(20) continuo

Velocidad: arriba de 924 rpm

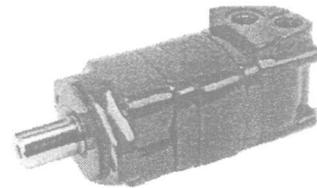
Presión bar(psi): 200 (3000) continuo

200 (4500) intermitente

Torque N.m (lb.in): 845 (7470) continuo

900 (7980) intermitente

Desplazamiento: $195 \text{ cm}^3 \text{ r}^{-1}$ ($11.9 \text{ in}^3 \text{ r}^{-1}$)



COMPONENTES DEL SISTEMA HIDROSTATICO DEL CIRCUITO CERRADO

Bomba

Modelo: 72400

Caudal variable y de pistones

Máximo desplazamiento: $40.6 \text{ cm}^3 \text{ r}^{-1}$ ($2.48 \text{ in}^3 \text{ r}^{-1}$)

Flujo, velocidad: 140 lpm (37.0 gpm)

Máxima velocidad: 3600 rpm

Presión continua: 210 bar (3000 psi)

Presión intermitente máxima: 345 bar (5000 psi)

Presión continua permisible: 2 bar (25 psi)

Temperatura máxima: 107° C (225° F)

Peso de la bomba (aproximadamente): 27 a 28 kg (59 a 62 lb)

Bomba de precarga

Desplazamiento: $13.8 \text{ cm}^2 \text{ r}^{-1}$ ($0.84 \text{ in}^3 \text{ r}^{-1}$)

Rango de presión: 17.24-20.68 bar (250-300 lb in²)

Caudal fijo

Tipo gerotor

Válvulas de alivio del sistema principal

Presión: 206.8 bar (3000 lb in²)

Válvula de alivio para el sistema de precarga

Válvulas divisoras de caudal

Modelos: FDC110033; FDC110066

Presión de aplicación: 210 bar (3000 lb in²)

Flujo de entrada (33): 18 gpm

Flujo de entrada (66): 35 gpm

Rango de temperatura: -40° a 120° C

Material estándar: aluminio

Peso: 0.35 kg (0.78 lb)

Motor (cuatro)

Modelo: 2000

Tipo Geroler: 9 desplazamientos

Flujo lpm(gpm): 75(20) continuo

Velocidad: arriba de 924 rpm

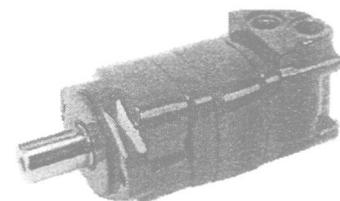
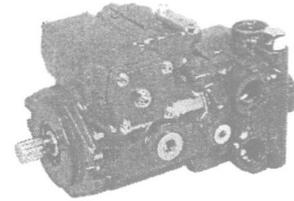
Presión bar(psi): 200 (3000) continuo

200 (4500) intermitente

Torque N.m (lb.in): 845 (7470) continuo

900 (7980) intermitente

Desplazamiento: $195 \text{ cm}^3 \text{ r}^{-1}$ ($11.9 \text{ in}^3 \text{ r}^{-1}$)



Tesis de Maestría

Depósito

Filtros

Filtro de admisión: DT8P1-10-65-11

Filtro de retorno: OFRS25P10

Intercambiador de calor

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRAULICO DE LA DIRECCION

Bomba

Serie: 26 de engranes

Rotación del eje: derecho

Desplazamiento: $8.2 \text{ cm}^3 \text{ r}^{-1}$ ($0.50 \text{ in}^3 \text{ r}^{-1}$)

Orbitrol para la dirección

Serie: 110

Presión del caudal: 23 lpm (6.00 gpm)

Presión de entrada: 172 bar (2490 lb in^{-2}) máximo

Desplazamiento: $293 \text{ cm}^3 \text{ r}^{-1}$ ($17.9 \text{ in}^3 \text{ r}^{-1}$)

Presión de la válvula de alivio: 15. Bar (2180 lb in^{-2})

Cilindro hidráulico para la dirección (dos)

Modelo: 580 de doble acción

Presión máxima (plain): 275 bar (4000 lb in^{-2})

Presión máxima (rephasing): 240 bar (3500 lb in^{-2})

Diámetro del vástago: 2.54 cm (1 in)

Diámetro del cilindro: 5.8 cm (2 in)

Longitud del vástago: 12 in

Torre para orbitrol

Volante con accesorios

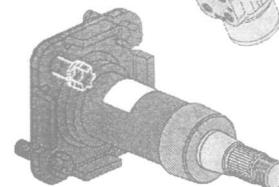
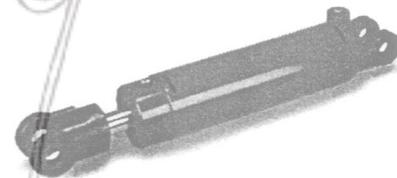
Filtros

Filtro de admisión: DT8P1-10-65-11

Filtro de retorno: OFRS25P10

Válvula antirretorno

Depósito



COMPONENTES DEL SISTEMA DE ASPERSION

Bomba

Bomba centrífuga

Modelo: 9203C

Material: pedestal montable, dirección directa

Flujo máximo: 389.85 a 529.9 lpm (103 a 140 gpm)

Presión máxima: 11.72 bar (170 psi)

Velocidad máxima: 6000 rpm

Eje: 5/8" sólido

Tamaño del puerto: 1-1/2" NPT entrada
1-1/4" NPT salida

Temperatura del fluido máximo: 140° F

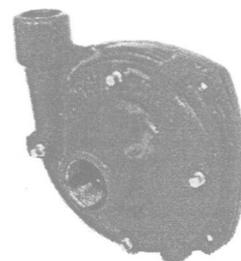
Carcasa: hierro fundido

Rotor: polipropileno reforzado con fibra de vidrio

Rotación del eje de la bomba: ccw (cw para 9203C-R)

Peso: 7.03 kg (15.5 lb)

Sellos del eje: viton standard (diponible en Buna-T y silicon)



Depósito

Forma cilíndrica

Capacidad: 430 lts

Filtros

Modelo: AA(B)124A-3/4-nyb

Material: Nylon

Unión de tubo: 3/4"

Tamaño de maya: 30

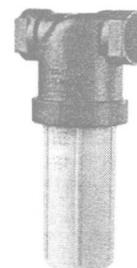
No. de pieza: CP16903-3SSPP

Superficie: 109 cm³

Peso: 0.27 kg

Caudal aproximado a 0.35 bar, caída de presión: 87 l/min

Presión: 5 bar



Regulador de pulverización

Modelo: TeeJet 844

Cuenta con: control maestro, consola de control computarizado, válvula reguladora de presión, conexión de cables, clavija y maya en los cables, flujómetro y sensor de velocidad kit tipo magnético

Toma de corriente: 12 Voltios

Secciones de barra: 5

Regulador de pulverización

Modelo: 744A

Escala de manómetro: 7 bar (100 psi)

Tipo de manómetro: graduación doble (líquido)

Secciones de barra: 3

kit de regulación: AA(B)K744A-100L-30S

Toma de corriente: 12 voltios

Cuenta con: Regulador de presión ajustable y control maestro

Válvula reguladora

Tipo bola

Modelo: 38550

Material: polimérico

Medida: $\frac{3}{4}$ "

Capacidad: 121 lpm (32 gpm)

Caída de presión: 0.35 bar (5 psi)

Presión máxima: 20 bar (300 psi)

Boquilla

Modelo: TXVK-4 ConeJet

Tipo de boquilla: chorro de cono hueco

Material: acero inoxidable

Presión máxima: 300 lb in⁻²

Características: Proporciona gotas más finas para una cobertura minuciosa con pesticidas de contacto y foliares.



