



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA AGRARIA

“ANTONIO NARRO”

DIVISIÓN DE INGENIERÍA



Diseño Conceptual de un Mecanismo de Frenado para el Banco
de Pruebas de Discos de Arado

Por:

HUMBERTO ESTRADA GUEVARA

T E S I S

Presentada como Requisito Parcial para Obtener el Título de:

INGENIERO MECÁNICO AGRÍCOLA

Buenavista, Saltillo, Coahuila, México.

Octubre del 2005



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA AGRARIA

“ANTONIO NARRO”

DIVISIÓN DE INGENIERÍA

Diseño Conceptual de un Mecanismo de Frenado para el Banco de Pruebas de
Discos de Arado

Por:

HUMBERTO ESTRADA GUEVARA

T E S I S

Que Somete a la consideración del H. Jurado Examinador como Requisito Parcial para
Obtener el Título de:

INGENIERO MECÁNICO AGRÍCOLA

Aprobada por el Comité de Tesis

Presidente del Jurado

M.C. Héctor Uriel Serna Fernández

Sinodal

Sinodal

Ing. Juan Arredondo Valdez

M.C. Tomás Gaytán Muñiz

Coordinador de la División de Ingeniería

Dr. Javier de Jesús Cortes Bracho

Buenavista, Saltillo, Coahuila, México.

Octubre del 2005

AGRADECIMIENTOS

Gracias a Dios, por haberme dado la vida, por rodearme de maravillosas personas, por cumplir uno de mis más anhelados deseos y sobre todo por estar conmigo siempre que lo necesito.

A la Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro, por abrirme sus puertas y permitir que cursara mi carrera.

Al M.C. Héctor Uriel Serna Fernández, por haberme ayudado en la realización de este trabajo, por compartir sus conocimientos, por ser además de un excelente maestro una gran persona, por ser justo y trabajador. En pocas palabras por ser un ejemplo a seguir.

Al Ing. Juan Arredondo Valdez, por ayudarme en la realización de este trabajo, por ser tan atento, por brindarme su amistad y por haberme ayudado tanto en la etapa de mi preparación.

Al M.C. Tomás Gaytan Muñiz, por haber despertado en mí un interés por seguir preparándome, por compartir sus conocimientos de una forma práctica y divertida y por haberme ayudado en la realización de este trabajo.

A la familia Amaro Leandro, por haberme brindado su amistad durante todo este tiempo. En especial a Blanca Amaro, por ser una gran amiga, por ayudarme siempre que la necesité y por contagiarme su alegría.

A mis amigos, Isidro Andrade, Eduardo Vargas, Eduardo Vaca, Adán García y Luís Gerardo Lemus, por haber compartido conmigo una gran amistad, por haber hecho de esta etapa de mi vida aun más agradable y por brindarme su ayuda incondicional siempre.

DEDICATORIA

A las personas que más amo en esta vida:

A mi padre el Sr. Rafael Estrada Covarrubias, gracias por haber depositado tu confianza en mí, por ayudarme económica y moralmente, por ser un excelente padre, por enseñarme respeto, valores y principios. Eres mi ídolo y ejemplo a seguir, y la principal razón por la que termine la carrera. "Este triunfo también es tuyo".

A mi madre la Sra. Aurora Guevara Medina, te agradezco por todo ese amor que me has demostrado, por tus consejos, por estar ahí siempre que te necesito y por confiar en mí. Eres la mejor mamá del mundo.

A mi sobrina Laura Yesenia Estrada, aunque ya no estás con nosotros físicamente, siempre estarás en lo más profundo de mí ser. Gracias por mostrarme que aún en las peores circunstancias se puede sonreír. Siempre te recordare con esa gran sonrisa que te caracterizo, te amo "mi prieta".

A mi hermana Azucena Estrada Guevara, gracias por alentarme, por aconsejarme,

por cuidar de mí. Admiro mucho tu bondad, tu fortaleza, eres un pilar de nuestra familia y una segunda madre para mí.

A mis hermanos: Antonio, José, Ramón, Jesús y Manuel, les agradezco toda la ayuda que me han brindado, tanto económica como moral, sin su ayuda no habría sido posible esto. Gracias por confiar en mí y por estar siempre tan unidos. Gracias por ser, además de hermanos, mis amigos.

A mis hermanas: Angélica, Maria del Carmen y Rosario, gracias por el cariño que me han demostrado siempre, por sus consejos y aliento.

A mis sobrinos (as): Francisco, Luis, Juan, Jesús, Cesar, Jonathan, Cristian, Guadalupe, Yeimi y Wendy. Gracias por su cariño, por su ternura, por hacer de mi paso por este mundo mas grato, en pocas palabras gracias por alegrar mi vida.

INDICE DE CONTENIDO	PÁGINA
Índice de figuras.....	ix
Índice de cuadros.....	x
RESUMEN	xi
I. INTRODUCCION	1
1.1 Antecedentes.....	2
1.2 Justificación.....	3
1.3 Objetivos.....	4
1.3.1 Objetivo general.....	4
1.3.2 Objetivos específicos.....	4
1.4 Hipótesis.....	4
II. REVISIÓN DE LITERATURA	5
2.1 Norma mexicana de arados y rastras de discos.....	5

2.1.1 Pruebas de operación continua.....	5
2.1.2 Duración de la prueba.....	5
2.1.3 Puntos de observación y o registro durante la prueba.....	5
2.1.4 Prueba de durabilidad.....	6
2.1.5 Puntos de observación y registro durante la prueba.....	6
2.2 Norma mexicana – implemento – discos para mover tierras.....	6
2.2.1 Por su forma.....	6
2.2.2 Por su perímetro.....	6
2.2.3 Por la posición de los barrenos de fijación.....	7
2.2.4 Por sus filos.....	7
2.2.5 Especificaciones.....	7
2.2.6 Dimensiones.....	8
2.2.7 Dureza.....	9
2.3 Propiedades mecánicas de los suelos agrícolas.....	9
2.3.1 Compactación.....	9
2.3.2 Estados de consistencia del suelo.....	10
2.3.2.1 Cohesión.....	11
2.3.2.2 Rozamiento interno.....	11
2.3.2.3 Esfuerzo cortante.....	12
2.3.2.4 Adherencia y fricción suelo-metal.....	13
2.3.2.5 Resistencia del suelo a la penetración.....	15
2.4 Características del arado de discos.....	15
2.4.1 Clasificación de los arados de discos.....	17
2.4.2 Profundidad de trabajo.....	17
2.4.3 Superficie de trabajo de los arados de discos.....	17
2.4.4 Ancho de trabajo.....	18
2.4.5 Velocidad periférica de los discos.....	18
2.4.6 Radio de la esfera que forma el disco.....	19
2.4.7 Fuerzas que actúan en el disco de arado.....	20
2.4.8 Angulo de corte.....	22
2.4.9 Resistencia al trabajo.....	22

2.4.10 Reacciones del suelo sobre los arados de disco.....	23
2.4.11 Evaluación de arados de discos.....	25
2.4.12 Cinemática de los discos.....	26
2.4.13 Requerimientos de potencia de un arado de discos.....	29
2.5 Fallas superficiales de materiales.....	31
2.5.1 Fricción.....	31
2.5.1.1 Efecto de la aspereza sobre la fricción.....	31
2.5.1.2 Efecto de la velocidad sobre la fricción.....	31
2.5.2 Desgaste por adhesión.....	32
2.5.2.1 Coeficiente de desgaste por adhesión.....	32
2.5.3 Desgaste por abrasión.....	32
2.5.3.1 Abrasión no controlada.....	33
2.5.3.2 Abrasión controlada.....	33
2.5.3.3 Materiales abrasivos.....	33
2.6 Momento de una fuerza respecto de una línea.....	34
2.7 Par de torsión.....	36
2.8 Momentos de inercia de masa.....	37
2.8.1 Determinación del momento de inercia de un cuerpo tridimensional por integración.....	37
2.9 Tiempo que se necesita para acelerar una carga.....	38
III MATERIALES Y MÉTODOS.....	40
3.1 Materiales.....	40
3.2 Metodología.....	40
3.2.1 Desarrollo de especificaciones, planeación.....	42
3.2.1.1 Comprensión del problema.....	42
3.2.1.1.1 Necesidad.....	42
3.2.1.2 Establecimiento del equipo.....	42
3.2.1.3 Planeación de la etapa desarrollo de especificaciones.....	44
3.2.2 Documentación e información.....	46
3.2.2.1 Mercados.....	47

3.2.2.2 Documentación.....	47
3.2.2.3 Toma de datos.....	47
3.2.3 Cálculos y diseños detallados.....	48
3.2.4 Documentación del proyecto.....	48
IV RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	49
4.1 Marco y modificaciones del banco de pruebas.....	50
4.2 Mecanismo para rotar el disco.....	51
4.3 Mecanismo de frenado.....	52
4.4 Mecanismo de deslizamiento.....	54
4.5 Programa de cálculos.....	55
4.5.1 Especificaciones de uso.....	56
4.6 Circuito eléctrico.....	58
4.7 Circuito neumático.....	59
4.8 Características y costos de los materiales propuestos.....	60
V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	62
VI BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	64
VII ANEXOS.....	66

INDICE DE FIGURAS	PÁGINA
Figura. 2.1 Dimensiones del disco agrícola cóncavo.....	8
Figura. 2.2 Fuerzas que se originan entre las partículas del suelo.....	12
Figura. 2.3 Posiciones externas de trabajo del disco: a) plano del disco paralelo a la dirección de la marcha (rodadura simple), b) plano del disco perpendicular a la dirección de la marcha (empuje de tierra).....	20
Figura. 2.4 Fuerzas que actúan en los discos de arado.....	21
Figura. 2.5 Configuración de dinamómetro para obtener una fuerza total.....	23
Figura. 2.6 Fuerzas del suelo por ángulo de ataque.....	25
Figura. 2.7 Parámetros geométricos de un disco de trabajo.....	27
Figura. 2.8 Sistemas de coordenadas básicos y auxiliares utilizados en	

el estudio de un disco esférico.....	27
Figura. 2.9 Cinemática del disco de trabajo.....	28
Figura. 2.10 Momento de una fuerza respecto a una línea.....	34
Figura. 2.11 Par de torsión.....	36
Figura. 2.12 Momento de inercia de masa.....	37
Figura. 2.13 Determinación del momento de inercia de un cuerpo de revolución.....	38
Figura. 3.1 Etapas del diseño de un producto industrial.....	45
Figura. 4.1 Esquema general del banco de pruebas.....	49
Figura. 4.2 Modificaciones del banco de pruebas.....	51
Figura. 4.3 Mecanismo para rotar el disco.....	52
Figura. 4.4 Mecanismo de frenado.....	53
Figura. 4.5 Mecanismo de deslizamiento.....	55
Figura. 4.6 Circuito eléctrico.....	58
Figura. 4.7 Circuito neumático.....	59

INDICE DE CUADROS	PAGINA
Tabla 2.1 Composición química de los discos de arado.....	7
Tabla 2.2 Dimensiones generales de los discos agrícolas (mm).....	8
Tabla 2.3 Dureza de los discos agrícolas.....	9
Tabla 2.4 Cohesión molecular y ángulo de rozamiento interno.....	12
Tabla 2.5 Valores más usuales de los discos.....	16
Tabla 2.6 Requerimientos de potencia de un arado de tres discos.....	30
Tabla 2.7 Velocidad periférica y fuerzas de tiro.....	30
Tabla 4.1 Programa para cálculos.....	57
Tabla 4.2 Características y costos de los materiales.....	60

RESUMEN

Los arados de discos juegan un papel muy importante en la labor de aradura, ya que demandan menor potencia del tractor, realizan un mejor volteo del suelo y tienen un menor desgaste debido a que rotan en lugar de deslizarse, a diferencia de los arados de vertedera. Actualmente en México el Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA) se encarga de la evaluación de estos, para tener un mejor control de calidad. Pero, el problema al que se enfrentan es que tienen que realizar las pruebas directamente en campo (operando el implemento en una parcela), requiriendo mucho tiempo (150 horas), y por consiguiente dinero. De ahí que surja la necesidad de diseñar una maquina en la que se puedan realizar las pruebas en menor tiempo, de forma confiable y a un menor costo.

En trabajos anteriores realizados por Núñez (2002) y Balan (2004), se propuso y construyó un banco de pruebas para discos de arado en su primer etapa.

El objetivo principal de este trabajo fue realizar un diseño conceptual de un mecanismo de frenado para el banco de pruebas de disco de arado, y de esa manera dar continuidad a los trabajos anteriores.

Para lograr este objetivo, primero, se analizaron los factores que intervienen en la labor de aradura, tales como: tipo de suelo, diámetro de disco, ángulos de ataque y de inclinación, velocidad de avance del tractor y profundidad de trabajo entre otros.

Se realizaron cálculos (estáticos y dinámicos) para obtener ecuaciones generales que, se introdujeron en un programa realizado en Excel y de esa forma se calcularon diferentes variables (potencia requerida para rotar el disco, magnitud de las fuerzas que actúan en el disco, velocidad angular del disco y fuerzas que se deben aplicar al disco).

El mecanismo propuesto, consta de piedras abrasivas montadas en bases que son empujadas por dos pistones que aplican fuerzas similares a las del suelo, todo este mecanismo esta montado a la vez en un mecanismo de deslizamiento que se mueve en forma perpendicular al avance de los pistones y horizontal al suelo, este es movido por otro pistón. Para hacer rotar el disco se utiliza un motor eléctrico de 3 HP, variando su velocidad angular con un variador de frecuencia.

Los resultados de este trabajo incluyen materiales propuestos para su construcción, planos, y un programa en Excel que ayudará al manejo del mecanismo una vez construido.

I. INTRODUCCION

La labor agrícola y primaria más importante en la preparación de los suelos es la aradura, ya que influye significativamente y en gran medida, determina el resto de las operaciones tecnológicas necesarias a realizar en cada cultivo, repercutiendo en el rendimiento de las cosechas.

Esta labor, se lleva a cabo principalmente con el arado de disco, que fue desarrollado hacia 1890, con la finalidad de reducir el rozamiento (herramienta-suelo), construyendo un cuerpo que rodara en lugar de deslizarse por el surco, como lo hace el arado de vertedera, y de esa manera disminuir el desgaste del cuerpo.

Con los arados de disco se busca transformar las fuerzas debidas al rozamiento en fuerzas de rodadura, los discos sirven para cortar, levantar, voltear y desmenuzar la tierra, para aumentar el espacio poroso y ayudar a la mezcla y descomposición de la materia orgánica.

Los arados de discos se emplean, sobre todo, en terrenos difíciles, como son los duros y secos, donde el disco puede penetrar debido a su peso, y en terrenos pedregosos y rocosos, donde el disco, al girar, franquea los obstáculos, mientras que la vertedera se rompería. Por otra parte mezclan mejor la tierra que los arados de vertedera.

Los arados de discos se clasifican por el tipo de enganche al tractor, reversibilidad y por el número de cuerpos, siendo el más utilizado en México, el arado suspendido, reversible de tres discos.

1.1 Antecedentes

Núñez (2002), realizó un diseño conceptual de un banco de pruebas para discos de arado, en donde analizo las normas que regulan la calidad de los arados de discos, investigó las diferentes variables que actúan en la labor de aradura como son: ángulo de ataque y de inclinación, profundidad de trabajo, ancho de trabajo, velocidad de trabajo entre otras, con la finalidad de diseñar un mecanismo capaz de simular el efecto del suelo en el disco, en concreto calcular la vida útil del disco. Obtuvo como resultado un mecanismo que consta de un brazo porta discos, un disco y un mecanismo de resorte y palancas que permite aplicar una carga entre el filo del disco y un rodillo de desgaste, todo esto bajo condiciones controladas (velocidad de giro, cargas aplicadas, par de torsión, características del material abrasivo, numero de ciclos, área de desgaste y temperatura).

Balan (2004), construyo el banco de pruebas para discos de arado en su primera etapa, para esto retomo el trabajo realizado por Núñez (2002), interpretando primero los planos y realizando la cotización y selección de algunos elementos con los que cuenta el banco de pruebas, procediendo a la adquisición de los mismos para poder llevar a cabo los trazos, cortes y construcción. En esta primera etapa, construyo el bastidor, que servirá para soportar todo el mecanismo, el brazo porta discos y las ruedas que sirven para facilitar el traslado del banco.

Pliego (2003), evaluó el efecto del índice de desgaste en el desempeño de los discos de arado en un suelo franco, la finalidad de su trabajo fue relacionar la reducción del diámetro de los discos con la calidad del trabajo y su

desempeño, además de medir la cantidad de energía demandada durante la aradura. Los objetivos principales fueron saber hasta que punto la reducción en el diámetro del disco afecta la calidad del trabajo.

Dentro de las conclusiones más importantes que obtuvo fue, que la reducción en el diámetro de los discos, más allá del 12% empieza a afectar el desempeño y la calidad del trabajo del implemento. La reducción en el diámetro de los discos afecta muy ligeramente la cantidad de energía demandada durante la labor, el periodo de vida útil en función del diámetro termina cuando la distancia lineal medida desde el borde del disco al borde de la masa sea inferior a 19 cm.

1.2 Justificación

Este trabajo surge de la necesidad de dar continuidad al proyecto propuesto por Núñez (2002) y construido en su primera etapa por Balan (2004), el cual fue propuesto para cubrir una necesidad, que es la de contar con un equipo, capaz de simular la acción del suelo en los discos de arado, para evaluar el desgaste ocasionado por el suelo en este y así obtener su vida útil.

Una de las principales finalidades de este proyecto es reducir los gastos, tiempo y costos en pruebas de evaluación de arados de discos.

El proyecto será de gran ayuda al Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA), para realizar las pruebas de evaluación de arados de discos, así como al departamento de maquinaria agrícola.

El mayor beneficio lo tendrán los agricultores, que podrán contar con la vida útil de los discos y de esa manera planear cuando reemplazar los mismos.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general.

- Diseño conceptual de un mecanismo de frenado para el banco de pruebas de discos de arado.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Evaluar los diferentes factores que intervienen en el trabajo de aradura.
- Investigar las variables que afectan en el desgaste de los discos.
- Realizar el diseño del mecanismo en Auto CAD.
- Realizar un programa en Excel que facilite la utilización del banco de pruebas.
- Proponer los materiales que se utilizaran posteriormente en la construcción del banco de pruebas.

1.4 Hipótesis.

Es posible simular el desgaste ocasionado por el suelo al disco de arado, mediante un mecanismo de frenado, considerando los parámetros que intervienen en la labor de aradura.

II. REVISIÓN DE LITERATURA

2.1 Norma mexicana de arados y rastras de discos

Las pruebas que se desarrollan de acuerdo a la norma de evaluación de los arados de discos, son los siguientes:

1. Estructura de la maquina.
2. Estudio de campo.
3. Pruebas para ajustar el implemento.
4. Evaluación de funcionamiento en campo.
5. Prueba de potencia.
6. Prueba continua.
7. Prueba de durabilidad mediante el desarme.

La norma mexicana para discos de arado en los puntos 6.8 de la prueba continua y 6.9 de la duración de la prueba establece lo siguiente:

2.1.1 Pruebas de operación continua

Esta prueba tiene como objetivo observar el funcionamiento del implemento en forma continua para detectar la existencia o no de fallas.

2.1.2 Duración de la prueba

El equipo se operara durante 150 horas.

2.1.3 Puntos de observación y o registro durante la prueba.

1. Humedad del suelo (%).
2. Densidad aparente (g/ml).
3. Resistencia a la penetración (kgf/cm²).
4. Resistencia al corte (kgf/cm²).
5. Velocidad de avance (m/s).
6. Ancho de trabajo (m).
7. Profundidad de trabajo (m).
8. Número y tipo de ajustes.
9. Tiempo total (h).
10. Tiempo entre ajustes (h).
11. Tipo y prueba donde se realizo.

