

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

**DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

DISEÑO, MODELADO Y CONSTRUCCIÓN DE UN
MOTOCULTOR MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS
DESTINADO A LA PREPARACIÓN DEL SUELO PARA LA
FORMACIÓN DE CAMAS DE CULTIVOS

ELABORADO POR:

RUBÉN RAMIRO CAJAS REINOSO

FAUSTO PATRICIO PULLAS PULUPA

TESIS PRESENTADA COMO REQUISITO PREVIO A LA
OBTENCIÓN DEL GRADO DE:

INGENIERO EN ELECTROMECAÁNICA

Año 2012

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por los señores: Rubén Ramiro Cajas Reinoso y Fausto Patricio Pullas Pulupa, como requisito parcial para la obtención del título de Ingeniero Electromecánico.

Latacunga, Diciembre del 2011

Ing. Fausto Acuña.

DIRECTOR

Ing. Oswaldo Jácome.

CODIRECTOR

DECLARACIÓN

Quienes suscriben, Rubén Ramiro Cajas Reinoso, portador de la cedula de identidad N° 0502442288 y Fausto Patricio Pullas Pulupa portador de la cedula de identidad N° 1718260464 , libre y voluntariamente declaramos que el presente tema de investigación: “DISEÑO, MODELADO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOCULTOR MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS DESTINADO A LA PREPARACIÓN DEL SUELO PARA LA FORMACIÓN DE CAMAS DE CULTIVOS”, su contenido, ideas y análisis propuestos son originales, auténticos y personales.

En tal virtud, declaramos la autenticidad de este contenido y para los efectos legales y académicos que se desprenden del presente proyecto de grado, es y será de nuestra propiedad exclusiva, responsabilidad legal y académica.

Para respetar el derecho intelectual del autor de la información secundaria utilizada a manera de bibliografía, la misma se encuentra en el documento como pie de página.

La información contenida en el documento es principalmente el soporte intelectual del conocimiento adquirido en el transcurso de nuestra carrera.

Latacunga, Diciembre 2011.

Ramiro Cajas Reinoso.

Fausto Pullas Pulupa.

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

Nosotros, Ramiro Cajas Reinoso y Fausto Pullas Pulupa, autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército, la publicación en la biblioteca virtual y/o revistas de la institución de nuestro trabajo de investigación titulado:

“DISEÑO, MODELADO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOCULTOR
MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS DESTINADO A LA PREPARACIÓN
DEL SUELO PARA LA FORMACIÓN DE CAMAS DE CULTIVOS”

Cuyo contenido ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Diciembre 2011.

Ramiro Cajas Reinoso.

Fausto Pullas Pulupa.

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo a mi madre Elsy Reinoso que es mi luz perpetua en los momentos más difíciles, por ser mi refugio y por compartir su sabiduría conmigo, que hoy se ve reflejada en la culminación de mi carrera.

A mi padre José Cajas mi modelo a seguir, mi inspiración, y que a pesar de la distancia fue el pilar más importante para hacer realidad mis sueños, este éxito es por ti y para ti.

RAMIRO.

Este trabajo está dedicado a mi hijo Eduardito a quien amo sin condición alguna.

FAUSTO.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mis padres Elsy y José por cuidarme tanto, por su paciencia, por sus consejos, por las innumerables cosas que sacrificaron con tal de verme feliz, por el apoyo incondicional, y por jamás dejar de creer en mí, gracias padres por soñar junto a mí, mis logros son suyos.

A mis amigos incondicionales José Garcés, Sandro y Fabián León por sus palabras de aliento y por estar siempre conmigo cuando más los necesito.

A los ingenieros Fausto Acuña, Oswaldo Jácome y Diego Ribadeneira por su indispensable colaboración científica.

A Dios por ayudarme a superar mis dificultades y por estar a mi lado en las decisiones más difíciles de este proyecto.

RAMIRO.

Agradezco a mis padres a mi madre en especial, mis hermanos Saúl, Carlos y Linda. También agradezco a mi amigo Ramiro Cajas, y a todas las personas que estuvieron a mi lado durante la trayectoria de mi carrera especialmente a la madre de mi hijo MAGGY.

FAUSTO.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPITULO 1.....	1
INTRODUCCIÓN A LAS MÁQUINAS AGRÍCOLAS	1
1.1 MÁQUINAS AGRÍCOLAS.....	1
1.2 TIPOS DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS	1
1.2.1 Máquinas agrícolas móviles.....	1
1.3 TIPOS DE ARADO	8
1.3.1 Arado Chísel	8
1.3.2 Arados de Vertedera.	9
1.3.3 Arados de disco.....	15
1.3.4 Ventajas e inconvenientes de los arados de vertedera y de disco.....	17
CAPITULO 2.....	18
SISTEMAS DE LABOREO Y CULTIVOS	18
2.1 SISTEMAS DE LABOREO	18
2.1.1 EL LABOREO.....	18
2.1.2 Fuerzas que se oponen a los aperos al realizar el laboreo	20
2.1.3 Tipos de laboreo.....	21
2.1.4 Coeficiente de labranza.....	24
2.1.5 Camas de cultivo.....	25
2.2 TIPOS DE SUELO.....	32
2.3 RESISTENCIA DE LOS DIFERENTES TIPOS DE SUELO	33
2.3.1 Profundidad.....	33
2.3.2 Energía consumida al labrar	34
2.3.3 Resistencia de los suelos al esfuerzo cortante	35
2.4 CULTIVOS	37
2.4.1 Labores de un año agrícola típico.	38
2.4.2 Cultivos hortícolas.	40
2.4.3 Cultivos de regadío extensivo.....	42

CAPITULO 3.....	51
SISTEMAS Y ELEMENTOS QUE CONFORMAN UN MOTOCULTOR .	51
3.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	51
3.1.1 Tipos de motores de combustión interna.	52
3.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.	62
3.2.1 Sistema de transmisión de movimiento.	63
3.2.2 Elementos y funcionamiento del diferencial.	64
3.3 SISTEMAS DE TRACCIÓN.....	65
3.3.1 Ruedas.....	67
3.4 SISTEMAS DE DIRECCIÓN Y CONDUCCIÓN.....	74
3.5 APEROS DE LABRANZA.....	76
3.5.1 Aperos no accionados para labranza superficial.....	76
3.5.2 Aperos accionados para labranza superficial.....	85
3.5.3 Velocidades y eficiencia de trabajo de los aperos para el laboreo.....	91
3.6 ACEROS.....	92
3.6.1 Clasificación de los aceros y aplicaciones.....	93
3.6.2 Tratamientos térmicos de los aceros.....	94
3.6.3 Acero al Carbono Estructural ASTM A36	97
3.6.4 Acero AISI 1020.....	99
CAPITULO 4.....	100
DISEÑO MODELADO Y CONSTRUCCIÓN DEL MOTOCULTOR.....	100
4.1. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL APERO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	100
4.1.1 Diseño.....	100
4.1.2 Diseño del rotocultivador.....	104
4.1.3 Diseño analítico de la acamadora.	109
4.1.4 Modelado.	120
4.2. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL MOTOR	136
4.2.1 Parámetros de diseño.	136

4.2.2 Potencia requerida por la herramienta de labranza (<i>Pr</i>)	137
4.2.3 Fuerza de fricción	138
4.2.4 Potencia de fricción (<i>Pf</i>).....	138
4.2.5 Potencia requerida a la barra de tiro del motocultor (<i>Pbdt</i>).....	138
4.2.6 Potencia disponible por el motocultor (<i>PD</i>).....	139
4.2.7 Potencia mínima requerida en el motor del motocultor (<i>PR</i>)	140
4.2.8 Selección.....	140
4.3. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	142
4.3.1 Diseño de transmisión de potencia por bandas.....	142
4.3.2 Modelado del sistema de transmisión de potencia por bandas.....	165
4.3.3 Selección del sistema de transmisión.....	168
4.3.4 Diseño del sistema de transmisión del rotocultivador.....	169
4.4. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL SISTEMA DE TRACCIÓN MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	178
4.4.1 Diseño.....	178
4.4.2 Modelado	179
4.4.3 Selección.....	183
4.4. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL BASTIDOR, MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	185
4.4.1 Diseño.....	185
4.4.2 Análisis por elementos finitos del bastidor.....	186
4.4.3 Selección.....	188
4.5. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN, MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS A TRAVÉS DE SOLIDWORKS.....	189
4.6 CONSTRUCCIÓN.....	190
4.6.1 Construcción de la acamadora.....	190
4.7. ENSAMBLE.....	199

4.7.1 Ensamble Motocultor-Rotocultivador.	199
4.7.2 Ensamble Rotocultivador-Carcasa.	200
CAPITULO 5.....	204
PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	204
5.1 PRUEBAS DE RENDIMIENTO DE LA MÁQUINA.	204
5.1.1 Rendimiento de combustible.	206
5.2 PRUEBAS DEL DESEMPEÑO DE LOS APEROS.	206
5.2.1 Desempeño de las acamadoras.	206
5.2.2 Desempeño del rotocultivador.	228
5.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS.	231
5.3.1 Análisis de los resultados obtenidos en las camas de cultivo.	231
5.3.2. Análisis del desgaste de los materiales.	232
5.4 ANÁLISIS COSTO BENEFICIO.	237
5.4.1 Gastos para la preparación de camas de cultivo en forma manual.	237
5.4.2. Gastos para la preparación de camas de cultivo utilizando nuestro motocultor con acamadora.	238
5.4.3 Cálculo del costo beneficio.	238
5.4.4 Tabla de amortización.	239
CAPITULO 6.....	241
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	241
6.1 CONCLUSIONES.....	241
6.2 RECOMENDACIONES.	243
6.3 ANEXOS.....	243

ÍNDICE DE TABLAS

CAPITULO 2

Tabla 2.1. Profundidad de la labor en función de la anchura y profundidad de las bandas.....	24
Tabla 2.2 Valores del coeficiente de labranza según Ringelman.....	24
Tabla 2.3. Resistencia de los diferentes tipos de suelo.	35
Tabla 2.4. Relación de cohesión con el contenido de humedad en el suelo.	36

CAPITULO 3

Tabla 3.1 Índice de carga	72
Tabla 3.2 Códigos de velocidad.....	73
Tabla 3.3 Referencia de presión de inflado de las ruedas.	73
Tabla 3.4 Características técnicas de los cultivadores.	78
Tabla 3.5 Características técnicas de los rodillos.....	84
Tabla 3.6 Características técnicas de las fresadoras.....	91
Tabla 3.7 Unidad de tracción (esfuerzo de tracción, potencia, energía, velocidad, capacidad y eficiencia de trabajo de aperos agrícolas).	91
Tabla 3.8. Composición química del acero A36 en vigas, placas y barras de diferentes espesores.....	98

CAPITULO 4

Tabla 4.1. Tabla comparativa de los resultados obtenidos manualmente en el punto 4.1.3 con los calculados con ANSYS.	127
Tabla 4.2 Tabla comparativa para la selección de motores existentes en el mercado ecuatoriano.	141
Tabla 4.3 Factores de servicio para bandas en V.	143
Tabla 4.4 Selección de diámetros estándar de las poleas en base a $\omega 2$ y la figura 4.3.....	147
Tabla 4.5. Longitudes de bandas estándar para bandas 3V, 5V y 8V (en plg.) ..	151
Tabla 4.6 Factores a y b según el acabado superficial.	158
Tabla 4.7 Valores de concentración de esfuerzos.	159
Tabla 4.8 Tabla comparativa para la selección de las bandas existentes en el mercado ecuatoriano.	168

Tabla 4.9 Tabla comparativa para la selección de las poleas existentes en el mercado ecuatoriano.	169
Tabla 4.10 Piñones RP estándar.	172
Tabla 4.11. Valores R.	173
Tabla 4.12 Valores de T en función de S.	175
Tabla 4.13 Tabla comparativa para la selección de neumáticos existentes en el mercado ecuatoriano.	184
Tabla 4.14 Tabla comparativa para la selección del conjunto llanta-disco en el mercado ecuatoriano.	185

CAPITULO 5

Tabla 5.1. Tiempos que tarda el motocultor en realizar una cama de cultivo.	205
Tabla 5.2 Características de los resultados obtenidos con el primer apero construido.	209
Tabla 5.3 Características de los resultados obtenidos con el segundo apero construido.	211
Tabla 5.4 Características de los resultados obtenidos con el tercer apero construido.	214
Tabla 5.5. Factor de seguridad del conjunto zócalo cuchilla (Fig. 5.11).	216
Tabla 5.6. Factor de seguridad del zócalo (Fig. 5.12).	216
Tabla 5.7. Factor de seguridad del conjunto disco-cuchilla (Fig. 5.14).	219
Tabla 5.8. Factor de seguridad del disco porta cuchillas (Fig. 5.15).	219
Tabla 5.9 Costo de los bueyes y aperos.	237
Tabla 5.10 Costo mensual del mantenimiento de los bueyes, sueldos de trabajadores y mantenimiento de aperos para la preparación de camas de cultivo.	237
Tabla 5.11. Gastos del motocultor y aperos para la preparación de camas de cultivo.	238
Tabla 5.12 Gastos mensuales del mantenimiento del motocultor y pago de trabajadores para la elaboración de camas de cultivo.	238
Tabla 5.13. Tabla de amortización mensual.	240

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPITULO 1

Figura 1.1: Tractor Universal.....	2
Figura 1.2: Partes constitutivas de un motocultor.....	3
Figura 1.3: Tractor de Potencia.....	7
Figura 1.4: Tractor de cadena.....	8
Figura 1.5: Arado Chisel.....	9
Figura 1.6: Arado de vertedera.....	10
Figura 1.7: Partes de la superficie de trabajo de una vertedera.....	11
Figura 1.8: Variación del ángulo de volteo y representación de la líneas de forma transversales.....	11
Figura 1.9: Vertedera cilíndrica.....	12
Figura 1.10: Vertedera universal.....	13
Figura 1.11: Vertedera alabeada o helicoidal.....	13
Figura 1.12: Tipos de reja.....	14
Figura 1.13: Anchura de trabajo del cuerpo de arado de vertedera.....	15
Figura 1.13: Esquema de un arado de disco.....	15
Figura 1.14: Solera que se forma al labrar con un arado de disco.....	16

CAPITULO 2

Figura 2.1: Desmenuzamiento del suelo por acción del arado.....	18
Figura 2.2: Esquema de labor clásica de vertedera.....	19
Figura 2.3: Clasificación del laboreo según su aspecto superficial.....	22
Figura 2.4: Profundidad de las labores.....	23
Figura 2.5: Vista transversal de las camas de cultivo.....	25
Figura 2.6: Lugar y cantidad de maleza en las camas de cultivo en tres semanas después del laboreo de la cama.....	27
Figura 2.7: Número de surcos con el laboreo tradicional.....	28
Figura 2.8: Número de camas con el laboreo para camas de cultivo.....	28

Figura 2.9: Optimización del uso del agua utilizando camas de cultivo mediante filtración.	30
Figura 2.10: Riego por goteo en camas de cultivo.	30
Figura 2.11: Guías instaladas en camas de cultivo para plantas de hábito trepador.	31
Figura 2.12: Suelo arenoso.....	32
Figura 2.13: Suelo arcilloso.	33
Figura 2.14: Suelo limoso.	33
Figura 2.15: Cultivo Herbáceo anual (TRIGO).	37
Figura 2.16: Cultivo leñoso permanente.	38
Figura 2.17: Cultivo Hortícola (TOMATE).	42
Figura 2.18: Cultivo de maíz.....	43
Figura 2.19: Cultivo de arroz.	44
Figura 2.20: Cultivo de plantas forrajeras (ALFALFA).	44
Figura 2.21: Cultivo de raíces y tubérculos (PATATAS).	45
Figura 2.22: Cultivo de plantas industriales (ALGODÓN).	47
Figura 2.23: Cultivos de secano (GIRASOL).	48
Figura 2.24: Ejemplo de rotación de Cultivos.	49
Figura 2.25: Cultivos de siembra directa o cero labranza.....	49
Figura 2.26: Cultivo Hidropónico.	50

CAPITULO 3

Figura 3.1: Ciclo Combustión Interna Combinado.	51
Figura 3.2: Esquema de un ciclo Otto de 4 tiempos en un diagrama PV.	53
Figura 3.3: Admisión, primera fase de un..... motor de cuatro tiempos.	54
Figura 3.4: Compresión, segunda fase de un motor de cuatro tiempos.	54
Figura 3.5: Expansión, tercera fase de un motor de cuatro tiempos.	55

Figura 3.6: Escape, cuarta fase de un motor de cuatro tiempos.	56
Figura 3.7: Admisión - Compresión, primera fase.....	57
de un motor de dos tiempos.	57
Figura 3.8: Expansión – Escape de gases, segunda fase	57
de un motor de dos tiempos.	57
Figura 3.9: Carrera de admisión en un motor Diesel.	59
Figura 3.10: Carrera de compresión en un motor Diesel.	60
Figura 3.11: Carrera de combustión en un motor Diesel.	60
Figura 3.12: Carrera de escape en un motor Diesel.	61
Figura 3.13: Componentes de un sistema de transmisión de potencia.....	63
Figura 3.14: Transmisión del Motocultor.	64
Figura 3.15: Diferencial, Reducción final y Ruedas.	65
Figura 3.16: Sistema de Tracción Delantera.	66
Figura 3.17: Sistema de Tracción Delantera.	66
Figura 3.18: Sistema de Tracción Total.	67
Figura 3.19: Elementos de una rueda.	68
Figura 3.20: Cubierta.	69
Figura 3.21: Tipos de cubiertas	69
Figura 3.22: Dibujo de las ruedas.	70
Figura 3.23: Identificación de la cubierta neumática.	71
Figura 3.24: Tipos de banda de rodaje en ruedas motrices	74
Figura 3.25: Sistema de giro, embragando la llanta contraria a la dirección deseada.	75
Figura 3.26: Sistema de giro deteniendo una rueda mediante el diferencial.	75
Figura 3.27: Tipos de rejas en un cultivador.....	77
Figura 3.28: Rastras de púas.	78
Figura 3.29: Tipos de púas	79
Figura 3.30: Tipos de rastras	80
Figura 3.31: Tipos de rodillos	84

Figura 3.32: Tipos de herramientas de trabajo en los rotocultores de eje horizontal	86
Figura 3.33: Fresadora con cuchillas curvadas.	87
Figura 3.34: Embrague de seguridad.	87
Figura 3.35: Posición de la fresadora.....	87
Figura 3.36: Posición limite del eje cardánico entre tractor y fresadora.	88
Figura 3.37: Disposición helicoidal de las cuchillas en una fresadora.	89

CAPITULO 4

Figura 4.1: Geometría de las camas de cultivo.	100
Figura 4.2: Molde para camas de cultivo (primer apero diseñado).....	101
Figura 4.3: Cavidad acoplada al molde para camas de cultivo (segundo apero diseñado).	101
Figura 4.4: Apero de madera para pruebas.	102
Figura 4.5: Resultados de la utilización del apero de madera.	102
Figura 4.6: Diseño de la acamadora.	103
Figura 4.7: Apero diseñado (acamadora con rotocultivador).....	103
Figura 4.8: Elemento de enlace entre el motocultor y la acamadora.	109
Figura 4.9: Primer diseño del elemento de enlace motocultor-acamadora.	109
Figura 4.10: Parámetros de diseño de la placa.	111
Figura 4.11: Diagrama de cuerpo libre de la placa sin nervadura.....	112
Figura 4.12: Diagrama de fuerzas en el soporte de enganche de la acamadora. .	114
Figura 4.13: Datos del diseño de la placa con nervadura.	115
Figura 4.14: Vista lateral y sección transversal del soporte.	116
Figura 4.15: Diagrama fuerzas de cortantes y momentos flectores.	116
Figura 4.16: Propiedades de la sección transversal de la base del soporte.	117
Figura 4.17: Resultado de los esfuerzos combinados con el círculo de Mohr utilizando MDSolids.	119
Figura 4.18: Esfuerzo máximo Von Mises calculado por ANSYS.....	126
Figura 4.19: Deflexión máxima calculado por ANSYS.....	126
Figura 4.20: Factor de diseño.....	127
Figura 4.21: Guía central de la acamadora.....	128

Figura 4.22: Esfuerzo máximo que soporta la guía central de enganche con una sola placa en la base.	129
Figura 4.23: Esfuerzo máximo que soporta la guía central de enganche con dos placas en la base.	129
Figura 4.24: Factor de diseño.	130
Figura 4.25 Mallado por defecto de la geometría analizada.	131
Figura 4.26: Mapeado de la superficie del eje de la guía de enganche.	131
Figura 4.27: Esfuerzo máximo al que llega la guía de enganche.	132
Figura 4.28 Factor de seguridad obtenido en la guía de enganche.	132
Figura 4.29. Fuerza aplicada en la base de tiro junto con las guías laterales.	133
Figura 4.30: Esfuerzo máximo al que es sometida la acamadora.	134
Figura 4.31: Deflexión máxima al que es sometida la acamadora.	134
Figura 4.32: Factor de seguridad obtenido en el diseño de la acamadora.	135
Figura 4.33 Fuerza aplicada en cada cuchilla.	135
Figura 4.34 Esfuerzo máximo obtenido en el rotocultivador.	136
Figura 4.35: Rendimiento de la potencia mecánica en un tractor.	139
Figura 4.36: Gráfica de selección para bandas en V industriales de sección estrecha.	145
Figura 4.37: Especificación de potencia de bandas 3V.	146
Figura 4.38: Potencia agregada Versus la relación de velocidad.	149
Figura 4.39: Factor de corrección del ángulo de la envolvente $C\theta$	153
Figura 4.40: Factor de corrección para longitud de banda Cl	154
Figura 4.41: Distribución de fuerzas en la polea pequeña.	157
Figura 4.42: Curva de sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a flexión y carga axial invertida.	160
Figura 4.43: Distribución de fuerzas en la polea grande.	162
Figura 4.44: Fuerza aplicada a la polea del motor (impulsora $\emptyset 1$).	166
Figura 4.45: Fuerza aplicada a la polea de la caja de transmisión (impulsada $\emptyset 2$).	166
Figura 4.46: Deformación total de la polea impulsora.	167
Figura 4.47: Deformación total de la polea impulsada.	167
Figura 4.48: Selección del paso provisional.	171

Figura 4.49: Lubricación por baño.....	177
Figura 4.50: Modelado del neumático con cubierta de garra normal tipo R-1..	179
Figura 4.51: Modelado de la llanta.	180
Figura 4.52: Modelado del disco.....	180
Figura 4.53: Modelado de la rueda (ensamble disco y llanta).	181
Figura 4.54: Simulación de presión y fuerzas aplicadas en la rueda (ensamble disco y llanta).	181
Figura 4.55: Esfuerzos máximos simulados en la rueda (ensamble disco y llanta).	182
Figura 4.56: Deformación máxima simulada en la rueda (ensamble disco y llanta).	182
Figura 4.57: Acercamiento en la zona de esfuerzos máximos al que llega el ensamble.....	183
Figura 4.58: Diseño del bastidor.	186
Figura 4.69: Fuerza aplicada en el bastidor para el análisis de elementos finitos.	186
Figura 4.60: Análisis estructural del bastidor.	187
Figura 4.61: Análisis estructural del bastidor rediseñado.	187
Figura 4.62: Deformación o desplazamiento total del bastidor.	188
Figura 4.63: Mecanismo de dirección.....	189
Figura 4.64: Vista superior del mecanismo de dirección acoplado a las ruedas.	190
Figura 4.65: Vista lateral del mecanismo de dirección acoplado al sistema.....	190
Fig. 4.66: Paredes delanteras.....	192
Figura 4.67: Paredes posteriores.	192
Figura 4.68: Cubiertas delantera y Posterior.....	193
Figura 4.69: Ensamble de las cuatro paredes y las dos cubiertas.....	193
Figura 4.70: Guías de enganche laterales.....	194
Figura 4.71: Guía Central.....	194
Figura 4.72: Neumáticos.	195
Figura 4.73: Horquillas.	196
Figura 4.74: Guía reguladora de altura de neumáticos.	196
Figura 4.75: Soporte Transversal.	197
Figura 4.76: Chapa de unión.	197