COMPONENTES DEL SISTEMA DE ASPERSION PARA LA EVALUACION DE DIVERSOS TIPOS DE BOQUILLAS

Bomba

Modelo: 4770 Swissmex de pistones

Control de válvulas

Modelo: 17B Tee Valve

3/8" NPT

Dimensiones: 102 mm ancho, 144 mm de alto y 127 mm de longitud

Peso: 1.2 kg

Presión máxima: 300 psi

Válvula reguladora de presión

Modelo: 6815-3/4-700

Latón o aluminio con bronce en la cubierta

Opción de 1/2" o 3/4" NPT (M) conexiones de entrada y (F) salida

Presión: arriba de 48 bar

Material: latón

Peso: 0.57 kg (1 1/4 lb)

Longitud total: 168 mm (6 5/8")

Boquilla 1

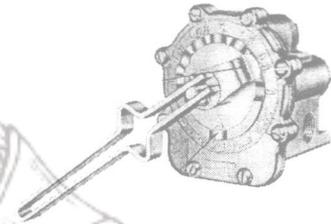
Modelo: TX-8 ConeJeet

Tipo de boquilla: pulverización de cono hueco

Material: latón

Presión de pulverización : 3-4 bar

Característica: Produce una atomización de gotas finas con cobertura profunda para presión y capacidades relativamente bajas. Es ideal para tratamiento en fajas de herbicidas e insecticidas con 3 boquillas por encima de la línea.



Boquilla 2

Modelo: D2-DC23 Disc-Core

Tipo de boquilla: Puntas de pulverización disco núcleo

Materiales: Acero inoxidable-latón

Presión de pulverización: 3-20 bar

Característica: Proporciona gotas más pequeñas para una mejor cobertura con insecticidas de contacto. Especialmente indicadas para polvos humectables y otros productos químicos abrasivos.

Boquilla 3

Modelo: D2-DC45 Disc-Core

Tipo de boquilla: Puntas de pulverización disco-núcleo

Materiales: Acero inoxidable-latón

Presión: 3-20 bar

Característica: Proporciona gotas más pequeñas para una mejor cobertura con insecticidas de contacto. Especialmente indicadas para polvos humectables y otros productos químicos abrasivos.

Boquilla 4

Modelo: TP11002 TeeJet

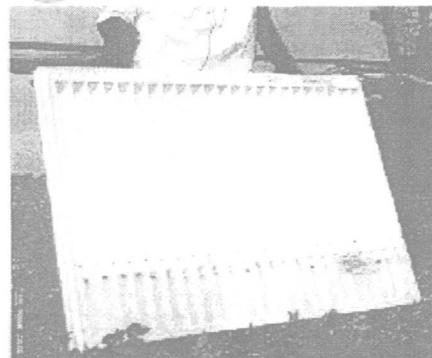
Tipo de boquilla: Punta de pulverización estándar de chorro plano

Material: cerámica

Presión de pulverización: 2-4 bar

Características: Produce un chorro plano con perfil bordes decrecientes para una cobertura uniforme; así como una buena penetración.

Banco de distribución



Apéndice E

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



DIBUJOS DEL PROTOTIPO Y LA
PROPUESTA

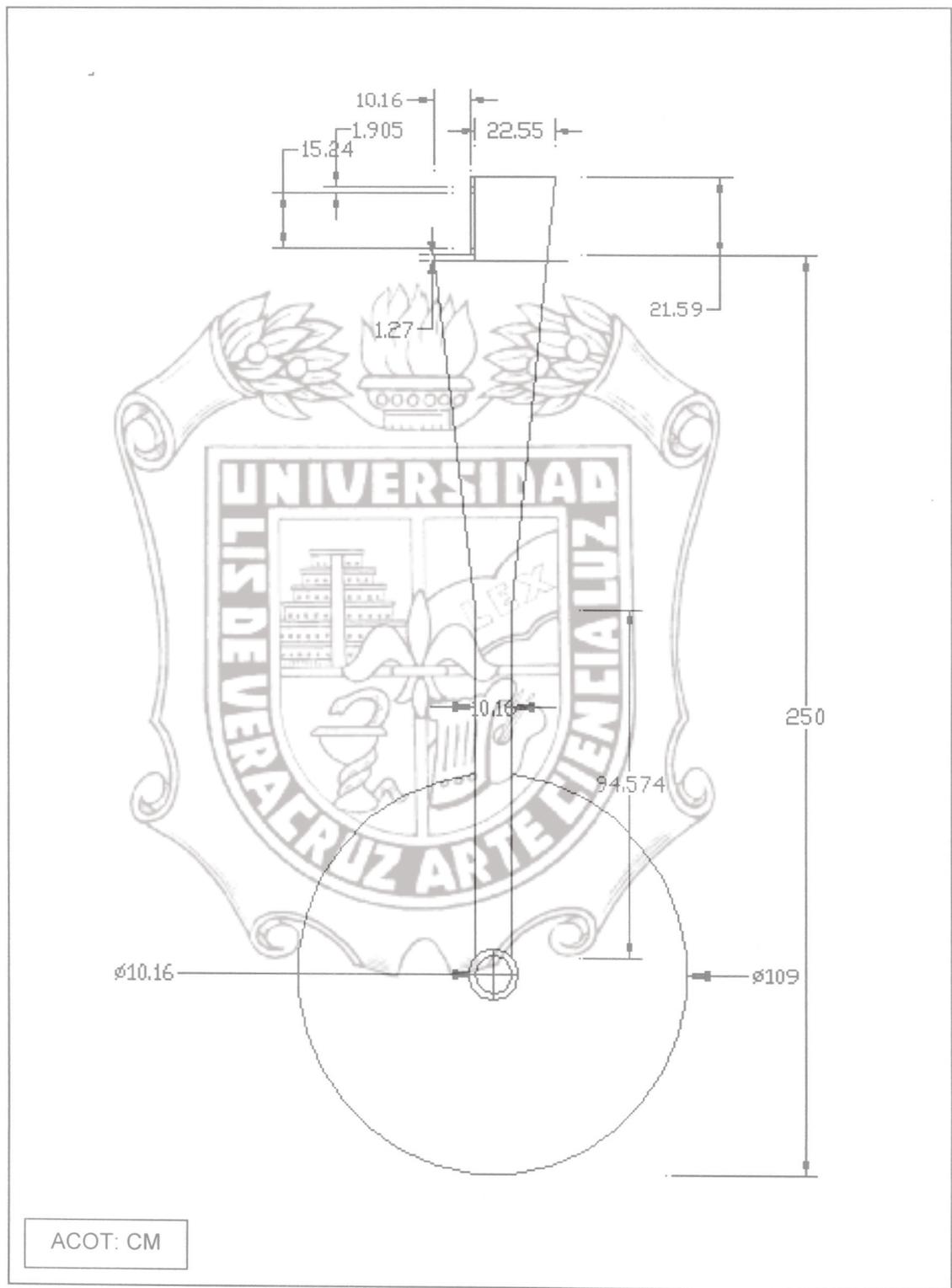


Figura E-1. Vista lateral de la columna del prototipo 2.