2.1.4 Prueba de durabilidad

En esta prueba se evalúa la durabilidad de la maquina mediante el registro de fallas o anomalías que pueden ocurrir durante las pruebas y/o por la inspección de las condiciones finales del arado al termino de las pruebas. Para este estudio es necesario desarmar aquellos componentes que cuenten con piezas susceptibles al desgaste.

2.1.5 Puntos de observación y registro durante la prueba

1. Observaciones durante el desarme.
2. Observaciones derivadas de las pruebas.
3. Deformaciones y rupturas de la estructura.
4. Observación del tipo de material utilizado en las piezas susceptibles al desgaste, oxidación y/o corrosión.
5. Desgaste y deformación de piezas entre si.

2.2 NORMA MEXICANA – IMPLEMENTO – DISCOS PARA MOVER TIERRAS

De acuerdo a la norma mexicana NMX-0-189-1984, MAQUINARIA AGRICOLA-IMPLEMENTO-DISCOS PARA MOVER TIERRAS, los discos agrícolas se clasifican de la siguiente manera:

2.2.1 Por su forma

- a) Discos cóncavos (esféricos con fondo plano cónicos)
- b) Discos planos.

2.2.2 Por su perímetro

- a) Discos de perímetro liso.
- b) Discos de perímetro dentado (muscado)

2.2.3 Por la posición de los barrenos de fijación

- a) Un solo barreno central de tipo cuadrado.
- b) Un solo barreno central de tipo barreno.
- c) Un solo barreno central de tipo mixto.
- d) Un solo barreno central de tipo hexagonal.
- e) Un barreno central y varios barrenos equidistantes colocados en forma radial.

2.2.4 Por sus filos

- a) Disco con filo exterior.
- b) Disco con filo mixto.

2.2.5 Especificaciones

De acuerdo a la norma NMX-0-189-1984, los discos agrícolas deberán cumplir con las siguientes especificaciones:

a) Composición química.

Los discos para uso agrícola, objeto de la norma NMX-0-189-1984, deben cumplir con la composición química indicada en la siguiente tabla.

En caso de no disponer de los aceros señalados, los discos para uso agrícola deben ser fabricados con aceros aleados 5160 y 8660, cuya composición química es la que se establece en la norma NOM-B-325.

Tabla 2.1 Composición química de los discos de arado.

Elementos	Acero al carbono laminado en cruz % (*)	Acero al carbón proceso especial %
Carbono	0.80-0.95	0.80-0.95
Manganeso	0.60-1.30	0.60-1.30
Azufre máx.	0.050	0.025
Fósforo máx.	0.040	0.015
Silicio	0.1-0.30	0.15-0.30

(*) El proceso al carbono laminado en cruz solamente se realiza por común acuerdo entre fabricante y consumidor.

2.2.6 Dimensiones

Las dimensiones generales para los discos agrícolas cóncavos se indican en la Fig. 2.1 y la Tabla 2.2

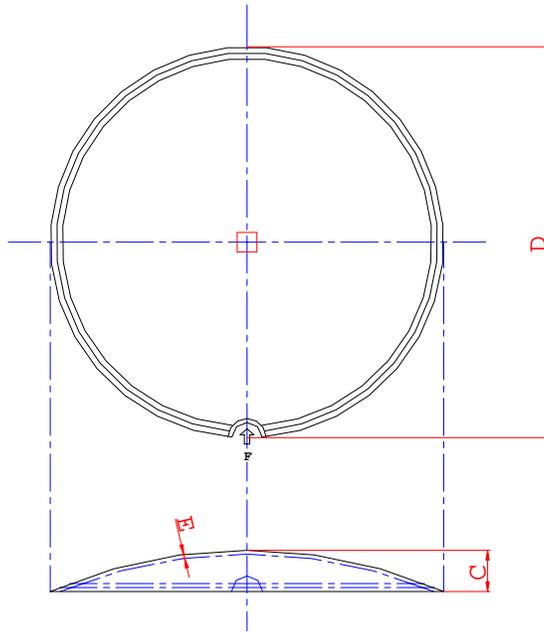


Fig. 2.1. Dimensiones del disco agrícola cóncavo.

Tabla 2.2 Dimensiones generales de los discos agrícolas (mm).

Diámetro exterior		Espesor "E"		Concavidad "C"		Número de muescas "F"	Excentricidad m axin a	Ondulamiento m axin o
nominal	tolerancia	nominal	tolerancia	nominal	tolerancia			
356	1.6	3.17	± 0.25	22.23	± 1.6	8	1.6	1
	-1.32			49.21				
406	-4.24	3.17	± 0.25	38.1	± 1.7	9	2.4	1
	-7.16							
475	2.4	3.97	± 0.25	43.6	± 2.2	10	3	1
	4							
508	2.4	3.97	± 0.25	53.5	± 2.2	10	3	1
	44							
559	2.4	3.97	± 0.25	59	± 2.2	10	3	1
	4			63.5				
610	3.2	3.97	± 0.25	76.2	± 3.0	10 a 13	5	1
	6.4	4.76	± 0.25	82.6				
		6.35	± 0.30					
660	3.2	4.76	± 0.25	86	± 3.0	10 a 13	5	1
		90.5						
	6.4	6.35	± 0.30	101.8				
711	4.8	4.76	± 0.25	97.5	± 6.4	10	7	1
	6.4	6.35	± 0.30	107.5				
		6.35	± 0.30	120.65				
762	4.8	6.35	± 0.30	120.65	± 6.4	10	7	1
	-12.7	7.94						
813	9.5	6.35	± 0.30	120.65	± 9.5	10	8	1
	-15.9	7.94						
		12.7						

2.2.7 Dureza

Los discos agrícolas de la norma NMX-0-189-1984, deben cumplir con la dureza establecida en la siguiente tabla.

Tabla 2.3 Dureza de los discos agrícolas.

Dureza	Escala	Dureza
Rockwell	C	36-45

2.3 PROPIEDADES MECANICAS DE LOS SUELOS AGRICOLAS

Cañabate. (1989), señala las propiedades mecánicas de los suelos que inciden en el buen funcionamiento de la maquinaria agrícola como son:

- compactación
- estados de consistencia
- esfuerzo cortante
- resistencia al deslizamiento metal-suelo
- resistencia a la penetración

2.3.1 Compactación

Por compactación entendemos el proceso por el cual se genera una variación de volumen de suelo bajo la acción de fuerzas de compresión que pueden ser de origen mecánico (paso de vehículos), o naturales (humectación-desección, impacto de gotas de lluvia etc.).

El suelo esta formado por partículas sólidas que entre si dejan unos espacios porosos, o huecos, capaces de retener agua y aire en proporciones variables. Esto nos lleva a considerar las tres fases: sólida, líquida y gaseosa.

Cuando sometemos el suelo a la acción de una carga de compresión lo suficientemente grande para originar un cambio de volumen, nos encontramos con que existen cuatro causas por las cuales ello se produce.

- a) Deformación debida a la compresión entre las partículas que integran la fase sólida.
- b) Compresión de la fase gaseosa.
- c) Variación del contenido de líquido y gas en el espacio poroso.
- d) Reordenación de las partículas sólidas.

A su vez el tipo de suelo tiene una influencia importante sobre su capacidad de compactación, así por ejemplo aquellos cuyo contenido de arcilla es medio o alto son los que mas problemas pueden presentar. No obstante, la humedad es el factor que mas incidencia directa tiene en el proceso de compactación.

Por lo tanto un suelo estructurado y seco presenta un entramado rígido entre sus partículas que le confiere una importante resistencia a la deformación.

2.3.2 Estados de consistencia del suelo

El concepto de consistencia del suelo incluye las manifestaciones de una serie de fuerzas internas que se producen en la masa de suelo para diferentes grados de humedad. Dichas manifestaciones se refieren al comportamiento a las siguientes acciones:

- Acción de la gravedad, presión, empuje y tracción.
- Aptitud par adherirse a otros cuerpos.

Según los estudios de atterberg en la mayor parte de los suelos se distinguen cuatro formas principales de consistencia:

a) Sólida. Se caracteriza por tener una gran dureza, consecuencia de las fuertes uniones de las partículas del suelo entre si, que se producen al descender el contenido de humedad.

b) Semisólida. El suelo se fragmenta bajo pequeñas cargas sin apenas admitir deformación. El entramado estructural se debilita por la acción de la humedad, cuya cuantía es lo suficientemente baja para que no se formen películas continuas de agua en las zonas de contacto entre partículas que confieran al suelo plasticidad. Es el estado más favorable para la labranza del suelo.

c) Plástica. La plasticidad esta estrechamente ligada al contenido de arcilla que permite a esta cambiar su forma sin romperse cuando se somete a un esfuerzo de deformación.

d) Líquida. La humedad produce una masa fluida con las partículas del suelo que se orientan y desplazan sin efectuar sobre ellas apenas esfuerzos. En las labores agrícolas dicho estado carece de interés.

2.3.2.1 Cohesión

En el análisis de la plasticidad del suelo, así como su resistencia al esfuerzo cortante, una de las variables dinámicas que más influye es la cohesión. Se puede definir como la unión entre las partículas del suelo debido a las fuerzas de atracción mutuas que surgen de mecanismos fisicoquímicos.

Esta disminuye cuando el contenido de humedad aumenta.

2.3.2.2 Rozamiento interno

El rozamiento interno es un concepto que nos indica la resistencia que ofrecen las partículas de un suelo a desplazarse sobre otras. Depende

básicamente de la naturaleza de las partículas; aquellas que presenten superficies rugosas ocasionan una fricción más elevada que las lisas.

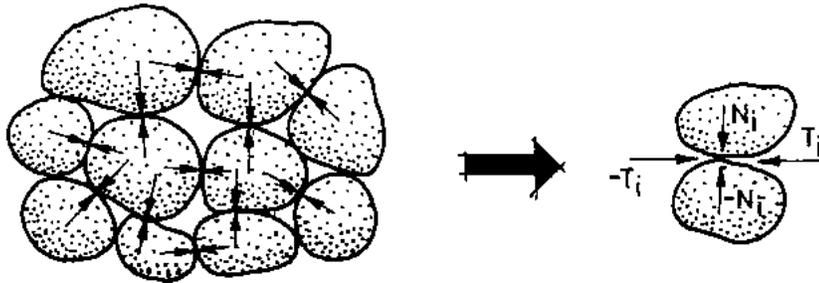


Fig. 2.2. Fuerzas que se originan entre las partículas del suelo

El coeficiente interno del suelo vale: $\rho = \text{tg } \alpha$

Donde:

ρ = coeficiente interno del suelo

α = ángulo de rozamiento interno

Los valores de la cohesión molecular y el ángulo de rozamiento interno para distintos tipos de suelo se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 2.4 Cohesión molecular y ángulo de rozamiento interno.

Tipo de suelo	Estado	Cohesión molecular(kN/m ²)	Angulo de rozamiento interno, α (°)
Arena gruesa	Compactado	Inapreciable	35-40
	Disgregado	Inapreciable	30-35
Arena fina	Compactado	Inapreciable	25-32
	Disgregado	Inapreciable	18-22
Franco arenoso	Desmenuzable	20-25	24-28
	Plástico	10-18	22-26
Franco	Desmenuzable	25-30	20-25
	Plástico	17-22	15-20
Arcilloso	Desmenuzable	40-70	17-19
	Plástico	25-35	10-15

2.3.2.3 Esfuerzo cortante

Cuando a un suelo lo sometemos a una carga externa, esta se reparte en el interior de su masa originando una serie de tensiones que pueden producir o no su deformación y rotura.

En general, los suelos soportan bien las cargas de compresión; no así las de tracción, de manera que la rotura por este último concepto se produce con cargas relativamente bajas.

El modelo presentado por Coulomb para explicar la resistencia a la rotura de un suelo es el mayormente aceptado. Dicha resistencia depende del esfuerzo cortante τ que puede absorber, y este a su vez es una función de:

- deformación (X)
- Carga normal aplicada sobre la superficie de rotura (Q).
- Cohesión (C).
- Angulo de rozamiento interno (α)

Si tomamos una muestra de suelo, la sometemos a una carga vertical (Q) y posteriormente a un esfuerzo de corte τ paulatinamente creciente, se va deformando hasta que produce la ruptura. Su comportamiento en todo este proceso varía de un suelo a otro.

2.3.2.4 Adherencia y fricción suelo-metal.

En los procesos de laboreo, fundamentalmente cuando la herramienta de trabajo penetra en el suelo, además de la resistencia propia que este le opone para llevar a cabo la correspondiente fragmentación, hay que contar con una nueva variable que es la que se refiere a la resistencia que ejercen las superficies de trabajo metálicas al deslizamiento sobre ellas de la masa de

suelo. Al igual que con el esfuerzo cortante, la relación suelo-metal viene caracterizada por dos variantes:

a) Coeficiente de adherencia. (Ca)

Representa las fuerzas de atracción que se producen en la interfase suelo-metal debido a la presencia de humedad. El agua forma un conjunto de meniscos que se adhieren a las partículas del suelo y a la superficie metálica, de modo que la tensión superficial generada se opone al deslizamiento del suelo sobre el metal. A su vez, esta resistencia depende del número de meniscos formados, que aumentan con la humedad hasta un valor máximo próximo al límite líquido. Entre ambas superficies aparece una película continua de agua que ejerce un efecto lubricante. Es por ello por lo que el coeficiente de adherencia disminuye de forma drástica para pequeños incrementos de humedad.

El coeficiente de adherencia (Ca), toma valores relativamente bajos, el máximo que puede alcanzar es del orden de 25 a 30 kN/m² para arcillas plásticas húmedas.

b) Coeficiente de fricción o de rozamiento externo (ρ)

El rozamiento suelo-metal es el factor más importante desde el punto de vista de la resistencia que se genera a la resistencia del suelo. Depende principalmente de la rugosidad de la superficie de trabajo de los aperos, y del tipo de materiales que integran el suelo. Una superficie mal pulimentada u oxidada puede generar unos ángulos de rozamiento de 20° a 25° mientras que con baja rugosidad se puede llegar a 10°

Así mismo la dureza del material tiene influencia sobre el coeficiente de rozamiento.

Nichols (1931), estableció una función de tipo empírico para los aceros de las herramientas de trabajo sobre muestras de suelo con bajo contenido de humedad:

$$\rho = (0.37 - 0.00015)H$$

En donde:

H es la dureza Brinell.

ρ coeficiente de fricción suelo-metal

Con el coeficiente de adherencia y el de rozamiento podemos conocer la resistencia al deslizamiento por unidad de superficie.

$$T_p = C_a + \sigma_n \cdot \text{tg } \alpha$$

Siendo α el ángulo de rozamiento entre el suelo y el metal y σ_n , la tensión normal entre ambos.

Dicha resistencia esta a su vez en función de la humedad del suelo.

2.3.2.5 Resistencia del suelo a la penetración.

La resistencia de un suelo a la penetración de una determinada herramienta de sondeo, constituye una variable que aglutina otras propias del suelo tales como compactación, cohesión y rozamiento interno. Nos da una idea de ese suelo para las condiciones específicas que se encuentran en un determinado momento.

Aunque los valores obtenidos no reflejan mas que un índice, que a su vez depende de la forma del elemento que ha sido introducido en el suelo (placas, semiesferas, conos etc.), siempre podemos encontrar una relación entre la resistencia a la penetración y la que opone el suelo a una acción

diferente producida bien por un neumático, arrastrado o motriz, o a una determinada herramienta de trabajo de un apero agrícola.

2.4 CARACTERISTICAS DEL ARADO DE DISCOS

Con los arados de discos se busca transformar las fuerzas debidas al rozamiento con la superficie de trabajo en fuerzas de rodadura.

Los arados de discos se emplean sobre todo, en terrenos difíciles, como son los duros y secos, donde el disco puede penetrar debido a su peso, y en terrenos pedregosos o rocosos, donde el disco, al girar, franquea los obstáculos. Por otra parte, mezcla mejor la tierra que los arados de vertedera. Además, como en el caso de la cuchilla circular, el desgaste se reparte por toda la periferia del disco, por lo que conviene para los terrenos abrasivos.

Los diámetros usuales de los discos varían de 24" a 32". La profundidad de corte varía según el diámetro del disco y la labor a realizar, de 3" a 11". La profundidad máxima depende del diámetro del disco, siendo normalmente el límite de la profundidad de labor la tercera parte de su diámetro.

La anchura de corte correspondiente a cada disco oscila entre 7" y 12", dependiendo del ángulo que tenga el plano del disco con la dirección del ángulo de corte, de la profundidad de corte y del diámetro del disco.

Si el afilado de los discos se realiza por el lado interior, resulta un filo mas duradero, que penetra mejor en la tierra dura, mientras que afilándolos por la parte convexa se obtiene un filo mas delgado, que permite un trabajo mejor a velocidades elevadas.

Esta disposición del filo en la parte exterior es la mas frecuente, ayudando al auto afilado el hecho de que el espesor del disco sea pequeño.

El ángulo de filo del borde del disco vale normalmente:

$$V=43^\circ - 45^\circ$$

El valor que suele darse al espesor del disco está próximo, aunque es algo inferior a la centésima parte del diámetro, es decir $e \leq 0.01D$, en la Tabla 2.5 se muestran los diámetros, concavidades y espesores de los discos, más usuales utilizados.

Tabla 2.5 Valores más usuales de los discos

Diámetro (mm)	Concavidad (mm)	Espesor e (mm)
610	82.6	4.5-5
660	101.8	5-6.5
710	107.5	6.5-7.5
810	107.5	8

2.4.1 Clasificación de los arados de discos

Ripoll (1975), Menciona que los arados de discos se clasifican de la siguiente manera:

Por el número de discos:

- monodisco
- bidisco
- tridisco
- polidisco

Por el sistema de enganche al tractor:

- de arrastre
- semimontado
- montado

Por el tipo de reversibilidad:

- fijo, no reversible, lanza la tierra siempre al mismo lado.
- Reversible a 90°, requiere doble juego de discos.
- Reversible a 180°, requiere también doble juego de discos.
- Reversible en el plano horizontal, con un juego de discos.