Figura 4.77: Ensamble del soporte transversal, horquilla y chapa de unión.....	198
Figura 4.78: Ensamble total de la acamadora.	199
Figura 4.79: Ensamble Motocultor-Rotocultivador.	200
Figura 4.80: Ensamble Rotocultivador-Carcasa.	200
Figura 4.81 Soporte de guías.....	201
Figura 4.82 Ensamble Acamadora-Carcasa rotocultivador.	201
Figura 4.83: Vistas isométricas del modelado del ensamble completo de nuestro motocultor formador de camas de cultivo.....	202
Figura 4.84: Vistas isométricas de la construcción del ensamble completo de nuestro motocultor formador de camas de cultivo.	203
CAPITULO 5	
Figura 5.1: Primera acamadora construida.....	207
Figura 5.2: Cama resultante utilizando el primer apero construido.	208
Figura 5.3: Parte frontal del motocultor clavado por causa del primer apero construido.	208
Figura 5.4: Segundo apero construido junto con el rotocultivador.	210
Figura 5.5: Cama resultante utilizando el segundo apero construido.	210
Figura 5.6: Sistema de regulación de altura de las ruedas.	212
Figura 5.7: Cama resultante utilizando el tercer apero construido.....	212
Figura 5.8: Cama resultante utilizando el tercer apero con leves irregularidades.	213
Figura 5.9: Pestaña para corregir leves irregularidades de las camas.	213
Figura 5.10: Zócalo y cuchilla construidos por la empresa YTO.	215
Figura 5.11: Análisis de esfuerzos máximos del conjunto zócalo-cuchilla.	215
Figura 5.12: Análisis de esfuerzos máximos del zócalo.	216
Figura 5.13: Diseño propuesto de la cuchilla y portacuchillas del rotocultivador para mejorar el factor de seguridad.	217
Figura 5.14: Análisis de esfuerzos máximos del conjunto disco-cuchilla.	218
Figura 5.15: Análisis de esfuerzos máximos del disco porta cuchilla.	218
Figura 5.16: Ensamble del rotocultivador propuesto con el apero acamador.	220
Figura 5.17: Diagrama de cuerpo libre de la guía lateral.	221
Figura 5.18: Sección transversal de la guía lateral.....	222

Figura 5.19: Corte transversal de la guía con distancias utilizadas el teorema de ejes paralelos.	223
Figura 5.20: Círculo de Mohr para el cálculo de esfuerzos combinados.	225
Figura 5.21: Análisis de esfuerzos máximos de la guía lateral con un espesor de 9.52 mm.	226
Figura 5.22: Factor de seguridad de la guía lateral con un espesor de 9.52 mm.	227
Figura 5.23: Pruebas de profundidad de labranza de las cuchillas del rotocultivador.	228
Figura 5.24: Primera disposición de las cuchillas.	229
Figura 5.25: Resultados de la primera disposición de cuchillas.	229
Figura 5.26: Segunda disposición de las cuchillas.	230
Figura 5.27: Resultados de la segunda disposición de cuchillas.	230
Figura 5.28: Canal de agua.	232
Figura 5.29: Desgaste de la parte inferior del apero.	233
Figura 5.30: Desgaste de la parte interior del apero.	233
Figura 5.31: Línea de tendencia del desgaste del apero.	234
Figura 5.32: Estado de las cuchillas sin uso.	235
Figura 5.33: Desgaste de las cuchillas después de las pruebas.	235
Figura 5.34: Estado actual de las ruedas del motocultor después de las pruebas.	236
Figura 5.35: Estado actual de las ruedas de la camadora después de las pruebas.	236

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A

ANEXO A.....	244
A-1 ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)	1
A-2 ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)	2
A-3 ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)	3
A-4REGISTRO DE CALIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (PQR).....	4
A-5REGISTRO DE CALIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (PQR).....	5
A-6 REGISTRO DE CALIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (PQR).....	6
A-7 PROPIEDADES DE LAS ÁREAS	7
A-8 PERFILES DE SOLDADURA ACEPTABLES E INACEPTABLES	8

ANEXO B

ANEXO B.....	253
--------------	-----

Planos del proyecto.

RESUMEN

El tema de este trabajo lleva como título “DISEÑO, MODELADO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOCULTOR MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS DESTINADO A LA PREPARACIÓN DEL SUELO PARA LA FORMACIÓN DE CAMAS DE CULTIVOS”, cuyo principal objetivo es el de diseñar un apero que será arrastrado por un motocultor de la potencia necesaria, capaz de labrar la tierra de una forma muy poco utilizada pero muy eficaz que son las camas de cultivo.

Las camas de cultivo son una forma de laboreo en donde se pueden sembrar todo tipo de alimentos con más eficiencia ya que poseen una forma extremadamente ancha y plana que la de un surco normalmente utilizado, por ejemplo, el ancho de un surco es de aproximadamente 30 centímetros mientras que el de las camas es de 70 a 100, la altura varía entre 20 y 30 centímetros, y los canales por donde pasará el agua son de de 15 a 30 centímetros además poseen una forma compacta que no permite la filtración excesiva de agua hacia abajo de la tierra permitiendo la filtración hacia las camas donde se encuentra el producto.

Una de las principales cualidades de las camas es que gracias a su forma tan ancha y con canales pequeños para el paso de agua, se aprovecha al máximo el espacio del terreno aumentando la producción.

Elaborar una cama de cultivo manualmente lleva mucho tiempo porque primero hay que preparar el terreno con arado de rastra, luego se procede con un arado de reja a hacer los caminos guías para cada cama, después dos trabajadores tienen que ir dando la forma ancha y plana de la parte superior, y con los pies ir aplanando los canales para el agua para que queden compactos, es por eso que no es muy utilizada esta forma de laboreo, y con nuestro proyecto se busca que en una sola pasada de la máquina se forme una cama de cultivo completa, utilizando solo una persona en el manejo de la misma, optimizando así, tiempo, recursos y dinero, cabe recalcar que se utilizó un motocultor y no un tractor porque queremos dirigirnos al agricultor de clase baja y media.

SUMMARY

The theme of this thesis is entitled "DESIGN, MODELING AND CONSTRUCTION OF A MOTOCULTOR USING FINITE ELEMENTS DESTINATED TO THE SOIL PREPARATION TO FORMING GROWING BEDS" whose main objective is to design and implement to be towed by a motocultor with the necessary power that can be able to work the land forming growing beds.

The growing beds are a form of tillage which can be planted all kinds of food more efficiently and they have an extremely broad and flat form than a groove normally used, for example, the width of a groove is approximately 30 centimeters while that of the beds is 70 to 100, the height varies between 20 and 30 centimeters, and the channels through which passes the water are 15 to 30 inches also have a compact shape that does not allow excessive seepage water down to the ground allowing leakage to the beds where the plant is going to growing up.

One of the main qualities of the beds is their wide shape and small channels for the passage of water that maximizes space by increasing the production field.

Develop a growing bed manually is time consuming, because you must first prepare the ground by a plow harrow, then proceed with a mouldboard plow the roads to make guides for each bed, then two workers must be given broad and flat shape the top, and down go flattening the water channels so that they are compact, that is why it is not used this form of tillage, and our project aims in a single pass of the machine is formed a full crop bed, using only one person in the management of it, optimizing time, resources and money, it should be emphasized that use a motocultor and no a tractor because we want to go to the farmer in lower and middle class.

ANTECEDENTES

A pesar de todo el desarrollo y avance tecnológico existente, en nuestro país aún se utilizan herramientas manuales dedicadas a la labranza de terrenos de cultivos, lo que conlleva a un esfuerzo y agotamiento físico de más de un trabajador en una sola parcela, traduciéndose esto en una gran pérdida de tiempo, específicamente en los agricultores de mediana y pequeña producción.

Partiendo de esta realidad se propone disminuir el esfuerzo físico de los agricultores, y lo más importante reducir el tiempo empleado en las tareas de labranza.

La propuesta es diseñar y construir herramientas mecánicas con tecnología ecuatoriana que elimine el uso de procesos manuales, además de la optimización del tiempo, logrando incrementar la producción.

IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN

Los procesos utilizados en la agricultura en países tecnificados, implican el uso de maquinaria, los cuales arrojan resultados sumamente positivos con respecto a la optimización del talento humano el mismo que se puede utilizar en otras actividades de igual importancia.

La importancia de tecnificar y estandarizar los procesos de cultivo se ve reflejado en un aumento significativo de la producción agrícola, razón por la cual se ha decidido implementar este proyecto, para mejorar y optimizar tiempos de trabajo en el área de la agricultura, en especial de los pequeños productores.

Otro aspecto importante que justifica la realización de este proyecto es el de fomentar otras alternativas de siembra, en este caso las camas de cultivo.

OBJETIVO GENERAL.

- Diseñar, modelar, construir e implementar un motocultor, que se utilizará en la preparación de suelos para camas de cultivo de alimentos de consumo humano y animal, disminuir el esfuerzo físico de los agricultores, optimizar el tiempo empleado en labores de cultivo y mejorar la producción agrícola.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Diseñar y seleccionar un motor de combustión interna para el motocultor.
- Diseñar, modelar y construir un apero para la formación de camas de cultivo mediante elementos finitos.
- Diseñar, modelar y construir el bastidor del motocultor mediante elementos finitos.
- Incrementar la producción agrícola mediante el sistema de cultivo por camas.

METAS

- Seleccionar un motor de combustión interna capaz de brindar los requerimientos necesarios para realizar el laboreo de camas de cultivo.
- Diseñar, seleccionar y modelar el sistema de transmisión, tracción y dirección del motocultor a través de elementos finitos.
- Diseñar, seleccionar y modelar un apero para la formación de camas de cultivo haciendo uso de elementos finitos.

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN A LAS MÁQUINAS AGRÍCOLAS

1.1 MÁQUINAS AGRÍCOLAS

Las máquinas agrícolas son la herramienta principal en el sector agrario, muchos de los beneficios de esta maquinaria son los siguientes:

- Produce rendimientos elevados.
- La rapidez del trabajo es grande.
- Las labores realizadas tienen gran perfección.
- Los costos unitarios son más reducidos que los efectuados a mano.

“Toda máquina agrícola se proyecta siempre al mayor número de circunstancias, que nunca pueden ser todas las existentes en el campo; por eso, una vez construida, hay que adaptar la agricultura a la máquina, y todo lo que sea contradecir esta norma, hace fracasar la mecanización”¹

1.2 TIPOS DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS

Las máquinas agrícolas se clasifican en dos grandes grupos:

- Fijas o estacionarias (no analizaremos en este proyecto ya que es objeto de otro estudio).
- Móviles.

1.2.1 Máquinas agrícolas móviles.

Como su nombre lo indica las máquinas agrícolas móviles son aquellas, que para realizar las tareas para las que fueron diseñadas se mueven a través del terreno, las cuales se dividen en dos grupos que son:

¹ José García Fernández-Rafael García del Caz. Ingenieros Agrónomos.

a. Máquinas agrícolas autopropulsadas

Se denomina maquinaria agrícola autopropulsada a aquellas máquinas que cumplen las tareas de laboreo, deshierbe, sembrado, y otras actividades agrícolas utilizando como medio de locomoción un sistema de propulsión mecánico que como base de su movimiento tendrá un motor de combustión interna y en el caso de algunas máquinas pequeñas un motor eléctrico.

Como maquinaria agrícola autopropulsada tenemos las siguientes:

- **Tractores Universales**

Estos tractores son ligeros hasta cincuenta caballos de potencia utilizándose en labranza, siembra, labores de cultivo entre líneas, arrastre de máquinas de siembra, recolección, transporte y otros trabajos (**Figura 1.1**). Poseen poco peso adherente y suelen patinar cuando se les exige esfuerzos de mucha tracción, lo que es peligroso porque entonces se elevan las ruedas delanteras y dan lugar a accidentes graves.

Se llama peso adherente el que reposa sobre las ruedas motrices.



Figura1.1: Tractor Universal

- **Motocultores**

El motocultor es un vehículo autopropulsado, de un eje, dirigible mediante unas manceras por un conductor que marcha a pie, ciertos motocultores pueden también ser dirigidos desde un asiento incorporado a un remolque enganchado al motocultor.

Está dotado básicamente de las manceras, un motor, un eje motriz, toma de fuerza y un apero para desarrollar la labor deseada como se muestra en la figura 1.2; su potencia no suele superar los 20 CV, debido a su tamaño y versatilidad es una máquina utilizada para explotaciones hortofrutícolas y vitivinícolas de pequeño tamaño y tiene una fuerte implantación en las huertas, realizando distintas tareas como arar, roturar, aporcar, arrancar malas hierbas, etc.

El manejo del motocultor es sencillo, situándose el trabajador detrás del apero que acople al motocultor sujeta las manceras y, una vez puesta en marcha la máquina, avanza hacia delante realizando la labor agrícola deseada.



Figura1.2: Partes constitutivas de un motocultor.

La puesta en marcha del motocultor puede ser de distintas formas dependiendo del modelo y su antigüedad, en los más modernos la puesta en marcha se lleva a cabo actuando sobre un pulsador. En otros modelos más antiguos el accionamiento se produce por un pedal, una manivela o mediante una cuerda enrollada.

Aspectos a considerarse en la selección de un motocultor

- **El motor:** Determinar qué tipo de motor debe equipar el motocultor es una de las cuestiones fundamentales y a la vez es la forma de definir el dimensionado de la máquina; en definitiva la potencia necesaria a disposición para el uso a que se destina o la superficie a trabajar

Los motores de gasolina, cuentan con un arranque sencillo y con niveles de ruido inferiores a sus equivalentes en versión diesel. El mantenimiento de un motor de gasolina es muy sencillo y económico. En la práctica, se reduce a la revisión de los filtros del motor y de los niveles de aceite en el cárter. La gasolina es altamente inflamable, por lo que no se podrá almacenar este combustible en el interior de un edificio. Tampoco permite almacenarse durante largos períodos de tiempo.

Los motores diesel, si bien es cierto que por sus características los motores diesel son más caros que los motores de gasolina, también hay que valorar bajo el aspecto económico que el diesel es un combustible más barato, que la gasolina. Además, los motores diesel en general duran mucho más que los motores de gasolina. El combustible no es fácilmente inflamable ni explosivo y no sufre degradación alguna con el paso del tiempo, por lo que su almacenaje ofrece ventajas considerables. El mayor enemigo de los motores diesel es el agua que puede

contener el gasóleo. Por esto, deberemos prestar especial cuidado a elementos como el tapón del depósito para evitar que pueda entrar agua, ya sea de la lluvia, de una hidrolimpiadora, etc.

El motor puede ser de arranque manual (a cuerda), o bien de arranque eléctrico (a llave). Este último es el mejor sistema, aunque encarece el precio del motocultor.

- **Los frenos:** Existen muchísimos y muy variados modelos de motocultores, pero solo algunos incorporan frenos. La necesidad de los frenos viene determinada por el tipo de motocultor, así como por el uso y aplicaciones a las que se destina.
- **El diferencial:** Como en el caso anterior, se nos presenta la alternativa de modelos de motocultor con y sin diferencial. Vamos a dar unas reglas básicas de su conveniencia pero antes vamos a definir qué es y cuál es la función del diferencial. El diferencial es un mecanismo alojado en el interior de la caja de cambios que está formado por distintos engranajes y su misión consiste en permitir diferentes velocidades de giro para cada una de las ruedas. Si la máquina no incorpora diferencial, las dos ruedas del motocultor giran a la misma velocidad como si estuvieran unidas en su transmisión interna en la Caja de Cambios. Vamos a distinguir algunos casos y aplicaciones que determinan la necesidad de incorporar diferencial; no obstante los fabricantes de motocultores por regla general han dotado a sus máquinas con diferencial cuando su tamaño o su uso ya lo requieren, dejando sus restantes modelos sin este mecanismo cuando verdaderamente no se precisa.

La regla general es: No es necesario el diferencial para motocultores ligeros ya que su maniobrabilidad es buena en sí misma. Tampoco lo es para los motocultores que deben transitar por caminos de montaña, ya que si necesitamos parar la máquina sobre terreno en pendiente la ausencia del diferencial hace que ésta se mantenga estática (con diferencial sería imposible que se mantuviera inmóvil). Es totalmente imprescindible el diferencial en motocultores de tamaño medio o superior (10 o más CV de potencia) porque hace que la maniobrabilidad sea superior.

- **Las ruedas:** En el mercado podemos encontrar para un mismo modelo de motocultor ruedas de distintas dimensiones, pero en la práctica es suficiente con distinguir dos tipos. Las ruedas de menor diámetro se emplean en los motocultores que trabajan con fresa, mientras que las ruedas de mayor diámetro se emplean cuando el motocultor se usa con remolque. Cuando se utilizan otros aperos es aconsejable solicitar información al fabricante del motocultor o del apero en cuestión para emplear la rueda más adecuada. El fabricante del motocultor ofrece para cada modelo la fresa dimensionada acorde a la potencia del mismo. Es importante resaltar que el ancho entre ruedas del motocultor debe ser igual o inferior a la anchura de trabajo de la fresa, ya que de lo contrario la huella de los neumáticos pisaría el terreno trabajado.
- **La ergonomía:** Cuando tomamos en consideración los movimientos involucrados en la actividad diaria del utilizador, y mejoramos su interacción con la máquina en términos de eficacia, seguridad y confort, estamos hablando de la ergonomía. Para que sea la máquina la que se adapta a quién la usa y no al contrario, tenemos que tener en cuenta

algunos aspectos importantes como son: **Las manceras** (manillar) deben ser regulables en altura para asegurar la posición correcta del utilizador, y lateralmente (p.ej. para fresar evitando que el operario pise el terreno que se está trabajando), además de ser reversibles para poder adaptar aperos frontales, tales como una barra de siega por ejemplo. También tienen que estar provistas de algún tipo de sistema anti vibraciones mediante silentblocks, ya que la reducción de las vibraciones se traduce en menor fatiga para el utilizador. Todos los mandos que intervienen en las operaciones habituales (embrague, frenos, cambio de marchas, mando de acción mantenida, etc.) deben estar bien señalizados indicando en cada caso su función para facilitar un correcto uso y situados de forma que sean accesibles y fáciles de usar, evitando gestos incómodos y sobre esfuerzos innecesarios.

- **Tractores de Potencia.**

Se emplean en numerosos trabajos agrícolas sobretodo en los que se necesita utilizar un peso bastante grande como cuando se nivelan terrenos para riego



Figura 1.3: Tractor de Potencia.

- **Tractores de Cadenas.**

Son de potencias elevadas, poseen un peso adherente igual al del tractor, y no cabecean cuando van haciendo la segunda labor sobre el terreno labrado. Se utilizan en labores profundas, siembra, recolección, saneamiento de suelos y otros trabajos.



Figura 1.4: Tractor de cadena.

b. Máquinas agrícolas acopladas al tractor:

En este segundo grupo de máquinas agrícolas móviles tenemos:

Arrastradas o remolcadas: Enganchadas a la barra de tiro o al punto de enganche del tractor.

Suspendidas: Acopladas al enganche de 3 puntos del tractor y gravitando todo el peso del tractor.

Semisuspendidas: Acopladas a los brazos elevadores del tractor y gravitando su peso, una parte en el tractor y otra parte en una rueda de apoyo.

1.3 TIPOS DE ARADO

1.3.1 Arado Chísel

Es la clase de arado que más se utiliza para la labor primaria en la *labranza de tipo vertical*, las características técnicas más notables del arado chísel son:

- a) Amplio despeje entre el bastidor y el extremo interior de la reja con un valor mínimo de 70cm.
- b) La separación entre brazos que comparten la misma barra soporte del bastidor ha de ser al menos 50cm.
- c) La distancia longitudinal entre brazos depende del número de barras o líneas en el bastidor, con dos líneas la separación entre brazos debe ser unos 90cm, mientras que para 3 barras la distancia puede reducirse a 65 cm.



Figura 1.5: Arado Chisel.

La finalidad de estas características es la que el apero pueda desplazarse sin que se produzcan atascos por acumulación de residuos.

Labranza Vertical. Se denomina así porque el suelo es empujado hacia adelante en sentido vertical mediante una reja montada sobre un brazo rígido, semirrígido, flexible y/o vibratorio.

1.3.2 Arados de Vertedera.

El arado de vertedera es el apero para labores profundas más extendido por los pequeños agricultores de nuestro país. Las labores que realiza son: Inversión

de la capa arable y pulverización de la misma. Los efectos agronómicos pueden resumirse en:

- Aumento de la porosidad.
- Mayor capacidad del almacenamiento del agua.
- Enterrado de restos orgánicos y malas hiervas.
- Enterrado de parásitos.

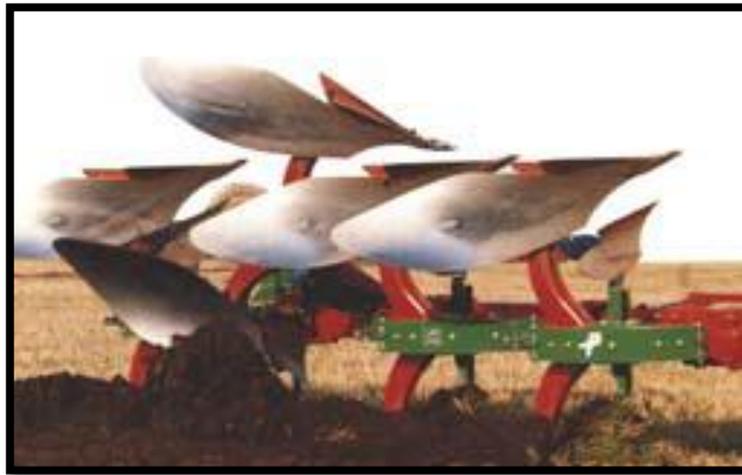


Figura 1.6: Arado de vertedera.

En el arado de vertedera encontramos las siguientes partes constitutivas:

➤ **Vertedera.**

“La vertedera es la pieza del arado que eleva como pulveriza, con mayor o menor intensidad, y voltea un prisma de tierra rectangular, que previamente ha sido cortado por la reja, y la cuchilla al borde delantero de la vertedera.

En la superficie de la vertedera existen dos zonas bien diferenciadas por su cometido:

1. Frente.
2. Ala.

Frente.- tiene como misión continuar el proceso de rotura del terreno iniciado en la reja, pulverizando los fragmentos del suelo resultantes de la

acción de esta e iniciando el volteo del mismo.(fig. 1.7) El ala actúa conduciendo las partículas para depositarlas al surco contiguo es decir, realiza el volteo que puede ser más o menos suave según su forma y la velocidad de trabajo.