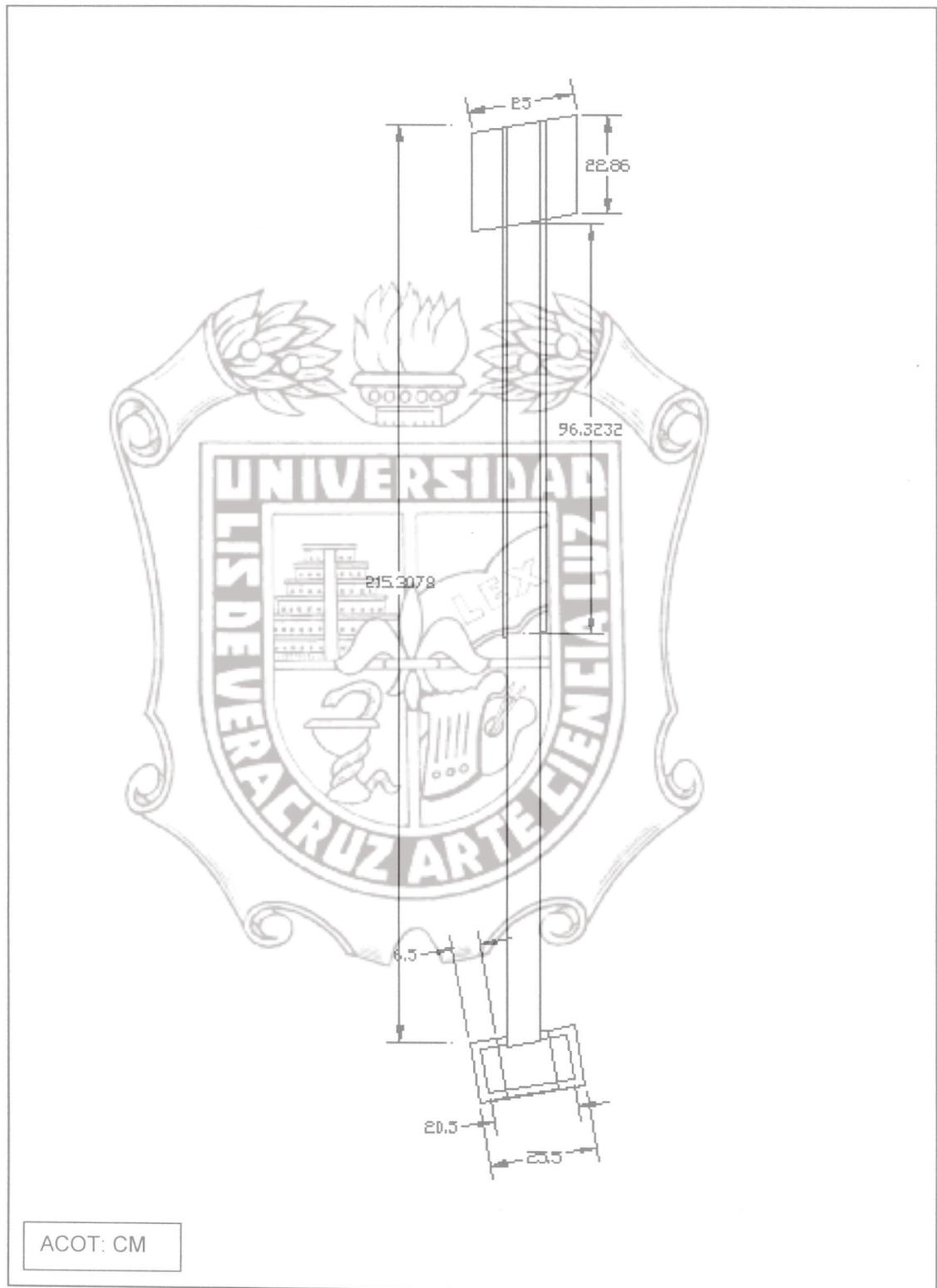


Figura E-1. Vista frontal de la columna del prototipo 2.

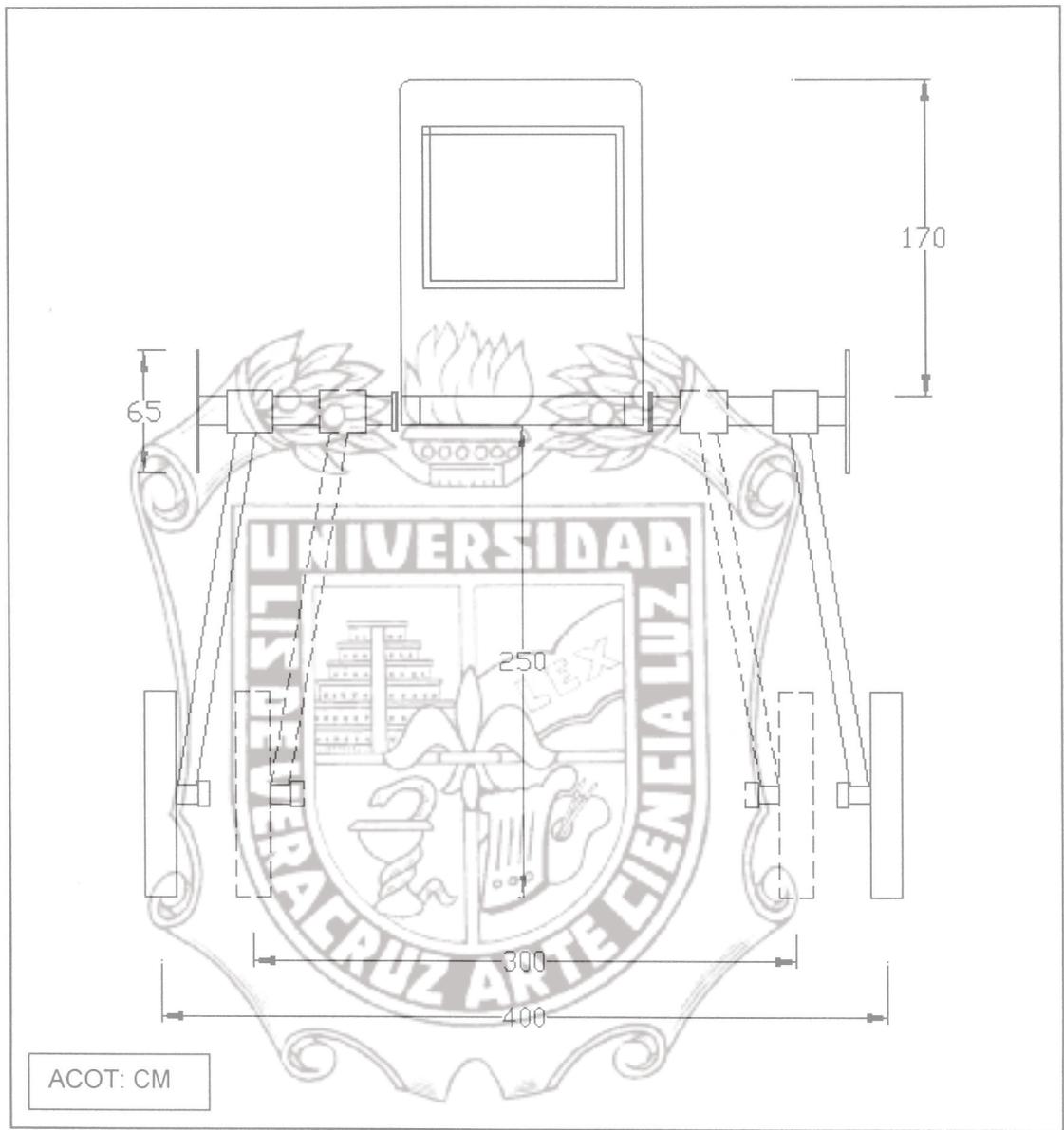


Figura E-3. Vista frontal del prototipo 2 (sin aguilón).