2.4.2 Profundidad de trabajo.

Cañabate (1987), realizando un análisis geométrico de los discos de arado obtuvo la siguiente fórmula para el cálculo del radio de la esfera y la profundidad de trabajo de los discos de arado:

$$p = (D / 2.5) \cos \gamma$$

Donde:

γ = ángulo de inclinación

2.4.3 Superficie de trabajo de los arados de discos

Cañabate (1985), refiere que cuando tenemos dos discos, la superficie de trabajo (ST) no es el doble si no inferior ya que hay un pequeño solapamiento, en base a esta afirmación podemos establecer que:

$$ST = 0.27 N * D (2(\cos \alpha)(\cos \gamma))$$

Donde:

ST = superficie de trabajo

N = número de discos

D = diámetro del disco

α = ángulo del disco

γ = ángulo de inclinación

2.4.4 Ancho de trabajo

El ancho de trabajo viene dado por la siguiente formula:

$$A = ST / P$$

2.4.5 Velocidad periférica de los discos

Cuando el arado avanza a una velocidad V , el disco gira con una velocidad periférica V_u a razón de:

$$V_u = V \operatorname{sen} \alpha$$

La velocidad periférica teórica es la velocidad de avance multiplicada por el ángulo del disco, sin embargo, debido al rozamiento del disco en el suelo ocurre un gran resbalamiento. De esta conclusión resulta que la velocidad periférica efectiva vale:

$$V_p = (0.4 \text{ a } 0.8) V_u$$

Para terrenos sueltos:

$$V_p = (0.7 \text{ a } 0.9) V_u$$

Para terrenos fuertes:

$$V_p = (0.4 \text{ a } 0.6) V_u$$

V_p = velocidad del disco

En terrenos pesados, para una posición incorrecta del disco, puede ser V_u inferior a estos valores, llegando a no girar. En discos accionados se llega hasta valores de:

$$V_u = 3 \text{ m / s}$$

2.4.6 Radio de la esfera que forma el disco

Wills et. Al. (1985), mencionan que un disco puede ser considerado como parte de una esfera hueca y que cuando un disco vertical se mueve a través del suelo, la interacción del mismo puede ser definida en términos de las áreas y volúmenes proyectados de los lados cóncavos y convexos del disco, y dirección del viaje. El tamaño físico y la forma de un disco, su colocación relativa a la dirección del movimiento a través del suelo y las propiedades del suelo en si mismo determinan sus características de desempeño. Estas pueden ser medidas y expresadas en términos de fuerza de tiro, profundidad de trabajo, adherencia del suelo sobre la superficie del disco, compactación del suelo e incluso en la forma de aradura, dependiendo para lo que se quiera. Una comprensión de la interacción entre el disco y el suelo permitiría la predicción del funcionamiento del disco. Un disco podría entonces ser caracterizado para operar en un suelo en particular, a una profundidad determinada y con un mínimo de fuerza de tiro. La interacción geométrica entre un disco y el suelo puede ser expresada en términos de 4 parámetros básicos: el radio de curvatura de la esfera, el diámetro del disco, el ángulo del disco y la profundidad de penetración.

Cañabate (1989), menciona que el radio de la esfera es el radio(r) que forma suponiendo que este forma una esfera, y se obtiene:

- 1.- $r = D / (2 \text{sen} \delta)$
- 2.- $\delta = 2 \tan^{-1}(2h/D)$

Donde:

D = diámetro del disco

h = altura del casquete esférico

δ = semiángulo en el vértice, cuyo valor está comprendido $28^\circ - 35^\circ$

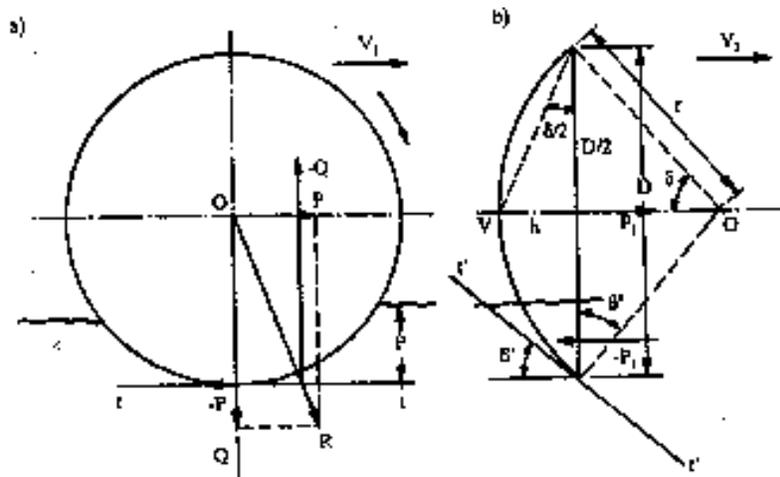


Fig. 2.3. Posiciones externas de trabajo del disco: a) plano del disco paralelo a la dirección de la marcha (rodadura simple), b) plano del disco perpendicular a la dirección de la marcha (empuje de la tierra).

2.4.7 Fuerzas que actúan en el disco de arado

Kepner (1978), el efecto neto de todas las fuerzas del suelo actuando sobre un disco como resultado de las operaciones de corte, pulverización, elevación e inversión del corte del surco, además de cualquier otra fuerza parásita actuando sobre el disco, puede ser expresada en varias formas.

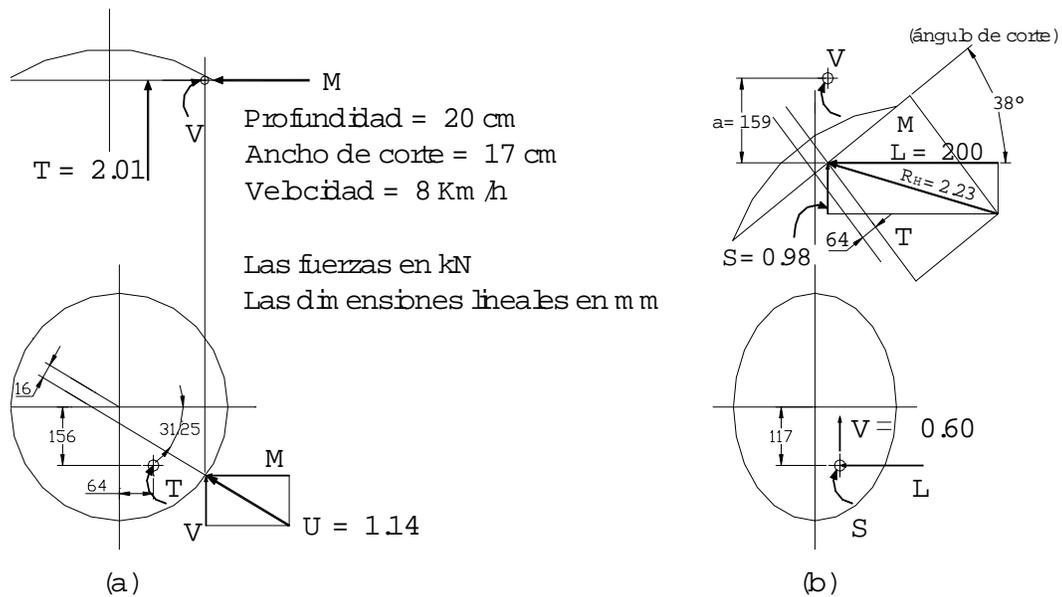


Fig. 2.4. Fuerzas que actúan en los discos de arado.

El efecto resultante es expresado por dos fuerzas que no se intersecan, una fuerza de empuje T paralela al eje del disco, y una fuerza radial U . este método es particularmente ventajoso para calcular fuerzas sobre los baleros de soporte del disco. La fuerza de empuje esta siempre por debajo de la línea de centro del disco debido a que el suelo actúa en contra de la parte más baja de la cara del disco. La fuerza radial, la cual incluye la fuerza de soporte vertical sobre la hoja del disco, debe pasar ligeramente por atrás de la línea central del disco para proveer el torque necesario para vencer la fricción del balero y provocar la rotación del disco.

Clyde (1936), subdivide el total de las reacciones del suelo en fuerzas útiles y fuerzas parasitas, y define las fuerzas útiles como aquellas que la herramienta debe vencer como resultado de las fuerzas de corte, rompimiento y movimiento del suelo. Las fuerzas parásitas son aquellas que actúan (incluidas

las fuerzas de fricción y rodamiento) sobre las superficies de estabilización, tales como las de empuje lateral que actúan sobre la rueda guía. Bajo la configuración dada de condiciones de operación con un implemento específico, el operador tiene poco control sobre las fuerzas útiles de resistencia del suelo.

2.4.8 Angulo de corte

Nartov (1985), menciona que el ángulo de corte tiene un apreciable efecto sobre la resistencia al trabajo del implemento. Un incremento de 15 a 60 grados en este ángulo incrementa 1.9 veces la resistencia al trabajo.

2.4.9 Resistencia al trabajo

Nartov (1985), realizó un experimento para determinar la fuerza reactiva total que actúa en los discos usando la técnica del dinamómetro espacial, este experimento fue realizado en un suelo limoso con una dureza de 11 – 12 kg. / cm² y una humedad de 7.5 a 8.5 %. Las pruebas se realizaron a velocidades de 4 y 1.8 Km. / h, se utilizaron discos frenados y discos en rotación). El equipo de Nartov construyó un dinamómetro trolley para realizar los experimentos, la finalidad de este dinamómetro fue la de medir los componentes de reacción Ax, Cx, Dy, Az, Bz, Cz, por medio de 6 transductores, las reacciones se muestran en la Fig.2.3.

Una de las partes más importantes de este experimento consistió en determinar que Px es la resistencia al trabajo y de acuerdo a la configuración del dinamómetro esta dada por:

$$P_x = A_x + C_x$$

Los experimentos de Nartov mostraron que el valor de esta fuerza depende sobre todo de los parámetros geométricos de la herramienta de

trabajo. Menciona que al haber variación en los parámetros hay un cambio no únicamente en la forma de la superficie de trabajo del disco, sino que también en el área de la sección transversal del surco.

También determinaron que esta fuerza varía dentro de un límite en función directa del ángulo del disco, una de las observaciones más importantes de este experimento fue que el diámetro de los discos tiene muy poco efecto en el comportamiento de esta fuerza.

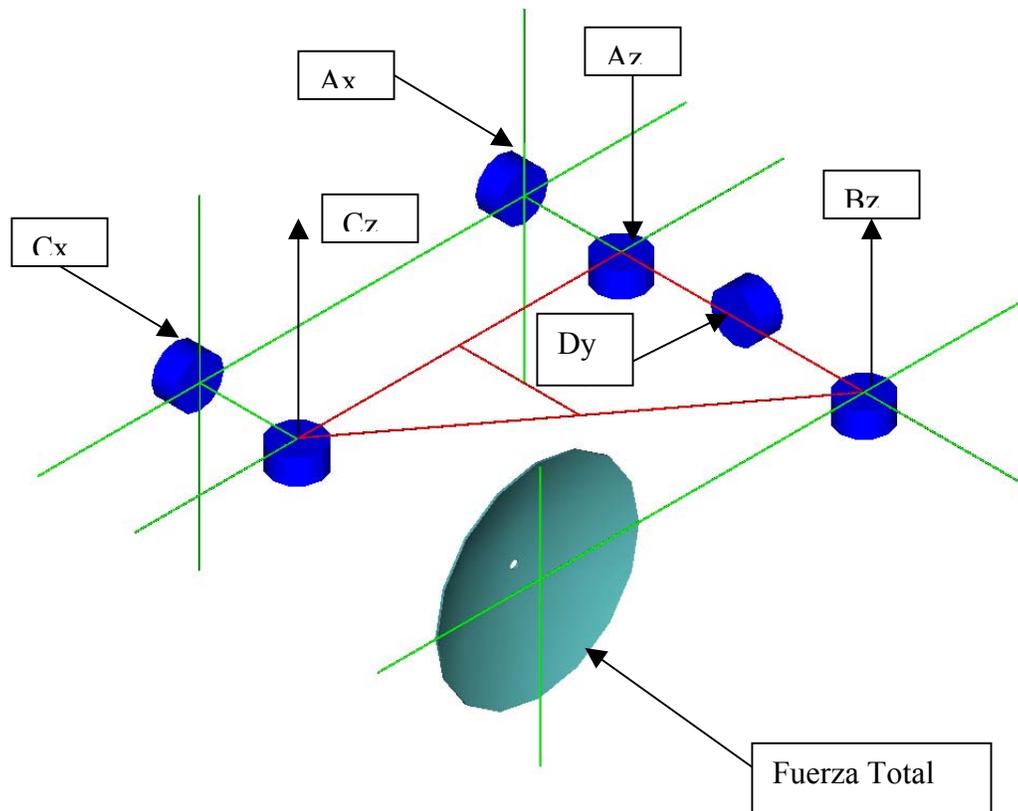


Fig. 2.5. Configuración de dinamómetro para obtener una fuerza total.

2.4.10 Reacciones del suelo sobre los arados de disco.

Kepner (1978), señala que a influencia de diferentes variables sobre las reacciones del suelo ha sido investigada en una serie de pruebas realizadas bajo un cuidadoso control de las condiciones del suelo en la USDA 's National Tillage Machinery Laboratory. Fueron utilizados dos suelos, un suelo

medianamente pesado arcilloso con un contenido de humedad de 14.9 a 17.6 % y un fino arcillo arenoso con un 8.5 a 10.7 % de humedad. La mayoría de las pruebas fueron con disco de arado de 56.9 cm (22.4") de radio de curvatura. Los resultados reportados para estas pruebas incluyeron valores de **L**, **S**, **V** y el calculo de la fuerza de empuje **T**.

Los efectos de la velocidad fueron determinados para un ángulo horizontal de 45°, un ángulo vertical de 18 ° a 20° a una profundidad de 15 cm (6") y un ancho de corte de 18 y 23 cm (7" y 9"). Cuando la velocidad fue incrementada de 4.8 a 9.6 km/h (3 a 6 mph) la fuerza de tiro **L** se incrementó 40% en el suelo arcilloso y 90% en el fino arcillo arenoso. La fuerza lateral **S** también se incremento con la velocidad debido a que el suelo es lanzado más lejos hacia un lado.

La fuerza de empuje vertical **V** decreció a medida que la velocidad fue incrementada. Así, con la hoja inclinada, incrementos en la velocidad mejorarían la penetración bajo estas condiciones de suelo y con la hoja vertical, la penetración decrece a velocidades más altas.

Para un ángulo de ataque de 45° la fuerza de tiro es mínima en cada caso, para ángulos mayores la fuerza de tiro aumenta debido al incremento de tiro del suelo, al igual que para ángulos más pequeños, aumenta debido al incremento del área de contacto con el suelo.

Aumentando el ángulo vertical dentro del rango de 15 a 25° normalmente encontrado en los arados de discos, se incrementa la fuerza de tiro, pero disminuye la fuerza lateral. Así la penetración es mejorada en el ángulo vertical mas bajo.

Las pruebas de la USDA indicaron que el tipo de suelo y las condiciones del suelo tienen el más pronunciado efecto sobre las reacciones del suelo,

como se evidencia por los resultados comparativos para los dos suelos en la Fig. 2.6 se debe tener en mente que estos resultados fueron obtenidos en suelos preparados cuidadosamente que no habían sido sujetos a los efectos de crecimiento vegetal y otras condiciones ambientales de campo.

De acuerdo con estas pruebas la relación máxima de fuerzas utilizadas en los discos de arado para un suelo arcilloso son de 0.6 kN para la fuerza vertical (**V**) y de 2.6 kN para un ángulo de corte de 45° y para un ángulo vertical de 15°, todo esto a profundidades de 15 cm, la relación entre la fuerza de tiro (**L**) y la fuerza vertical (**V**) es como de 4.3 veces.

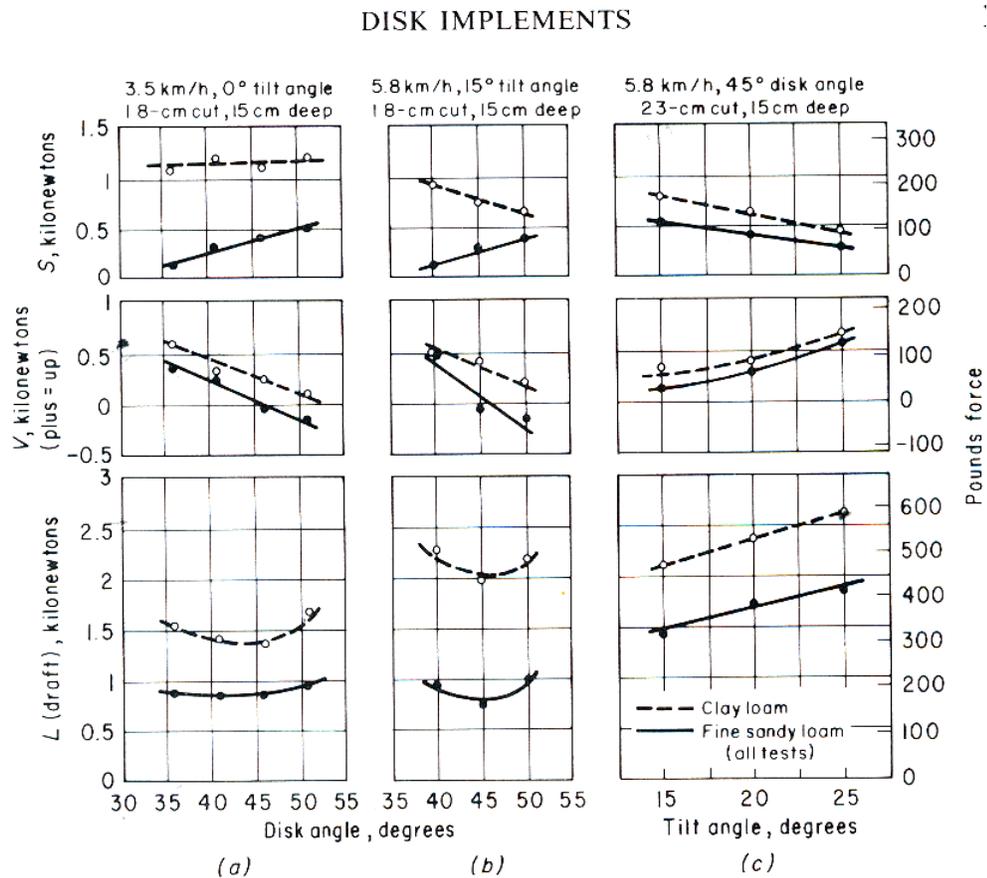


Fig. 2.6. Fuerzas del suelo por ángulo de ataque. (a) fuerzas a una velocidad del tractor de 3.5 km/h y a 0° de ángulo de ataque. (b) fuerzas a una velocidad de 5.8 km/h y a 15° de ángulo de ataque. (c) fuerzas a una velocidad de 5.8 km/h y a 45° de ángulo de ataque.

2.4.11 Evaluación de arados de discos

Chávez et. Al. (2000), realizaron un estudio en el cual se determinó el efecto del ajuste del arado y de la velocidad de avance sobre la fuerza de tiro horizontal demandada y de la calidad de trabajo de un arado de tres discos en un suelo franco arenoso. Todos los datos obtenidos fueron analizados con un diseño experimental de tres bloques completamente al azar y un diseño de tratamientos factorial (4x3x2); donde el primer factor fue velocidad de avance con cuatro niveles 4, 5.1, 6.2 y 7.5 Km/h, el segundo factor fue ángulo de corte de cada disco con tres niveles 39, 42 y 45° y el tercer factor fue ángulo vertical de cada disco con dos niveles 15 y 25°. Los resultados obtenidos mostraron que conforme se incrementa la velocidad de avance del sistema arado-tractor se incrementa la fuerza de tiro horizontal demandada y área seccional de trabajo, pero por otra parte se reduce la calidad de trabajo; finalmente el menor valor de la fuerza de tiro horizontal demandada y el mayor valor del área de corte se obtuvo cuando el ajuste del arado se encontraba en 15 y 42° de ángulo vertical y de corte respectivamente de cada disco. Los índices de calidad de trabajo que se contemplaron fueron; cubierta vegetal e índice de incorporación de residuos, densidad aparente, porosidad, resistencia al corte de la veleta, profundidad, ancho de trabajo, fuerza de tiro horizontal y fuerza de tiro horizontal específica. Según las conclusiones la finalidad de este trabajo es proporcionar ecuaciones para precisión de fuerzas de tiro, con el fin de determinar la potencia del tractor a utilizar en un suelo franco arenoso. La conclusión de este trabajo afirma que para un suelo franco arenoso en la labor de aradura y con la finalidad de reducir el consumo de energía se debe de ajustar el arado en 15 y 42°, y para obtener una buena calidad de trabajo se debe de ajustar el arado en 25 y 42° o 25 y 45° a una velocidad de avance de 5.1 km/h.