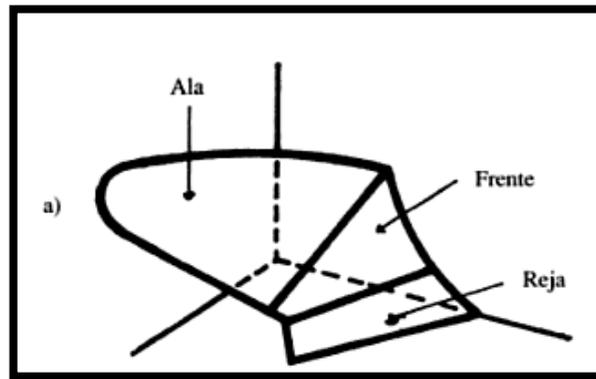


Figura 1.7: Partes de la superficie de trabajo de una vertedera.

A medida que el prisma avanza sobre la superficie de la vertedera va produciéndose el volteo, (fig. 1.8) aquí puede observarse que los ángulos indicados de las tangentes se hacen cada vez mayores a medida que nos aproximamos al extremo del ala.

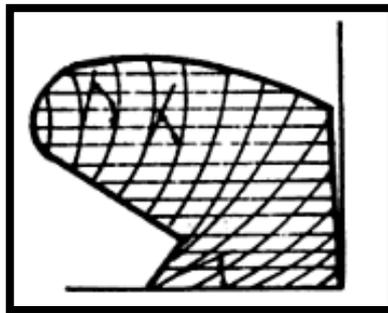


Figura 1.8: Variación del ángulo de volteo y representación de las líneas de forma transversales.

Dentro de las formas existentes podemos establecer tres tipos principales con respecto a su geometría:

- a) Cilíndrica.
- b) Universal.
- c) Alabeada.”²

a) Vertederas Cilíndricas.

² J. Ortiz – Cañavate. “Las Máquinas Agrícolas y su Aplicación”. Editorial Mundi-Prensa, Barcelona, 2003, Páginas 48-49

Son todas aquellas vertederas cuyas líneas de nivel horizontales son rectas paralelas entre si y a la línea de unión a la reja con la vertedera. Esto significa lograr una labor uniforme y llana en la que el terreno queda bien esponjado, con una buena distribución de poros capaces de almacenar humedad.- Sin embargo no son adecuadas para velocidades de trabajo elevadas ya que producen un aumento de la resistencia del arado. (fig. 1.9).

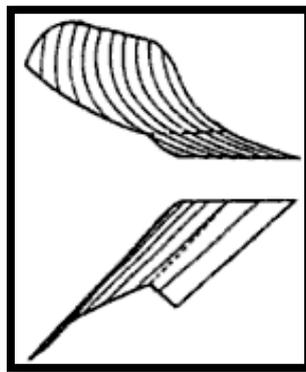


Figura 1.9: Vertedera cilíndrica.

b) Vertederas Universales.

Se caracterizan por tener el frente de forma cilíndrica y el ala en forma alabeada, realizando dos trabajos combinados, pulverización y volteo.- Como mejor podemos ver el aspecto de la pieza es observando las líneas de formas transversales.- El paralelismo se mantiene hasta el final de la línea de unión con la reja, a partir de ahí vemos como se va enderezando formando un abanico, que condiciona el volteo del suelo. (fig. 1.10)

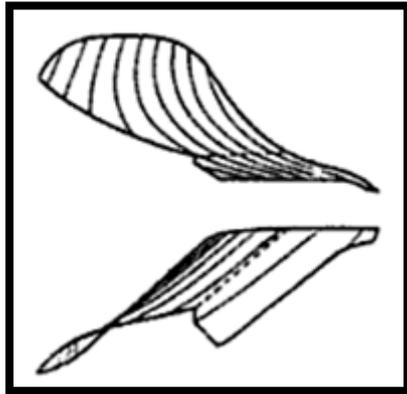


Figura 1.10: Vertedera universal.

c) Vertederas Alabeadas o Helicoidales.

En estas vertederas el prisma de tierra apenas es desmenuzado y si totalmente volteada; dicho volteo se realiza en una longitud superior al de las cilíndricas y universales, de ahí que las alabeadas sean más alargadas que las anteriores. **(figura 1.11)**

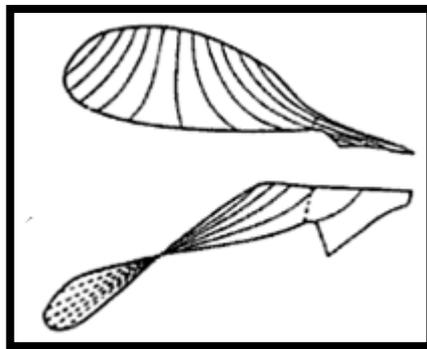


Figura 1.11: Vertedera alabeada o helicoidal.

➤ **Reja**

“Es la pieza situada delante de la vertedera encargada de cortar longitudinalmente el prisma de tierra, dando lugar a la solera del surco. Básicamente existen cuatro tipos de rejás:

- a) Reja Recta, se utiliza en suelos medios no compactados así como en los ligeros, donde el prisma de tierra es fácilmente cortado sin producir un desgaste excesivo. Esta pieza por la cara superior es plana, pero por la cara inferior es preciso disponer de un material de reserva cuando por desgaste haya de ser aguzada. **(Fig.1.12.a)**
- b) Pico de pato, es llamada de esta manera por la forma que tiene la punta. La ventaja reside en que se prolonga la primera etapa de desgaste. En el aspecto de funcionamiento, tiene la posibilidad de favorecer la penetración en el suelo y un mayor tiempo de utilización que la recta. No es aconsejable su utilización en terrenos pedregosos **(fig. 1.12.b)**
- c) Angular, se distingue de las anteriores por que el contacto cortante de la pieza está fuertemente protegida por un flanco en forma de ángulo, de esta manera su flanco queda protegido contra desgastes y la punta contra los impactos. Dicho flanco tiene forma de cuña, sirviendo el material de ese lado de reserva para forjar la reja. Suele ir provista de un reforzamiento inferior, lográndose unja mayor estabilidad y resistencia al desgaste. Sin embargo, este tipo de reja resulta más costosa que las anteriores. **(fig. 1.12.c)**
- d) Con formón ha sido desarrollada para suelos endurecidos y con elevada cohesión. El formón constituye una pieza de choque que prepara el terreno para que sea cortada mejor por la reja. Es también aconsejable para aquellas zonas donde las labores tradicionales del cultivo pueden influir negativamente en la compactación del suelo, ayudando todo ello por unas condiciones de humedad y desecación rápidas. Puede compararse con la reja pico de pato, utilizándose en lugar de la punta forjada un formón ajustable, aunque la potencia consumida es mayor. Esta pieza es relativamente larga, sobresaliendo de la reja, lo que ofrece mayores posibilidades de ajuste, también tiene la ventaja de poder utilizar el otro extremo una vez desgastado uno de ellos ya que ambos tienen forma puntiaguda. **(fig. 1.12.d)**

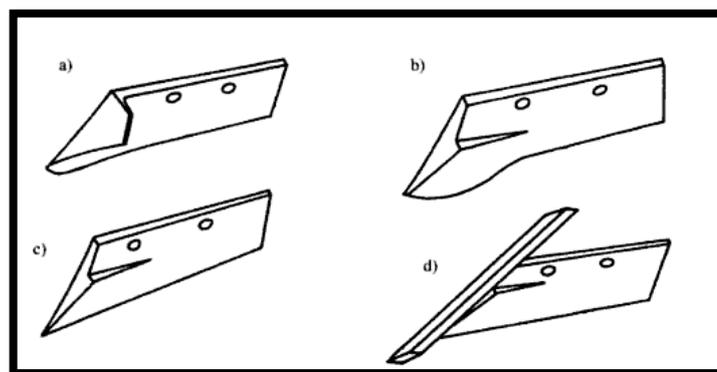


Figura 1.12: Tipos de reja: a) recta, b) pico de pato, c) angular, d) con formón.

La anchura del trabajo del cuerpo de arado a , según los tamaños varía entre 25 a 55 cm. Esta medida corresponde a la proyección a la longitud de corte de la reja sobre un plano perpendicular a la dirección de avance del apero. (fig. 1.13)³

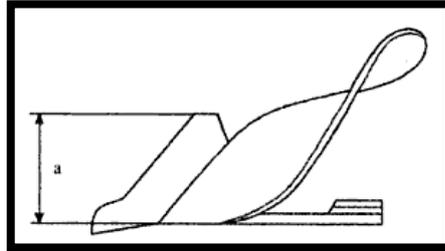


Figura 1.13: Anchura de trabajo del cuerpo de arado de vertedera.

1.3.3 Arados de disco

Se trata de arados formados por discos en forma de casquete esférico que giran alrededor de unos ejes unidos a un bastidor (fig. 1.13). Estos ejes forman un cierto ángulo con la dirección de avance, encontrándose, por otra parte, inclinados con relación al plano horizontal. La tierra cortada por el disco presiona sobre éste, y le hace girar, arrastrando y elevando el suelo; cuando alcanza una cierta altura, una rasqueta desvía la trayectoria del suelo, que cae al fondo del surco, produciendo de este modo el volteo.

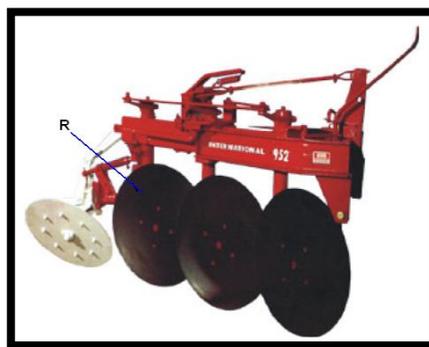


Figura 1.13: Esquema de un arado de disco. R: rasqueta.

³ J. Ortiz – Cañavate. “Las Máquinas Agrícolas y su Aplicación”. Editorial Mundi-Prensa, Barcelona, 2003, Páginas 52-53

Cuando se trabaja con este tipo de arado, no están definidas la pared y el fondo del surco, como ocurre con los arados de vertedera. Con los discos, la solera que se forma es ondulada (**fig. 1.14**). La banda de tierra cortada es fraccionada enérgicamente, debido a que el disco ataca casi siempre siguiendo un ángulo abierto complementando esta acción de disgregación la rasqueta.

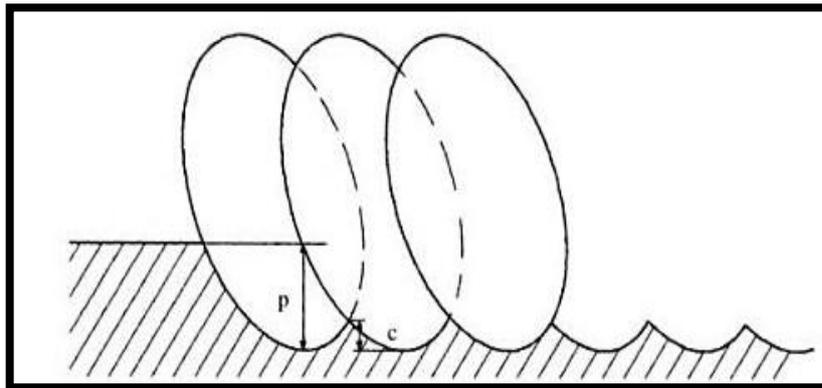


Figura 1.14: Solera que se forma al labrar con un arado de disco. p: profundidad de la labor; c: altura de las crestas.

La forma de trabajo se asemeja a la de una vertedera cilíndrica corta, no obstante, si la tierra es muy cohesiva, para ciertas profundidades de trabajo, trabaja formando terrones gruesos. Si por el contrario el suelo tiene plasticidad, se forman terrones muy apelmazados que son muy difíciles de romper en cuanto se endurecen. Está particularmente indicado para los siguientes terrenos:

- Pesados y adherentes, en los que existe gran dificultad de deslizamiento del suelo sobre la superficie de volteo.
- Secos y duros, en donde es problemática la utilización del arado de vertedera, debido a que no es fácil conseguir su penetración.
- Con un gran contenido de piedras y raíces, ya que el disco rueda sobre el obstáculo en lugar de engancharlo por la punta de la reja como ocurre en un arado de vertedera.
- Muy abrasivos.

1.3.4 Ventajas e inconvenientes de los arados de vertedera y de disco

Como **ventajas** de los arados de disco con relación a los de vertedera, tenemos:

- Pueden utilizarse en terrenos pedregosos con menor peligro de rotura.
- Debido al giro de los discos cuando trabajan, se disminuye el rozamiento y, en consecuencia, el desgaste es menor.
- La conservación es más rápida y sencilla, ya que no se requiere desmontar, forjar y volver a montar las rejas. Esto hace que el mantenimiento de los arados de disco resulte más económico que el de los de vertedera, sobre todo en terrenos abrasivos, incluso teniendo en cuenta la sustitución periódica de los discos.
- La fuerza de tracción necesaria es ligeramente inferior para un mismo tipo de labor, por reducir considerablemente los rozamientos.
- Los discos realizan un mullido más perfecto, pues rompen mucho mejor la estructura del suelo y, en consecuencia, crean una capa de suelo más homogénea en cuanto a contenido y distribución de los poros.
- Realizan un mejor enterrado de cantidades importantes de materia orgánica (rastros, abonos, etc). Esto no quiere decir que la calidad de enterrado sea buena, sino que el mezclado se realiza mejor que en los de vertedera.

Como **inconvenientes** podemos señalar:

- La penetración del arado de disco con frecuencia es insuficiente, lo que obliga a que los constructores diseñen aperos más pesados; lo que supone un mayor precio de adquisición.
- Realizan un volteo incompleto del suelo, por lo que el aspecto de la labor es menos vistoso que con los arados de vertedera, sobre todo cuando la operación va acompañada de enterrado de rastrojo y malas hierbas.

CAPITULO 2

SISTEMAS DE LABOREO Y CULTIVOS

2.1 SISTEMAS DE LABOREO

2.1.1 EL LABOREO

El laboreo del suelo consiste en la remoción total o parcial de una banda de terreno, de anchura y profundidad variables. Esta remoción se consigue mediante el corte, con o sin volteo de una banda de tierra que al final quedará más o menos desmenuzada. Esta operación puede realizarse con aperos o instrumentos de tipo vertedera o de discos.

Al resbalar la tierra sobre un arado, se forman diferentes capas separadas por unas grietas principales o primarias, apareciendo además perpendicularmente otras grietas conocidas como secundarias. De este modo se consigue el desmenuzamiento del terreno, que termina de completarse cuando es volteado por la vertedera.

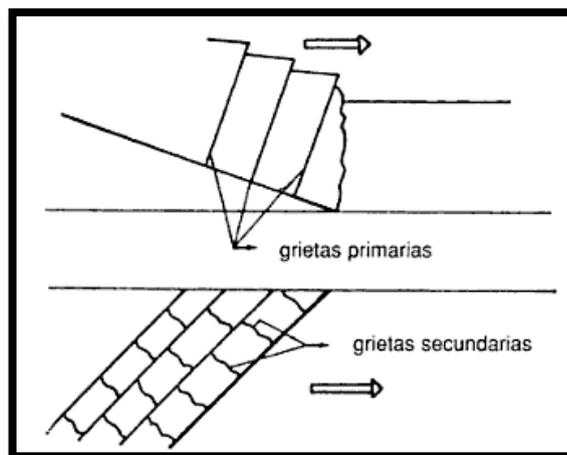


Figura 2.1: Desmenuzamiento del suelo por acción del arado.

Este concepto teórico de trabajo permite una gran cantidad de variantes. Según sea la forma del apero empleado y la profundidad del laboreo. Un trabajo correcto debe presentar una profundidad constante, bandas removidas con regularidad y paredes verticales y fondo horizontal. Con el volteado del terreno se consigue aumentar la porosidad del suelo, reducir el tamaño de los grandes agregados o terrones, aumentar la capacidad de aireación y retención del agua, destrucción y enterramiento de malas hiervas y posibilitar la incorporación de fertilizantes minerales u orgánicos. La utilización de una raedera o reja delantera, facilita la realización de estos objetivos, siendo su finalidad más importante evitar el atasco de malas hiervas en la cuchilla de la vertedera, cuando el terreno presenta mucha vegetación, cortando un pequeño prisma de tierra que se sitúa en el fondo de la labor y por debajo de la banda de suelo volteada.

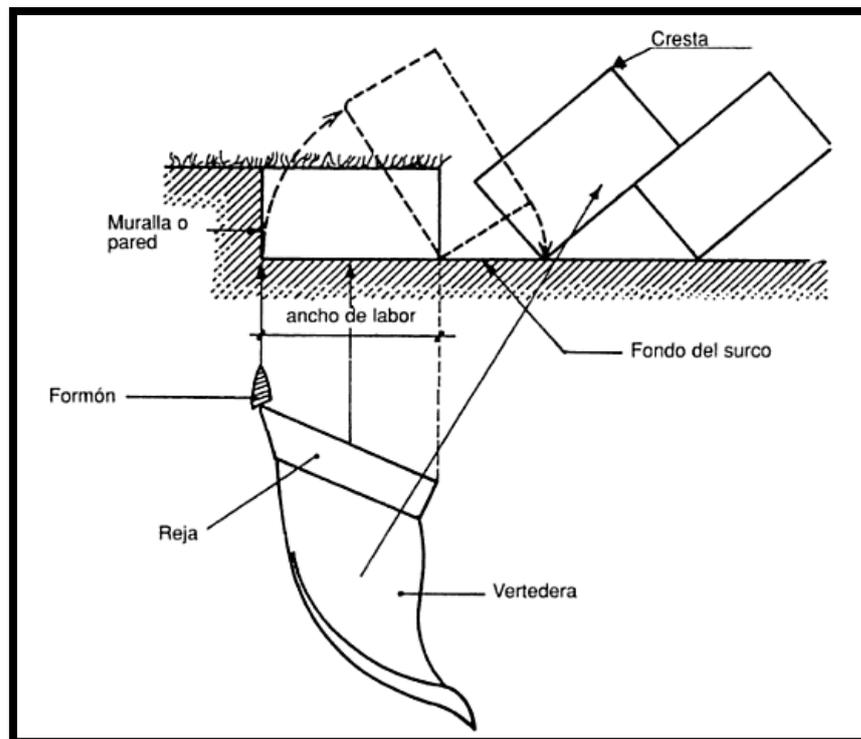


Figura 2.2: Esquema de labor clásica de vertedera.

a. Aspectos que se deben considerar para realizar un buen laboreo:

- a. Respetar el orden de los distintos horizontes del suelo; hay que mullir, no voltear, ni mezclar las capas.
- b. Trabajar la tierra en el momento adecuado.
- c. Procurar no incorporar en profundidad la materia orgánica fresca (da lugar a fermentaciones).
- d. Dar el menor número de pases posible con la maquinaria (evita la compactación del suelo).
- e. Nunca dejar el suelo desocupado para que las raíces no dejen de realizar su trabajo beneficioso en los suelos.

2.1.2 Fuerzas que se oponen a los aperos al realizar el laboreo

Como el laboreo es muy utilizado, el estudio del suelo y el de los principios de funcionamiento de las máquinas es necesario, teniendo en cuenta que, para escoger el apero a aplicar y poder obtener los resultados deseados, es necesario conocer las relaciones suelo-máquina.

En este sentido es conveniente saber que las fuerzas que se oponen al trabajo de los aperos en el suelo son **cohesión** o resistencia que ofrecen las partículas a su separación, la cual se debe a la atracción entre ellas, sabiendo que, a medida que las partículas se humedecen, el agua en forma de película tiende a separarlas, reduciendo su valor, y **adherencia** o resistencia que oponen las partículas a deslizar, la cual se da por fenómenos de tensión superficial, sabiendo que, hasta cierto nivel de humedad el suelo se adhiere más a los útiles de trabajo, aumentando su resistencia al laboreo, y que, si ésta crece por encima de ciertos valores, el suelo deja de ser un medio sólido.

La suma de las fuerza de cohesión y de adherencia es la resistencia que opone un suelo para su labranza y tiene que ser vencida por los aperos de laboreo.

Según el contenido de humedad del suelo se distinguen tres niveles de interés agronómico, **límite de retracción**, **límite de plasticidad** y **límite líquido**, los cuales marcan los cuatro estados más característicos del suelo, **duro, friable** o desmenuzable, **plástico** o conformable y **líquido**.

El conocimiento de los tres niveles de humedad, en un determinado tipo de suelo, es de gran interés, pues permite predecir su comportamiento al realizar en él los diferentes tipos de laboreo.

Los aperos pueden actuar volteando el terreno, mulléndolo, nivelándolo, separando sus agregados o compactándolo.

Todos los aperos tienen una velocidad de utilización en la que es máxima su capacidad de desmenuzamiento y otra a la que es mínima la fuerza de tracción necesaria.

2.1.3 Tipos de laboreo

“Las labores pueden clasificarse atendiendo los siguientes criterios:

- **Según su época de realización.** en labores de primavera, verano, otoño e invierno.
- **Según el apero utilizado.** En labores de azada, arado de vertedera, de discos, de grada, etc.
- **Según la finalidad de las labores.**

Labores sobre el terreno:

- **Labores preparatorias:**
 - **Principales:** roturaciones, desfondes, etc.
 - **Complementarias:** escarificaciones, gradeos, compactaciones, etc.
- **Labores de cultivo:** Gradeos, rulados, cultivadores, aporcados, etc.

Labores sobre el cultivo: Podas, injertos, etc.

➤ **Según la forma de actuar del apero:**

Labores realizadas con instrumentos cortantes:

- **Puramente cortantes:**

- Manuales: azadas y derivados.
- Mecánicas:
 - De corte vertical: grada de discos y escarificador.
 - De corte horizontal: Extirpador, cultivador, etc.

- **Cortantes y volteo:** Fresado y arados de disco

Labores realizadas con instrumentos volteadores:

- **Manuales:** Pala y derivados.
- **Mecánicas:** Arado de vertedera

Labores especiales: Rodillos, etc.

➤ **Según su aspecto superficial**

Labor llana. Sin diferencias entre surcos y crestas.

Labor con aristas vivas o crestas. Conservando las bandas de tierra su sección rectangular.

Labor angulosa. Similar a la anterior pero con el vértice meno vivo.

Labor redondeada o de alomado. Con bandas de superficie curvada.

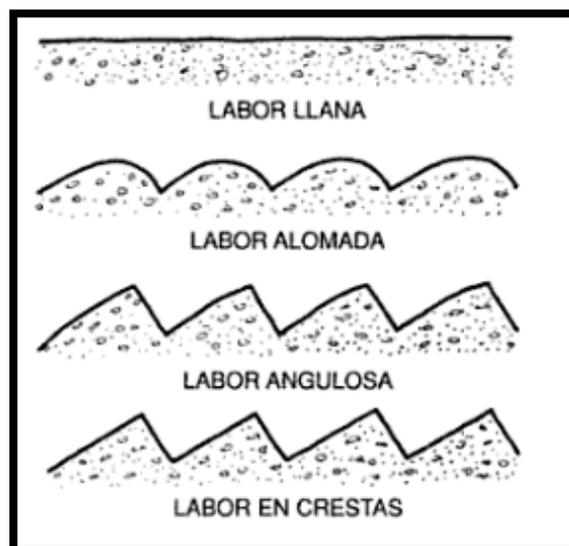


Figura 2.3: Clasificación del laboreo según su aspecto superficial.