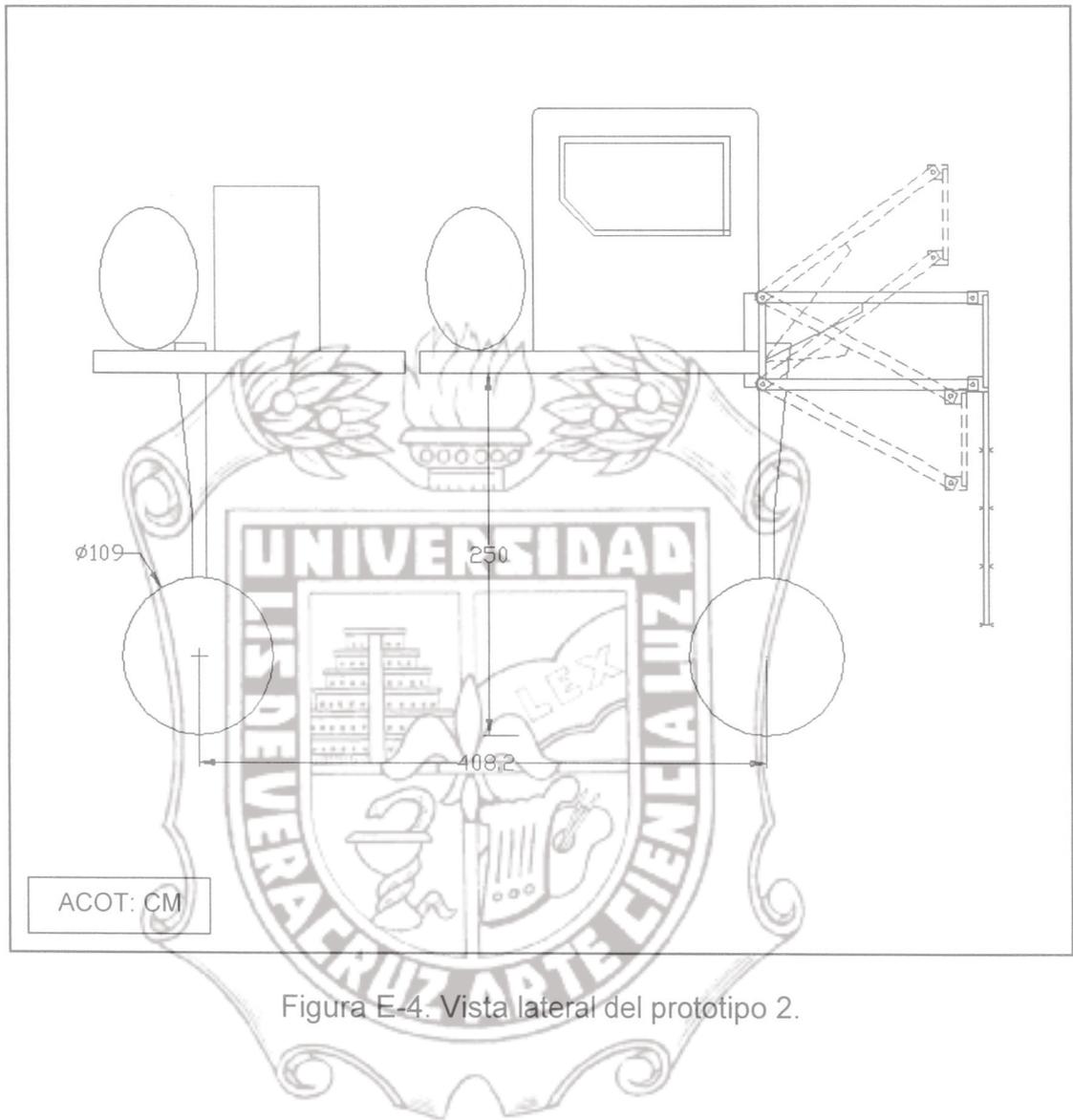


Figura E-4. Vista lateral del prototipo 2.

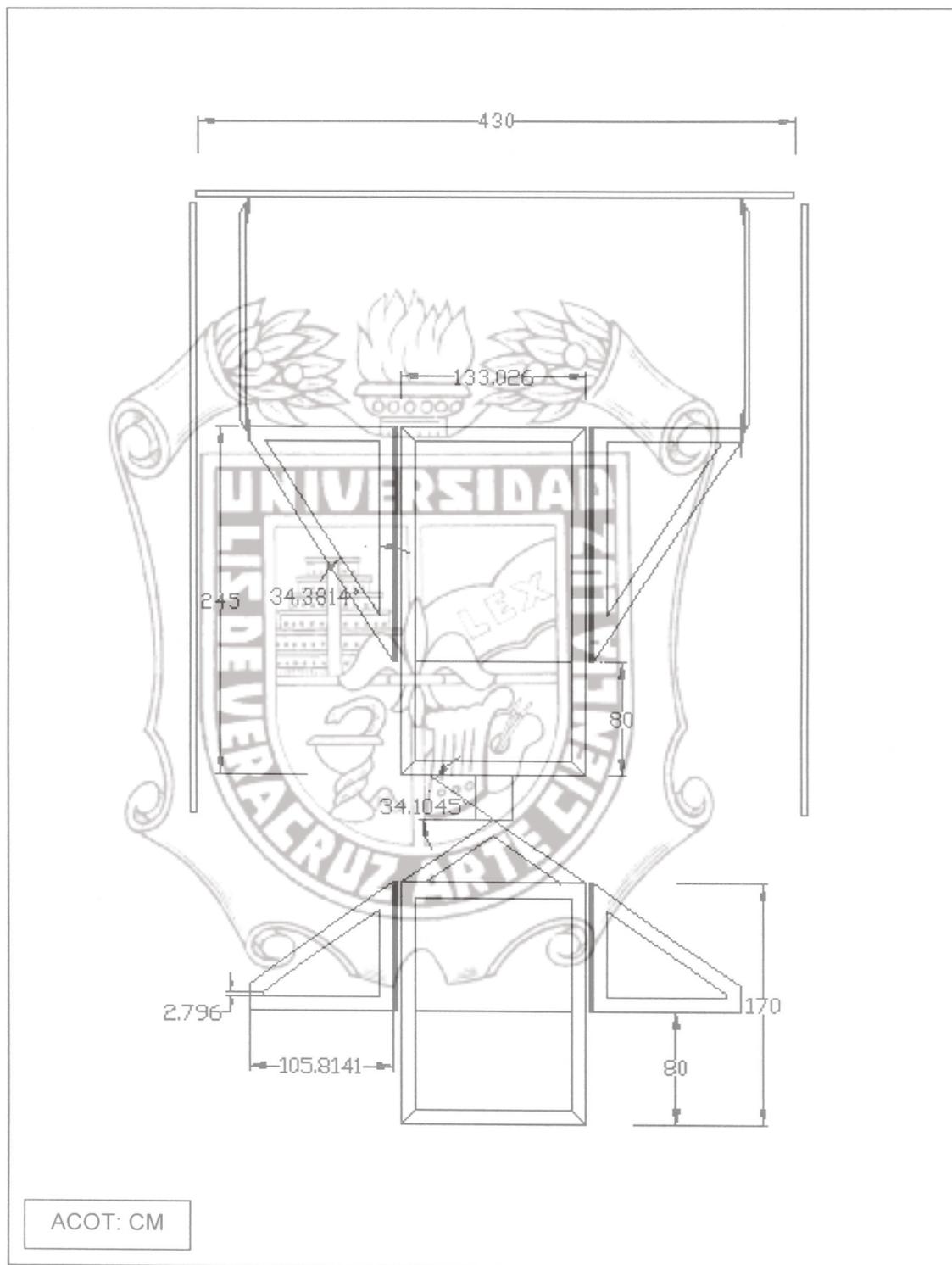


Figura E-5. Vista superior del prototipo 2.