2.4.12 Cinemática de los discos

Nartov (1985), menciona que los discos de trabajo tienen una superficie esférica, la parte baja del disco corta la capa del suelo, deforma esta y la mueve en una forma particular. Los principales parámetros del disco son los siguientes:

D = Diámetro

R = Radio

A = Angulo entre el diámetro horizontal del disco y la dirección del movimiento del implemento.

β = Inclinación del disco con respecto al eje vertical.

δ = Espesor del disco

i = Ángulo del filo del disco

ε = Ángulo de corte del filo trasero

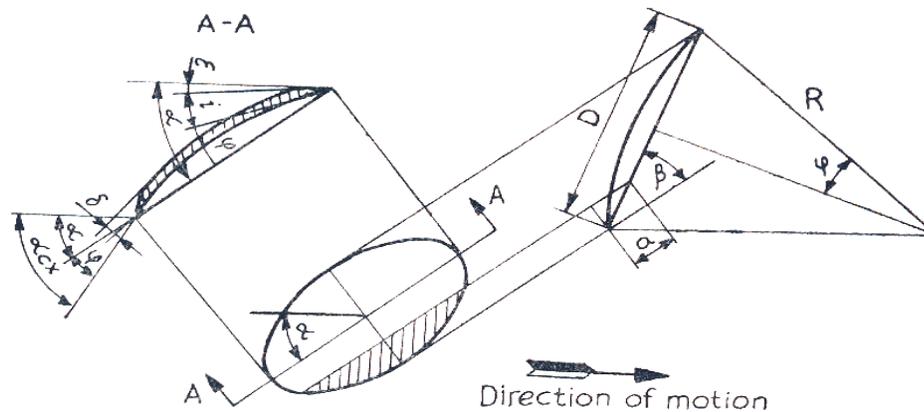


Fig. 2.7. Parámetros geométricos de un disco de trabajo

Un sistema móvil de coordenadas OXYZ es utilizado para la cinemática de las partes en operación del disco. El origen coincide con el centro del círculo que forma el filo de corte del disco; OX es la dirección del movimiento del ensamble, OY y OZ están en las direcciones transversales y verticales respectivamente. Un sistema auxiliar de coordenadas OX₁Y₁Z es formado por

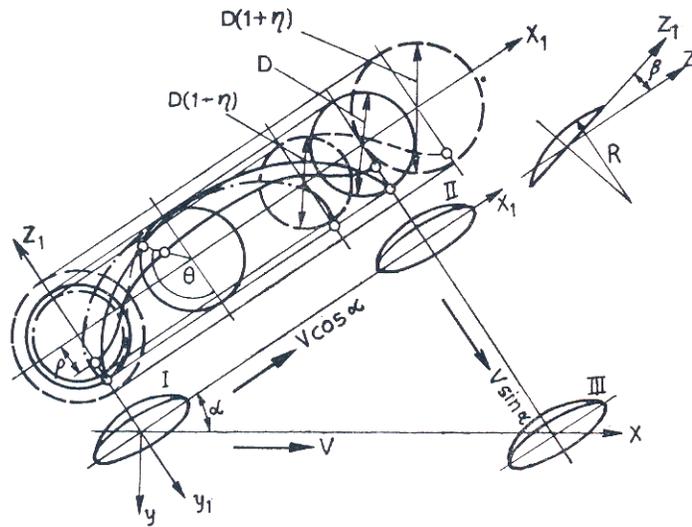


Fig. 2.9. Cinemática del disco de trabajo.

Dos casos de rodamiento del disco son posibles:

1.- Rodamiento puro, en el cual la velocidad circunferencial lineal del filo del disco es igual a la velocidad de avance V_1 del disco a lo largo de la línea I – II.

$$V_1 = V \cos \alpha \quad (1)$$

Donde V es la velocidad de avance del tractor.

La velocidad angular de rotación del disco en este caso es igual a:

$$\omega = \frac{V_1}{D/2} = 2V \cos \left(\frac{\alpha}{2} \right) \quad (2)$$

2.- Rodamiento del disco acompañado por el deslizamiento o patinaje cuando la velocidad lineal circunferencial del filo de corte del disco es menor o mayor que V_1 .

$$\omega = 2V * \text{COS}\left(\frac{\alpha}{D*(1\pm\eta)}\right) \quad (3)$$

Donde η es el coeficiente de deslizamiento o patinaje.

$$\eta = (S - S_0) / S_0 \quad (4)$$

Donde:

S es la distancia actual cubierta por el disco en el plano del filo de corte por revolución.

S_0 es la distancia cubierta por el disco en el mismo plano por revolución en el mismo plano.

Si el disco gira en el suelo con deslizamiento, entonces $S > S_0$ y η se introduce con un signo positivo (+) en la ecuación 3. En el caso de rodamiento con patinaje $S < S_0$, η tiene un signo menos (-).

2.4.13 Requerimientos de potencia de un arado de discos

Hunt (1991), señala que los implementos de labranza solo presentan resistencia funcional cuando su peso es llevado en su estructura y es necesario para la penetración del instrumento. Los requerimientos funcionales dependen de las condiciones del suelo y del cultivo, los que varían considerablemente. El tiro en la labranza varia con el tipo de suelo y con el tipo de humedad del mismo, el tiro de los arados se incrementa cuando el suelo esta demasiado húmedo o demasiado seco.

El siguiente cuadro, muestra algunos requerimientos de potencia para el arado de tres discos trabajando a una velocidad de 4.8 Km/h y a una profundidad de 18 cm.

Tabla 2.6 Requerimientos de potencia de un arado de tres discos.

Arado de discos	Tiro, por anchura unitaria kN / m (lb./pie)	Energía o trabajo kWh. / Ha (hp.h/Ha)
Suelos ligeros	3.2 – 6.3 (220 – 430)	8.7-17.5 (4.7-9.5)
Suelos medios	5.3-9.5 (350-650)	14.6-25.8 (7.9-14)
Suelos pesados	8.5-16.6 (580-1140)	22.1-46.1 (12-14)

Pliego G. (2003), realizo unas pruebas para analizar el efecto del índice de desgaste en el desempeño de los discos de arado en un suelo franco, en el desarrollo de esta investigación evaluó discos de 22” y 24” en un suelo con un 44, 36 y 20 % de arena, limo y arcilla respectivamente, los ángulos de los discos fueron de 26° y 57° de ángulo vertical y horizontal, y la velocidad del tractor entre 5 y 6 Km. / h. Los datos que obtuvo se muestran en el siguiente cuadro.

Tabla 2.7 Velocidad periférica y fuerzas de tiro.

Diámetro de disco, pulg.	Fuerza de tiro kN	Velocidad periférica rpm
24	13.78	23
22	13.34	22

En sus resultados menciona que cuando ha habido una reducción del diámetro del disco de más del 12%, afecta en gran medida el buen desempeño del arado.

2.5 FALLAS SUPERFICIALES DE MATERIALES

2.5.1 Fricción

Mott (1996), refiere que la fricción se define por la siguiente ecuación:

$$f = \mu * F$$

Donde:

f = fuerza de fricción.

μ = coeficiente de fricción.

F = fuerza normal.

La fuerza normal oprime recíprocamente ambas superficies, con lo que se producen deformaciones elásticas y adherencias en los picos de las asperezas. Podemos definir la fuerza Coulomb de fricción como la fuerza necesaria para cortar las asperezas adheridas y entrelazadas elásticamente a fin de permitir un movimiento deslizando.

2.5.1.1 Efecto de la aspereza sobre la fricción

Se podría esperar que la aspereza superficial tuviera gran influencia sobre el coeficiente de fricción. No obstante, las pruebas demuestran solo una relación débil.

2.5.1.1 Efecto de la velocidad sobre la fricción

La fricción por lo general se modela como independiente de la velocidad de deslizamiento.

2.5.2 Desgaste por adhesión

Mott (1996), Cuando superficies limpias se oprimen bajo carga una contra la otra, algunas de las asperezas en contacto tienden a adherirse recíprocamente por causa de fuerzas de atracción entre átomos superficiales de ambos materiales. Cuando se introduce deslizamiento entre las superficies, estas adherencias se rompen, ya sea a lo largo de la interfaz original o a lo largo de un plano nuevo a través del material de los picos de las asperezas. En este ultimo caso, una parte de la pieza A es transferida a la pieza B, causando destrucción superficial y daño.

2.5.2.1 Coeficiente de desgaste por adhesión

En general, el desgaste es inversamente proporcional a la dureza. La razón de desgaste se puede determinar colocando una espiga contra un disco en rotación, bajo condiciones controladas de carga y de lubricación a lo largo de una distancia de deslizamiento conocida, y midiendo la perdida de volumen. El volumen de desgaste es independiente de la velocidad de deslizamiento, y puede expresarse de la forma.

$$V = K (FL / H)$$

Donde:

V = volumen de desgaste del más blando de los materiales.

F = fuerza normal.

L = longitud de deslizamiento.

H = dureza de penetración (psi).

K = coeficiente de desgaste.

2.5.3 Desgaste por abrasión

La abrasión ocurre en dos modos, entre dos cuerpos o entre tres cuerpos. La abrasión entre dos cuerpos se refiere a un material áspero y duro que se desliza sobre uno más blando. La superficie dura se introduce y elimina material del más blando. La abrasión entre tres cuerpos se refiere a la introducción de partículas duras entre dos superficies deslizantes, por lo menos una de las cuales es más blanda que las partículas. Las partículas duras raen el material de una o de ambas superficies. En esta categoría está el lapeado y el pulido. La abrasión es por lo tanto un proceso de eliminación de material en el cual las superficies afectadas pierden masa a cierta tasa controlada o sin control.

2.5.3.1 Abrasión no controlada

El equipo para movimiento de tierras y el equipo de minas operan en un modo de abrasión en tres cuerpos relativamente no controlado ya que la tierra a menudo contiene materiales más duros que las superficies de acero del equipo.

2.5.3.2 Abrasión controlada

La abrasión controlada se maneja ampliamente en procesos de manufactura por ejemplo en el rectificado en dos cuerpos, en el cual medios abrasivos se introducen a la pieza a alta velocidad de deslizamiento, para eliminar material y controlar dimensiones y acabados. A menudo se aplica un refrigerante, tanto para proteger el material de tratamientos térmicos no deseados, como para mejorar el proceso abrasivo. La humedad incrementa la razón de abrasión alrededor de 15% en comparación con la abrasión en seco. Para calcular la abrasión se utiliza la misma ecuación del desgaste adhesivo.

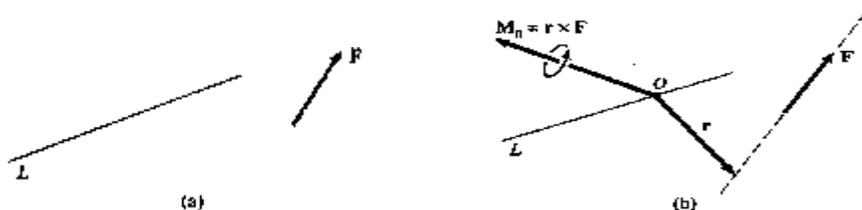
2.5.3.3 Materiales abrasivos

Los dos requisitos que debe tener un abrasivo son dureza y agudeza. El abrasivo debe ser mas duro que el material a desgastar. Una dureza excesiva más allá de 150% de la dureza de la pieza a trabajar no incrementara la velocidad de desgaste, aunque si prolongara la vida útil del abrasivo.

2.6 MOMENTO DE UNA FUERZA RESPECTO DE UNA LINEA

Bedford (1996), menciona que la medida de la tendencia de una fuerza a causar un giro alrededor de una línea o eje se denomina momento de una fuerza respecto a una línea. Suponga que una fuerza \mathbf{F} actúa sobre un cuerpo, digamos una turbina que gira alrededor de un eje L , y que descomponemos F en componentes con base en el sistema coordenado. Las componentes F_x y F_z no hacen girar la turbina, así como tampoco la fuerza paralela al eje del cabrestante lo hace girar. Es la componente F_y la que tiende a causar giros al ejercer un momento de magnitud F_y respecto al eje de la turbina. En este ejemplo podemos determinar el momento de \mathbf{F} respecto a L por que el sistema coordenado está convenientemente situado. Plantemos ahora una expresión que se puede usar para determinar el momento de una fuerza respecto a cualquier línea.

Consideremos una línea L y una fuerza \mathbf{F} (Fig. 2.10a). Sea \mathbf{M}_O el momento de \mathbf{F} respecto a un punto arbitrario O sobre L (Fig. 2.10b). El momento de \mathbf{F} respecto a L es la componente de \mathbf{M}_O paralela a L , que denotamos como \mathbf{M}_L (Fig. 2.10c). La magnitud del momento de \mathbf{F} respecto a L es $|\mathbf{M}_L|$, y cuando el pulgar de la mano derecha apunta hacia \mathbf{M}_L , el arco de los dedos indica el sentido del momento respecto a L .



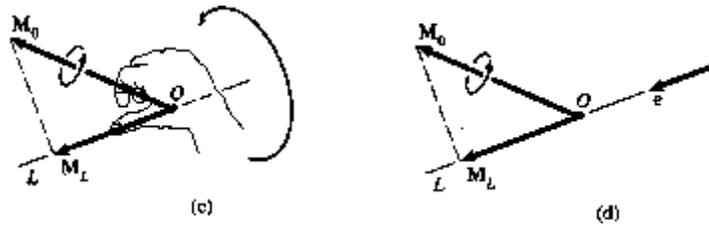


Fig. 2.10. Momento de una fuerza respecto de una línea.

En función de un vector unitario \mathbf{e} a lo largo de L (Fig. 2.10d), \mathbf{ML} está dado por:

$$\mathbf{ML} = (\mathbf{e} \times \mathbf{M}_o) \times \mathbf{e} \quad (1)$$

(El vector unitario \mathbf{e} puede apuntar en cualquier dirección). El momento $\mathbf{M}_o = \mathbf{r} \times \mathbf{F}$, por lo que podemos también expresar \mathbf{ML} como:

$$\mathbf{ML} = (\mathbf{e} \times (\mathbf{r} \times \mathbf{F})) \times \mathbf{e} \quad (2)$$

El producto triple mixto en esta expresión está dado en función de las componentes de los tres vectores por:

$$\hat{\mathbf{e}} \times (\mathbf{r} \times \mathbf{F}) = \begin{vmatrix} e_x & e_y & e_z \\ r_x & r_y & r_z \\ f_x & f_y & f_z \end{vmatrix} \quad (3)$$

Observe que el valor del escalar $\mathbf{e} \times \mathbf{M}_o = \mathbf{e} \times (\mathbf{r} \times \mathbf{F})$ nos da la magnitud y la dirección de \mathbf{ML} . El valor absoluto de $\mathbf{e} \times \mathbf{M}_o$ es la magnitud de \mathbf{ML} . Si $\mathbf{e} \times \mathbf{M}_o$ es positivo, \mathbf{ML} apunta hacia \mathbf{e} , y si $\mathbf{e} \times \mathbf{M}_o$ es negativo, \mathbf{ML} apunta en la dirección opuesta a \mathbf{e} .

El resultado de la ecuación 1 o 2 no depende del punto sobre L elegido para determinar $\mathbf{M}_o = \mathbf{r} \times \mathbf{F}$. si usamos el punto O de la figura 2.10 para

determinar el momento de F respecto a L , obtenemos el resultado por la ecuación 2 y con el punto O' obtenemos lo mismo,

$$\begin{aligned}
 (\mathbf{e} \times (\mathbf{r}' \times \mathbf{F})) \cdot \mathbf{e} &= (\mathbf{e} \times ((\mathbf{r} + \mathbf{U}) \times \mathbf{F})) \cdot \mathbf{e} \\
 &= (\mathbf{e} \times (\mathbf{r} \times \mathbf{F}) + \mathbf{e} \times (\mathbf{u} \times \mathbf{F})) \cdot \mathbf{e} \\
 &= (\mathbf{e} \times (\mathbf{r} \times \mathbf{F})) \cdot \mathbf{e}
 \end{aligned}$$

Por que $\mathbf{u} \times \mathbf{F}$ es perpendicular a \mathbf{e} .

2.7 PAR DE TORSIÓN.

Faires (1999), menciona que la ecuación de calculo de la potencia en caballos de vapor se emplea con tanta frecuencia, que conviene repasar brevemente su deducción, supongamos una fuerza F en Kg. o lb., actuando en la circunferencia de un radio r en centímetros o pulgadas. El trabajo efectuado por esta fuerza en su recorrido de circunferencia completa es $F (2\pi r/ 100)$ kgm. O bien $F (2\pi r/12)$ lb.-ft. Si la fuerza recorre la circunferencia n veces, el trabajo total es $F(2\pi r/ 100)n$ kgm o bien $F(2\pi r/12)n$ lb-ft. Si n representa el numero de revoluciones por minuto, estas ultimas formulas indican el trabajo por minuto, en kgm/min. O lb.-ft/min.

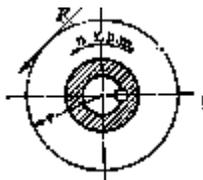


Fig. 2.11. Par de torsión.

Pero 4500 kgm / min. Equivalen a un caballo de vapor (CV), (caballo de vapor métrico = 75 kgm /seg.) por lo que la potencia en C.V. viene dada por:

$CV. = (2 \cdot 3.14 Frn) / (100 \cdot 4500) = Frn / 71700 = Tn / 71700$, en CV. (r en cm, T en kgm).

Siendo 71700 aproximadamente igual a $100 \cdot 4500/2 \cdot 3.14$ en unidades inglesas tenemos que 33000 ft-lb. /min. Son equivalentes a un horsepower (hp) (caballo de vapor ingles); por tanto:

$$H_p = (F \cdot r) \cdot (2\pi r) \cdot (n) / (12) \cdot (33000) = Frn/63000 = Tn/63000$$

Donde 63000 es aproximadamente igual a $12 \cdot 33000 / 2\pi$.

2.8 MOMENTOS DE INERCIA DE MASA

Russell (1994), considérese una pequeña masa Δm que esta montada sobre una barra de masa despreciable la cual puede rotar libremente alrededor de un eje AA' (Fig. 2.12a). Si se aplica una par al sistema, la barra y la masa, las cuales se supone que estaban inicialmente en reposo, comenzarán a girar alrededor de AA' . El tiempo requerido para que el sistema alcance una velocidad de rotación ω es proporcional a la masa Δm y al cuadrado de la distancia r . Por lo tanto, el producto $r^2 \Delta m$ proporciona una medida de la inercia del sistema, esto es, una medida de la resistencia que ofrece el sistema cuando se trata de ponerlo en movimiento. Por esta razón, el producto $r^2 \Delta m$ recibe el nombre de momento e inercia de masa Δm con respecto del eje AA' .

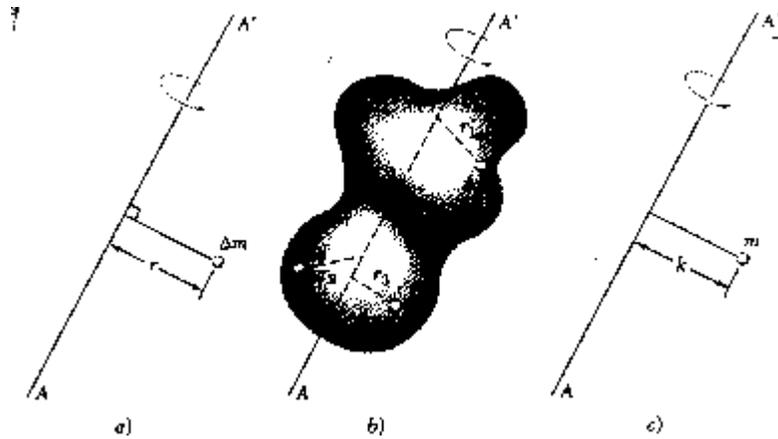


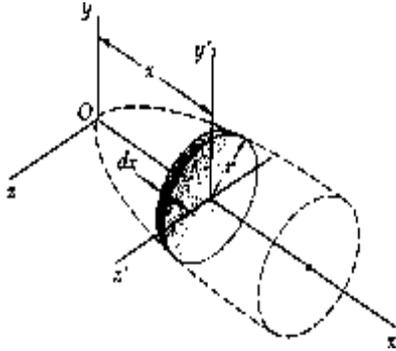
Fig. 2.12. Momento de inercia de masa.