➤ **Según su profundidad**

Labores ligeras o superficiales, de 10 a 12 cm.

Labores medias u ordinarias, de 15 a 25 cm.

Labores profundas de más de 25 cm. Las labores de desfonde se realizan a profundidades superiores a los 35 cm y se realizan exclusivamente para puestas en cultivo de suelos vírgenes o para plantaciones de especies leñosas.

Maíz dice que es más útil la caracterización de la profundidad de la labor por la anchura y profundidad de las bandas, dependiendo de la inclinación de estas bandas por la relación existente entre la anchura (l) y profundidad (p): l/p como se muestra en la tabla 2.1.”⁴

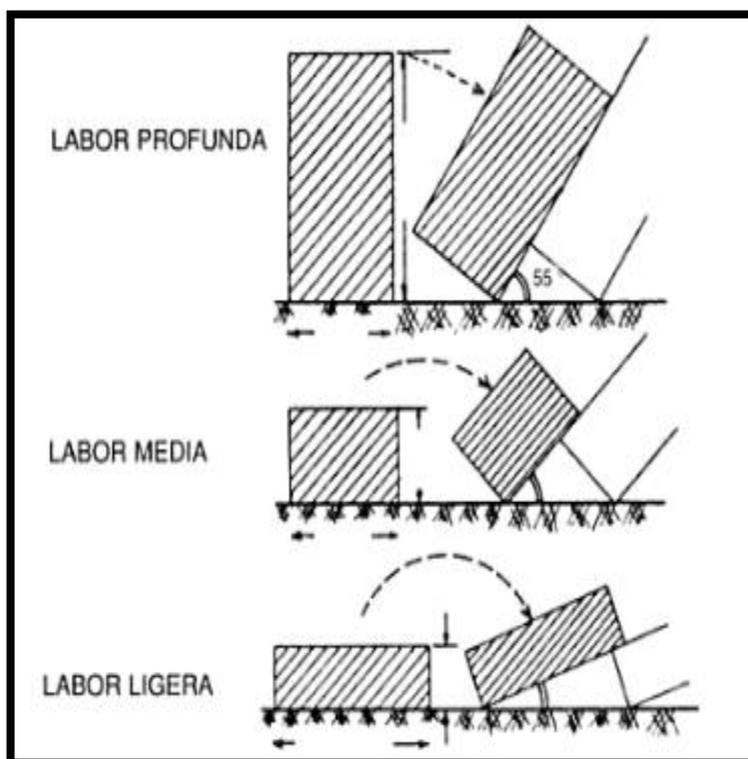


Figura 2.4: Profundidad de las labores.

⁴ Fernández-Cano L. “Ingeniería y mecanización vitícola”. Editorial Mundi-Prensa, España, 2000. Páginas 278-282.

Tabla 2.1. Profundidad de la labor en función de la anchura y profundidad de las bandas.

PROFUNDIDAD DEL LABOREO	l/p	Ángulo aproximado
Profunda	0,5	55°
Media	1,4	45°
Superficial	>3	20°

2.1.4 Coeficiente de labranza.

El coeficiente de labranza, también llamado resistencia específica, es la relación entre la fuerza necesaria para traccionar una herramienta y la sección laboreada por la misma y depende del estado del suelo como se indica en la tabla 2.2⁵

Tabla 2.2 Valores del coeficiente de labranza según Ringelman

Estado del suelo	Coeficiente de labranza (kgf/dm²)
Tierra muy suelta	< 30
Tierra suelta	30-40
Tierra mediana	40-60
Tierra tendiendo a compacta	60-80
Tierra compacta	80-100
Tierra muy compacta	>100

⁵ "Herramientas de laboreo" publicado por FAGRO S.A. Uruguay, 2002

2.1.5 Camas de cultivo.

Las camas de cultivo son una forma de laboreo del suelo que tienen una altura de veinte a veinticinco centímetros de alto, y una superficie para sembrar de entre setenta, y cien centímetros de ancho, lo cual permite tener una superficie mayor para la siembra a comparación con los surcos que se usan normalmente en la agricultura que van de dieciocho a treinta y seis centímetros. Las camas de cultivo tienen un canal de agua que va de los dieciocho a treinta centímetros cuya característica principal es que su conformación es compacta, lo cual no permite que el agua se filtre fácilmente hacia abajo, permitiendo la filtración del agua a la cama donde se encuentra el producto sembrado.

La orientación de la cama debe estar en función de la trayectoria que tiene el sol sobre el terreno, puesto que ésta debe ser trazada con una orientación norte-sur para garantizar que la energía solar sea aprovechada al máximo por las hortalizas, tubérculos o cualquier otro tipo de plantas que serán cultivadas.

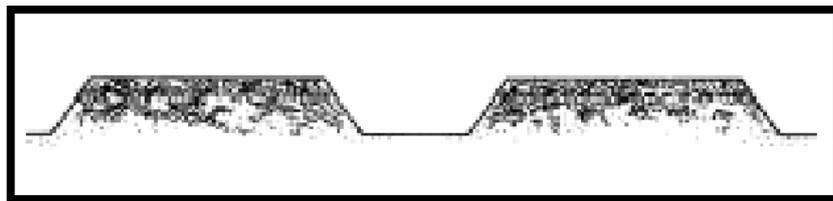


Figura 2.5: Vista transversal de las camas de cultivo.

Se recomienda que la cama tenga un ancho de ochenta a cien centímetros, y el largo depende del espacio de terreno con el que se cuente.

Las dimensiones permitirán la realización de diversas actividades para cada uno de los cultivos y se optimizará el tiempo, espacio y los recursos naturales y humanos que serán implementados.

La distancia entre plantas de las especies a ser cultivadas estará en función del espacio mínimo necesario que se requiere para el crecimiento y desarrollo de las raíces, así como también de la estructura aérea. Por lo general se recomienda que la profundidad de la semilla sea de dos a tres veces el tamaño de ésta. Con las anteriores actividades se aprovecha al máximo la semilla y el espacio de las camas de siembra, además de proporcionar a las plantas las condiciones necesarias para su desarrollo y por consiguiente obtener una buena cosecha. La siembra en la cama se realiza de la siguiente manera: Con una vara se abre una línea continua a lo ancho de la cama. Se colocan de dos a tres semillas en el caso de la siembra directa; para la siembra indirecta se coloca la plántula. En ambos casos se deja la distancia requerida para cada especie hortícola. Posteriormente se abre otra línea sobre la cama, dejando nuevamente la distancia que requerirá la especie a sembrar. Se puede sembrar más de una hortaliza en cada cama, la única recomendación es dejar la distancia adecuada a cada especie hortícola.

Al finalizar la siembra, se tapan las semillas o se le arrima tierra a las plántulas. Para extensiones pequeñas de terreno se pueden regar las camas utilizando una regadera de jardinería, y para extensiones grandes, con el sistema de riego que se tenga, se recomienda para terrenos inclinados regar la primera cama de la parte más alta para que el agua se filtre por la cama hacia las demás, y si es un terreno plano, se recomienda inundarlo. Las camas serán regadas cada tercer día, por la mañana o por la tarde. La cantidad de agua a utilizar será únicamente la necesaria para humedecer la tierra evitando que se formen pequeños terrones. El deshierbe es el proceso manual mediante el cual se retiran las hierbas presentes en la cama, (aunque con este método de siembra, las malezas solo se desarrollan en los bordes y en muy poca cantidad como se muestra en la figura 2.6), para evitar la competencia de éstas con las especies hortícolas y dejar el espacio requerido para su buen crecimiento y desarrollo.



Figura 2.6: Lugar y cantidad de maleza en las camas de cultivo en tres semanas después del laboreo de la cama.

En los espacios que quedan entre las plantas, se aplica material orgánico (composta) a la mitad de cada ciclo de siembra. Al cumplirse el tiempo de cada una de las especies, la cosecha se puede realizar en dos formas: cortando sólo las hojas, o bien, cosechando toda la planta.

Con la siembra mediante camas de cultivo se pretende contribuir al control de malezas, plagas y enfermedades; conservar la fertilidad de los suelos; mantener un flujo continuo de producción; y satisfacer las necesidades energéticas, de proteínas, vitaminas y minerales requeridos por las familias ya que este sistema de laboreo no es invasivo para el suelo.

a. Ventajas del uso de camas de cultivo

- Optimización del espacio para la siembra:

Las camas de cultivo nos brindan un espacio considerable para sembrar, ya que el canal por donde pasa el agua es pequeño, esto lo demostraremos comparando el laboreo tradicional, con el laboreo de camas de cultivo, en un

terreno de diez metros de largo por diez metros de ancho como se muestran en las figuras 2.7 y 2.8.

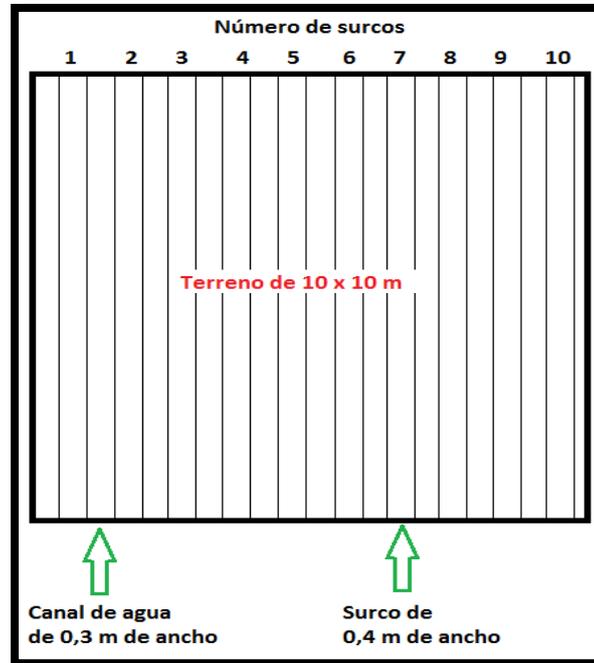


Figura 2.7: Número de surcos con el laboreo tradicional.

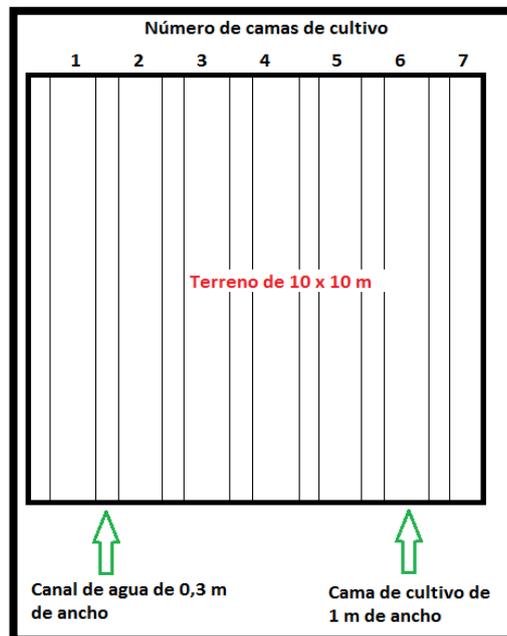


Figura 2.8: Número de camas con el laboreo para camas de cultivo.

En la figura 2.7 observamos que el ancho del surco es de 0,4 metros, por lo tanto la superficie para sembrar por cada surco de 10 metros de largo será, de 4 metros cuadrados y por ende en un área de terreno de cien metros cuadrados en los que existen 10 surcos, será de 400 metros cuadrados de superficie para sembrar.

En la figura 2.8 observamos que el ancho de la cama de cultivo es de 1 metro, por lo tanto la superficie para sembrar por cada cama de 10 metros de largo será de 10 metros cuadrados y por ende en un área de terreno de cien metros cuadrados en los que existen 7 surcos será de 70 metros cuadrados de superficie para sembrar.

Por lo tanto concluimos que utilizando camas de cultivo tenemos 30 metros cuadrados más que con las del laboreo tradicional por cada 100 metros cuadrados de terreno.

- **Ahorro de agua:**

Las camas de cultivo poseen un canal de agua cuya conformación es muy compacta, por lo que la filtración de agua hacia abajo es poca, lo cual nos permite que el agua se filtre hacia la cama cuya conformación es blanda y en donde se encuentra nuestro cultivo tal como se indica en la figura 2.9.



Figura 2.9: Optimización del uso del agua utilizando camas de cultivo mediante filtración.

- **Facilita el riego por goteo:**

Al tener una superficie grande para la siembra, se facilita el riego por goteo ya que se disminuyen el número de tuberías, por que a mayor ancho del surco menor número de ellos.

En terrenos áridos y secos donde usualmente se utiliza la técnica de riego por goteo cubriendo los surcos o camas con plástico, es más fácil y rápido cubrir de plástico las superficies grandes de las camas que de los surcos labreados de manera tradicional.

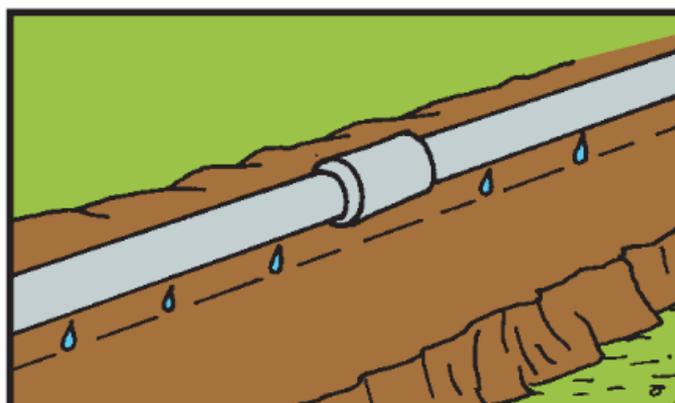


Figura 2.10: Riego por goteo en camas de cultivo.

- **Facilitan la implementación de guías para plantas de hábito trepador:**

Las plantas de hábito trepador como el pepino, zambo, taxo, etc., producen flores cuyos tallos crecen en longitudes de hasta cuatro metros. Al no existir un elemento que guíe estos tallos en forma vertical, la planta comienza a asfixiarse y ya no produce más fruto, por lo que en las camas de cultivo se puede evitar esto colocando dispositivos guía como se muestra en la figura 2.11 de forma más fácil que con el laboreo en forma tradicional.

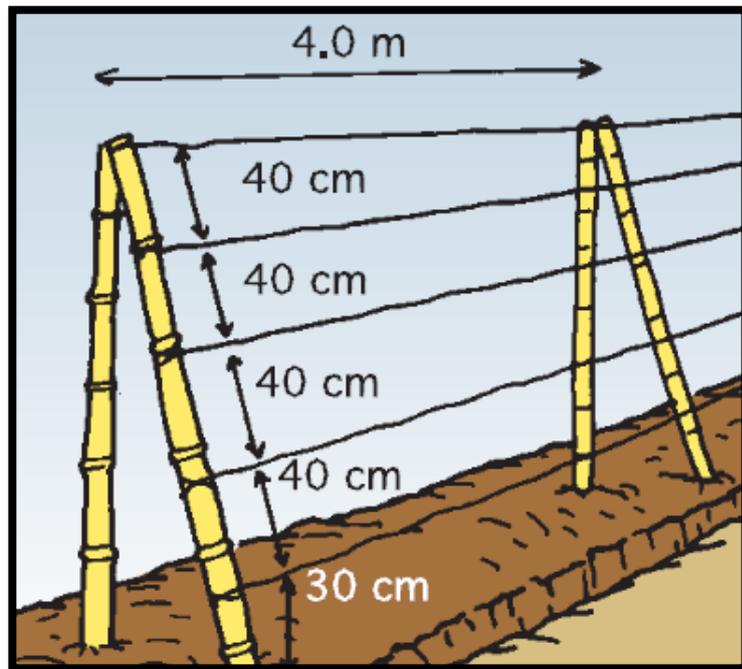


Figura 2.11: Guías instaladas en camas de cultivo para plantas de hábito trepador.

- **Manejo de la maleza.**

El canal de agua compacto que tienen las camas de cultivo evita que la maleza crezca en el, ya que siempre vamos a encontrar maleza en todos los sistemas de cultivo, esta maleza crece solo en los bordes de la cama como se muestra en la figura 2.6, facilitando su extracción manual.

2.2 TIPOS DE SUELO.

El suelo es una compleja mezcla de material rocoso fresco y erosionado, de minerales disueltos y redepositados, y de restos de cosas en otro tiempo vivas.

Estos componentes son mezclados por la construcción de madrigueras de los animales, la presión de las raíces de las plantas y el movimiento del agua subterránea.

El tipo de suelo, su composición química y la naturaleza de su origen orgánico son importantes para la agricultura y, por lo tanto, para nuestras vidas.

Existen muchos tipos de suelos, dependiendo de la textura que posean. Se define textura como el porcentaje de arena, limo y arcilla que contiene el suelo y ésta determina el tipo de suelo que será como se muestra a continuación:

- **Suelo arenoso.-** Es ligero y filtra el agua rápidamente. Tiene baja materia orgánica por lo que no es muy fértil.



Figura 2.12: Suelo arenoso.

- **Suelo arcilloso.-** Es un terreno pesado que no filtra casi el agua. Es pegajoso, plástico en estado húmedo y posee muchos nutrientes y materia orgánica.



Figura 2.13: Suelo arcilloso.

- **Suelo limoso.-** Es estéril, pedregoso y filtra el agua con rapidez. La materia orgánica que contiene se descompone muy rápido.



Figura 2.14: Suelo limoso.

La combinatoria de estos tres elementos da como resultado 14 tipos de suelos distintos que van, por ejemplo desde el arcillo limoso, arcillo arenoso, areno limoso, franco arcilloso, al areno limoso.

2.3 RESISTENCIA DE LOS DIFERENTES TIPOS DE SUELO

2.3.1 Profundidad

La profundidad de la labor es uno de los aspectos más controvertidos a la hora de realizar dicho ajuste. La mayor parte de los usuarios en nuestro país la sitúan en los 30 cm, sin embargo, esto no significa que sea la más idónea. Al trabajar a una profundidad superior a la óptima no solamente

aumenta el consumo de energía sino que se corre el riesgo de generar terrones de gran tamaño que resultan difíciles de romper en las labores de preparación del lecho de siembra.

La regulación consiste en variar la altura del arado con relación al punto de apoyo delantero del mismo. Según las posibilidades del apero puede efectuarse de las siguientes maneras:

- Por medio de un elevador o palanca de elevación, variando la altura de la rueda limitadora de profundidad que se apoya en la zona no trabajada.
- Mediante el accionamiento del sistema hidráulico del tractor, subiendo o bajando los brazos, o actuando sobre los controles de carga y de posición.

2.3.2 Energía consumida al labrar

La energía consumida al labrar depende fundamentalmente de la resistencia específica del terreno μ que es igual a la fuerza necesaria para tirar del arado F dividida por la sección de la labor S :

$$F = \mu . S \qquad \text{EC. 2.1}$$

En un arado de vertedera la sección de trabajo es igual a:

$$S = n . a . p \qquad \text{EC. 2.2}$$

Siendo n el número de cuerpos del arado, a la anchura de cada cuerpo y p la profundidad de trabajo.

La resistencia específica depende del tipo de suelo y también de la velocidad de trabajo.

Según ASAE los valores medios de la resistencia específica para distintos suelos son:

Tabla 2.3. Resistencia de los diferentes tipos de suelo.

Tipo de Suelo	$\mu \left(\frac{N}{cm^2} \right)$
Arcilloso – limoso	$7 + 0,049 \times v^2$
Franco – arcilloso	$6 + 0,053 \times v^2$
Franco – arcilloso – limoso	$4,8 + 0,024 \times v^2$
Franco	$3 + 0,020 \times v^2$
Limo – arenoso	$3 + 0,032 \times v^2$
Franco – arenoso	$2,8 + 0,013 \times v^2$
Arenoso	$2 + 0,013 \times v^2$

Viniendo la velocidad v expresada en km/h.

2.3.3 Resistencia de los suelos al esfuerzo cortante

Para entender las formulas de la resistencia al esfuerzo cortante debemos entender que el concepto de cohesión.

- a. Cohesión.-** es la unión de las partículas entre sí en los distintos estados de consistencia del suelo, es decir lo que permite que el suelo antes, durante o después de ser arado se mantenga compacto.

a.1 Variación de la cohesión con la humedad.

Atterberg y sus colaboradores fueron los primeros en estudiar los cambios en las propiedades cohesivas de los suelos como función de la humedad. La técnica consiste en hacer ladrillos con el suelo, desecándolos a varios contenidos de humedad diferentes y determinando la fuerza necesaria para hacer penetrar una cuña de metal en la masa.

La cohesión aumenta con el descenso en el contenido de humedad; esto se debe al decrecimiento con el espesor del film de agua. La arcilla tiene una cohesión mucho mayor que el

franco arenoso fino, como resultado de mayor cantidad de «films» y mayor superficie de contacto.

Tabla 2.4. Relación de cohesión con el contenido de humedad en el suelo.

SUELO	CONTENDO DE HUMEDAD	COHESION gr x pulgada
Arcilloso	10.90	17.25
	12.90	15.00
Arcilloso con 1/3 de arena	12.73	26.40
	13.10	22.50
Arena Fina Pura	13.55	56.00
	17.50	49.00

La resistencia del suelo a la cortadura es la resistencia interna máxima del suelo al movimiento de sus partículas (ó sea la resistencia al deslizamiento del suelo sobre el suelo).

La resistencia a la cortadura «S» de un suelo es expresada en términos de cohesión «C» y de fricción por la ecuación de «Coulomb»

$$S = C + \tan \emptyset . p \qquad \text{EC. 2.3}$$

Donde «S» es la resistencia a la cortadura, «C» es la cohesión, «p» la presión efectiva normal al plano de corte, tan a es el coeficiente de fricción y \emptyset es el ángulo de fricción (S, C y p tienen dimensiones de fuerza por unidad de área).

2.4 CULTIVOS

Las plantas cultivadas pueden ser de ciclo vegetativo anual o permanente, según su duración en el terreno.

- **Cultivos anuales.** Integran este grupo la mayor parte de los cultivos herbáceos explotados. Comprende: los de cereales y leguminosas (tanto para su aprovechamiento en grano como en verde), parte de los forrajeros, los que proporcionan tubérculos y raíces y la mayor parte de los hortícolas.



Figura 2.15: Cultivo Herbáceo anual (TRIGO).

- **Cultivos permanentes.** Principalmente pertenecen a este grupo los cultivos leñosos, tanto frutales como los aprovechados por su madera, resina, etc. Entre los cultivos herbáceos, las praderas naturales que incluyen leguminosas y gramíneas, son también permanentes, aunque su duración en el terreno sea menor que la de los leñosos. También hay cultivos hortícolas que permanecen varios años en el terreno con buena producción, como son la fresa, el espárrago, la alcachofa, etc.



Figura 2.16: Cultivo leñoso permanente.