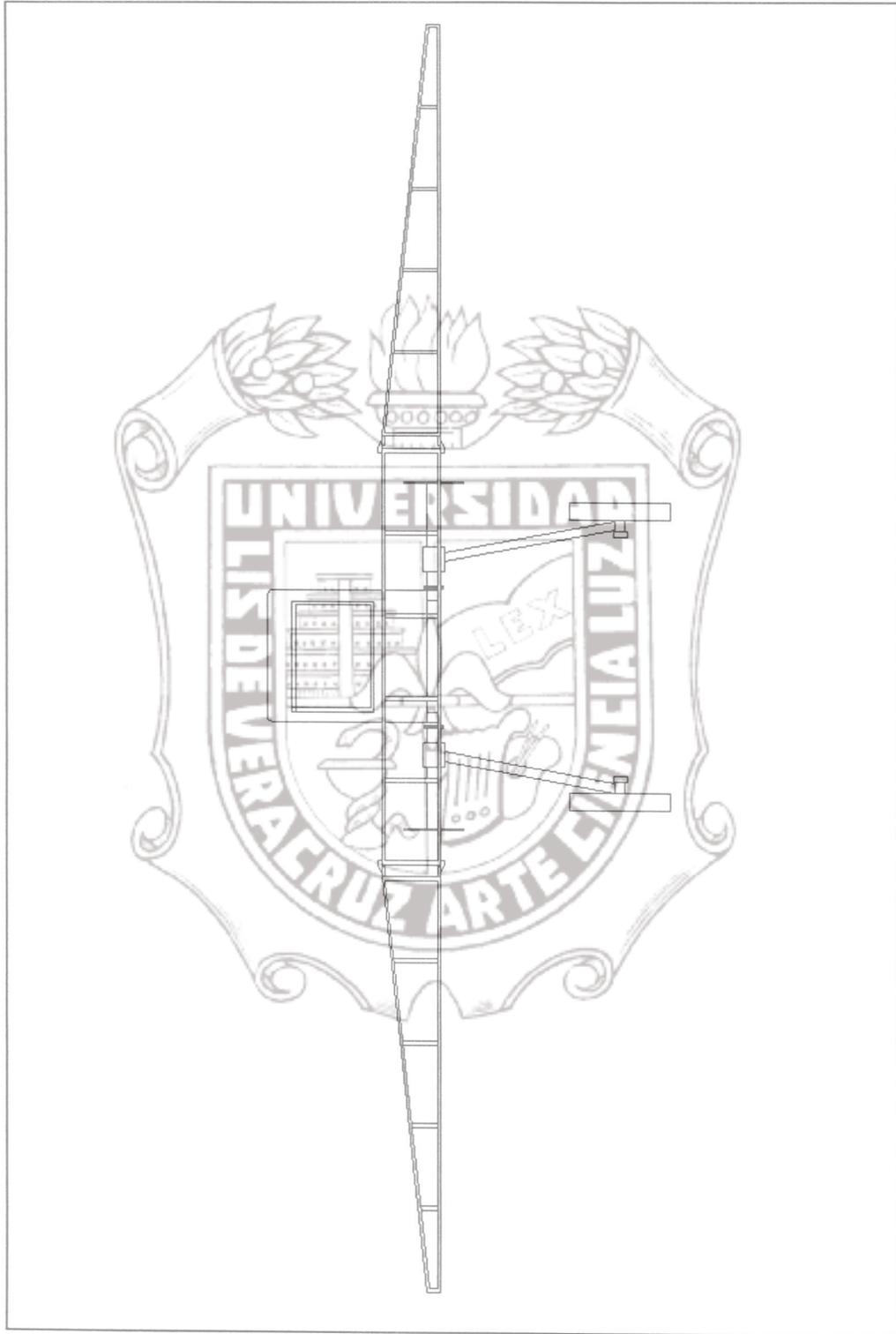


Figura E-6. Vista frontal del prototipo 2.

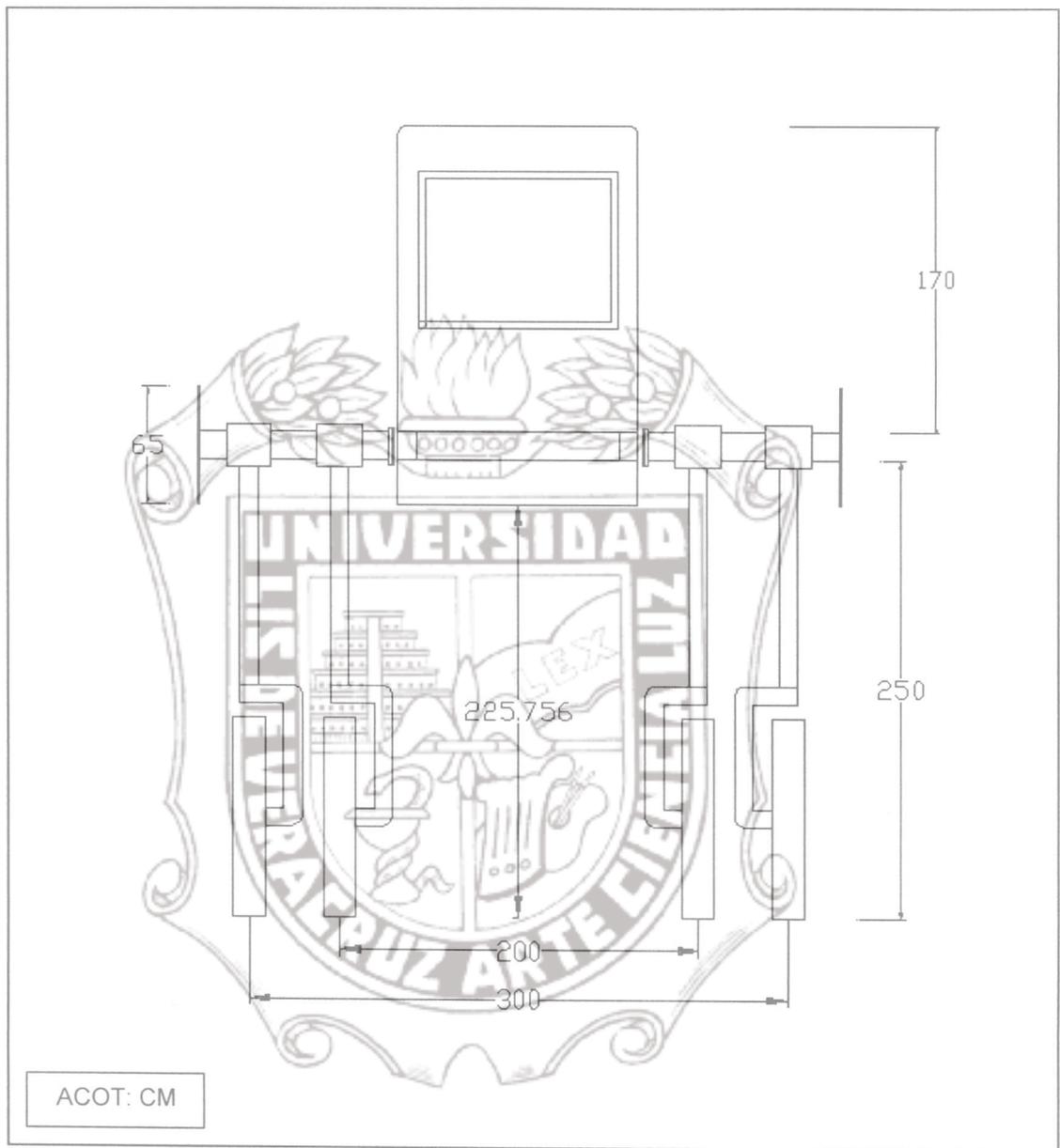


Figura E-7. Vista frontal de la propuesta (sin aguilón).

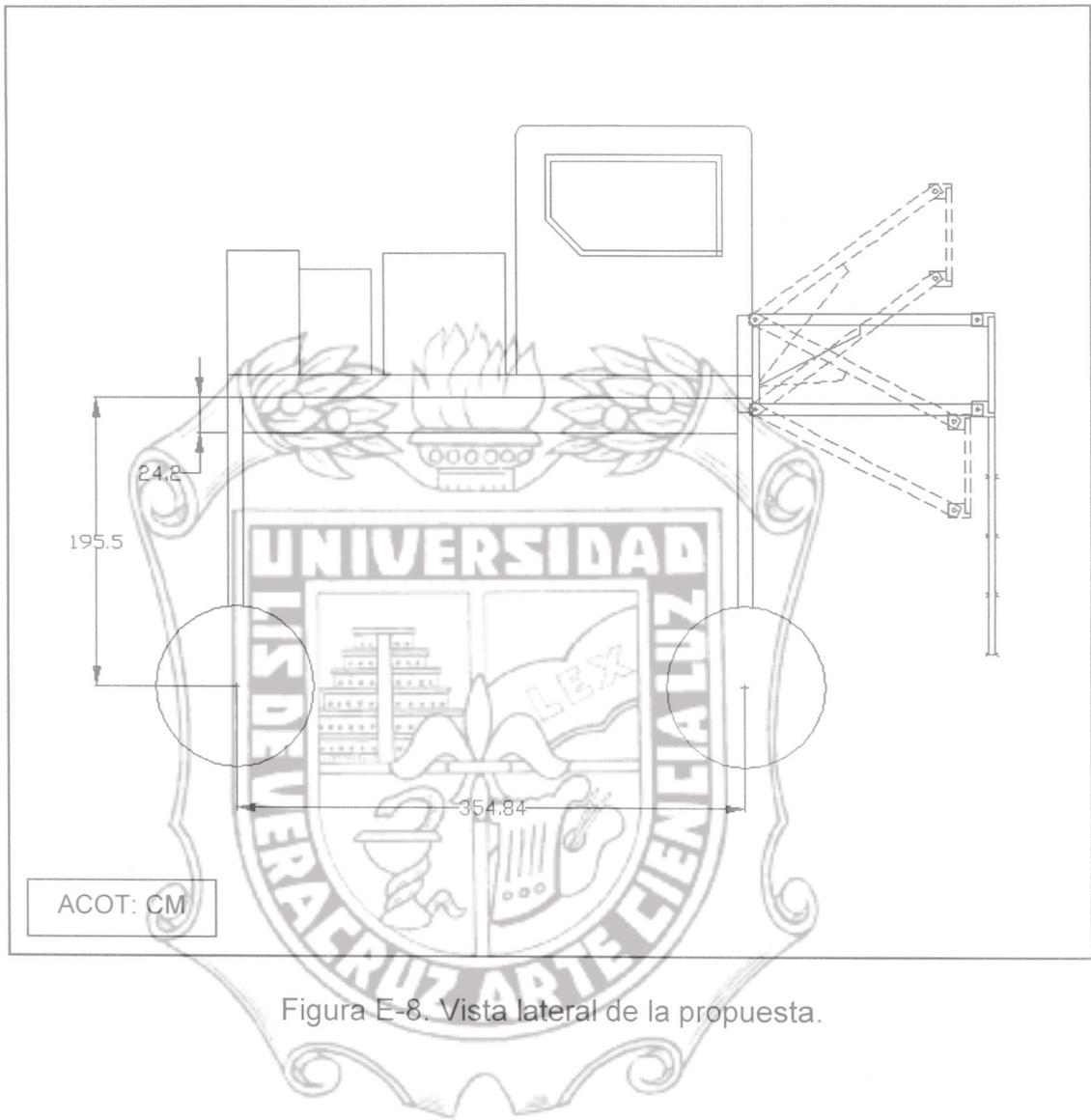


Figura E-8. Vista lateral de la propuesta.