2.8.1 DETERMINACION DEL MOMENTO DE INERCIA DE UN CUERPO TRIDIMENSIONAL POR INTEGRACION.

Russell (1994), señala que el momento de inercia de un cuerpo tridimensional se obtiene evaluando la integral $I = \int r^2 dm$. Si el cuerpo es de un material homogéneo de densidad ρ , el elemento de masa dm es igual a ρdV y se puede escribir $I = \rho \int r^2 dV$. Esta integral solo depende de la forma del cuerpo. Por lo tanto, para calcular el momento de inercia de un cuerpo tridimensional, generalmente será necesario llevar a cabo una triple integración o, cuando menos, una doble integración.

Sin embargo, si el cuerpo posee dos planos de simetría, usualmente es posible determinar el momento de inercia del cuerpo con una sola integración seleccionando como elemento de masa dm una placa delgada que es perpendicular a los planos de simetría. Por ejemplo, en el caso de cuerpos de revolución, el elemento de masa será un disco delgado (Fig. 2.13). Utilizando la fórmula (I), el momento de inercia del disco con respecto del eje de revolución se puede expresar tal y como se indica en la Fig. 2.13. Por otra parte, el momento de inercia del disco con respecto de cada uno de los otros dos ejes coordenados se obtiene usando la fórmula II y el teorema de los ejes paralelos.

Integrando las expresiones obtenidas de esa forma, se obtienen los momentos de inercia del cuerpo.



$$dm = \rho \pi r^2 dx$$

$$dI_x = \frac{1}{2} r^2 dm$$

Fig. 2.13 Determinación del momento de inercia de un cuerpo de revolución.

$$I_{CC'} = I_{AA'} + I_{BB'} = \frac{1}{2} mr^2 \quad (I)$$

$$I_{AA'} = I_{BB'} = \frac{1}{4} mr^2 \quad (II)$$

2.9 TIEMPO QUE SE NECESITA PARA ACELERAR UNA CARGA

Mott (1992), menciona que el principio básico que interviene se tome de la dinámica:

$$T = I \alpha$$

Donde I es el momento de inercia de la masa de los componentes que se están acelerando y α es la aceleración angular, es decir, la cantidad de cambio de velocidad angular. El propósito común de tal análisis consiste en calcular el torque que se necesita para originar un cambio en la velocidad de giro, Δn , de un sistema en una cantidad específica de tiempo, t . Pero $\Delta n/t = \alpha$. A su vez, conviene más expresar el momento de inercia de la masa en términos de radio de giro, k . Por definición,

$$k = \sqrt{\frac{I}{m}} \quad \text{o} \quad k^2 = I/m$$

Donde m es la masa y $m = W/g$. por consiguiente:

$$I = mk^2 = W k^2/g$$

Por consiguiente la ecuación correspondiente al torque se convierte en:

$$T = I\alpha = (Wk^2/g) * (\Delta n/t)$$

Al término Wk^2 se le suele llamar solo inercia de la carga, aunque, en términos estrictos, esa designación no es correcta.

III MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 MATERIALES.

3.1.1 Cinta métrica y vernier:

Para la medición del marco, brazo porta-disco y motor del banco de pruebas, medidas que se utilizaron para hacer el diseño en auto CAD y

posteriormente para incorporarle el mecanismo de frenado.

3.1.2 Computadora con los siguientes programas:

a) Auto CAD 2002:

Para el diseño del mecanismo.

b) Visio technical:

Para realizar planos de la parte eléctrica y neumática del mecanismo.

c) Excel:

Para la realización de un programa que facilite la utilización del banco de pruebas.

3.1.3 Tablero neumático:

Donde se probó el sistema electro-neumático para el mecanismo de frenado.

3.2 METODOLOGIA

Diseño de ingeniería, se puede definir como el proceso de aplicar las diversas técnicas y los principios científicos con el objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización. El objetivo ultimo en el diseño de maquinas es dimensionar y formar las piezas (elementos de maquinas), escoger los materiales y procesos de manufactura apropiados, de manera que la maquina resultante se comporte sin fallas y lleve a cabo su función pretendida.

Diseño Mecánico. “El diseño mecánico es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: maquinas, aparatos, estructuras, dispositivos e instrumentos. En su mayor parte el diseño mecánico hace uso de las

matemáticas, la ciencia de los materiales y la ciencia mecánica aplicada”

Diseño en ingeniería mecánica. “incluye el diseño mecánico pero, es un estudio de mayor amplitud que abarca todas las disciplinas de la ingeniería mecánica incluso las ciencias térmicas y de los fluidos”

Desarrollar un producto para fabricación desde la necesidad misma de solucionar un problema no es una tarea fácil. el proceso es diferente de producto a producto, y no existe un camino único para llegar a la solución de un problema el mejor camino y solución para un caso específico puede ser diferente de persona a persona o de industria a industria.

El proceso de diseño es una especie de mapa que nos guía desde la concepción de una idea hasta la obtención del producto final de manera que se puedan ir tomando las mejores decisiones a través de todo el proceso de diseño a fin de obtener un producto de alta calidad que sea desarrollado rápida y económicamente.

Ullman (1992), establece que cada producto sin importar si este es un diseño para una pieza simple de equipo de producción o un diseño producido en masa como un reproductor de video, tiene un ciclo de vida consistente en seis etapas”.

1. Desarrollo de especificaciones / planeación.
2. Diseño conceptual
3. Diseño del producto.
4. Producción
5. Servicio
6. Retiro del producto.

3.2.1 DESARROLLO DE ESPECIFICACIONES / PLANEACIÓN.

3.2.1.1 COMPRENSIÓN DEL PROBLEMA

3.2.1.1.1 NECESIDAD

Antes de diseñar un producto se debe empezar por establecer cual es la necesidad de desarrollar este. Existen tres fuentes:

1. Una necesidad del mercado.
2. El desarrollo de nueva tecnología.
3. Una mejora de un producto existente.

Por otra parte, en relación con las necesidades que dan origen a un proyecto Gómez-Senant (2001) señala. Todo proyecto surge por que algún tipo de necesidad humana no esta satisfecho plenamente. Cuando hablamos de necesidad humana se debe tomar en cuenta en un sentido más amplio porque, si bien hay proyectos que vienen a satisfacer algún tipo de necesidad humana en la que todos estaríamos de acuerdo, existen otros que parecen emprenderse con objetivos puramente económicos o en las que las necesidades a cubrir no se aprecian. Aun en estos casos al menos para el usuario del proyecto, este representara un determinado beneficio y, por lo tanto, vendrá a satisfacerle de algún modo.

Para el caso del diseño del mecanismo de frenado para el banco de pruebas, lo que se pretende es realizar mejoras al proyecto propuesto por Núñez (2002), además para el caso más general del banco de pruebas, no se encontraron antecedentes por lo que podemos decir que estamos desarrollando nueva tecnología.

3.2.1.2 Establecimiento del equipo.

(Ullman 1992), menciona que una vez que se ha tomado la decisión de desarrollar un nuevo producto el siguiente paso será establecer quienes participaran en el proyecto y que deberá hacer cada miembro del equipo. Es

muy difícil encontrar en la actualidad que el diseño de un producto incluso de un sistema de un equipo más complejo ha sido realizado por una sola persona.

Los especialistas involucrados en el desarrollo de un producto diseño tal como los define Ullman (1992) se presentan a continuación

Ingeniero de Diseño del Producto. Las principales responsabilidades del diseño son llevadas a cabo por el ingeniero de diseño del producto. Este debe asegurarse que las necesidades del producto han sido claramente comprendidas y que los requerimientos de ingeniería son desarrollados y reunidos en el producto. El ingeniero de diseño debe tener los conocimientos acerca del proceso de diseño y acerca de la tecnología específica del diseño.

Gerente del Producto. En muchas compañías el gerente de producto tiene la responsabilidad final del desarrollo del producto y representa el principal enlace entre el producto y el cliente. Puesto que el gerente de producto también es responsable del éxito del producto en el mercado, él o ella es también a menudo referido como *Gerente de Ventas* o *Gerente de Ventas del Producto*.

Ingeniero de Manufactura. No es posible para el ingeniero de diseño tener la suficiente amplitud o profundidad de conocimientos acerca de los diferentes procesos de manufactura envueltos en los diversos productos. Este conocimiento es provisto por el ingeniero de manufactura, quien debe tener una comprensión no solo de las capacidades de manufactura dentro de la fábrica si no además de lo que la industria en general tiene para ofrecer.

Detallista. En varias compañías el ingeniero de diseño es responsable del desarrollo de especificaciones, planeación, diseño conceptual, y de una

etapa temprana del diseño del producto. El proyecto es entonces turnado al detallista (a menudo llamado diseñador), quien finaliza el detalle del producto y desarrolla la documentación para la fabricación y ensamble.

Ingeniero de Calidad / Inspector de aseguramiento de calidad. Un especialista en control de calidad tiene entrenamiento en técnicas para medir una muestra significativa estadísticamente, para determinar que tan bien reúne sus especificaciones. Esta inspección es hecha en materias primas, partes manufacturadas por otros y vendidas a la planta, y piezas manufacturadas en la misma planta.

Un especialista en aseguramiento de calidad se asegura que los productos reúnen cualquier código pertinente o estándar.

Para el caso del diseño conceptual del mecanismo de frenado para el banco de pruebas, el equipo de trabajo esta compuesto por el encargado principal del proyecto y tres o mas asesores, que se encargan de realizar las observaciones correspondientes para obtener un producto de calidad.

3.2.1.3 Planeación de la etapa desarrollo de especificaciones.

Planificar significa establecer las líneas fundamentales para llegar a algo, antes de iniciar con el trabajo de investigación será necesario definir el que, como, cuando, y quien va a resolver las diferentes tareas, que se presentaran durante el proyecto, de tal forma que se pueda dar el seguimiento adecuado, encontrar las etapas criticas antes de que estas se presenten, asignar recursos, definir tiempos y fechas de cumplimiento llevar a cabo acciones correctivas en caso de ser necesario y al final poder alcanzar los objetivos establecidos en

tiempo y forma.

Gómez-Senent (2001) menciona que a pesar de las diferencias entre unos proyectos y otros y entre proyectistas, existe un conjunto de actividades que en mayor o menor medida siempre se llevan a cabo. Cada grupo de actividades lo llamamos etapa. Estas etapas no definen exhaustivamente el proceso de resolución de un proyecto pero lo enmarcan lo suficiente como para realizar una primera aproximación a él. Ello nos permite ir conociendo aspectos del proyecto que mas adelante se utilizaran con frecuencia.

La Figura 3.1 muestra las diferentes etapas del diseño de un producto industrial desde el punto de vista del proyecto tradicional dadas por Gómez-Senent. (2001). Como ya se ha planteado cada proyecto o diseño es diferente uno de otro por lo que es posible que no todas las actividades que señala el grafico sean llevadas a cabo, por otra parte algunas en mayor o menor grado debieran desarrollarse.

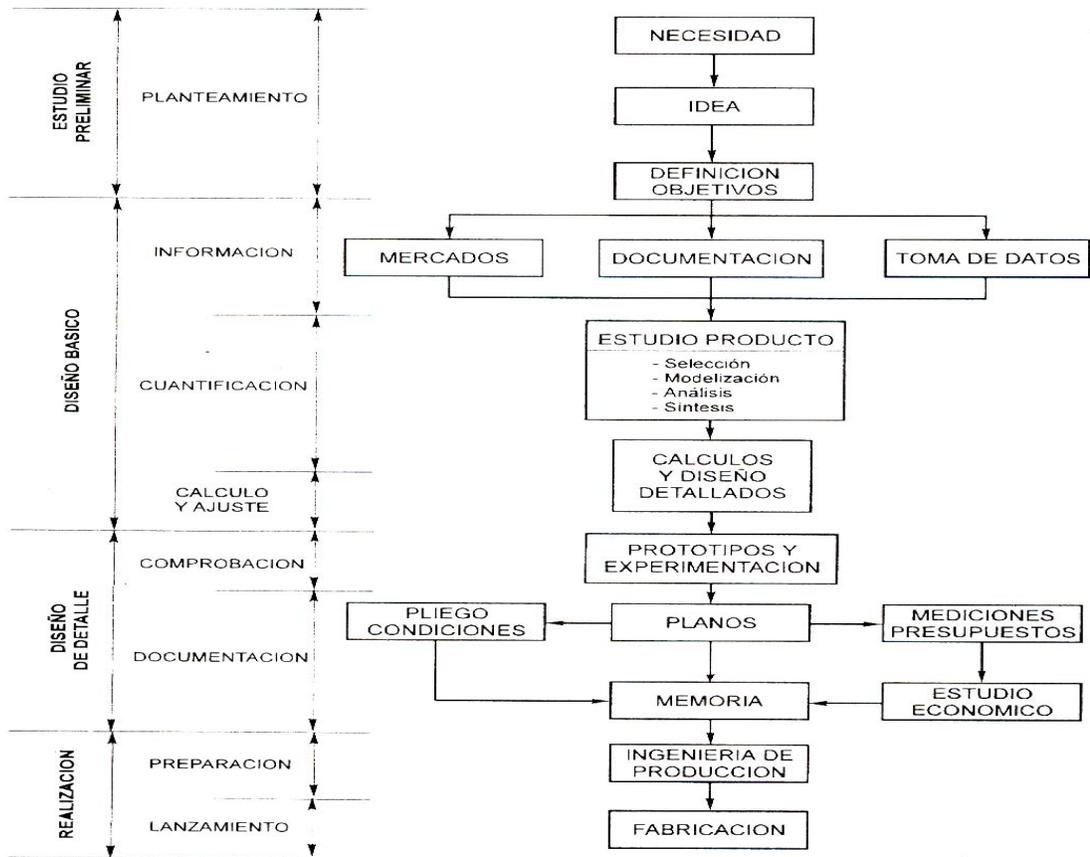


Fig.3.1 Etapas del diseño de un producto industrial. (Gómez-Senent 2001)

En este trabajo se realizara hasta memoria (etapas de diseño), y posteriormente otra persona construirá.

3.2.2 Documentación e información

Quando se tiene el antecedente de un producto similar diseñado con anterioridad, se va a llevar a cabo lo que se conoce como reingeniería, o se va

a mejorar un producto existente, se cuenta con la experiencia acumulada durante el proceso de diseño anterior, cuando se va a desarrollar por primera vez un producto diferente a cualquier otro existente el riesgo que hay que asumir por el uso de recursos diversos (tiempo, recursos humanos, dinero) es considerablemente mayor, de ahí la importancia de documentar cada parte del proceso, pues de esta manera se puede regresar revisar y corregir errores cometidos en etapas mas tempranas.

La experiencia del diseñador en este punto cobra una relevante importancia puesto que al identificar y encontrar el mejor camino para solucionar cada problema se estarán ahorrando una gran cantidad de recursos.

Por otra parte aun cuando no se cuente con una gran experiencia como diseñador de productos, existen herramientas metodologicas, que nos ayudan a desarrollar eficientemente un diseño, estas técnicas aseguran que el problema sea bien comprendido y que los requerimientos del diseño expresados por el cliente o usuario final sean convertidos en especificaciones de ingeniería los cuales sean completamente medibles y evaluados.

la búsqueda de información y su tratamiento es la base de todo el proceso de resolución de problemas. La búsqueda de información es tan importante que puede ser un factor clave en la rentabilidad o no del proyecto.

la etapa de información se divide de la siguiente manera:

1. Mercados
2. Documentación
3. Toma de datos

3.2.2.1 Mercados

En el caso del banco de pruebas un estudio de mercado no es necesario la demanda potencial que este equipo pueda tener puede no ser muy alta pero su utilidad podría, de alcanzarse los objetivos, justificar ampliamente la investigación.

3.2.2.2 Documentación.

La documentación es el conjunto de información, fundamentalmente escrita en papel o magnética (CD-ROM, por ejemplo) que tiene relación directa con el proyecto y que no precisa elaboración previa para su tratamiento en el proyecto.

La etapa de documentación comprende la búsqueda y selección de la información siguiente:

- Libros y revistas
- Catálogos
- Normas y leyes
- Enciclopedias y Extractos (abstracts)
- Proyectos anteriores
- Estudios previos

3.2.2.3 Toma de datos.

La toma de datos es el conjunto de información no escrita que ha de obtener la ingeniería para poder fijar los parámetros del proyecto.

3.2.3 Cálculos y diseños detallados.

La primera etapa de la fase de diseño de detalle o proyecto, tiene un fuerte contenido tecnológico, comprendiendo todas las operaciones de cálculo y ajuste necesarias para que el diseño básico quede definido hasta su último detalle.

3.2.4 Documentación del proyecto

Los documentos constan de figuras, planos, formulas y escritos estructurados de manera que puedan ser interpretados por todos los interesados correctamente.

Los documentos son el instrumento de comunicación mas importante del proyecto, sirviendo de base de entendimiento entre todos los grupos que intervienen en el, cliente, ingeniería, constructor, fabricantes, técnicos de obra etc.

IV RESULTADOS Y DISCUSIONES

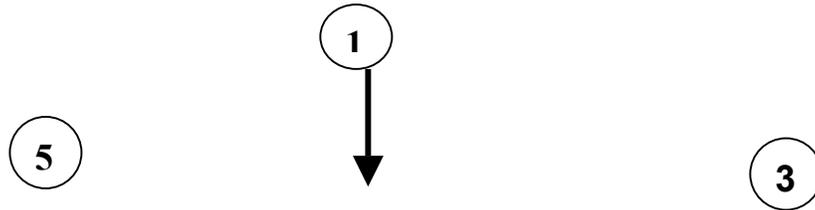
Como resultado del proceso de diseño se obtuvo el mecanismo mostrado en la Fig.4.1, que teóricamente, simula las fuerzas actuantes en el disco como resultado de la labor de aradura. Este consta de los siguientes mecanismos:

1. Marco del banco de pruebas
2. Base del motor.
3. Brazo porta-disco.
4. Mecanismo para rotar el disco.
5. Mecanismo de frenado.
6. Mecanismo deslizador del mecanismo de frenado.



2. Base del motor. Esta conformada por una estructura PTR de 2" X 2" y una placa de acero de 0.5 cm de espesor. Sirve para soportar y sujetar el motor, esta montada al marco y tiene perforaciones para poder acercar o alejar el motor del brazo porta-disco.
3. Estructura PTR de 2" X 2". Esta montada al marco, y sirve para sujetar el pistón neumático que desliza al mecanismo de frenado.
4. Estructura PTR de 3"X3". En el banco construido se encuentra una viga horizontal un poco más arriba, que estorba al mecanismo propuesto, por lo que se recomienda cortarla y construir la propuesta en este trabajo.

Todas estas modificaciones están especificadas en los anexos.