2.4.1 Labores de un año agrícola típico.

Las labores básicas de una explotación agrícola son:

- **Preparatorias del suelo.** Tienen por objeto enterrar los restos vegetales y remover el terreno apelmazado por las cosechas anteriores, facilitando la penetración de las raíces de los cultivos a implantar, así como su aireación y almacenamiento de agua. Comprenden labores profundas de desfonde o subsolado y superficiales de arado.
- **Preparatorias para la siembra.** Con ellas se consigue un desmenuzamiento del terreno para facilitar la labor de la siembra. Las máquinas más apropiadas son: fresadora, grada, rodillos y rastros, o rastrillos, así como desterronadoras-pulverizadoras.
- **Siembra.** Existen muy diferentes formas de realizar esta operación, según la semilla y otros factores, abarcando desde los procedimientos de siembra a mano o a voleo hasta la utilización de sembradoras de precisión.
- **Abonado.** La fertilización comienza con un estercolado, normalmente en el cultivo que encabeza la rotación de los mismos. La fertilización mineral se hace en la siembra, mediante un abonado de fondo, con el que se aportan principalmente ácido

fosfórico y potasa, elementos que por su pequeña movilidad pueden permanecer en el suelo sin peligro de pérdidas considerables. No ocurre igual con el abonado nitrogenado (en forma nítrica) que ha de suministrarse en los periodos críticos en que la planta lo necesite, pues de otro modo, y debido a su gran movilidad en el suelo, existiría el riesgo de su pérdida, sobre todo en los regadíos.

- **Tratamientos contra plagas.** Paralelamente al desarrollo de la planta cultivada y en competencia con ella, van apareciendo una serie de plagas: plantas, animales o enfermedades, que reducen el rendimiento del cultivo. Para combatirlas se aplican herbicidas, insecticidas, fungicidas y demás productos fitosanitarios. Estos cuidados dependen del cultivo y de la zona donde se localice la explotación. La intervención se hace en el momento más vulnerable para la plaga, y más resistente para el cultivo. La mecanización de estas operaciones es cada vez más necesaria para una mayor eficacia y rendimiento, tanto del cultivo como de la mano de obra.
- **Labores de cultivo.** La planta necesita durante su vida una serie de ayudas encaminadas a favorecer su desarrollo. Esto se logra conservando la humedad del suelo, facilitando la aireación y alimentación de las raíces, limpiando el suelo de malas hierbas y activando la vida microbiana. Todo ello exige la práctica de las labores de cultivador, aclareador y entresacadora, principalmente. En los cultivo de regadío hay que añadir la necesidad de aporte de agua, adaptada a las exigencias de la planta, mediante el riego.
- **Labores de recolección.** Constituyen la fase final del cultivo y están encaminadas a recoger y seleccionar los productos agrícolas para su posterior uso. El proceso de recolección varía según la clase de cultivo, y la finalidad posterior del producto recolectado. Las labores de recolección incluyen los trabajos de siega, ya sea en

verde para forraje, o en seco, para recogida del producto en gavillas, haces, o en hileras; trilla posterior para algunos cultivos, transporte y selección del grano, o almacenaje, según los casos. Otras veces la recolección abarca labores de arrancado y selección, como ocurre en las plantas cultivadas por sus raíces o tubérculos.

2.4.2 Cultivos hortícolas.

Son cultivos de plantas herbáceas explotadas en régimen intensivo, cuyos productos son aprovechados ya en estado natural, ya después de una transformación. Se caracterizan por su rápida vegetación y por requerir condiciones de suelo especiales y cuidados muy intensos, que se exponen a continuación.

- **Suelo.** En la elección del terreno para huerta se ha de procurar que sea ligeramente arcilloso, permeable y, naturalmente, con posibilidad de riego.
- **Abonado.** Como consecuencia de la rápida sucesión de varios cultivos al año sobre el mismo terreno, se requieren unas cantidades considerables de elementos fertilizantes, estimadas de dos a cuatro veces las indispensables en un cultivo normal. Aunque las necesidades de los cultivos de huerta son diferentes de una especie a otra, se puede decir que de los tres elementos fertilizantes básicos (nitrógeno, ácido fosfórico y potasa), los de mayor demanda son el nitrógeno y la potasa. El abonado orgánico en la huerta es fundamental, pero no ha de aportarse de una forma masiva, pues además de no poseer los elementos fertilizantes en las proporciones requeridas por estos cultivos, resulta caro. Es más eficaz y menos gravoso aportar menos estiércol y mantener el grado de fertilidad con abonos minerales. En el abonado nitrogenado pueden utilizarse todos los abonos minerales, pues la preferencia por una forma de nitrógeno se atenúa cuando aumentan las dosis. Las reservas, o abonado de fondo, de ácido fosfórico se pueden

hacer con fosfatos naturales y con escorias Thomas. Con abonos más solubles, como superfosfatos y fosfatos, se atenderá sólo en los momentos precisos. Respecto al abonado potásico, los productos más recomendables son el sulfato y nitrato de potasio.

La época de empleo de los abonos varía considerablemente. En los cultivos de siembra anual, el abonado de fondo, potásico y fosfórico, se hará algunos días antes de la siembra o trasplante, enterrando el conjunto por medio de una labor superficial. Análogamente se hará con el abonado nitrogenado si es en forma de sulfato amónico. El nitrato, por el contrario, se esparcirá sin enterrarlo al iniciar la floración en las plantas de frutos o tubérculos y cuando las plantas estén desarrollándose.

- **Siembra.** La siembra puede hacerse en el terreno de asiento o en semillero, para, de éste trasplantar al terreno definitivo. El semillero será de tierra fina, ligera y bien abonado. La semilla, una vez en el terreno, se cubrirá y regará moderadamente con el fin de mantenerla fresca. La siembra en el terreno de asiento ha de hacerse cuidando que la semilla tenga aire, calor y humedad. La semilla se cubrirá con un volumen de tierra tres o cuatro veces superior al de aquélla.
- **Riego.** La cantidad de agua necesaria depende de cada especie y de su estado de desarrollo vegetativo. Son preferidas las aguas aireadas y soleadas a las frías de los pozos. El riego no se hará a las horas de sol si éste es intenso.
- Otros cuidados en los cultivos son principalmente los de tratamientos contra parásitos o enfermedades, y las labores de quitar las malas hierbas.



Figura 2.17: Cultivo Hortícola (TOMATE).

2.4.3 Cultivos de regadío extensivo.

Nos vamos a referir a los cultivos típicos de regadío, excluyendo todos los de secano, que con regadío aumentarían notablemente su rendimiento.

- **Cultivos de Cereales.** El maíz y el arroz son los más típicos.
 - El maíz con la incorporación de variedades híbridas se obtienen buenos rendimientos, pero con grandes exigencias de fertilizantes. Como todos los cereales, tiene sus necesidades alimenticias máximas en el momento de la floración y de la formación del grano, siendo, sobre todo, de potasa y nitrógeno. La aplicación de estos fertilizantes se hará con un abonado de fondo, compuesto de potasa y ácido fosfórico, antes de la siembra, fraccionando el abonado nitrogenado con los riegos según las exigencias de la planta. El maíz es planta que requiere atenciones especiales, encaminadas a extirpar las malas hierbas y consistentes en sucesivas escardas mecánicas o químicas. El riego es fundamental en este cultivo ya sea para la obtención de grano o de forraje.



Figura 2.18: Cultivo de maíz.

- Arroz. Planta exigente en calor, humedad y luz. Es sensible a un buen abonado orgánico efectuado en otoño. El abono nitrogenado es el que determina su ahijado y, por tanto, el nivel de rendimiento. De este tipo de abonos, los amoniacales son los mejor retenidos por el suelo y los más recomendables. Siguen en importancia el abono fosfórico que deberá suministrarse en forma soluble, como superfosfatos, para facilitar el enraizamiento de las plantitas. Menos importancia tiene el abono potásico.

El arroz se siembra en semillero y se trasplanta luego al terreno definitivo. Es poco exigente en terreno, con preferencia por los fuertes y poco permeables. Después del trasplante todos los cuidados se reducen a vigilar que nunca falte agua al campo y destruir las malas hierbas. También se aconseja renovar con frecuencia el agua para evitar plagas.



Figura 2.19: Cultivo de arroz.

- **Cultivos de plantas forrajeras.** Constituyen las praderas artificiales temporales y están representadas principalmente por la alfalfa y el trébol. Las nudosidades de las raíces de estas leguminosas les aseguran su nutrición nitrogenada a partir del nitrógeno del aire. Son muy ávidas de ácido fosfórico, potasa y cal. La alfalfa extrae, además, cantidades importantes de azufre y magnesio, por lo cual interesa alternar las aportaciones de superfosfato, rico en azufre, y de escorias, ricas en magnesio.

En la preparación del terreno para alfalfa interesa hacer una labor profunda de subsolado para facilitar la penetración de las raíces. Estas precauciones no son necesarias para el trébol. Los cuidados en estas forrajeras se reducen a hacer los aportes periódicos de agua y fertilizantes.



Figura 2.20: Cultivo de plantas forrajeras (ALFALFA).

➤ **Cultivos de raíces y tubérculos.** Comprenden plantas cuyo producto principal está formado por órganos subterráneos. Los representantes más típicos son la remolacha y la patata. Van en cabeza de las alternativas y requieren una buena aportación de estiércol que se entierra en otoño. Las exigencias de fertilizantes minerales son distintas en ambas, pues mientras la patata requiere ácido fosfórico para favorecer la formación del tubérculo, la remolacha es más exigente en potasa, sobre todo la remolacha azucarera, para lograr mayor riqueza de azúcar. El aporte de nitrógeno se hará fraccionado, según las necesidades de la planta. Este abonado en la patata no ha de ser fuerte, pues retrasaría la madurez.

Como los dos son cultivos de escarda, todos los cuidados, durante su periodo vegetativo, se encaminarán a hacer desaparecer las malas hierbas y al riego. Éste se aplicará periódicamente. La remolacha reacciona muy favorablemente con el riego por aspersión.



Figura 2.21: Cultivo de raíces y tubérculos (PATATAS).

- **Cultivos de plantas industriales.** Suministran primeras materias para su posterior elaboración industrial. Las más típicas de regadío son: algodónero, cáñamo, lino, remolacha azucarera, caña de azúcar, tabaco y soja. Nos vamos a referir concretamente al algodónero y al tabaco.
- Algodón. Se da en todos los climas en que no existen heladas desde febrero a diciembre; con preferencia en los cálidos o muy templados. Las labores de este cultivo comienzan con un buen esponjamiento del terreno antes de la siembra. Durante todo el periodo vegetativo se debe evitar el desarrollo de malas hierbas. Cuando la planta ha adquirido todo su desarrollo, conviene despuntar las ramas para nutrir mejor los frutos en formación. Para su recolección, como es planta que tiene varias floraciones, convendrá a veces hacer dos pases de recogida de las cápsulas en tiempos distintos. El algodón es exigente, sobre todo, en nitrógeno, en menor cantidad, en potasa y, menos aún, en ácido fosfórico. La distribución del nitrógeno se cuidará para evitar un desarrollo excesivo de forraje en la planta con perjuicio del fruto.
 - Tabaco. También requiere climas cálidos. Los cuidados se reducen a escardas, riegos y abonado. Cuando se inicia la floración convendrá a veces descabezar la planta, cortando su crecimiento, para conseguir un mayor vigor en las hojas. Para su abonado suele darse primeramente un estercolado y se completa la fertilización con abonos minerales. Se evitará el aporte de abonos con ion cloro, por ser perjudicial en la conservación y combustión del tabaco.



Figura 2.22: Cultivo de plantas industriales (ALGODÓN).

- **Cultivos de secano.** Están integrados, en su mayor parte, por cereales y leguminosas, principalmente para la obtención de grano.
 - Cereales. Los cuidados que exigen se reducen a las labores de preparación del terreno, siembra, escarda y recolección, con un pequeño aporte de elementos fertilizantes. Los cereales presentan características comunes en cuanto a su vegetación. El ahijado tiene importancia, pues de él depende la densidad de espigas y, por tanto, el rendimiento. En esta fase crítica la planta tiene grandes necesidades de nitrógeno, de tal forma que su rendimiento depende mucho del abonado nitrogenado que se suministre. La fase vegetativa más activa es la comprendida entre el espigado y la granazón, época en que la planta se nutre con las reservas del suelo. El agua aquí es factor limitativo.
 - Leguminosas. Tienen suma importancia en las zonas secas, debido a su rusticidad y poca exigencia en clima y terreno. Poseen la propiedad de fijar el nitrógeno atmosférico y emplearlo en su nutrición, por lo que deben reducirse considerablemente los abonos nitrogenados. Además de ácido fosfórico y potasio, estas plantas son exigentes en otros elementos, principalmente cal. Los cuidados que requieren son

reducidos y van encaminados a conservar la humedad y evitar el desarrollo de malas hierbas. Debido a la dehiscencia del fruto, la recolección debe hacerse sin estar la legumbre completamente seca, para evitar pérdidas de las semillas.



Figura 2.23: Cultivos de secano (GIRASOL).

- **Cultivos Alternativos.** También denominada rotación de cultivos, es la sucesión razonada de los cultivos sobre una misma parcela, para la obtención de un mayor rendimiento en menor tiempo y terreno. Aprovecha a la vez al máximo la fertilidad del terreno y sus circunstancias climatológicas. Para el establecimiento de una alternativa han de tenerse en cuenta algunas normas, como son la de alternar cultivos de cereales con leguminosas y otros de raíces y tubérculos. Se procurará alternar plantas con diferentes profundidades de raíces y con necesidades nutritivas distintas. La introducción en la alternativa de cultivos de escarda beneficia notablemente a los cultivos siguientes. Los aportes de estiércol se han de procurar hacer en cultivos de escarda o muy exigentes y nunca en los de cereales.

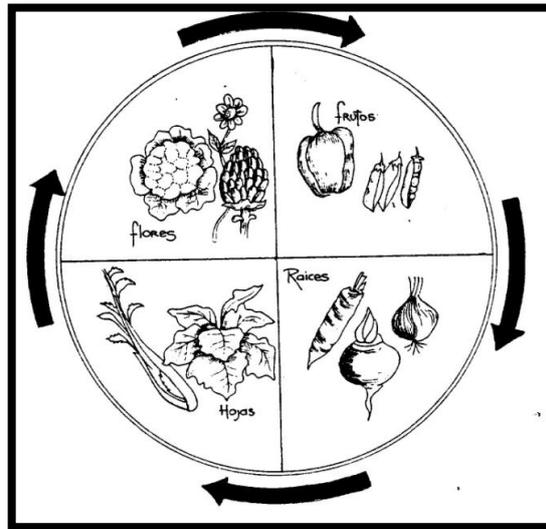


Figura 2.24: Ejemplo de rotación de Cultivos.

- **Cero labranza.** Esta técnica consiste en sembrar los cultivos en suelos directamente no preparados (arados), abriendo una ranura, surco o banda estrecha, solamente del ancho y profundidad suficientes para obtener una cobertura adecuada de la semilla. No se realiza ninguna otra preparación (rotura) del suelo. El laboreo es innecesario gracias al uso de herbicidas para controlar las malezas y los pastos indeseables, permitiendo que la energía química sustituya la mayor parte de la potencia del tractor. Además, para este efecto, se utiliza maquinaria no convencional, especialmente diseñada para la siembra sin rotura de suelo previa.



Figura 2.25: Cultivos de siembra directa o cero labranza.

- **Cultivo sin suelo.** Se entiende por cultivo sin suelo en el que la planta desarrolla su sistema radicular en un medio (sólido o líquido) confinado en un espacio limitado o aislado, fuera del suelo. Desde un punto de vista práctico, los cultivos sin suelo suelen clasificarse en cultivos hidropónicos (cultivo en agua más nutrientes o sobre materiales inertes) y cultivo en sustrato (cultivo sobre materiales químicamente activos, con capacidad de intercambio catiónico). En suma, los cultivos sin suelo pueden funcionar como sistemas abiertos, o como sistemas cerrados, con recirculación de las soluciones nutritivas.



Figura 2.26: Cultivo Hidropónico.

CAPITULO 3

SISTEMAS Y ELEMENTOS QUE CONFORMAN UN MOTOCULTOR

3.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

Un motor de combustión interna es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de una cámara de combustión. Su nombre se debe a que dicha combustión se produce dentro de la máquina en sí misma, a diferencia de, por ejemplo, la máquina de vapor.

En forma general para conocer el funcionamiento de un motor de combustión interna debemos entender los ciclos genéricos como se muestra en la figura 3.1.

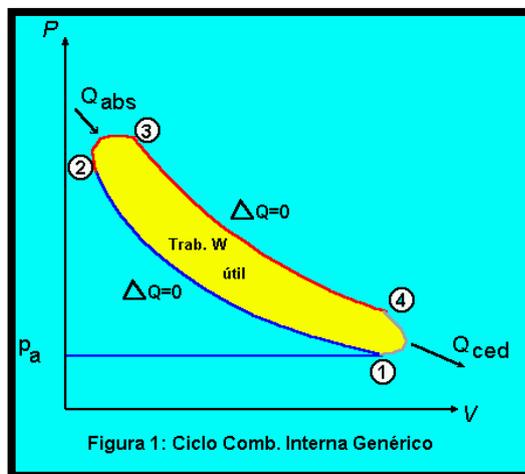


Figura 3.1: Ciclo Combustión Interna Combinado.

En la Figura 3.1 vemos un ciclo genérico de un motor de combustión interna. Este consta de las siguientes partes generales: Existe una presión mínima en el sistema equivalente a p_a . Desde 1 hasta 2 se realiza una compresión, en teoría adiabática sin roce. Entre 2 y 3 se realiza la combustión, con un aporte de calor Q_{abs} . Entre 3 y 4 se realiza la expansión de los gases calientes. Normalmente es en esta etapa donde se entrega la mayor parte del trabajo. Esta expansión es también,

en teoría, adiabática y sin roce. En 4 se botan los gases quemados a la atmósfera. El ciclo es realmente abierto, pero (para efectos de análisis) se supone que se cierra entre 4 y 1, volviéndose el estado inicial. Se introduce, por lo tanto, el concepto de Ciclo de aire equivalente. Esto significa que suponemos que el ciclo lo describe solo aire, al cual lo hacemos pasar por una sucesión de estados tal que se reproduce el ciclo real. Esto implica las siguientes suposiciones y simplificaciones:

- Las propiedades del aire se suponen constantes para todo el ciclo (no varían ni C_p ni C_v , aunque en el caso real sí lo hacen por variación de temperatura y porque en parte del ciclo se trabaja con gases quemados).
- Se supone un sistema cerrado. Es decir, el aire está cerrado dentro del sistema y se somete a las evoluciones equivalentes.
- Entre 2 y 3 se supone que se aporta calor externamente para lograr la evolución equivalente.
- En forma análoga, entre 4 y 1 se supone que se enfría el aire en forma equivalente.

3.1.1 Tipos de motores de combustión interna.

Los principales tipos de motores de combustión interna alternativos son los motores de explosión ciclo Otto y los motores Diesel.

➤ Motores de explosión ciclo Otto.

El **ciclo Otto** es el ciclo termodinámico que se aplica en los motores de combustión interna de encendido provocado (motores de gasolina). Se caracteriza porque en una primera aproximación teórica, todo el calor se aporta a volumen constante.

El ciclo consta de seis procesos, dos de los cuales no participan en el ciclo termodinámico del fluido operante pero son fundamentales para la renovación de la carga del mismo como se muestra en la figura 3.2:

- E-A: admisión a presión constante (renovación de la carga)

- A-B: compresión isentrópica.
- B-C: combustión, aporte de calor a volumen constante. La presión se eleva rápidamente antes de comenzar el tiempo útil.
- C-D: fuerza, expansión isentrópica o parte del ciclo que entrega trabajo.
- D-A: Escape, cesión del calor residual al ambiente a volumen constante.
- A-E: Escape, vaciado de la cámara a presión constante (renovación de la carga).

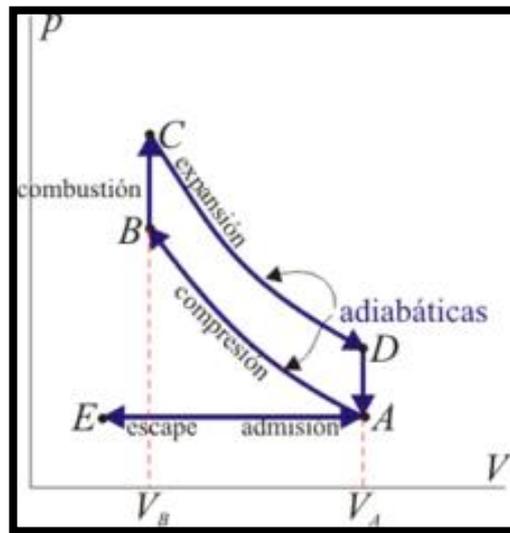


Figura 3.2: Esquema de un ciclo Otto de 4 tiempos en un diagrama PV.

Hay dos tipos de motores que se rigen por el ciclo de Otto, los motores de dos tiempos y los motores de cuatro tiempos. Este último, junto con el motor diesel, es el más utilizado en los automóviles ya que tiene un buen rendimiento y contamina mucho menos que el motor de dos tiempos.

- **Ciclo de cuatro tiempos.**

1. Admisión.- Durante la primera fase el pistón se desplaza hasta el PMI (punto muerto inferior) y la válvula de admisión permanece abierta, permitiendo que se aspire la

mezcla de combustible y aire hacia dentro del cilindro (esto no significa que entre de forma gaseosa) como se muestra en la figura 3.3.

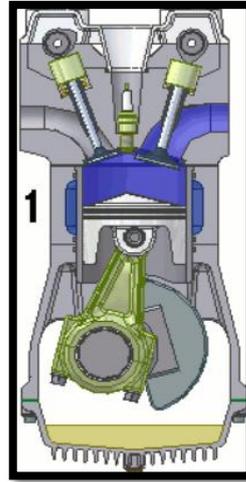


Figura 3.3: Admisión, primera fase de un motor de cuatro tiempos.

2. **Compresión.**- Durante la segunda fase las válvulas permanecen cerradas y el pistón se mueve hacia el PMS (punto muerto superior), comprimiendo la mezcla de aire y combustible. Cuando el pistón llega al final de esta fase, la bujía se activa y enciende la mezcla como se muestra en la figura 3.4.

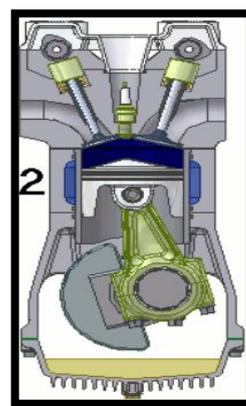


Figura 3.4: Compresión, segunda fase de un motor de cuatro tiempos.

3. Expansión.- Durante la tercera fase se produce la combustión de la mezcla, liberando energía que provoca la expansión de los gases y el movimiento del pistón hacia el PMI. Se produce la transformación de la energía química contenida en el combustible en energía mecánica transmitida al pistón. Él la trasmite a la biela, y la biela la trasmite al cigüeñal, de donde se toma para su utilización como se muestra en la figura 3.5.

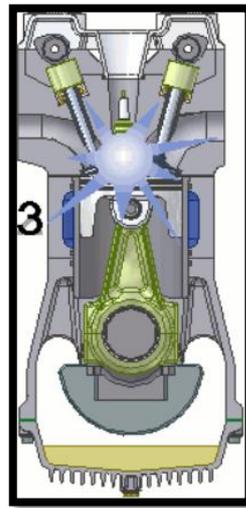


Figura 3.5: Expansión, tercera fase de un motor de cuatro tiempos.