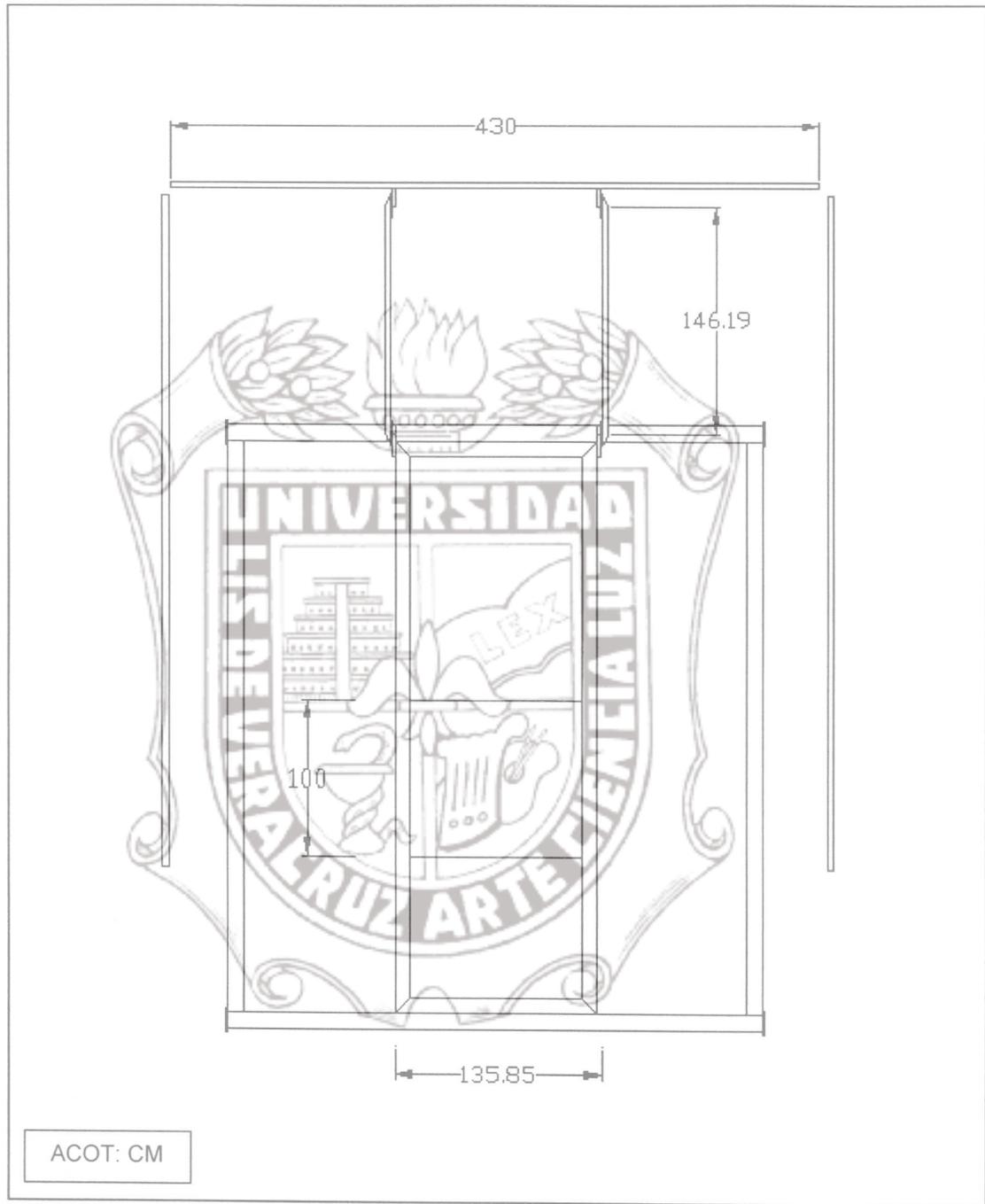


Figura E-9. Vista superior de la propuesta.

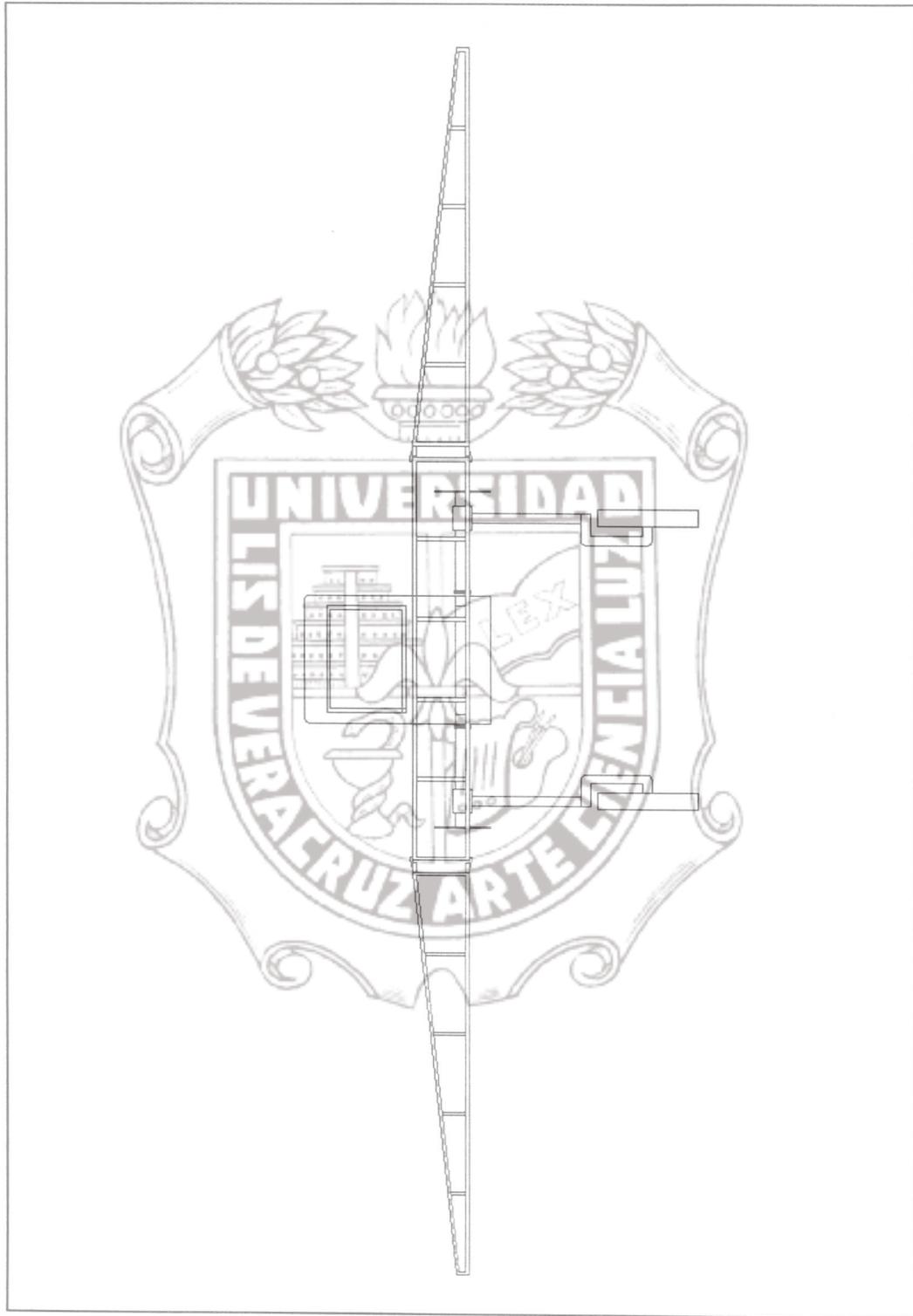


Figura E-10. Vista frontal de la propuesta.