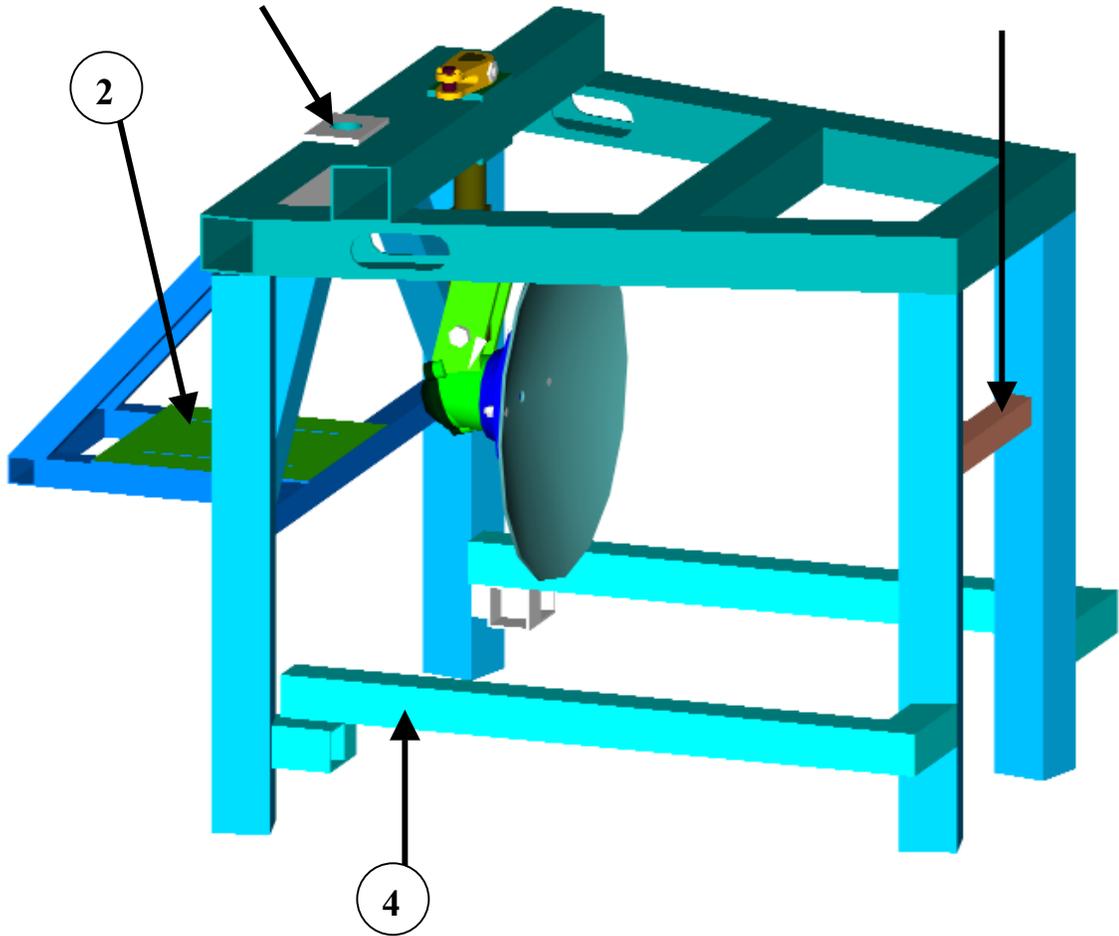


Fig. 4.2. Modificaciones del banco de pruebas.

4.2 Mecanismo para rotar el disco.

Este mecanismo sirve para rotar el disco, la velocidad del motor se controla con un variador de frecuencia. Está compuesto por:

1. Motor trifásico de 3 hp.
2. Acoplamiento tipo mordaza con inserto de bronce tipo araña.
3. Flecha. Montada en el eje del brazo porta-disco.
4. Eje del brazo porta-disco.

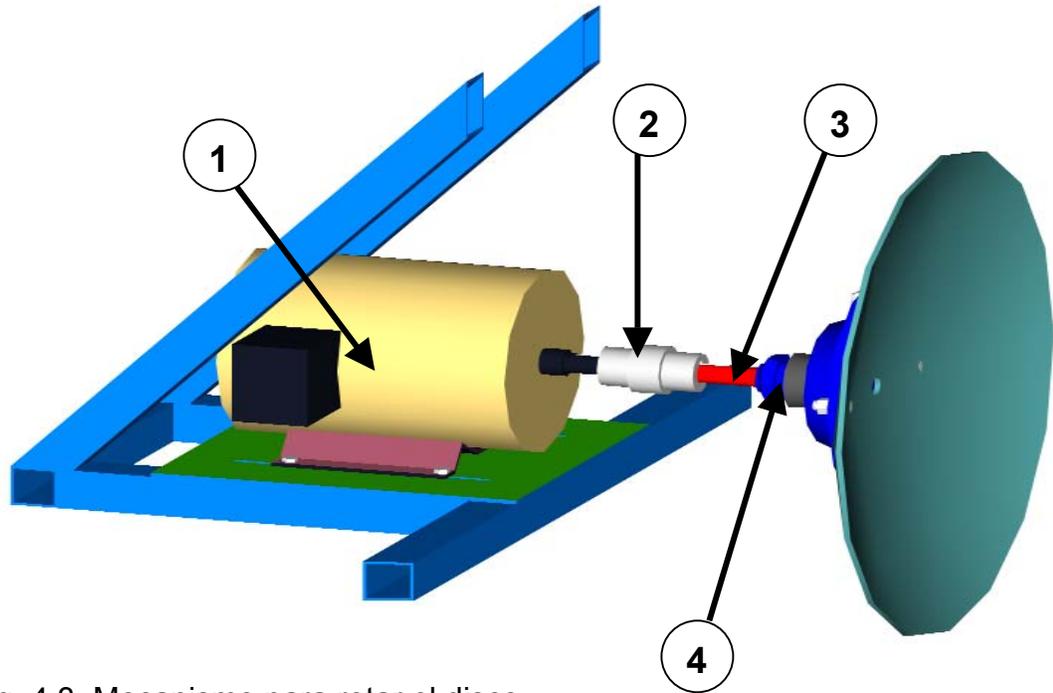


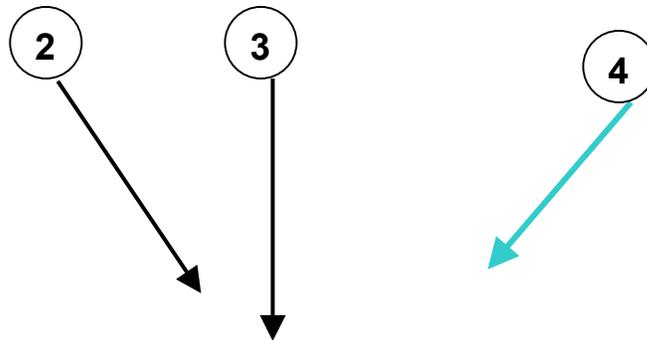
Fig. 4.3. Mecanismo para rotar el disco.

4.3 Mecanismo de frenado.

El mecanismo de frenado es uno de los más importantes, ya que este simulara el desgaste ocasionado por el suelo en el disco. Consta de las siguientes partes:

1. Abrazadera. Sirve para sujetar la piedra abrasiva.
2. Base del abrasivo. Es una placa de acero con cuatro flechas, que sirven para guiar la base y absorber las fuerzas que se generan cuando esta funcionando el banco de pruebas, y de esa forma evitan que se dañe el pistón.
3. Piedra abrasiva. Sus medidas son 8" X 2" X 1", grano fino de carburo de silicio.

4. Estructura guía. Es una placa de acero con 5 perforaciones, esta unida a la estructura de PTR 1, su función es guiar a la base del abrasivo.
5. Cilindro neumático de doble acción (1), montaje de pivote, con un diámetro interior de 2" y carrera de 6".
6. Montaje de pie.
7. Estructura PTR de 2" X 2" sirve para sostener las seis piezas anteriores
8. Abrazaderas. Sujetan la estructura PTR 7 y 9. Están diseñadas para que se pueda mover el mecanismo de frenado en dos dimensiones. Esto servirá para ajustar el mecanismo de acuerdo al tamaño de cada disco a evaluar.
9. Estructura PTR de 2" X 2". En esta se unen el mecanismo de frenado y el de deslizamiento. Esta sujeta a un pistón que realiza el desplazamiento de todo el mecanismo.



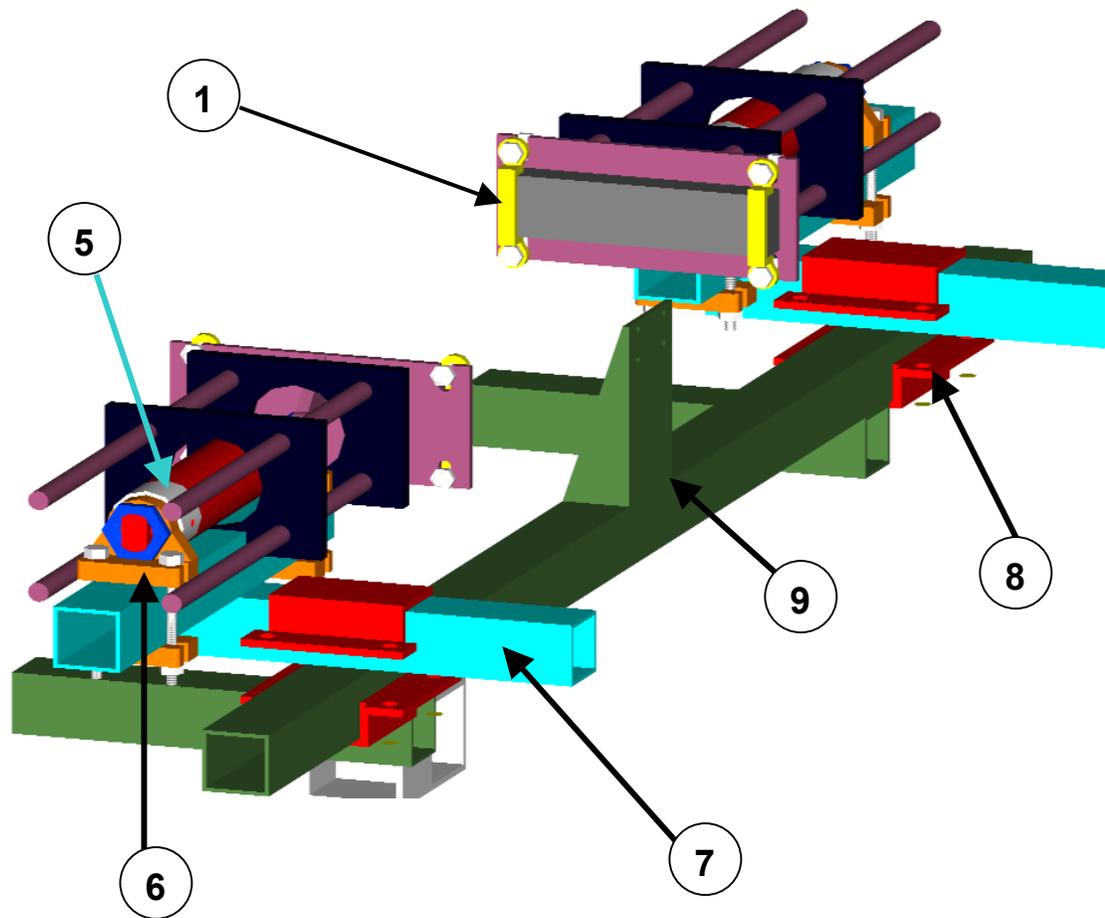


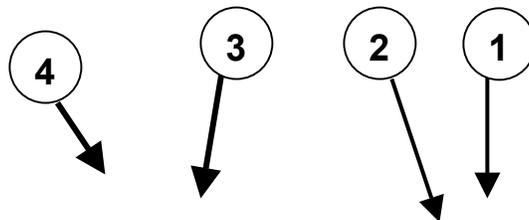
Fig. 4.4. Mecanismo de frenado.

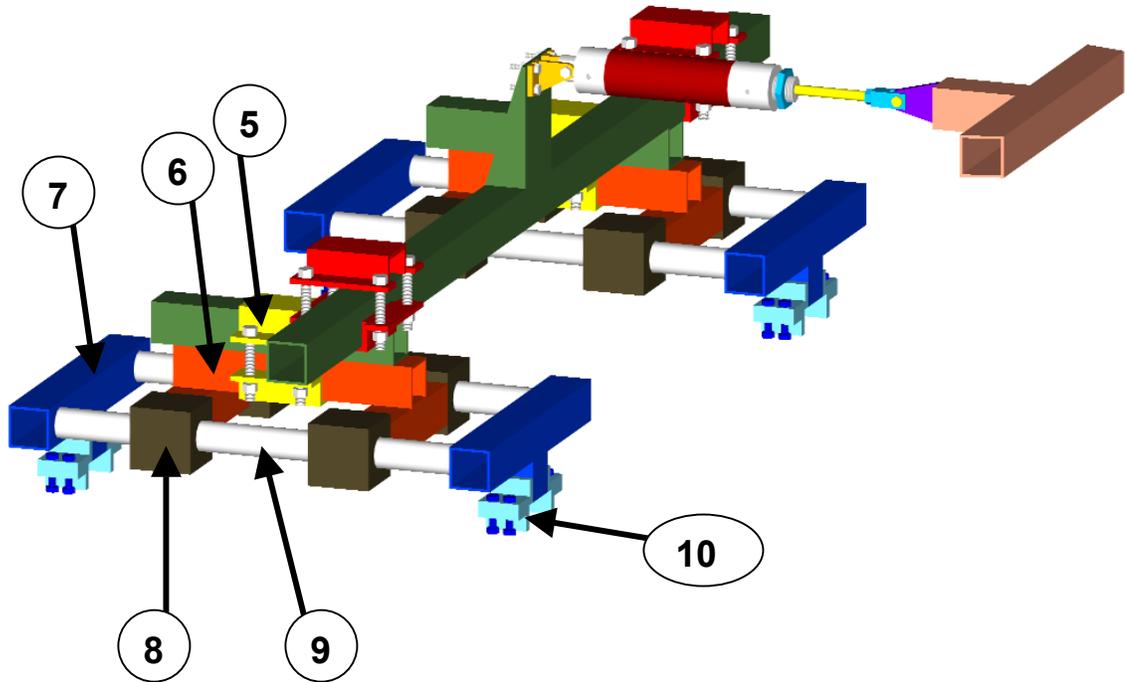
4.4 Mecanismo de deslizamiento.

Este mecanismo se diseñó a fin de que la piedra abrasiva trabaje de manera efectiva, aprovechándola casi en su totalidad. De no haberse diseñado, la piedra estaría fija y al atacar el disco se desgastaría en un solo punto generándose una grieta.

1. Montaje de pivote.
2. Horquilla y varilla.

3. Cilindro neumático de doble acción, montaje de pivote, con un diámetro interior de 2" y carrera de 6". Sirve para mover todo el mecanismo en forma lineal.
4. Montaje de pivote.
5. Abrazaderas. Sujetan la estructura PTR 9 y 6, sirven para ajustar el desplazamiento del cilindro (3).
6. Estructura PTR de 2" X 2". está unida a la base guía (8), que sirve para deslizar el mecanismo sobre la flecha (9).
7. Estructura PTR de 2" X 2" ..sirve para sujetar la flecha (9).
8. Base guía, sirve para deslizar todo el mecanismo sobre las flechas, se recomienda utilizar un metal ligero y resistente a la abrasión.
9. Flecha. Es recomendable usar flechas de acero con endurecimiento superficial, ya que estará en constante fricción con la rosca ACME.
10. Montaje para sujeción del mecanismo con el marco del banco.





4.5 Programa de cálculos.

El procedimiento que se siguió para realizar este programa esta especificado en el anexo A.

Este programa se realizo con la finalidad de agilizar los cálculos para el diseño, así como para facilitar el uso del banco de pruebas. Ya que existen muchas variables que actúan en la labor de aradura. Por ejemplo la velocidad de avance del tractor, profundidad de trabajo, ángulos de ataque y de inclinación, tamaño de los discos, concavidad y espesor. Cada una de las cuales modifica notablemente la magnitud de las fuerzas que actúan en el disco.

4.5.1 Especificaciones de uso.

Las variables que se pueden modificar son:

1. Ángulo de ataque y de inclinación.
2. Diámetro del disco.
3. Coeficiente de fricción disco-abrasivo. *

Al cambiar estas variables con los botones de lista automáticamente nos calcula todas las demás variables.

Las variables que nos interesan para el manejo del banco de pruebas son:

- a) Las fuerzas que deben ejercer los pistones, localizadas en la parte inferior derecha. Para aplicar estas fuerzas, se debe aplicar la presión correspondiente, que se muestra en la parte inferior derecha.
- b) La velocidad periférica efectiva, que es la velocidad a la que se debe rotar el disco del banco de pruebas. Se localiza en la parte central derecha.

NOTA: En la parte inferior izquierda se encuentra la potencia que necesita el motor para rotar el disco solo, esta debió sumarse a la potencia que necesita el motor para vencer el torque ocasionado por el mecanismo de frenado, sin embargo no se sumó debido a que es muy pequeña y se desprecia.

* Este debe ser calculado una vez adquirido el abrasivo para una mayor precisión. El valor actual es un aproximado. Una vez calculado ya no tendrá que modificarse

Tabla 4.1. Programa para cálculos.

DIAMETRO DEL DISCO pulg.		ANGULO DE ATAQUE α		ANGULO DE INCLINACION δ			
32 ▼		45 ▼		15 ▼			
Concavidad (m)		0,12		Radio de la esfera (m)		0,748509375	
Espesor (m)		0,0127		densidad del acero para herramientas (kg/m ³)		7920	
Diámetro (m)		0,813		coeficiente de fricción disco abrasivo		0,3	
Ángulo de la Cama $\alpha(^{\circ})$	Ángulo de inclinación $\delta(^{\circ})$	Profundidad máxima P(m)	Superficie de Trabajo S(m ²)	Ancho de Trabajo A(m)	Fuerza L (kN)	Fuerza V (kN)	Fuerza de Fricción M (kN)
					Suelos ligeros	Suelos ligeros	Suelos ligeros
45	15	0,314119079	0,36567468	1,164127572	3,725208229	0,866327495	0,155938949
					Suelos pesados	Suelos pesados	Suelos pesados
					19,32451769	4,494073881	0,808933299
Distancia A (m)	Distancia B (m)	Torque (kN-m)	Velocidad de Avance (km/h)	Velocidad Periférica Vu (km/h)	Velocidad periférica Efectiva (rpm)	Potencia (hp)	
0,369749384	0,223850661	Suelos ligeros	Suelos ligeros	Suelos ligeros	Suelos ligeros	Suelos ligeros	
		0,099308049	4,8	4,084336918	15,99120319	0,223093869	
		Suelos pesados	Suelos pesados	Suelos pesados	Suelos pesados	Suelos pesados	
		0,515160507	4,8	4,084336918	13,32600266	0,964416203	
POTENCIA QUE NECESITA EL MOTOR PARA ROTAR EL DISCO					FUERZAS QUE DEBEN APLICAR LOS PISTONES		
Momento de inercia de masa Kg.m ²	Momento de inercia de masa (lb.ft.s ²)	Torque lb-ft	Potencia para rotar el disco (hp)	Fuerza M1-2 kN	Fuerza V1-2 kN	Presión (psi) en el pistón	
1,185830026	0,8745059						
		0,23307336	6,01149E-05	Suelos ligeros	Suelos ligeros	Suelos ligeros	
				0,122150122	0,4071671	29,13657325	
				Suelos pesados	Suelos pesados	Suelos pesados	
		0,1942278	4,17465E-05	0,63365376	2,1121792	151,1459738	

4.6 Circuito eléctrico.

Este circuito sirve para accionar el pistón del mecanismo de deslizamiento, manteniéndolo en constante movimiento (automatizado), sus componentes son:

R = Relevador.

r = Contacto de relevador.