4. Escape.- En la cuarta fase se abre la válvula de escape y el pistón se mueve hacia el PMS, expulsando los gases producidos durante la combustión y quedando preparado para empezar un nuevo ciclo (renovación de la carga) como se muestra en la figura 3.6.

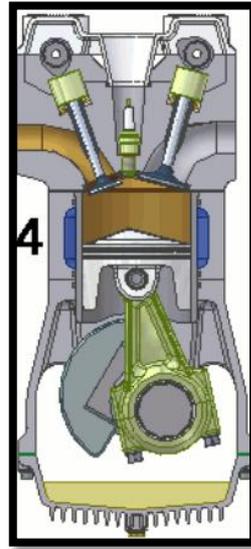


Figura 3.6: Escape, cuarta fase de un motor de cuatro tiempos.

Para mejorar el llenado del cilindro, también se utilizan sistemas de sobrealimentación, ya sea mediante empleo del turbocompresor o mediante compresores volumétricos o también llamados compresores de desplazamiento positivo.

- **Ciclo de dos tiempos.**

- 1. Admisión - Compresión.-** Cuando el pistón alcanza el PMI (Punto Muerto Inferior) empieza a desplazarse hasta el PMS (Punto Muerto Superior), creando una diferencia de presión que aspira la mezcla de aire y gasolina por la lumbrera de admisión hacia el cárter de precompresión. (Esto no significa que entre de forma Gaseosa). Cuando el pistón tapa la lumbrera, deja de entrar mezcla, y durante el resto del recorrido descendente el pistón la comprime en el cárter inferior, hasta que se descubre la lumbrera de transferencia que lo comunica con la cámara de compresión, con lo que la mezcla fresca precomprimida ayuda a expulsar los gases

quemados del escape (renovación de la carga), como se muestra en la figura 3.7.

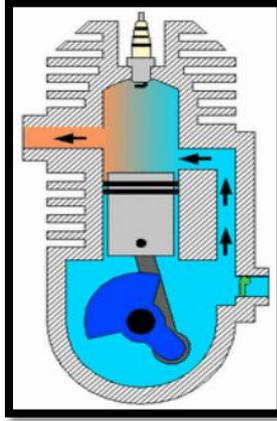


Figura 3.7: Admisión - Compresión, primera fase de un motor de dos tiempos.

- 2. Expansión - Escape de Gases.-** Una vez que el pistón ha alcanzado el PMS y la mezcla está comprimida, se la enciende por una chispa entre los dos electrodos de la bujía, liberando energía y alcanzando altas presiones y temperaturas en el cilindro. El pistón se desplaza hacia abajo, realizando trabajo hasta que se descubre la lumbrera de escape. Al estar a altas presiones, los gases quemados salen por ese orificio como se muestra en la figura 3.8.

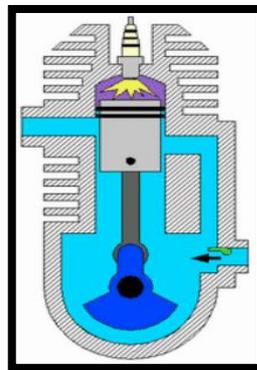


Figura 3.8: Expansión – Escape de gases, segunda fase de un motor de dos tiempos.

El rendimiento de este motor es inferior respecto al motor de 4 tiempos, ya que tiene un rendimiento volumétrico menor y el escape de gases es menos eficaz. También son más contaminantes. Por otro lado, suelen dar más par motor en a unidad de tiempo (potencia) para la misma cilindrada, ya que este hace una explosión en cada revolución, mientras el motor de 4 tiempos hace una explosión por cada 2 revoluciones, y cuenta con más partes móviles. En el pasado fueron sumamente populares por sus elevadas prestaciones en las motocicletas hasta una cierta cilindrada, ya que al aumentar ésta su consumo era excesivo.

Éste tipo de motores se utilizan mayoritariamente en motores de poca cilindrada (ciclomotores, desbrozadoras, cortasetos, motosierras, etc), ya que es más barato y sencillo de construir, y su emisión de contaminantes elevada es muy baja en valor absoluto.

➤ **Motores Diesel.**

Los motores diesel pueden tener uno o varios cilindros o cámaras de combustión y según su posición pueden estar dispuestos en línea o en uve (es decir cilindros dispuestos en forma de V con un ángulo entre una línea y otra de cilindros, pero todos con el mismo cigüeñal).

Cada uno de los cilindros, durante su funcionamiento, efectúa un ciclo completo de trabajo durante el cual se producen cuatro carreras que son: Admisión, compresión, combustión y escape.

- **Carrera de admisión** (figura 3.9).

Puede ser considerada el primer movimiento del ciclo que se efectúa de la siguiente forma:

1. Movimiento del pistón hacia abajo.
2. Válvula de admisión abierta.

3. El aire entra en el cilindro al mismo tiempo que el pistón se mueve hacia abajo.
4. La presión atmosférica fuerza al aire a entrar en el cilindro para ocupar el vacío que se produce en el mismo.
5. La válvula de admisión permanece abierta hasta pocos grados después del punto muerto inferior para aprovechar la inercia del aire entrando en el cilindro.

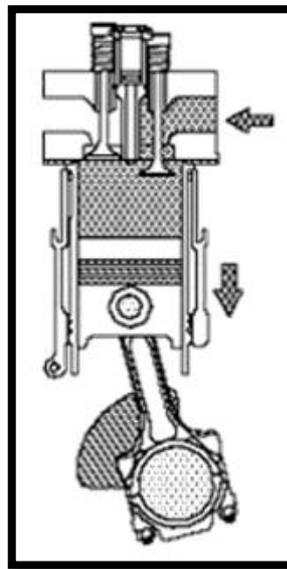


Figura 3.9: Carrera de admisión en un motor Diesel.

- **Carrera de compresión (figura 3.10).**
 1. Movimiento del pistón hacia arriba.
 2. Ambas válvulas cerradas.
 3. Disminuye el volumen del aire en el cilindro, aumenta la presión y se incrementa la temperatura debido a la compresión.

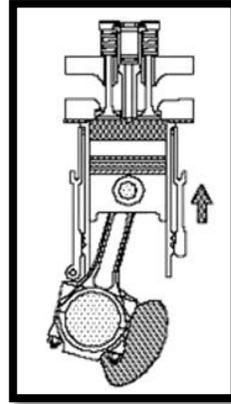


Figura 3.10: Carrera de compresión en un motor Diesel.

- **Carrera de combustión (Figura 3.11).**

1. El combustible es inyectado en ese reducido volumen en el que se encuentra el aire a alta presión y temperatura, justo un momento antes del punto muerto superior.
2. El combustible comienza a quemarse debido al calor producido por la compresión.
3. Los gases comprimidos se expansionan rápidamente debido a la explosión o combustión instantánea.
4. El pistón es forzado hacia abajo por la expansión de los gases, proporcionando potencia al cigüeñal.

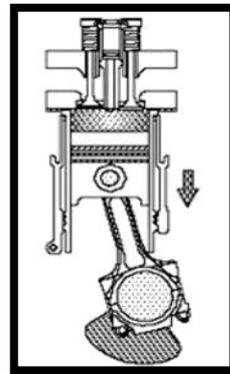


Figura 3.11: Carrera de combustión en un motor Diesel.

- **Carrera de escape (Figura 3.12).**

1. El pistón se mueve hacia arriba.
2. La válvula de escape se abre un poco antes de que el pistón llegue al punto muerto inferior de la carrera de combustión.
3. El movimiento del pistón hacia arriba fuerza a los gases quemados al exterior de la válvula de escape.
4. Generalmente la válvula de escape estará cerrada ligeramente antes del punto muerto superior.

Algunos motores, tienen válvulas solapadas o en cruce. La válvula de admisión abre antes del punto muerto superior y la válvula de escape cierra después del punto muerto superior.

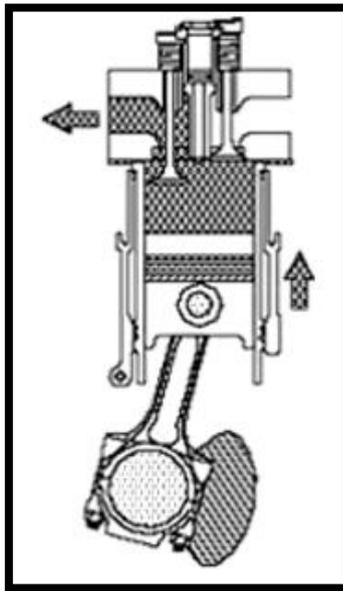


Figura 3.12: Carrera de escape en un motor Diesel.

3.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

El sistema de transmisión de potencia, es el conjunto de elementos que transportan la energía generada por el motor hasta las ruedas y los dispositivos específicos para accionar otras máquinas agrícolas (toma de fuerza, polea, etc.). La transmisión está a su vez compuesta de:

- **Embrague.** Es el dispositivo por el que se puede transmitir o interrumpir el movimiento de giro del motor al resto de la transmisión (caja de cambios, diferencial.)
- **Caja de cambios.** Es el conjunto de ejes y engranajes mediante los cuales se consigue adecuar la velocidad de avance y el esfuerzo de tracción del tractor a las necesidades de cada máquina, apero, o situación.
- **Diferencial.** Es el conjunto de engranajes que permiten que las dos ruedas motrices del tractor tengan diferentes velocidades de giro para que éste pueda tomar las curvas con facilidad.
- **Reducción final.** Es el mecanismo encargado de reducir, después de la caja de cambios, la velocidad de giro de las ruedas y aumentar el esfuerzo de tracción.
- **Palieres.** Son los ejes encargados de transmitir el movimiento desde el diferencial hasta las ruedas, pasando por la reducción final. Cada palier está dividido en dos semi-palieres.
- **Ruedas.** Son los elementos que, apoyándose en el suelo, soportan el peso del tractor y le permiten desplazarse sobre el mismo.
- **Toma de fuerza.** Es el eje o reducción de engranajes que, accionado por el motor, se encarga de dar movimiento a determinado tipo de máquinas acopladas al motocultor.

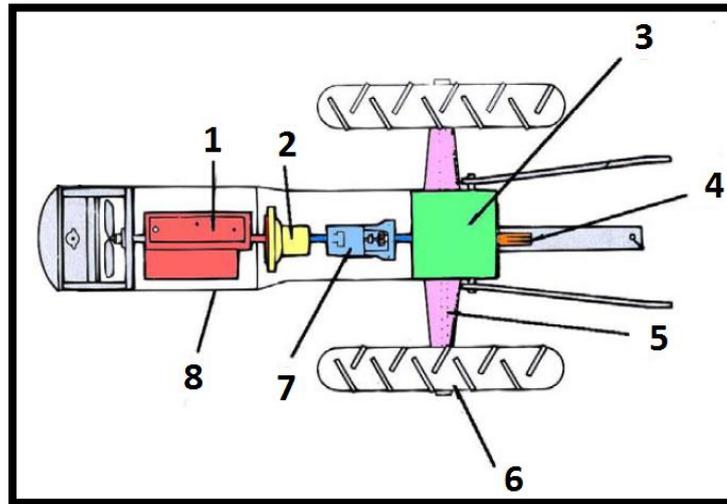


Figura 3.13: Componentes de un sistema de transmisión de potencia.

En la figura 3.13 encontramos los siguientes elementos:

1. Motor.
2. Embrague.
3. Diferencial.
4. Toma de fuerza.
5. Palier y reducción final.
6. Ruedas motrices.
7. Caja de cambios y grupo reductor.
8. Bastidor.

3.2.1 Sistema de transmisión de movimiento.

A continuación se va a ver cómo se transmite el movimiento desde el eje del cigüeñal hasta las ruedas o la toma de fuerza (figura 3.14).

El movimiento de rotación producido por el motor pasa a través del volante de inercia al embrague, de aquí a la caja de cambios, de ésta al diferencial, y por último, de éste, a través de los semipalieres y de la reducción final, a las ruedas motrices.

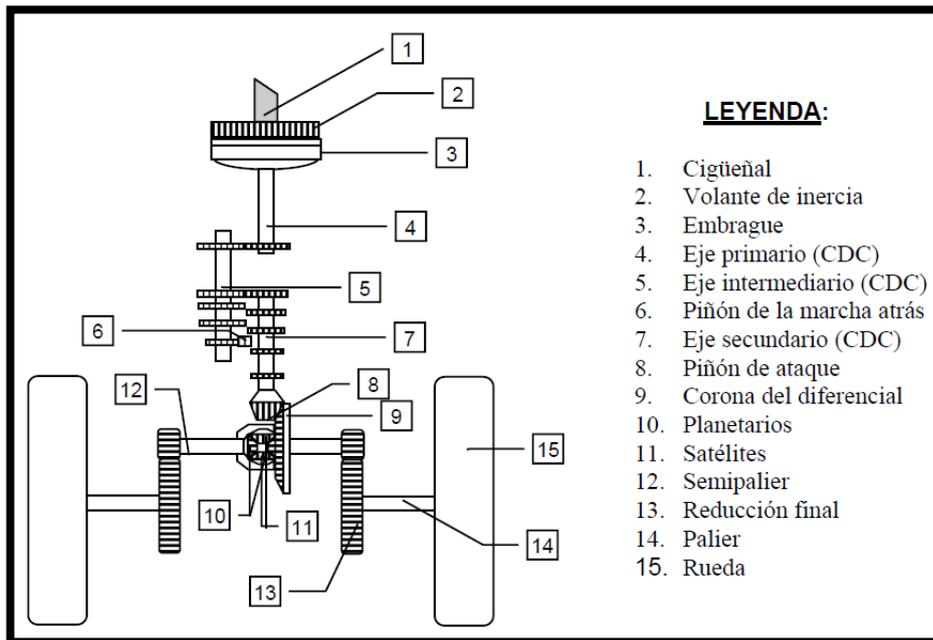


Figura 3.14: Transmisión del Motocultor.

3.2.2 Elementos y funcionamiento del diferencial.

El diferencial va colocado detrás de la caja de cambio, y consta de los siguientes elementos (figura 3.15):

- Un piñón de ataque cónico colocado al final del eje secundario de la caja de cambios y que engrana sobre la corona.
- Una gran corona cónica que está unida a la caja de satélites.
- Dos piñones cónicos, llamados planetarios, situados en el interior de la caja de satélites, engranados con los satélites, y unidos a los semipalieres que transmiten el movimiento a la reducción final.
- Dos o cuatro piñones cónicos, llamados satélites, engranados con los planetarios, situados en el interior de la caja de satélites, con sus ejes de giro unidos a la caja.

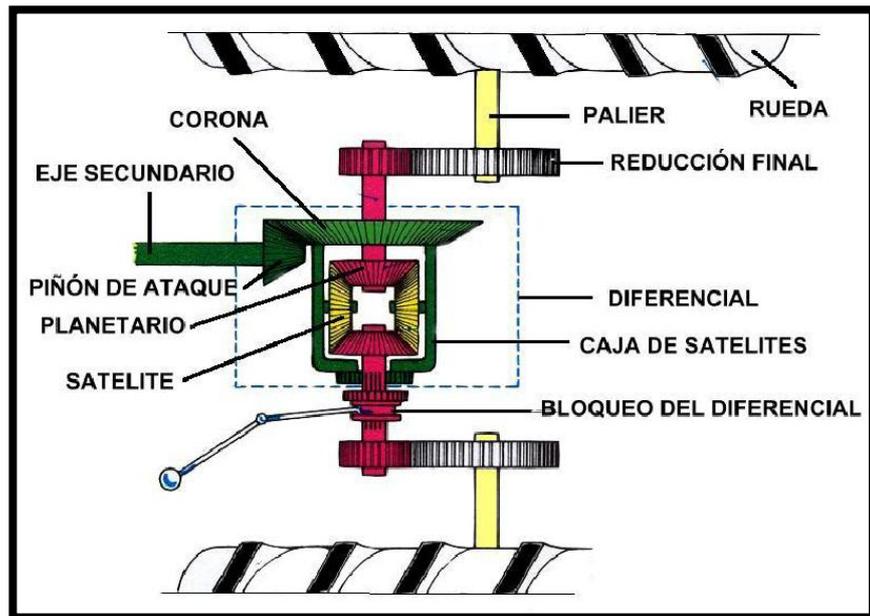


Figura 3.15: Diferencial, Reducción final y Ruedas.

3.3 SISTEMAS DE TRACCIÓN

Una vez que el motor ha generado la potencia y que la transmisión la ha reconvertido, sigue la etapa en la que se transmite hacia las ruedas.

De a que ruedas, a cuántas de ellas y como reciban la potencia, se define el Tipo de Tracción, y de ello depende la adherencia al terreno que posea un vehículo.

- En el Sistema de Tracción Delantera (o FWD) es el eje delantero el que recibe la potencia del motor; y sus principales ventajas son que brinda una conducción más segura en condiciones normales, un menor peso vehicular, un menor consumo de combustible y un menor precio al representar un menor costo de producción.

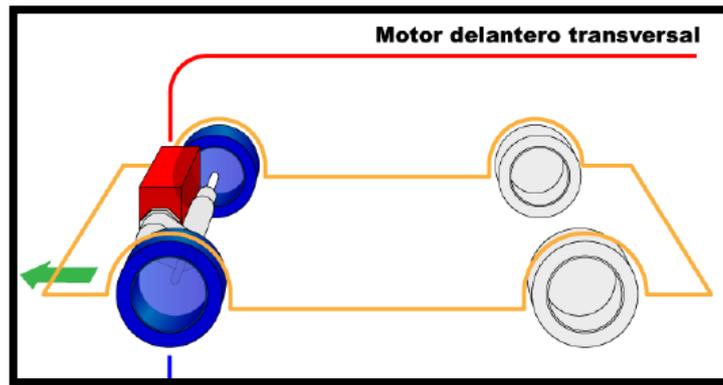


Figura 3.16: Sistema de Tracción Delantera.

- El Sistema de Tracción Trasera (o RWD) hace que sea el eje trasero el que recibe la potencia del motor, esté el motor adelante o atrás; y sus principales ventajas es que permite una mejor distribución del peso en las 4 esquinas del vehículo, se recomienda para autos de mayor potencia, para más capacidad de remolque, el tener un túnel en el piso para el eje cardán le da una mayor fortaleza al piso mismo, y al separar las funciones de dirección de las de tracción no somete a las ruedas delanteras a tanto esfuerzo en determinadas situaciones, haciendo la conducción más segura a altas velocidades.

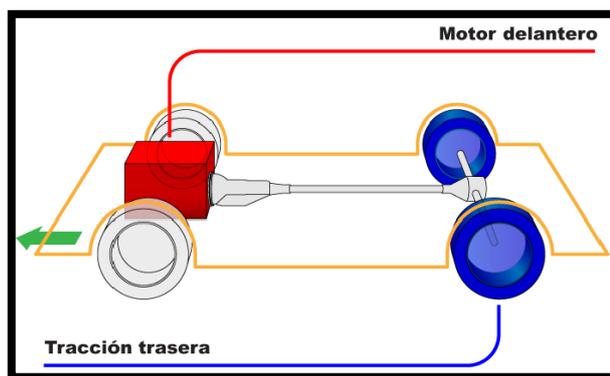


Figura 3.17: Sistema de Tracción Delantera.

- El Sistema de Tracción Total (4WD/AWD/4x4) permite que las 4 ruedas puedan recibir simultáneamente la potencia del motor, y existen dos tipos diferentes: La Tracción "4x4 tradicional" consta de un vehículo con 2 ejes que pueden transmitir 50%-50% de la potencia a cada par de ruedas, adelante o atrás; y la "Nueva Tracción Integral o AWD" (las siglas de All-Wheel-Drive), que es un sistema inteligente que permite que el auto distribuya instantáneamente la potencia al eje o incluso a la rueda que se requiera, según las condiciones de velocidad, dirección, inclinación o velocidad de giro de todas las llantas, en cualquier momento.

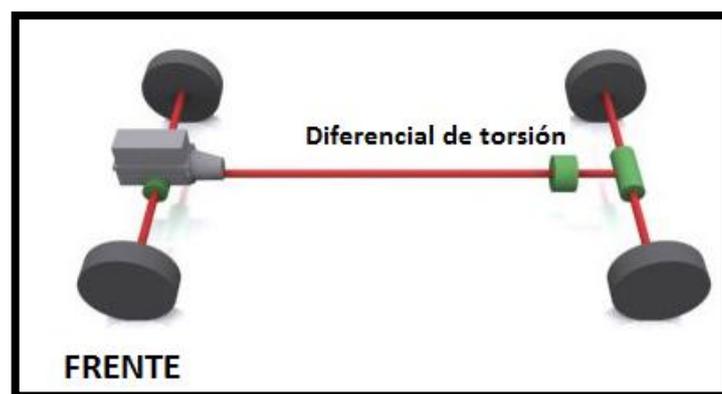


Figura 3.18: Sistema de Tracción Total.

La primera es la recomendada para vehículos que normalmente se conduzcan.

3.3.1 Ruedas.

Las ruedas de los motocultores son de tipo neumático, estando sujeto a una llanta metálica, que a su vez lo está al disco de la rueda y consta de la cubierta y la cámara. Esta última es de paredes delgadas y de goma y tiene forma tórica, teniendo por misión contener el aire a presión y cerrada al exterior por medio de una válvula. Rodeando la cámara se sitúa la cubierta más resistente, lo cual consta de los siguientes elementos:

- Un **disco** de acero sujeto con tornillos al plato del semipalier.
- Una **llanta de acero** en cuya parte externa hay unas pestañas donde se alojan los talones del neumático, y en su parte interna, unas orejas para unir la llanta al disco.
- **El conjunto neumático** montado sobre la llanta. Dado que las ruedas motrices y las directrices tienen misiones diferentes, sus neumáticos también lo son en cuanto a tamaño, constitución y dibujo.

A su vez, el conjunto neumático está constituido por:

- Una **cámara**. Tiene forma de anillo hueco, y en ella queda encerrado el aire, a moderada presión, que tiene por misión amortiguar las irregularidades de la marcha. Incluye una válvula para introducir el aire o agua.
- Una **cubierta**. Está formada básicamente por una carcasa a base de una superposición de lonas embebidas en caucho y que van rodeando en los extremos unos aros de acero colocados en los talones (fig. 3.19). Según la dirección de las lonas, se distingue entre neumáticos diagonales (convencionales) o radiales.

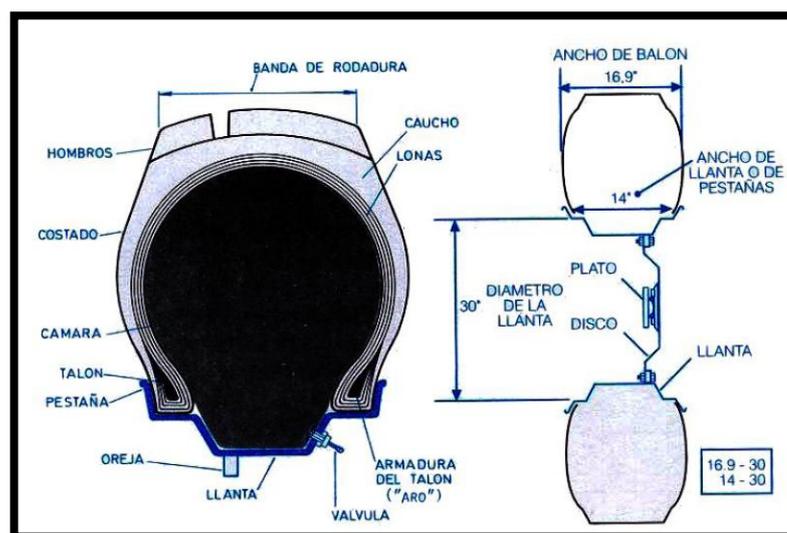


Figura 3.19: Elementos de una rueda.