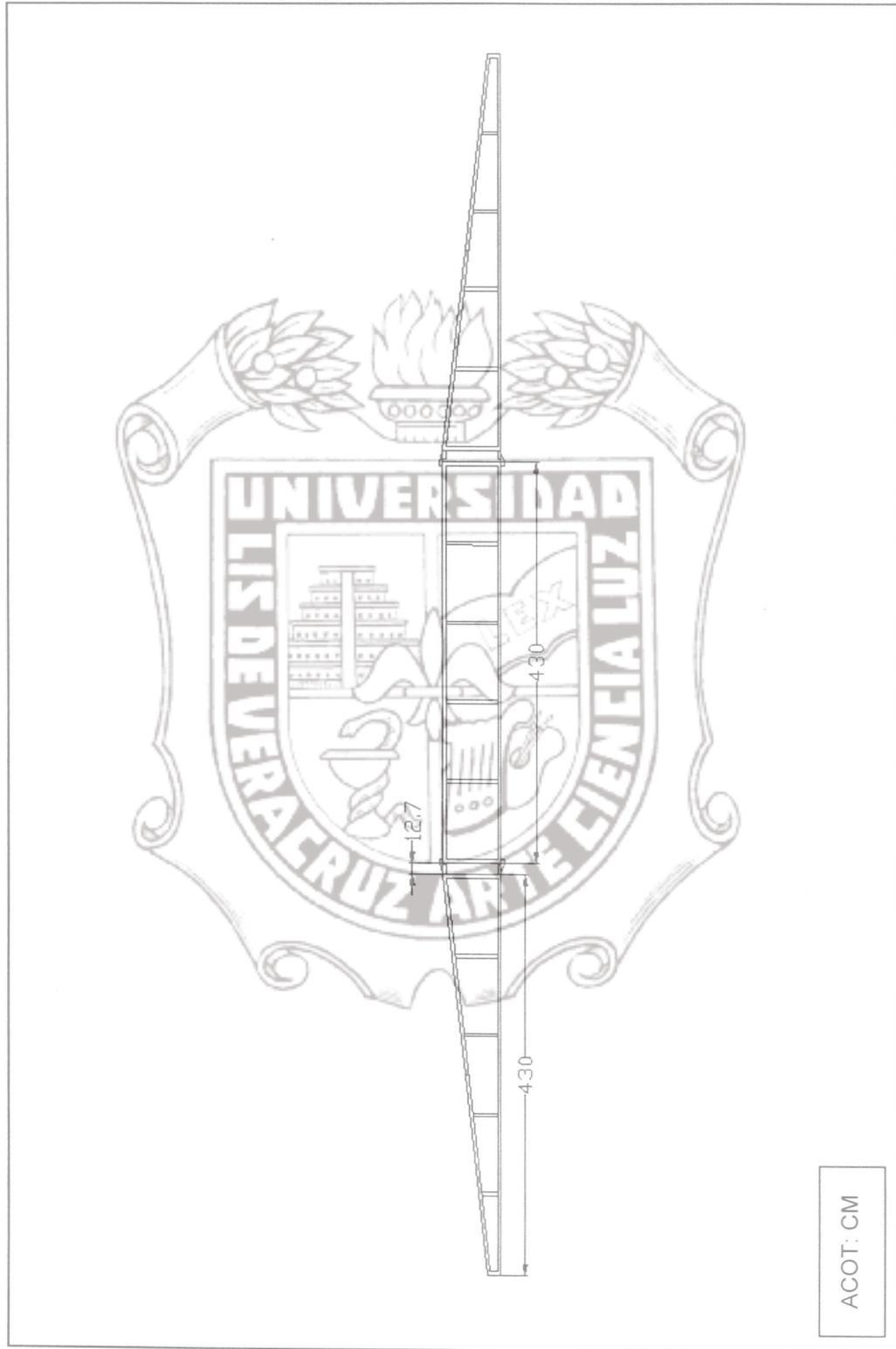


Figura E-11. Vista frontal del aguilon.

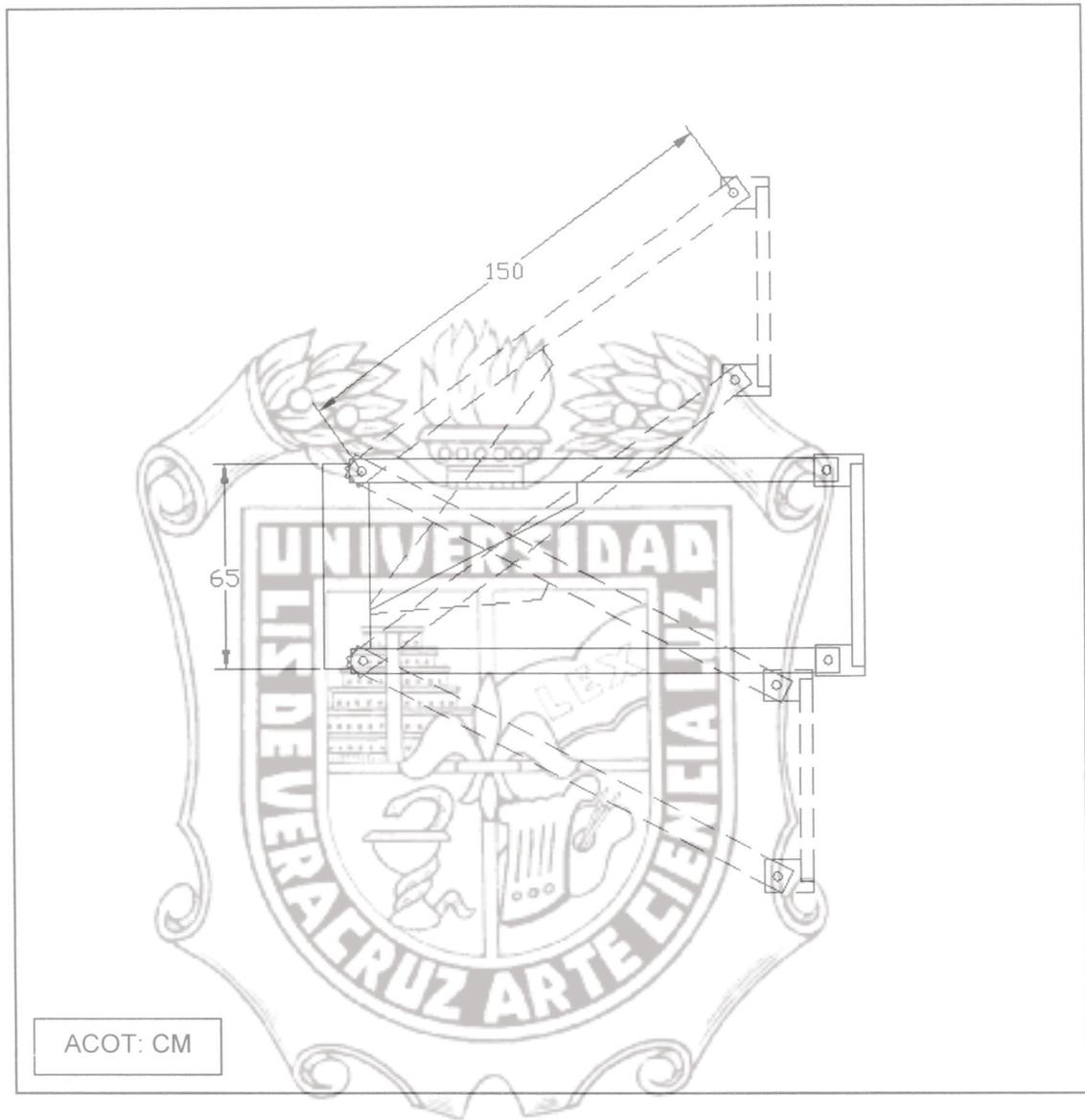


Figura E-12. Paralelogramo en sus tres posiciones.