B = Botón.

S = Sensor de proximidad.

V = Solenoide de la válvula de admisión.

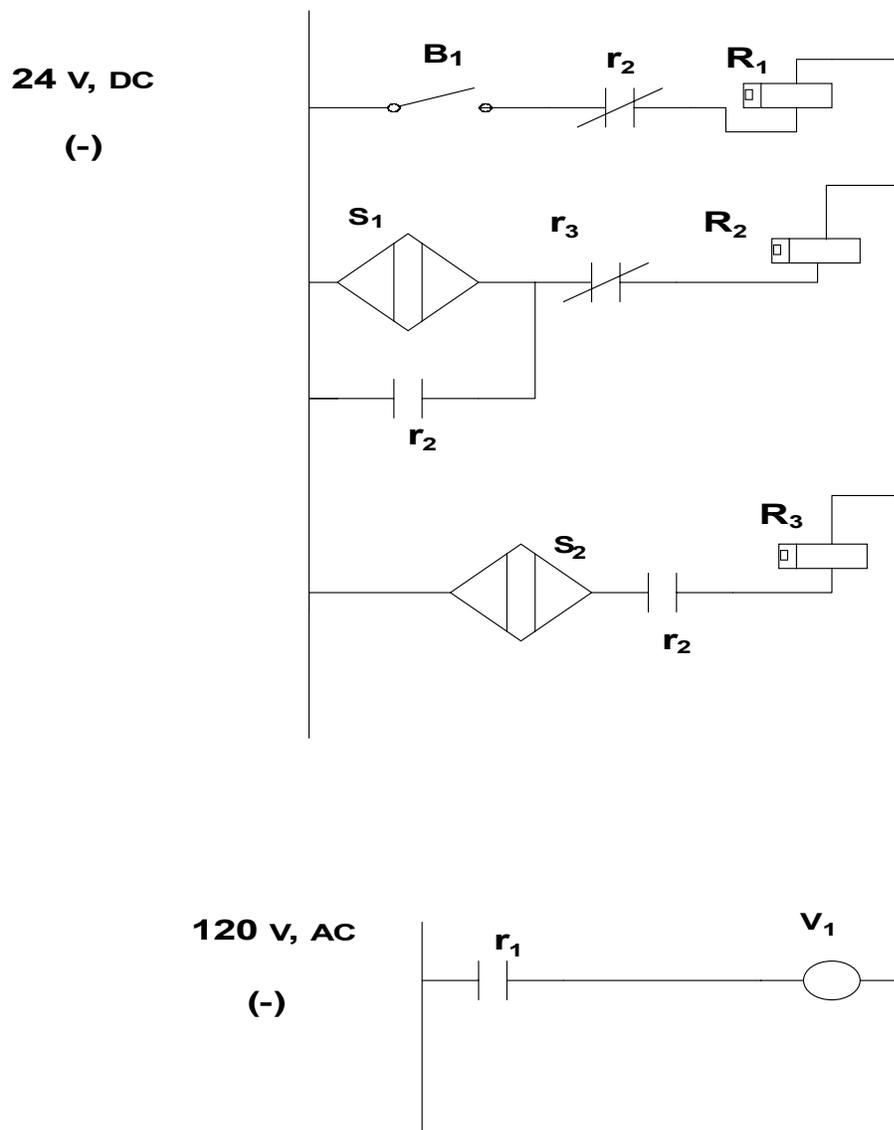


Fig. 4.7 Circuito eléctrico.

4.7 Circuito neumático.

El circuito neumático cuenta con 2 reguladores de presión (incluidos en la unidad de servicio de aire), con la finalidad de controlar a diferentes presiones los pistones del mecanismo de frenado y el de deslizamiento respectivamente.

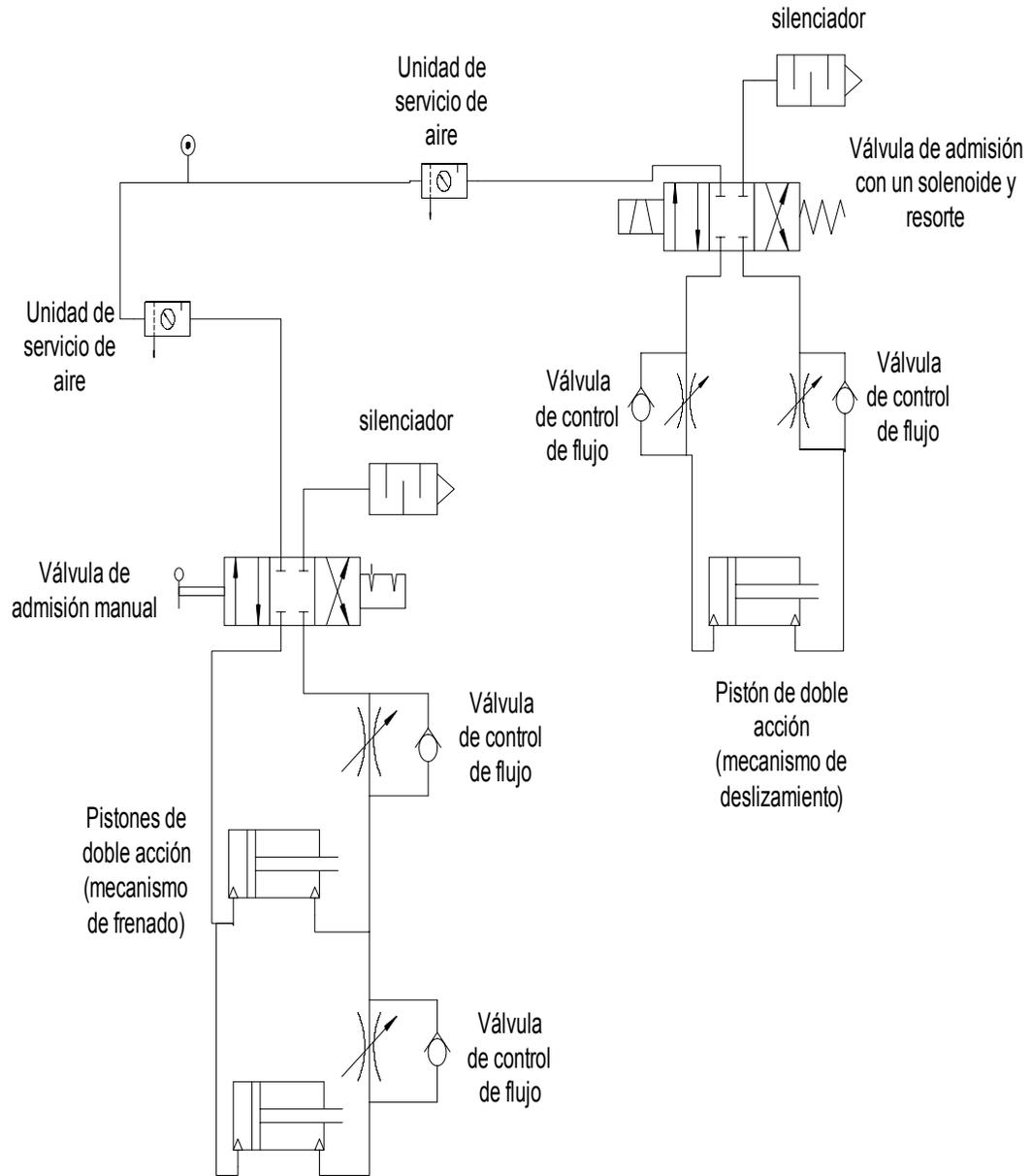


Fig. 4.8. Circuito neumático.

4.7 CARACTERÍSTICAS Y COSTOS DE LOS MATERIALES PROPUESTOS.

Tabla 4.2 Características y costos de los materiales.

MATERIAL	CANTIDAD	CARACTERISTICAS	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL	No. DE STOCK
Piedra abrasiva	2	8"x2"x1", grano fino de carburo de silicio, dureza Knoop 2500	128.4	256.8	WS6A439
Válvula de aire	2	Termoplástica para control de flujo, ¼ NTP, 150 PSI.	294.21	588.42	B46ZC08
Filtro, regulador y manómetro	2	135 CFM, tazón metálico, desagüe manual, 150 PSI.	1785.52	3571.04	WS6D769
Pistón neumático	3	2" diámetro interior, 6" de carrera.	632.59	1897.77	B46D887
Cople para flecha	1	Tamaño PC25, 2.1/2" diámetro interior, 4.1/8" de longitud, 1" diámetro interior. Acero.	820.75	820.75	WS2L044
Inserto de acoplamiento	1	Bronce, tipo araña	407.12	407.12	WS2L045
Relevador de control	3	24 v, DC.	140.07	420.21	B41KD15
Sensor de proximidad	2	8mm de diámetro, 10-38 v, DC.	848.93	1697.86	B41JK28
Válvula de admisión	1	manual	1255.23	1255.23	6X366
Válvula de admisión	1	Un solenoide y resorte, 120 v, AC.	1386.12	1382.12	2F995
PTR	11 metros	2"x2", 1/8".	47.69	524.59	
PTR	3 metros	3"x3", ¼".	79.33	237.99	
PTR	2 metros	4"x4", ¼".	87.16	174.32	
Montaje de pie	4		26,14	104.56	WS6W163
Montaje de pivote	1		32,59	32.59	WS6W163
Horquilla y varilla	3		35,94	107.82	WS6W173

TOTAL	\$ 13479.19
--------------	--------------------

Nota: el No. De stock, es la clave de producto en www.grainger.com.mx

En la Tabla 4.2 se muestran los elementos que serán utilizados para la construcción del mecanismo de frenado, la mayoría de estos corresponden a la

parte neumática y eléctrica. Los que no se señalan son los que se deben construir, por lo tanto el costo puede variar un poco.

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. El mecanismo propuesto cumple con los objetivos planteados en este proyecto, simula el efecto del suelo en el disco, aunque ataca únicamente el desgaste en el filo del disco, cabe señalar que es ahí donde realmente ocurre el mayor desgaste, las fuerzas que actúan en el casco son las que rotan el disco y aunque también lo desgastan este desgaste es despreciable para el buen funcionamiento del disco.

2. En teoría este mecanismo funciona de forma idónea, pero aun hay que realizar la evaluación, una vez construido, para comparar resultados de pruebas en campo y con el banco de pruebas.

3. Se recomienda calcular el coeficiente de fricción entre el abrasivo y el disco, ya que el valor mencionado en este trabajo es un aproximado, y este varía notablemente dependiendo del tipo de abrasivo y del material de construcción del disco. Para calcularlo se puede utilizar algún método de los propuestos en el trabajo de Núñez (2002), (NORMA ASTM G115 guía para la medición y reporte de coeficientes de fricción).

4. Es muy posible que al estar trabajando el mecanismo de frenado con el disco, se genere un aumento en la temperatura del disco que traiga como consecuencia un tratamiento térmico no deseado, en este caso es recomendable utilizar un líquido refrigerante como el que se utiliza en los tornos.

5. En lo concerniente a las partículas desprendidas por la abrasión, para evitar que se incrusten en las flechas del mecanismo de desplazamiento y desgasten su superficie, puede utilizarse un forro de hule flexible.

6. Varios de los elementos para construir el mecanismo los puede encontrar en www.grainger.com.mx, ubicada en Monterrey NL.

VI. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

1. Balan F. E. 2004, construcción de un banco de pruebas para disco de arado. Tesis licenciatura, UAAAN.
2. Bedford Fowler. 1996. Estática (mecánica para ingeniería). Addison Wesley Iberoamericana. 1ª Ed.
3. Cañabate, J. O. 1995. Las Maquinaria Agrícola y sus Aplicaciones. Madrid España, 3ª Edición, Mundi – Prensa.
4. Cañabate, J. O. 1989. Técnica de la Mecanización Agraria, Madrid España, Mundi – Prensa.
5. Catalogo Grainger. 1996 Equipos y suministros para la industria y el comercio. Catalogo No. 387.
6. Chávez, N. A. 2000, Generación de modelos de predicción de fuerza de tiro horizontal demandada por un arado de discos, Revista chapingo; serie ingeniería agropecuaria.
7. Faires Moring Virgil. 1999. Diseño de elementos de maquinas, versión en español, novena reimpresión.
8. Ferdinand P. Beer-E. Russell. Mecánica de materiales 2ª ed. 1994. Graw Hill.
9. Harris Pearson Smith. 1979. Maquinaria y equipo agrícola.
10. Hunt, D. 1991. Maquinaria agrícola. Editorial Limusa. D.F. México.
11. Kepner, R. A., Bainer, R. Barger, E. I. 1978. Principles of farm machinery. Publishing Co. Connecticut, EUA.
12. Memorias del VII congreso nacional de ingeniería agrícola, UACH. 2001. Pág. 71-84.
13. Mott, R. I. 1992. Diseño de Elementos de Maquinas, 2ª Edición, Ed. Prendice Hall, México.
14. Nartov P.S., 1985. Disk soil-working implements. a. a. balkema/rotterdam.

Urss.

15. Norma Mexicana NMX-B-324-1968. Composición Química de Aceros al Carbono.

16. Norma Mexicana NMX – O – 182 – SCFI – 2003. Tractores Implementos y Maquinaria Agrícola - Arados de Discos - Especificaciones y Método de Prueba.

17. Norma Mexicana NMX –O–189–1984. Maquinaria Agrícola – Implemento – Discos para mover tierras.

18. Nortov. P. S. 1985. Disk Soil-Working Implements, India, Printsman Pres.

19. Núñez, C.F. 2002. Diseño de un Banco de Pruebas para Discos de Arados (Etapa de Especificaciones), Tesis de Licenciatura, UAAAN, Coahuila, México.

20. Pliego, G. J. 2003. Efecto del Índice de Desgaste en el Desempeño de los Discos de Arados en un Suelo Franco, Tesis de Licenciatura, UAAAN, Coahuila, México.

21. Robert L. Norton. 1999. prentice Hall, México, edición en español. 1ª ed.

22. Ullman, G. D., 1992. The mechanical design process. Mc Graw -Hill, Chicago EUA.

23. Vicente Ripoll Palacio. 1975. Equipos para movimiento de tierras.

24. Wills, B.M.D.; 1985, An Analysis of the geometric and soil working parameters of a curved vertical disc.

DIRECCIONES DE INTERNET

1. www.grainger.com.mx

ANEXOS

A. CALCULOS

CARACTERISTICAS DE LOS DISCOS DE ARADO.

De acuerdo a la norma NMX-0-189-1984, los discos agrícolas deberán cumplir con las siguientes especificaciones:

Dimensiones

Las dimensiones generales para los discos agrícolas cóncavos se indican en la Fig. A1y la Tabla A1

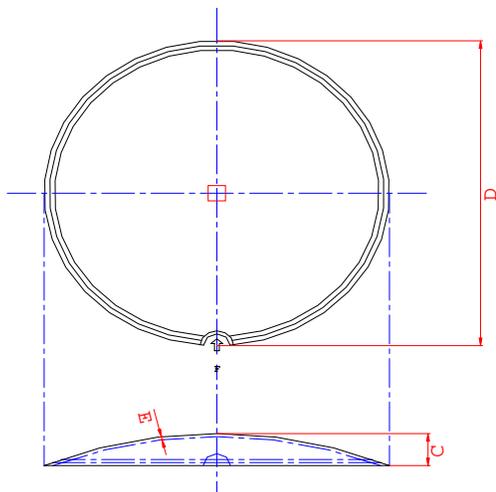


Fig. A1. Dimensiones de los discos de arado.

Tabla A1. Dimensiones generales de los discos agrícolas (mm).

Diámetro exterior		Espesor "E"		Concavidad "C"		Número de muescas "F"	Excentricidad máxima	Ondulamiento máximo
nominal	tolerancia	nominal	tolerancia	nominal	tolerancia			
356	1.6	3.17	± 0.25	22.23	± 1.6	8	1.6	1
	-1.32			49.21				
406	-4.24	3.17	± 0.25	38.1	± 1.7	9	2.4	1
	-7.16							
475	2.4 4	3.97	± 0.25	43.6	± 2.2	10	3	1
508	2.4 44	3.97	± 0.25	53.5	± 2.2	10	3	1
559	2.4 4	3.97	± 0.25	59 63.5	± 2.2	10	3	1
610	3.2	3.97	± 0.25	76.2	± 3.0	10 a 13	5	1
	6.4	4.76	± 0.25	82.6				
		6.35	± 0.30					
660	3.2	4.76	± 0.25	86	± 3.0	10 a 13	5	1
				90.5				
	6.4	6.35	± 0.30	101.8				
711	4.8	4.76	± 0.25	97.5	± 6.4	10	7	1
	6.4	6.35	± 0.30	107.5				
762	4.8 -12.7	6.35 7.94	± 0.30	120.65	± 6.4	10	7	1
813	9.5	6.35	± 0.30	120.65	± 9.5	10	8	1
	-15.9	7.94 12.7						

Dureza

Los discos agrícolas de la norma NMX-0-189-1984, deben cumplir con la dureza establecida en la siguiente tabla.

Tabla A2. Dureza de los discos

Dureza	Escala	Dureza
Rockwell	C	36-45

Ángulo de ataque y de inclinación.

Los ángulos de ataque y de inclinación más recomendados, en los que el trabajo del arado es el más adecuado son:

Angulo de ataque: 40° - 45°

Angulo de inclinación: 15° - 20°

Profundidad de trabajo.

Realizando un análisis geométrico de los discos de arado se obtuvo la siguiente fórmula para el cálculo del radio de la esfera y la profundidad de trabajo de los discos de arado:

$$P = (D / 2.5) \cos \gamma$$

Donde:

γ = ángulo de inclinación

Superficie de trabajo.

Cuando tenemos dos discos, la superficie de trabajo (ST) no es el doble si no inferior ya que hay un pequeño solapamiento, en base a esta afirmación podemos establecer que:

$$ST = 0.27 N * D(2(\cos \alpha) (\cos \gamma))$$

Donde:

ST = superficie de trabajo

N = número de discos
D = diámetro del disco
 α = ángulo del disco
 γ = ángulo de inclinación

Ancho de trabajo

El ancho de trabajo viene dado por la siguiente fórmula:

$$A = ST/P$$

FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL DISCO DE ARADO

El efecto neto de todas las fuerzas del suelo actuando sobre un disco como resultado de las operaciones de corte, pulverización, elevación e inversión del corte del surco, además de cualquier otra fuerza parásita actuando sobre el disco, puede ser expresada en varias formas.

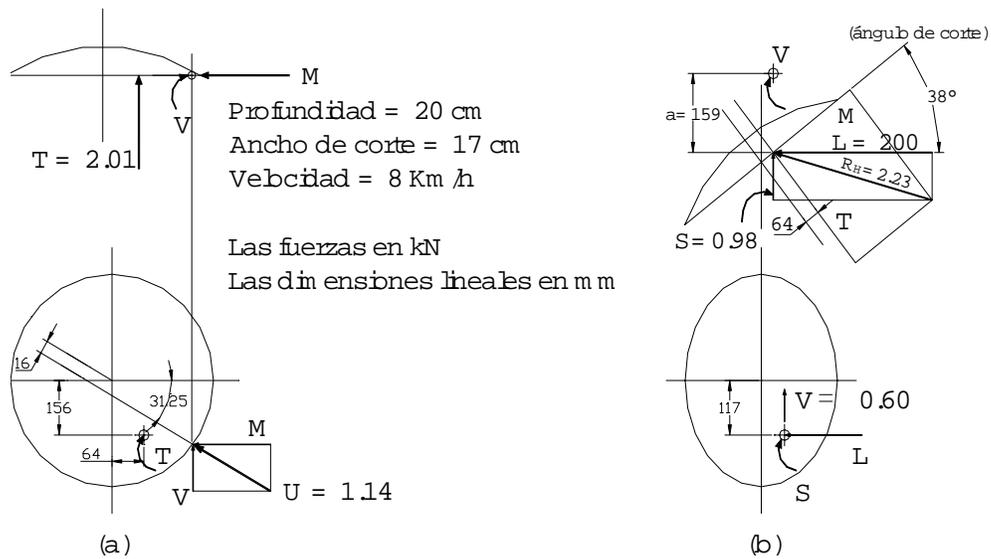


Fig. A2. Fuerzas que actúan en el disco.