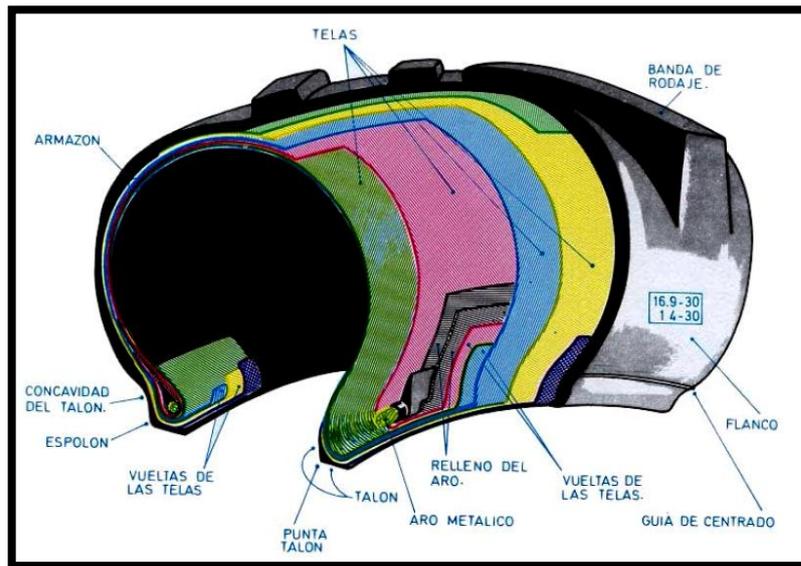


Figura 3.20: Cubierta.

La cubierta radial lleva un armazón formado por capas de cuerdas textiles o cables que van de forma radial de un talón a otro de la cubierta; o sea, son perpendiculares al eje circunferencial de rodadura. Esto les confiere mayor adherencia por aumento de la superficie de contacto con el suelo (huella).

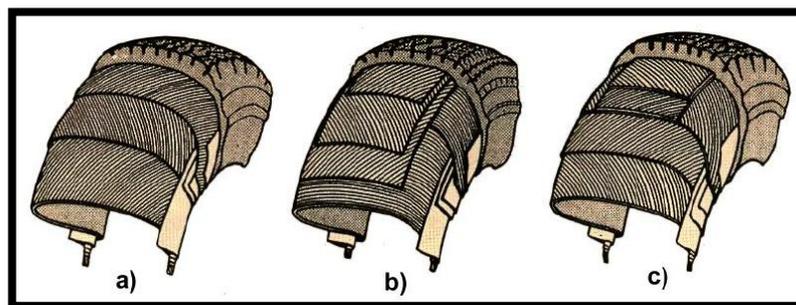


Figura 3.21: Tipos de cubiertas: a) cubierta diagonal; b) cubierta radial; c) cubierta diagonal reforzada.

Dibujo de la cubierta

Los dibujos de las ruedas son muy diferentes dependiendo del trabajo que vayan a realizar (fig. 3.22).

- Cuando las ruedas son directrices, el dibujo está constituido por resaltes longitudinales de una cierta profundidad para asegurar la dirección.
- En las ruedas motrices, el dibujo dispone de grandes resaltes en forma de V (sin unir en el centro). Estos resaltes aseguran la adherencia al suelo y tienden a desplazar la tierra blanda hacia el exterior (para no embozar la rueda). El ángulo que forman los resaltes con respecto a la dirección de avance, así como la altura y anchura de los mismos, varían según el trabajo para el que está diseñada la cubierta: tracción, dirección, transporte, etc., y el tipo de suelo en el que, en principio se va a mover: suelo seco, húmedo, cubierta vegetal, etc.

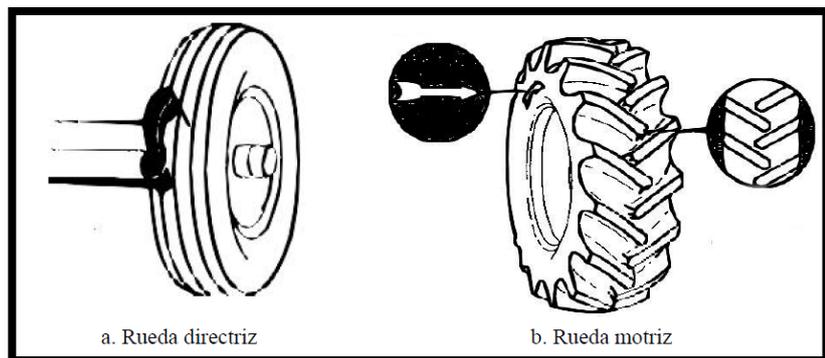


Figura 3.22: Dibujo de las ruedas.

a. Identificación de la cubierta neumática

En los flancos van marcadas, además de la marca y modelo, una serie de características normalizadas (figura 3.23):

- Dimensiones
- Tipo de estructura
- Índice de carga
- Código de velocidad
- Referencia de utilización



Figura 3.23: Identificación de la cubierta neumática.

b. Dimensiones de los neumáticos

Viene definida por 2 cifras:

- La primera cifra indica la anchura de balón, es decir, el ancho exterior que tiene la cubierta. Esto nos permite conocer el espacio que ocupa sobre el suelo en condiciones normales de utilización. Viene en pulgadas si tiene un decimal y en milímetros si la cifra es entera. Si lleva dos decimales la cifra está expresando la altura de la cubierta y no su anchura.
- La segunda cifra indica el diámetro interior de los talones de la llanta, en pulgadas, y debe coincidir con el diámetro de la llanta para que encaje perfectamente en ella.

En cubiertas normales la altura es el 80% de la anchura, sin embargo, cuando la cubierta es especial y tiene una forma ovalada, no se mantiene esta proporción y se distinguen dos medidas claramente, la altura y la anchura del óvalo. En estas cubiertas detrás de la anchura del balón se indica la proporción altura anchura colocando una barra (/) y la proporción correspondiente. Por ejemplo 185/70 R 13: en este caso la anchura del balón es 185 mm, la altura es el 70% de la anchura, la cubierta es radial y el diámetro entre talones de 13 pulgadas.

c. Tipo de estructura

El tipo de estructura, radial o diagonal, se indica entre los cifras de las dimensiones. Así si aparece:

- Un guión (-), se trata de una cubierta diagonal.
- Una “R” se trata de una cubierta radial.

d. Índice de carga

El índice de carga señala la carga que puede soportar la cubierta sin reventarse y se expresa como:

- Un **número seguido de las siglas PR**, que indica el número de telas de algodón que soportarían la misma carga máxima.
- Un número que indica el **índice de carga**. Hay una tabla que relaciona el índice con la carga máxima en kilogramos que puede soportar (Tabla 3.1) Así por ejemplo, para un **índice 84, la carga máxima es 500 Kg**, para un índice 108, la carga es 1.000 kg, para un índice 156, la carga máxima es 4.000 Kg, para un índice 217, la carga es 23.000 Kg.

Tabla 3.1 Índice de carga

Índice	Carga (kg)	Índice	Carga (kg)
60	250	100	800
61	257	140	2500
63	272	160	4.500
64	280

e. Código de velocidad

Para cubiertas radiales, existe un código de velocidad (una letra impresa en la cubierta) que nos indica la máxima velocidad a la que puede circular ese neumático. Así, por ejemplo:

Tabla 3.2 Códigos de velocidad

Índice	Velocidad (km/h)	Índice	Velocidad (km/h)
A1	5	A8	40
A2	10	B	50
A3	15	C	60
A4	20

f. Referencia de utilización.

Indica la presión de inflado recomendada para su utilización. Esta referencia tiene cierta relación con el uso de la cubierta.

Tabla 3.3 Referencia de presión de inflado de las ruedas.

Referencia	Presión (kg/cm ²)	Uso
*	1,6	Suelo suelto (campo)
**	2,4	Suelo medio (campo-camino)
***	3,2	Suelo duro (camino)

g. Banda de rodaje.

El relieve o dibujo de las cubiertas agrícolas depende del uso al que están destinadas. Los tipos específicos de dibujo que se pueden distinguir en las ruedas de tracción son (figura 3.24):

- Garra normal (R-1): de uso general, término medio entre las diferentes necesidades de tracción, flotación y vida útil.
- Garra profunda (R-2): para máxima tracción en terrenos fangosos. Se desgastan rápidamente en superficies duras.
- Garra superficial (R-3): suficiente tracción y flotación en terrenos sueltos pero no dañan superficies delicadas (césped).
- Garra intermedia (R-4): para tractores que se desplazan sobre todo por carretera (remolques). Las entallas son más cortas y anchas, con lo que hay mayor superficie de contacto sobre el asfalto.

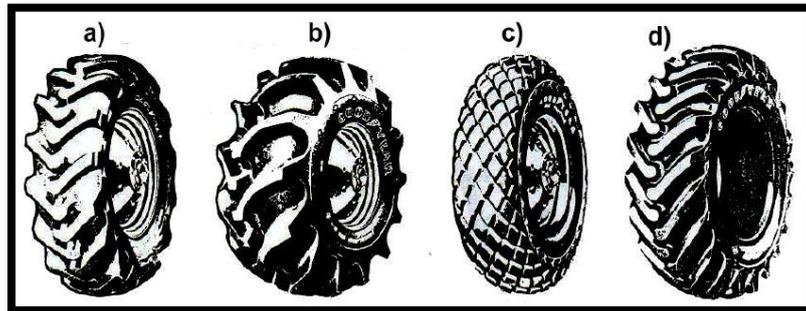


Figura 3.24: Tipos de banda de rodaje en ruedas motrices: a) garra normal R1; b) garra profunda R2; c) garra superficial R3; d) garra intermedia R4.

3.4 SISTEMAS DE DIRECCIÓN Y CONDUCCIÓN.

La dirección es el conjunto de mecanismos que tienen la misión de orientar las ruedas directrices y adaptarla al trazado del terreno por la que circula, así como para realizar las distintas maniobras que su conducción exige.

Cualquier mecanismo de dirección deberá ser preciso y fácil de manejar, y las ruedas delanteras tenderán a volver a su posición central al completar una curva. Por otra parte, la dirección no debe transmitir al conductor las vibraciones que se dan al recorrer el terreno en el momento de realizar el laboreo o conducción.

Usualmente el sistema de dirección en los motocultores se los realiza utilizando ya sea diferenciales o embragues independientes en cada llanta, esto sirve para bloquear una llanta para que sirva como eje de giro, esta orden se le da al embrague mediante palancas colocadas en las manceras que embragan la llanta contraria a la dirección a la que se desea girar por ejemplo si quiero girar a la izquierda se embragara la llanta derecha, para hacer esto se necesita un mecanismo sencillo como se muestra en la figura 3.25.

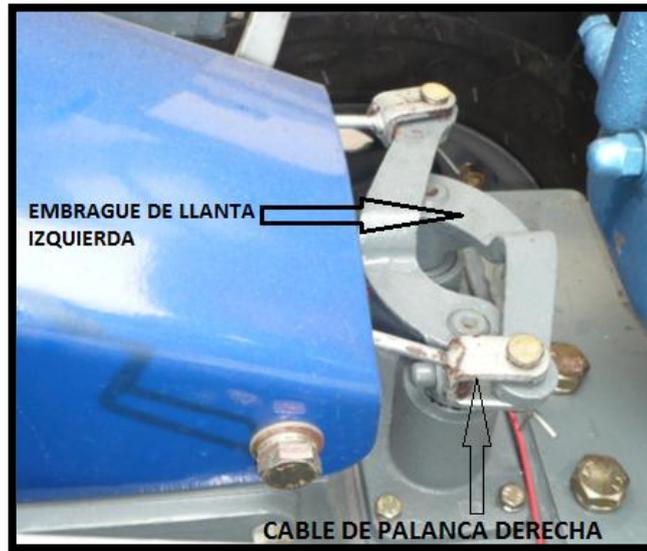


Figura 3.25: Sistema de giro, embragando la llanta contraria a la dirección deseada.

En la figura 3.26 se muestra el comportamiento del diferencial al embragar la llanta derecha para poder girar hacia la izquierda, utilizando un sistema de engranajes y planetarios como se explica en el punto 3.2.2 de este trabajo.

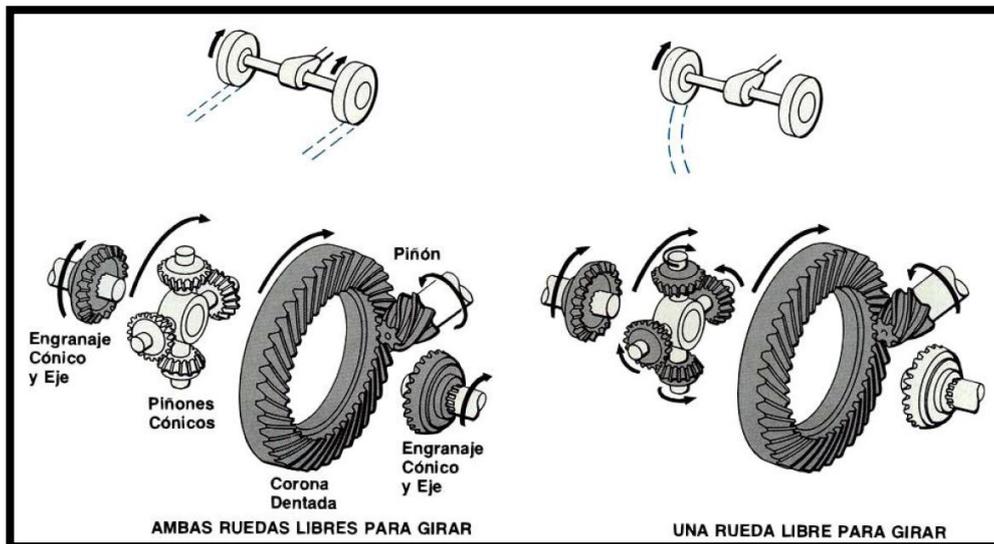


Figura 3.26: Sistema de giro deteniendo una rueda mediante el diferencial.

3.5 APEROS DE LABRANZA

3.5.1 Aperos no accionados para labranza superficial

En esta parte del capítulo se analizarán los aperos más utilizados en la labranza superficial. Esta puede suceder a la labor profunda y considerarse como secundaria o ser labor primaria, si no se ha efectuado labor previa alguna. La labor superficial alcanza como máximo los 15 cm de profundidad. Las acciones sobre el suelo de los aperos utilizados en la labor superficial se resumen en:

- Desmenuzamiento de los agregados para crear un medio favorable a la germinación de las semillas.
- Esponjamiento para estimular la aireación e infiltración del agua.
- Nivelación para facilitar el trabajo de las sembradoras.
- Eliminación de la competencia de las malas hierbas.
- Incorporación del fertilizante al terreno.

a. Cultivadores

Como se mencionó anteriormente acerca de los aperos de labranza vertical con mención al arado chisel en el punto 1.3.1. Los cultivadores responden a la misma filosofía de trabajo. Están constituidos por una serie de brazos en cuyo extremo llevan unas rejas que pueden ser de formas muy diversas y que en general se pueden montar a distancias variables sobre un bastidor constituido fundamentalmente por un conjunto de barras transversales o paños (2 ó 3).

La mayor diferencia entre los distintos cultivadores está en la forma de sus rejas. Los tipos más usados son (figura 3.27):

- a) Regeneradoras de prados. Muy estrechas y cortantes, que se emplean para sanear las praderas aireando el suelo.
- b) Escarificadoras. Robustas y que trabajan a una profundidad de 12 a 15 cm, se utilizan para disgregar el suelo en labores de bina siendo las más empleadas en los cultivadores.

- c) Cavadoras. Son rejas escarificadoras más anchas que las anteriores. Se utilizan en suelos húmedos arcillosos así como en terrenos con abundancia de residuos.
- d) Retorcidas. Rejas escarificadoras de superficie ligeramente alabeada que se emplean en labores de enterrado de residuos.
- e) Aporcadoras. Para formar caballones.
- f) Extirpadoras (de cola de golondrina). Son anchas y se emplean para cortar las raíces de las malas hierbas dejándolas secar a la intemperie.

Referente a los brazos que se montan en los cultivadores tienen las mismas características que los arados chisel descritos anteriormente, pero de menor tamaño.

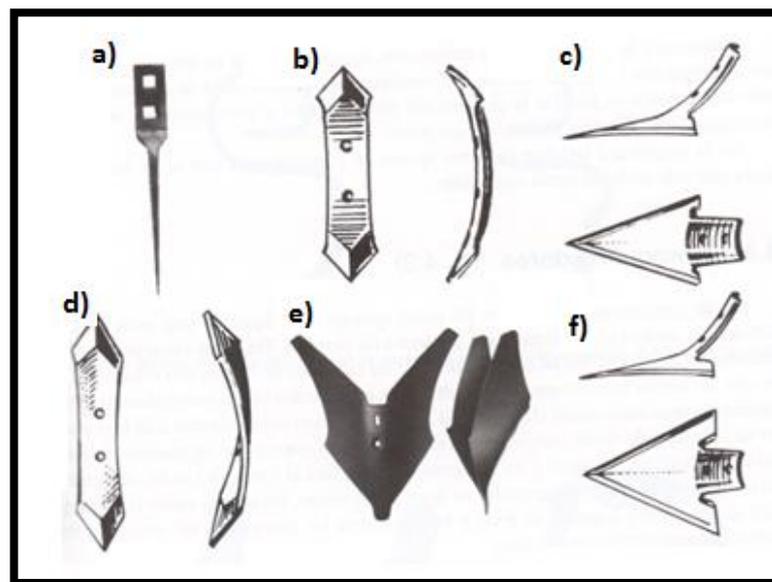


Figura 3.27: Tipos de rejas en un cultivador; a) Regeneradoras de prados; b) Escarificadoras; c) Cavadoras; d) Retorcidas; e) Aporcadoras; f) Extirpadoras.

Los cultivadores ligeros y pesados se diferencian por el tamaño y tipo de labor que realizan. Los primeros se utilizan en labores secundarias, mientras que los segundos pueden realizar también labores primarias. En la Tabla 3.4 se dan algunas de las características técnicas de estos aperos.

Tabla 3.4 Características técnicas de los cultivadores.

Tipo	Ligero	Pesado
Despeje entre el bastidor y el suelo (cm)	45-60	60-75
Peso por metro lineal (kg)	100-220	200-300
Separación entre brazos (cm)	15-20	20-25
Número de líneas de brazos	2-3	3-4
Anchura de trabajo (m)	25-6	25-5
Velocidad de trabajo (km/h)	5-10	5-10
Potencia necesaria del tractor (kW/m)	13-17	15-22

b. Rastras de púas (fig. 3.28)

Están constituidas por un bastidor más o menos rígido provisto de múltiples púas perpendiculares al terreno montadas en módulos. Su misión consiste en desmenuzar la capa superficial del suelo a una profundidad no superior a los 6-8 cm. Son utilizadas principalmente en la preparación del lecho de siembra, recubrimiento de las semillas tras la siembra, regeneración de prados, distribución uniforme de residuos de cosecha en sistemas de laboreo de conservación y para la destrucción de costras. La velocidad de trabajo puede alcanzar los 12 km/h.

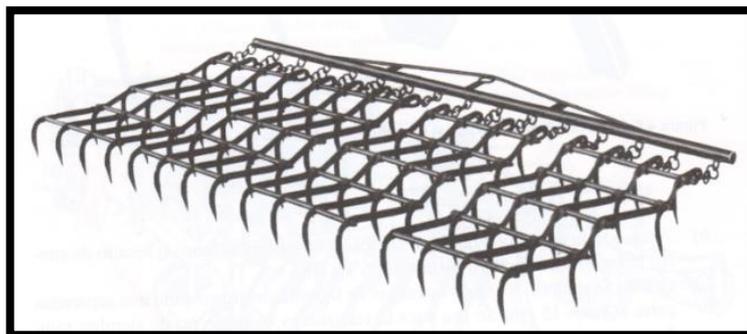


Figura 3.28: Rastras de púas.

Las púas pueden tener diferentes formas (**fig. 3.29**):

- a) Recta. Es la que más se utiliza. Es de sección cuadrada de 12 a 25 mm de sección y una longitud de 15 a 25 cm.
- b) Curvada. Realiza una mayor labor de desterronado, ya que penetra más que la anterior cuando la curva de la púa actúa en la dirección de avance del tractor. Si se monta en sentido contrario predomina el efecto de compactación.
- c) Regeneradora de praderas. Tiene forma de cuchilla que corta el suelo y lo airea. También se utiliza para labores en suelos de consistencia semiplástica.
- d) Ancha. El extremo de la púa que entra en contacto con el suelo se ensancha ligeramente. Se utiliza en suelos pesados y también para la rotura de costras.
- e) Flexible. El elemento de trabajo es un diente que dispone de un resorte de torsión en el extremo que se une al bastidor. Desterrona ligeramente el suelo y lo nivela

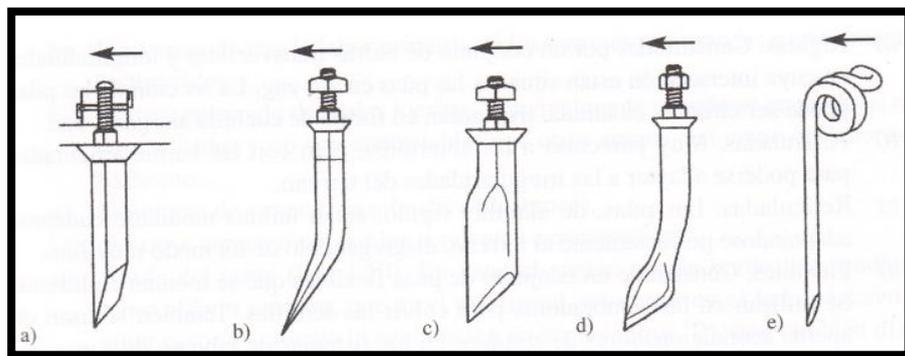


Figura 3.29: Tipos de púas: a) recta; b) curvada; c) regeneradora de praderas; d) ancha; e) flexible.

Con relación a la disposición de las púas respecto del bastidor distinguimos los tipos siguientes de rastras (**fig. 3.29**):

- a) Rígidas. Constituidas por un conjunto de barras transversales y longitudinales en cuya intersección están situadas las púas en zigzag. La sección de las púas puede ser circular, cuadrada, triangular, en forma de cuchilla alargada, etc.
- b) Articuladas. Muy parecidas a las anteriores, pero con las barras articuladas para poderse adaptar a las irregularidades del terreno.
- c) Reticuladas. Las púas, de alambre rígido, están unidas mediante cadenas, adaptándose perfectamente al terreno, disgregándolo de un modo muy fino.
- d) Flexibles. Constan de un conjunto de púas flexibles que se montan en hileras. Se utilizan en las sembradoras para cubrir las semillas. También se usan en aperos acondicionadores de residuos en los sistemas de laboreo de conservación. Últimamente se han diseñado rastras de este tipo para control mecánico de las malas hierbas cuando éstas se encuentran en los primeros estados de desarrollo.