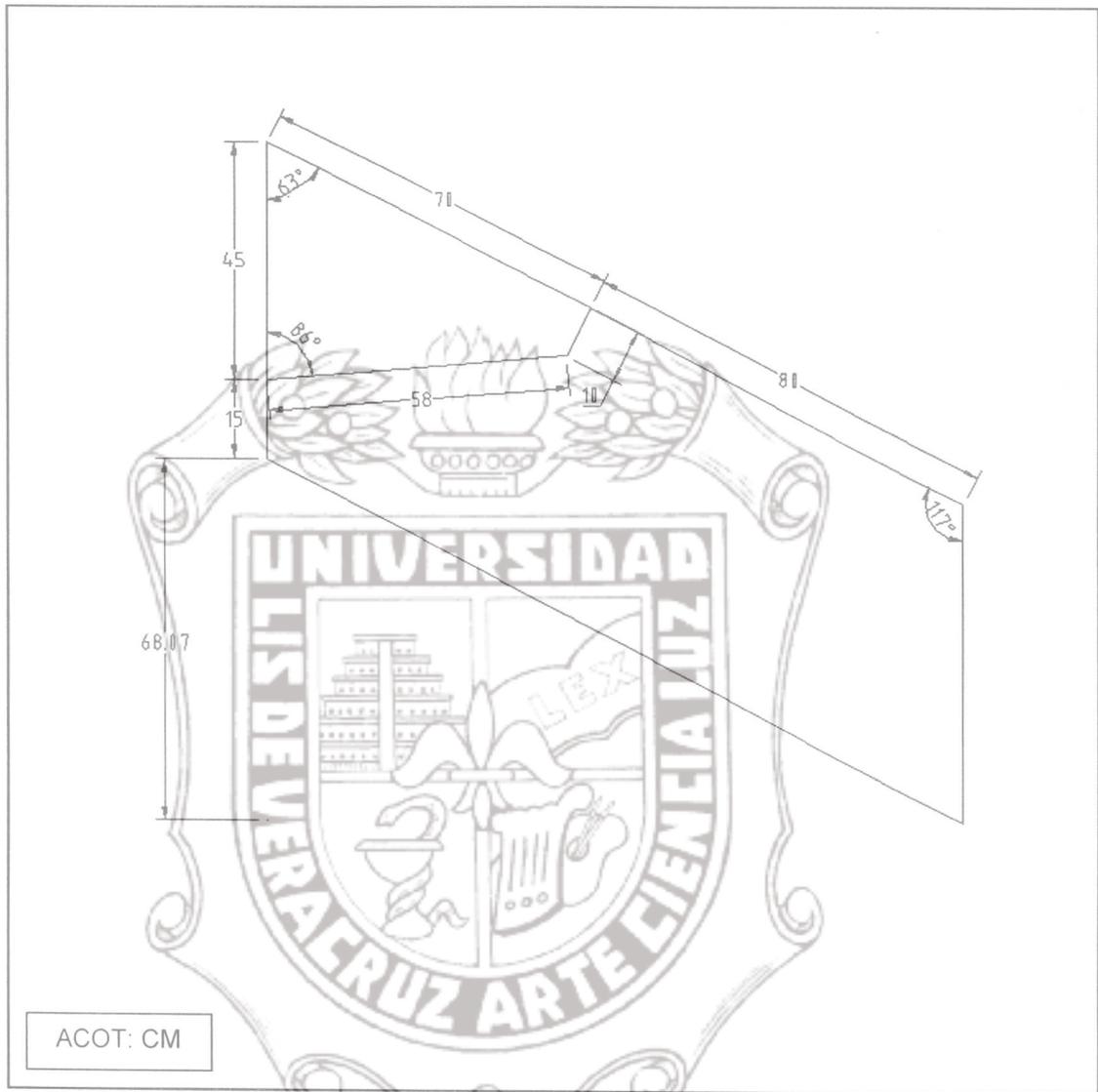


Figura E-13. Desplazamiento mínimo del cilindro.

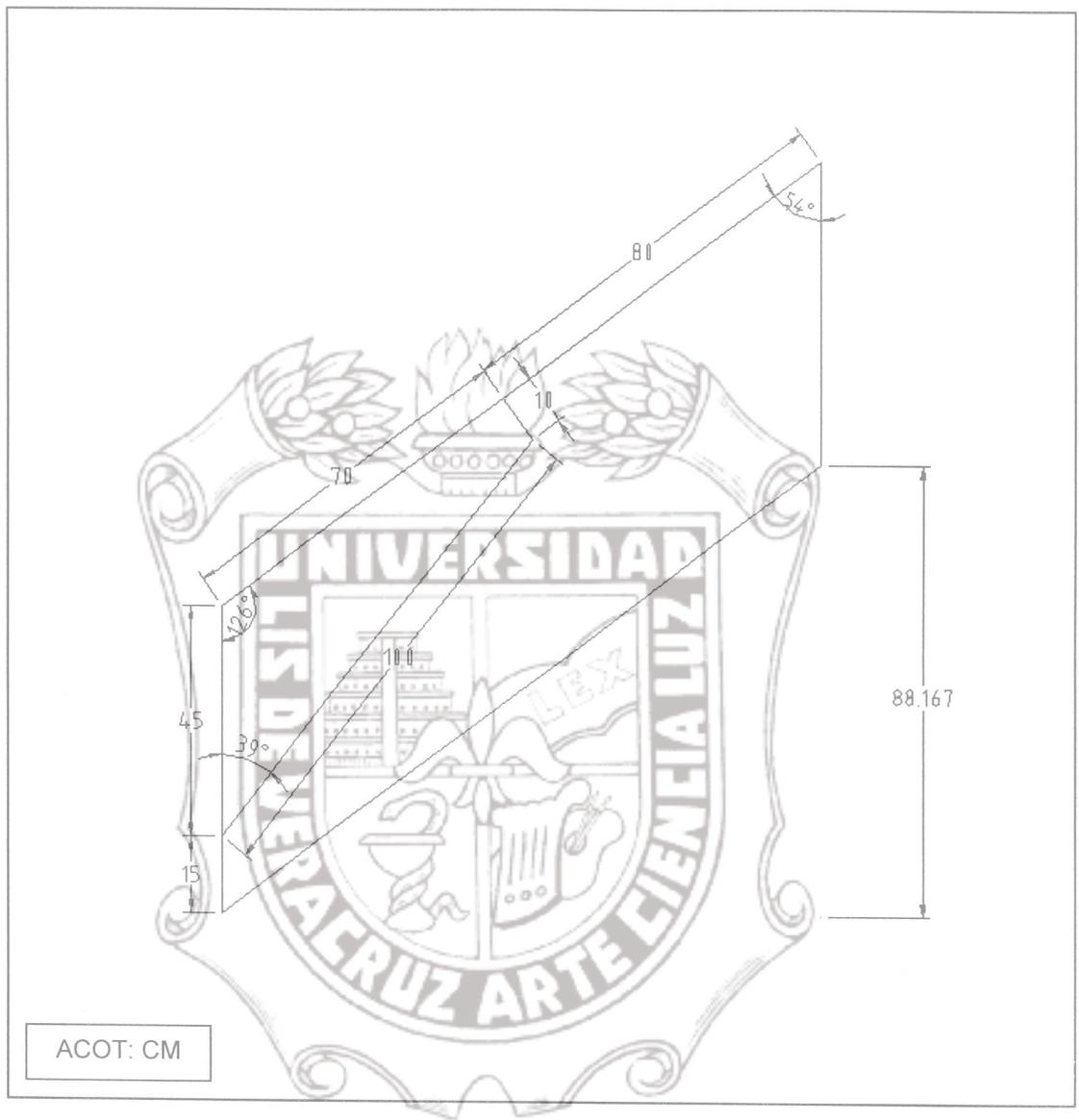


Figura E-14. Desplazamiento máximo del cilindro.