REQUERIMIENTOS DE POTENCIA DE UN ARADO DE DISCOS

El siguiente cuadro, muestra algunos requerimientos de potencia para el arado de tres discos trabajando a una velocidad de 4.8 Km. / h y a una profundidad de 18 cm.

Tabla A3. Requerimientos de potencia de un arado de discos.

Arado de discos	Tiro, por anchura unitaria kN / m (lb./pie)	Energía o trabajo kWh. / Ha (hp.h/Ha)
Suelos ligeros	3.2 – 6.3 (220 – 430)	8.7-17.5 (4.7-9.5)
Suelos medios	5.3-9.5 (350-650)	14.6-25.8 (7.9-14)
Suelos pesados	8.5-16.6 (580-1140)	22.1-46.1 (12-14)

Según las pruebas realizadas por la USDA, los valores máximos para las fuerzas **V** y **L** son:

$$V = 0.6 \text{ KN}$$

$$L = 2.6 \text{ KN}$$

Por lo tanto podemos obtener la siguiente relación:

$$L/V = 4.3$$

L, la podemos calcular para diferentes tipos de suelos sustituyendo los valores de la tabla anterior (tiro por anchura unitaria) y multiplicando por el ancho de trabajo del implemento.

Y V , la calculamos sustituyendo en $V = L/4.3$.

M es la fuerza de fricción suelo-disco y esta dada por la ecuación:

$$M = V * \mu$$

$$\mu = 1/\tan \omega$$

ω = ángulo de rozamiento suelo metal.

$$\omega = 10^\circ - 25^\circ$$

TORQUE

Una vez calculados los valores de V y L , obtendremos las ecuaciones estáticas necesarias para calcular el efecto de esas fuerzas en el eje del disco de arado como se muestra en la siguiente figura.

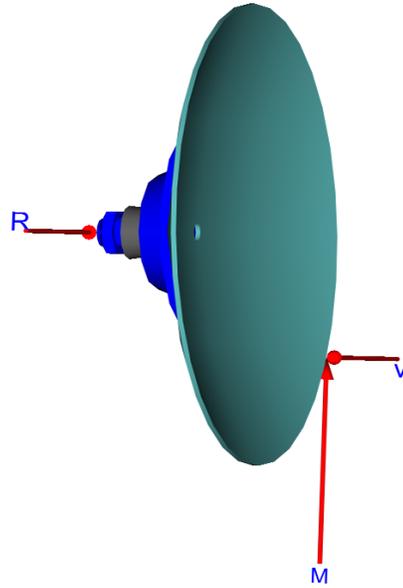


Fig. A3. Reacciones del suelo sobre el disco y torque en el punto R

Es decir llevar las fuerzas V y M al punto R, para conocer el torque necesario para rotar el disco.

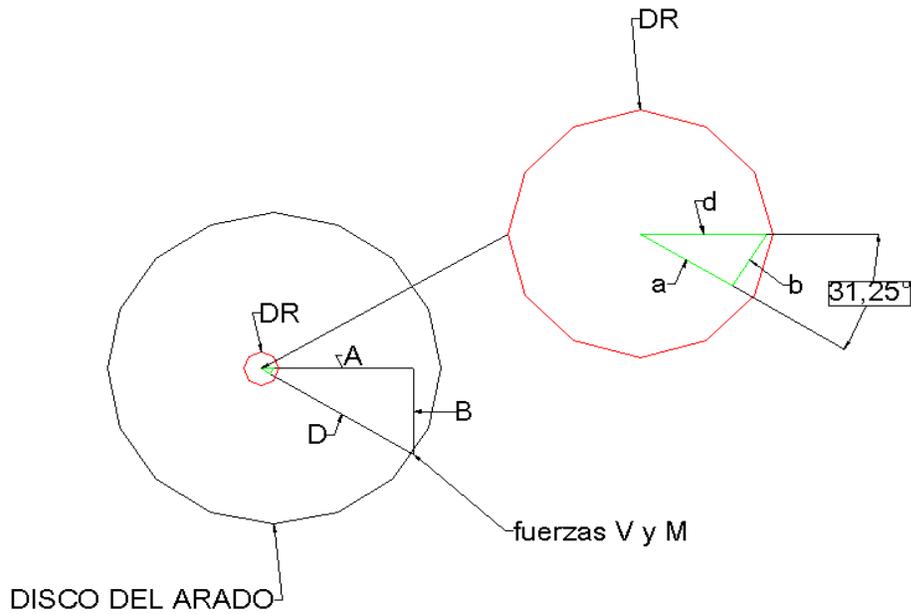


Fig. A4 Análisis geométrico del disco de arado.

Donde:

$$b = 0.016 \text{ m}$$

$$a = 0.026 \text{ m}$$

$$D = a + r$$

r = radio del disco

$$B = D \operatorname{sen} \beta$$

$$\beta = 31.25^\circ$$

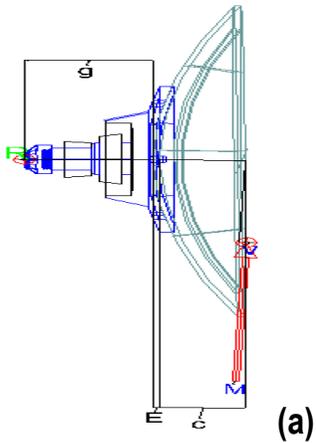
$$A = D \operatorname{cos} \beta$$

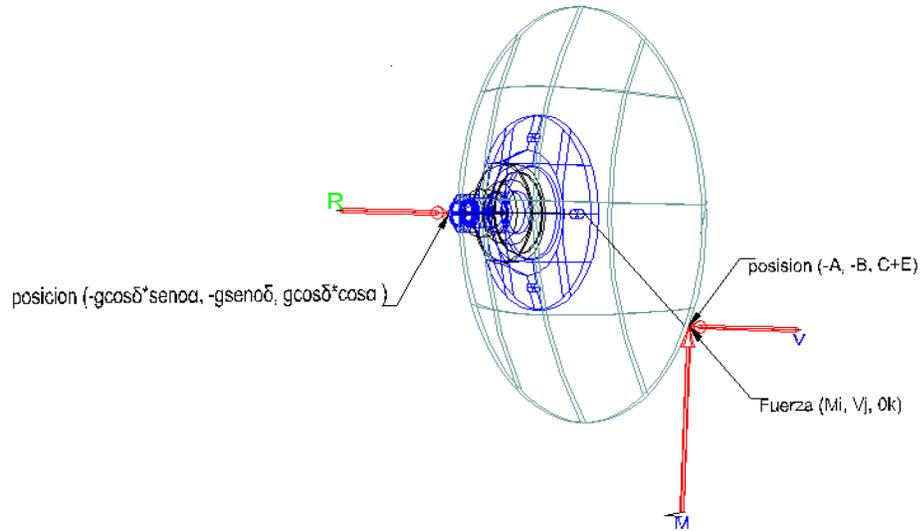
Por lo tanto:

$$A = (a + r) \operatorname{cos} \beta$$

$$B = (a + r) \operatorname{sen} \beta$$

Para trasladar las fuerzas V y M al punto R , utilizamos un método estático llamado **momento de una fuerza respecto de una línea**.





(b)

Fig. A5. Coordenadas de las reacciones del suelo sobre el disco.

Donde:

$$g = 12.715 \text{ cm}$$

r de 0 al punto de aplicación de la fuerza.

$$r = -A_i, -B_j, -(C + E)_k.$$

El momento de la fuerza con respecto a 0.

$$M_0 = r \times F \begin{vmatrix} i & j & k & i & j \\ -A & -B & C + E & -A & -B \\ M & V & 0 & M & V \end{vmatrix}$$

$$M_0 = (-B_0 - (C + E) V) i + ((C+E) M - (-A_0)) j + (-AV - (-BM)) k$$

$$M_0 = -(C+E) V i + (C+E) M j + (BM - AV) k$$

El vector unitario a lo largo de g . el vector de 0 a P.

$$-g \cos \delta \cdot \sin \alpha \, i, -g \sin \delta \, j, -g \cos \delta \cdot \cos \alpha \, k$$

Dividiéndolo entre su magnitud, obtenemos un vector unitario e_{0p} que apunta de 0 a p.

$$e_{0p} = (-g \cos \delta \cdot \sin \alpha) / g \, i, (-g \sin \delta) / g \, j, (-g \cos \delta \cdot \cos \alpha) / g \, k$$

$$e_{0p} = -\cos \delta \cdot \sin \alpha \, i, -\sin \delta \, j, -\cos \delta \cdot \cos \alpha \, k$$

El momento de F respecto a g.

$$M_g = (e_{0p} \cdot M_0) e_{0p}$$

$$M_g = (-\cos \delta \cdot \sin \alpha)(C+E) V \, -(\sin \delta)(C+E) M \, -(\cos \delta \cdot \cos \alpha)(BM-AV)$$

VELOCIDAD DE AVANCE DEL TRACTOR

Cañabate (1989), la velocidad de avance del tractor más recomendada, en la cual tenemos una mejor penetración y volteo del suelo es a 4.8 Km./h.

VELOCIDAD PERIFÉRICA DE LOS DISCOS

Cuando el arado avanza a una velocidad V, el disco gira con una velocidad periférica V_u a razón de:

$$V_u = V \sin \alpha$$

La velocidad periférica teórica es la velocidad de avance multiplicada por el ángulo del disco, sin embargo, debido al rozamiento del disco en el suelo

ocurre un gran resbalamiento. De esta conclusión resulta que la velocidad periférica efectiva cae:

$$V_p = (0.4 - 0.8) V_u$$

Para terrenos sueltos:

$$V_p = (0.7 - 0.9) V_u$$

Para terrenos fuertes:

$$V_p = (0.4 - 0.6) V_u$$

V_p = velocidad del disco

En terrenos pesados, para una posición incorrecta del disco, puede ser V_u inferior a estos valores, llegando a no girar. En discos accionados se llega hasta valores de:

$$V_u = 3 \text{ m / s}$$

POTENCIA NECESARIA PARA ROTAR EL DISCO.

Faires (1996), la ecuación del cálculo de la potencia en horsepower (hp) viene dada por la ecuación:

$$P = T_n / 63000.$$

Momento de inercia de un cuerpo tridimensional por integración.

Russell (1987), utilizando este método se obtiene el momento de inercia de masa del disco del arado. A continuación se describe el procedimiento para obtenerlo.

Primero se considera el disco como un segmento de una esfera hueca, para obtener las variables que se muestran en la fig. Después se obtiene una ecuación, suponiendo que el disco esta relleno, y luego otra para extraerle la parte que debe ser hueca.

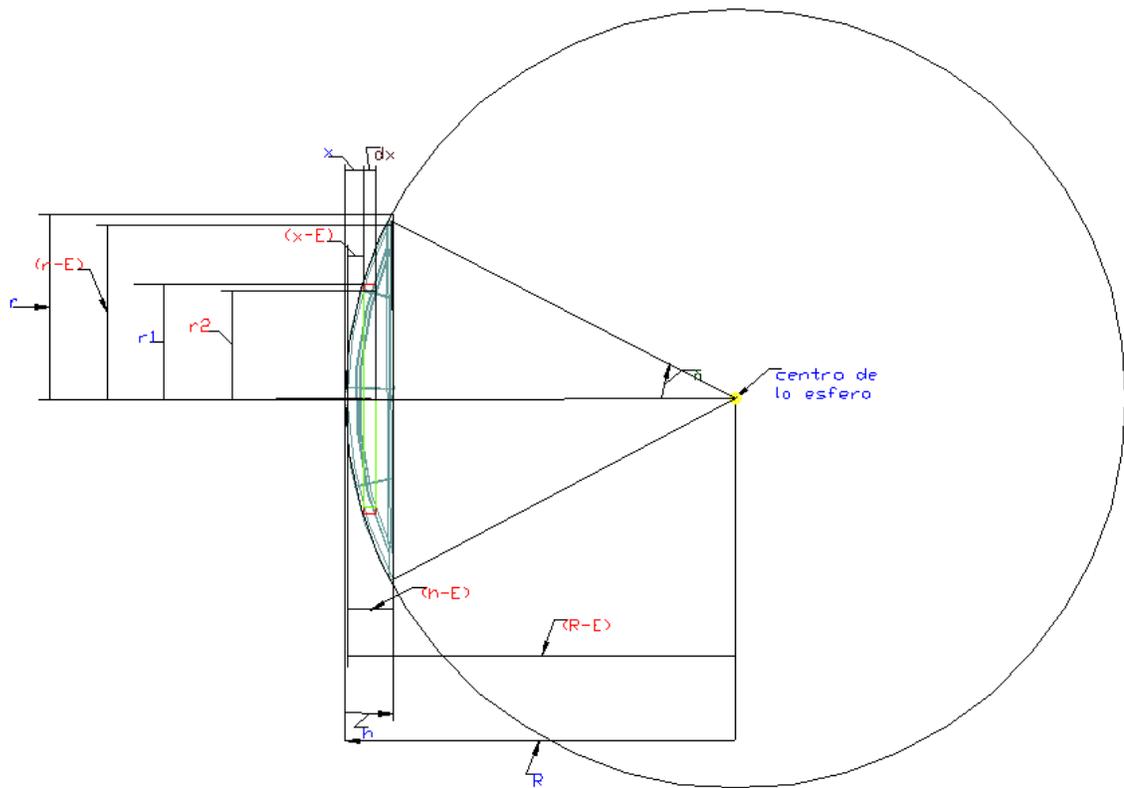


Fig. A6. Disco de arado, considerándolo como un segmento de una esfera.

Donde:

r = radio del disco.

r_1 = radio de la placa imaginaria 1

r_2 = radio de la placa imaginaria 2

E = espesor del disco

R = radio de la esfera

δ = ángulo del segmento de la esfera

$R = D / (2\text{sen } \delta)$

$\delta = 2 / (\tan (2h/D))$

h = concavidad del disco

Para el disco relleno:

$$r_1 = \sqrt{R^2 - (R-x)^2}$$

$$dm = \rho \pi r_1^2 dx = \rho \pi (R^2 - (R-x)^2) dx$$

$$dlx = \frac{1}{2} r_1^2 dm = \frac{1}{2} (R^2 - (R-x)^2) \rho \pi (R^2 - (R-x)^2) dx$$

$$dlx = \frac{1}{2} \rho \pi (R^2 - (R-x)^2)^2 dx$$

$$dlx = \frac{1}{2} \rho \pi (2Rx - x^2)^2 dx$$

$$dlx = \frac{1}{2} \rho \pi (4R^2x^2 - 4Rx^3 + x^4) dx$$

Integramos de 0 a h.

$$lx = \int dlx = \int \frac{1}{2} \rho \pi (4R^2x^2 - 4Rx^3 + x^4) dx$$

$$lx = \frac{1}{2} \rho \pi [4R^2x^3 - 4Rx^4 + x^5]_0^h$$

$$lx = \frac{1}{2} \rho \pi (4/3(R^2h^3) - Rh^4 + h^5/5)$$

$$lx = \frac{1}{2} \rho \pi h^3 (4/3(R^2) - Rh + h^2/5) \quad (1)$$

La ecuación 2 es:

$$lx' = \frac{1}{2} \rho \pi (h-E)^3 (4/3(R-E)^2 - ((R-E)(h-E) + ((h-E)^2)/5)) \quad (2)$$

Por lo tanto el momento de inercia de masa del disco es:

$$I = lx - lx'$$

Tiempo que se necesita para acelerar una carga

Mott (1990), los resultados obtenidos los sustituimos en la siguiente ecuación para calcular primero el torque y posteriormente la potencia.

$$T = I (\Delta n/t)$$

T = torque (lb-ft)

Δn = incremento en la velocidad angular (rpm)

t = tiempo (1 segundo)

$$HP = Tn /63000$$

PRESION QUE DEBE APLICARSE A LOS PISTONES PARA SIMULAR LAS FUERZAS EJERCIDAS POR EL SUELO.

Para esto primero se traslada el torque (generado por el suelo en el disco) al punto donde actuara el abrasivo, como se muestra en la siguiente fig.

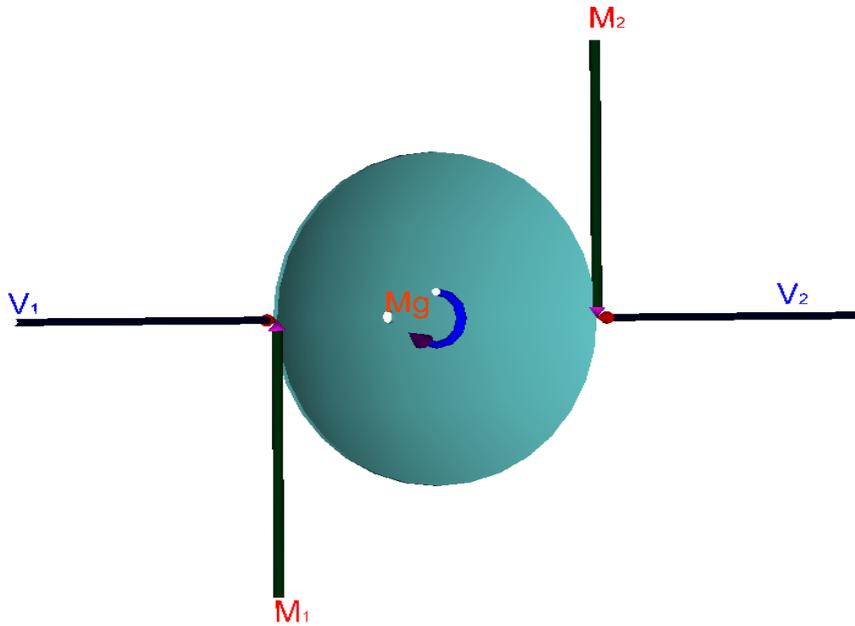


Fig. A7 Reacciones del mecanismo de frenado sobre el disco de arado y torque generado por esas reacciones.

$$Mg = (M_1 * r) + (M_2 * r) = r * (M_1 + M_2) \text{ (lb.-pulg.)}$$

$$M_1 = M_2$$

Por lo tanto:

$$Mg = r * 2M_{1-2}$$

$$M_{1-2} = Mg / 2r$$

$$V_1 = V_2$$

$$V_1 = M_1 / \mu$$

$$V_1 + V_2 = (M_1 / \mu) + (M_2 / \mu)$$

$$2 V_{1-2} = ((M_1 * \mu) + (M_2 * \mu)) / \mu^2$$

$$2 V_{1-2} = 2 M_{1-2} / \mu$$

$$V_{1-2} = M_{1-2} / \mu$$

Para calcular la presión que se debe aplicar a los pistones:

$$A = \pi r^2 \text{ (pulg)}^2$$

$$F = P * A$$

$$P = F / A$$

$$F = V_{1-2}$$

$$P = V_{1-2} / A$$

Donde:

A = Área del interior del pistón (pulg²)

P = Presión (PSI)

GRAFICA DE DUREZAS.