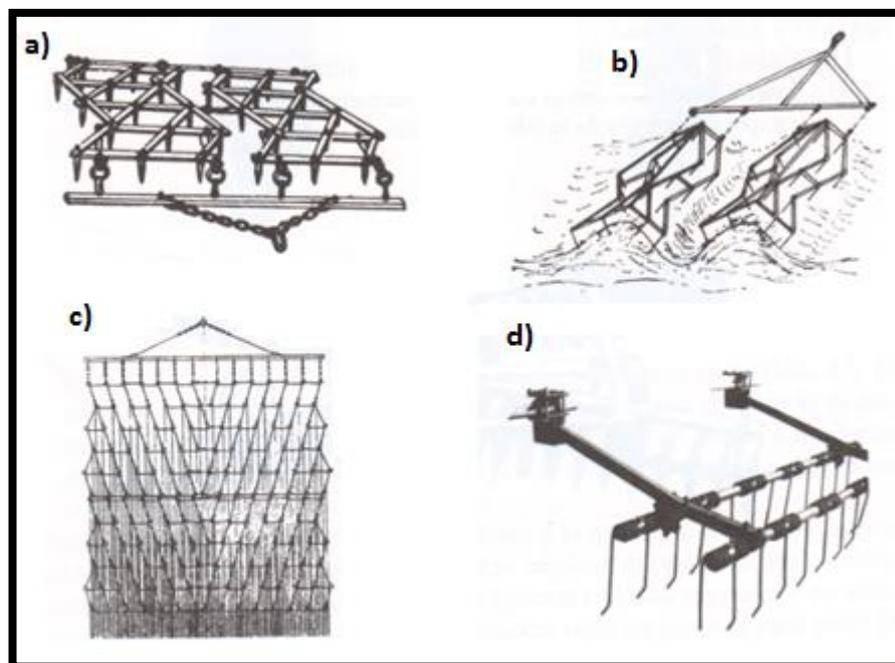


Figura 3.30: Tipos de rastras: a) rígida; b) articulada; c) reticulada; d) flexible.

Para conseguir un buen desmenuzamiento de los terrones así como una buena nivelación, el suelo debe tener una consistencia friable (tempero).

c. Rodillos

Son aperos con elementos cilíndricos que ruedan libremente sobre un eje transversal a la dirección de marcha, cuya misión es destruir los terrones, uniformar la superficie para la siembra y apelmazar la parte superior del terreno, con objeto de regular la humedad del mismo. También ayudan al desarrollo de las plantas jóvenes al reducir el volumen de huecos en el suelo, con lo que las raicillas consiguen un contacto más íntimo con las partículas de tierra.

Distinguimos los siguientes tipos de rodillos (fig. 3.31):

- a) Lisos.** Constituidos por uno o varios cilindros huecos o macizos de superficie lisa. Se destinan fundamentalmente al desterronado y nivelación del suelo. Una incorrecta utilización puede provocar la formación de una costra en la superficie cuando la labor se realiza en condiciones semiplásticas del suelo, una vez que éste se seca, lo que puede perjudicar la nascencia de las plantas en tierras fuertes.
- b) Ondulados (Cultipacker).** Lo forman normalmente un par de rodillos paralelos de diferente diámetro, colocados a modo de balancín. En cada rodillo se montan una serie de discos de fundición adosados que presentan en su periferia una arista, o cresta, que puede ser continua o estriada. Desmenuzan y compactan el suelo permitiendo enterrar correctamente las semillas de grano fino. Se utilizan en las sembradoras de pratenses donde dichas semillas caen sobre el terreno entre medias de los dos rodillos. Para la germinación requieren una tierra finamente dividida y compactada superficialmente (3-4 cm).
- c) En hélice.** El elemento de trabajo es una hélice continua de acero actuando su borde según un efecto de cuña. Tienen como finalidad producir una compactación más profunda que los anteriores, dejando la superficie

menos apelmazada. Se utilizan fundamentalmente en aperos combinados tras una o dos hileras de dientes flexibles (vibro-cultivador). Los dientes, además de fragmentar los terrones, los desplaza hacia la superficie donde son comprimidos y fragmentados por la hélice del rodillo. También se pueden montar lateralmente en los arados convencionales para compactar la labor, sobre todo si queda muy suelta. Asimismo, pueden montarse como unidad de trabajo independiente en el enganche frontal de los tractores que incorporen tal dispositivo.

- d) De subsuelo. Están constituidos por una serie de aros estrechos que tienen igual diámetro y van montados sobre un eje tubular sobre el cual giran por la reacción del suelo. Cada disco está separado del contiguo una longitud que varía entre 10 y 15 cm. Su periferia es de sección circular o triangular, a fin de que penetren en profundidad. Se utilizan para destruir terrones en profundidad y reducir la porosidad elevada que aparece en el suelo tras una labor profunda. Los bordes de los discos pueden profundizar a 10-15 cm y ejercer una mayor presión que los lisos u ondulados. Dicha presión se transmite de forma radial bajo la sección de ataque de cada rueda, en la zona de contacto con el suelo.

Este tipo de rodillos suele combinarse con otros aperos para complementar la labor de estos. El caso más frecuente y conocido es el montaje lateral sobre arados de vertedera en el cual mediante un enganche flexible (cadenas), el rodillo circula paralelamente al arado trabajando sobre los surcos ya labrados en la pasada anterior. Puede ir como apero independiente asociado a otro rodillo de las mismas características formando un conjunto de dos ejes donde los discos del segundo se solapan con los del primero.

- e) Crosskill. Lo forman parejas de discos que giran a diferente velocidad a fin de lograr una eficaz pulverización de los terrones. Para ello se montan alternativamente discos de diferente diámetros, los más pequeños encajan perfectamente en el eje central que soporta el conjunto, mientras que los de

mayor diámetro presentan un orificio central de diámetro superior al del eje.

Mediante esta disposición se logra que los discos giren a diferente velocidad permitiendo que aquellos que se encuentran relativamente libres puedan desplazarse ligeramente en sentido longitudinal y vertical. El resultado es un efecto de fricción adicional por lo que los terrones son disgregados a la par que se forma tierra fina la cual se localiza bajo los pequeños terrones superficiales.

Los discos son dentados, sus formas varían según los modelos (redondeados, puntiagudos, cuñas, aristas, etc.). Los rodillos pesados, que generalmente incorporan dientes redondeados, tienen un diámetro superior a los 50 cm. El diámetro del eje es de 9 cm para aquellos equipos cuya anchura de trabajo supere los 3 metros. Los rodillos ligeros se caracterizan por montarse en unidades de trabajo que llevan una doble fila de discos, separados una distancia más o menos de 50-60 cm para evitar posibles atascos. La forma del perfil más utilizada es la de intercalar dientes transversales en la arista de la periferia y con ello aumentar la fragmentación del suelo.

- f) Cambridge. Su funcionamiento se basa en el mismo principio que los Crosskill, es decir actúan por diferencia de velocidades, pero montan alternativamente discos de cresta lisa y dentada. Profundizan en el suelo más que los anteriores, pero su efecto pulverizador no es tan agresivo.
- g) Tipo jaula. Formados por una serie de barras o listones dentados que forman las generatrices del cilindro o que se disponen en forma de hélice, que se montan en módulos de 1 a 2 m de anchura. Normalmente se disponen al final de una combinación de aperos con objeto de completar la preparación del lecho de siembra fragmentando los terrenos superficiales, compactando ligeramente la zona de localización de la semilla y dejando un micro-relieve fino que no forme costras

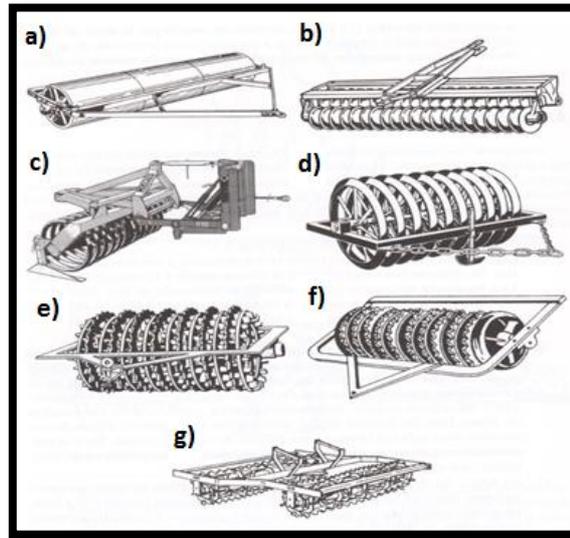


Figura 3.31: Tipos de rodillos: a) liso; b) ondulado; c) en hélice; d) de subsuelo e) crosskill; f) cambridge; g) tipo jaula.

Tabla 3.5 Características técnicas de los rodillos.

Tipo	Liso	Ondulado	En espiral	De subsuelo	Crosskill	Cambridge	Tipo jaula
Díámetro (cm)	45-50	50-60	45-60	70-90	Ligero: 30-40 Pesado: 50-60	45-52	25-45
Peso del apero por metro lineal (kg/m)	150-350	270-380	290-240	340-560	Ligero: 140-230 Pesado: 300-550	290-450	20-60
Anchura de trabajo (m)	1,54,5	1,5-12	1,5-3	0,85-2,70	1-12	1-12	2-12
Velocidad de trabajo (km/h)	5-10		5-10		5-10		5-10
Potencia necesaria del tractor (kW/m)	4-8		5-11		6-12		1-3

3.5.2 Aperos accionados para labranza superficial.

Los aperos accionados por la toma de fuerza del tractor constituyen el segundo gran grupo de equipos encargados de preparar el lecho de siembra. Sus características son:

- Producen un mayor desmenuzamiento y esponjamiento superficial que los aperos no accionados dado que actúan sobre el suelo con una mayor agresividad.
- Realizan una mayor fragmentación y entremezclado de los residuos orgánicos, así como de malas hierbas.
- Permiten la realización de caballones para la siembra, plantación y trasplante de cultivos hortícolas.
- Las dimensiones de los aperos accionados son inferiores, comparativamente con los no accionados, para lograr la misma disgregación del suelo.
- Pueden combinarse con otros equipos, tales como sembradoras y rodillos, para formar un tren suspendido ocupando un espacio relativamente reducido. De este modo se reduce el número de pasadas sobre el suelo en la preparación del lecho de siembra.

a. Rotocultores de eje horizontal.

Son los primeros equipos que salieron al mercado y que mayor difusión tienen. De todas las variantes existentes la llamada fresadora o «rotavátor», es la más conocida, aunque éste es un nombre incorrecto por referirse a una marca comercial. No obstante, se han desarrollado otros equipos que trabajando bajo el mismo principio se diferencian por las formas geométricas de las herramientas encargadas de fragmentación del suelo. Dado que dichas herramientas giran en el mismo sentido que las ruedas del tractor alrededor de un eje horizontal, paralelo al plano del suelo y perpendicular a la dirección de avance, estos aperos reciben el nombre de rotocultores de eje horizontal. El

tractor, en vez de necesitar tirar de la máquina, es en muchos casos empujado por ella.

Las diferentes herramientas que actúan sobre el suelo se clasifican en (figura 3.32):

- a) Azadas en escuadra.
- b) Azadas curvadas.
- c) Cuchillas rectilíneas.
- d) Formones.

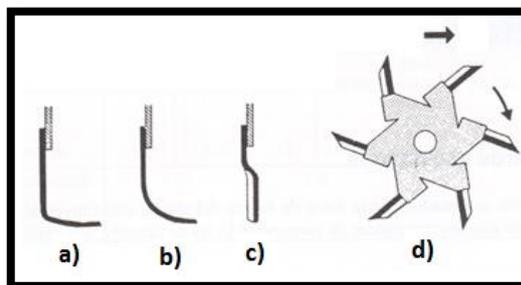


Figura 3.32: Tipos de herramientas de trabajo en los rotocultores de eje horizontal a) en escuadra; b) curvada; c) recta; d) de formón.

a.1 Fresadoras, funcionamiento y componentes (fig. 3.33)

Las herramientas de trabajo son unas cuchillas o azadas en escuadra o curvadas montadas sobre un rotor. El accionamiento de la fresadora se realiza a través de un eje, que conecta su propia toma de fuerza con la del tractor, y una caja de cambios que permite modificar la velocidad del rotor para cada tipo de trabajo, la cual transmite el movimiento a un eje paralelo al del rotor. Entre la toma de fuerza y la caja de cambios puede colocarse un embrague de fricción que actúa como dispositivo de seguridad al limitar el par motor en la toma de fuerza (fig. 3.34). Ambos ejes paralelos están conectados entre sí mediante una transmisión de engranajes y/o de cadenas. La máquina puede quedar centrada o desplazada con respecto al plano medio longitudinal del tractor (fig. 3.35).

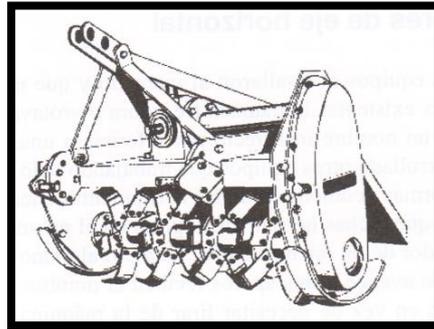


Figura 3.33: Fresadora con cuchillas curvadas.

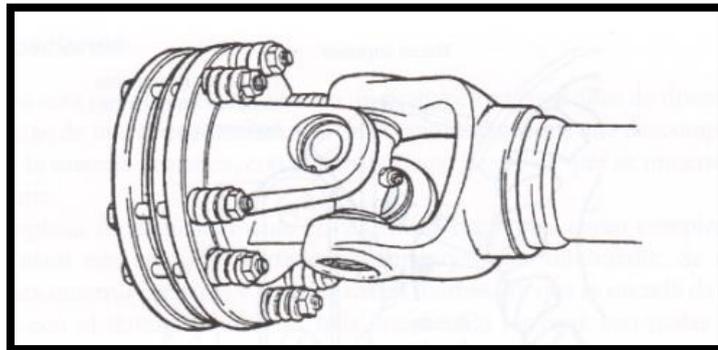


Figura 3.34: Embrague de seguridad.

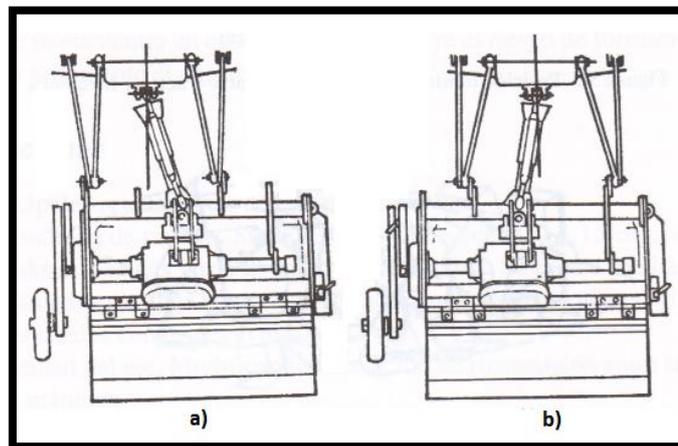


Figura 3.35: Posición de la fresadora respecto al tractor a) desplazada; b) centrada.

Con objeto de evitar posibles daños a la transmisión se recomienda que el eje cardánico no supere la inclinación de 40° con respecto a la toma de

fuerza (fig. 3.36) cuando la fresadora suba o baje estando en movimiento, debiendo quedar horizontal en posición de trabajo.

El eje de trabajo dispone de unos platos distribuidos uniformemente en el eje, de 200 a 250 mm de diámetro, sobre los que se montan las azadas a derecha e izquierda de cada uno de ellos. El número de azadas a ambos lados del disco es de 3,4 ó 6, montándose alternadamente y distribuyéndose regularmente a lo largo de la circunferencia del disco. Estas tienen un diámetro comprendido entre 350 y 550 mm. Se disponen en hélice, con objeto de que los momentos ejercidos sobre el eje por las cuchillas al chocar contra el suelo están distribuidos de la forma más uniforme posible (fig.3.36). Su forma puede ser recta o acodada con más o menos anchura según que se trabaje respectivamente en terrenos más duros o más blandos.

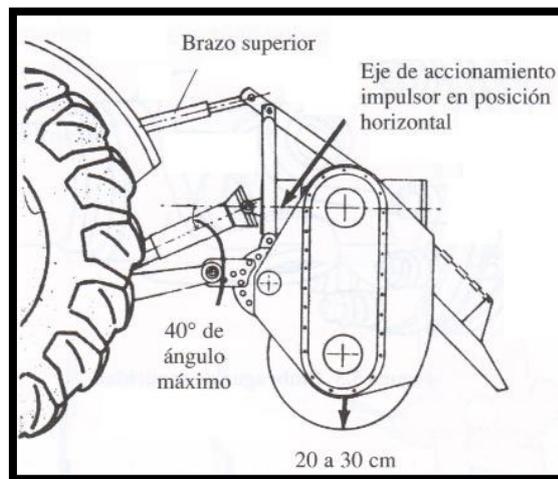


Figura 3.36: Posición límite del eje cardánico entre tractor y fresadora.

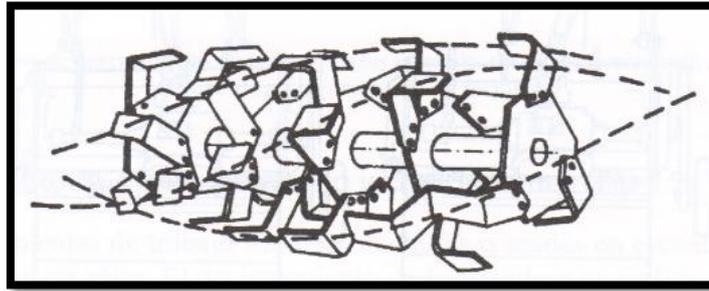


Figura 3.37: Disposición helicoidal de las cuchillas en una fresadora.

En la parte trasera la máquina dispone de una pantalla deflectora sobre la que chocan los terrones lanzados por las azadas, lo que contribuye a aumentar el grado de pulverización del suelo.

a.1.1 Acciones sobre el suelo de las fresadoras

Las acciones sobre el suelo son las siguientes:

- Fragmentación por corte e impacto de las azadas contra el suelo. Se lleva a cabo de forma transversal al avance, donde ataca el filo de la herramienta. El grado de disgregación viene condicionado por el número de veces que las azadas contactan con el suelo por metro de longitud recorrida por la máquina.
- Proyección. Al girar el rotor, por regla general, en el mismo sentido que las ruedas del tractor, los fragmentos del suelo son proyectados hacia atrás donde pueden chocar contra una placa deflectora de modo que el impacto produce a su vez una segunda fragmentación, además de una localización sobre la superficie del terreno.
- Nivelación. Es consecuencia del fraccionamiento y proyección del suelo, el micro relieve es tanto más homogéneo y regular cuanto mayor es el grado de pulverización. No obstante la incorporación de rastras o rodillos tipo jaula, así como la posición más baja de la chapa deflectora posterior, contribuyen a lograr este objetivo.

a.1.2 Aplicaciones de las fresadoras

En una sola pasada airean el terreno, lo deshacen en partículas de diversos tamaños y lo mezclan de una forma intensa. Por su acción se consigue una descomposición más rápida de la materia orgánica, con el consiguiente riesgo de que se mineralice el suelo rápidamente.

Se emplean fundamentalmente en las fincas hortícolas como complemento de la labor de alzar con arado de vertedera o sustituyéndolo totalmente. Se utilizan asimismo para enterrar praderas y destruir malas hierbas, ya que la mezcla de las materias vegetales con el terreno resulta así más intensa. En terrenos con malas hierbas con rizomas no se aconseja su utilización ya que facilitan su proliferación. Su uso también es frecuente en plantaciones de frutales.

Las fresadoras deben utilizarse en condiciones de consistencia dura o frágil del suelo. Si éste se encuentra en estado plástico se corre el riesgo de formación de suelo lo que dificulta seriamente el desarrollo radicular.

a.1.3 Características técnicas

Las características técnicas más relevantes de las fresadoras pueden verse en la tabla 3.6:

Tabla 3.6 Características técnicas de las fresadoras.

Anchura de trabajo (m)	1-3
Peso (kg/m)	140-200
Número de azadas (n °/m)	20-24
Ancho entre azadas (m)	0.02-0.1
Velocidad del rotor (r/min)	150-800
Radio del rotor (m)	0.22-0.30
Potencia en la toma de fuerza (kW/m)	12-20
Potencia del motor del tractor (kW/m)	15-35
Velocidad de trabajo (km/h)	2-6

3.5.3 Velocidades y eficiencia de trabajo de los aperos para el laboreo.

Las velocidades y eficiencia que requieren los aperos para realizar un óptimo laboreo se indican en la tabla 3.7.

Tabla 3.7 Unidad de tracción (esfuerzo de tracción, potencia, energía, velocidad, capacidad y eficiencia de trabajo de aperos agrícolas).⁶

Aperos	Requerimientos de energía. Potencia o esfuerzo de tracción	Velocidad o capacidad de trabajo	Eficiencia de trabajo en campo
1. Arado de rejas o de discos	Se determina a través de curvas	5.6-9.7 Km/h	70-90
2. Arado cincel	298-1191 kg/m	6.4-10.5 Km/h	70-90
3. Cultivador lister	181-363 kg/cuerpo		70-90
4. Arado rastra	268-595 kg/m		70-90
5. Subsolador	13-20 y 18-29 kg/cm. de profundidad		70-90
6. Niveladora	446-1191 kg/m.		70-90
7. Arado roativo	17-33 CVtdf/m		70-90
8. Rastra			

⁶ Paper publicado por el Ingeniero Agrónomo Francisco Javier Ortiz Arévalo

8.1 De discos, simple acción	74-149 kg/m	4,8-9,7 km/h	70 - 90
8.2 de discos, doble acción	149-417 kg/m	4,8-9,7 km/h	70-90
8.3 De discos, excéntrica	372-595 kg/m (tipo liviana o pulidora)	4,8-9,7 km/h	70-90
8.4 De discos, excéntrica	60 Kg/dm ² (tipo pesada)	4,8-9,7 km/h	70-90
8.5 De dientes elásticos	112-461 kg/m	4,8-9,7 km/h	70-90
8.6 De dientes rígidos	30-89 kg/m	4,8-9,7 km/h	70-90
9. Rodillo de campo	30-223 kg/m	7,2-12,1 km/h	70-90
10. Azada rotativa	45-149 kg/m	8,0-16,1 km/h	70-90
11. Barra escaradora	89-179 kg/m	6,4-9,7 km/h	70-90
12. Cultivador de campo	223-744,506-967 kg/m (2)	4,8-12,9 km/h	70-90
13. Cultivadores de hileras			
13.1 Superficial	60-119 kg/m	4,0-8,0 km/h	70-90
13.2 Profundo	76-151 kg/m por cm de prof.	2,4-4,8 km/h	70-90
14. Cultivador rotativo		4,8-11,3 km/h	70-90

3.6 ACEROS.

El acero es una aleación de hierro con carbono en una proporción que oscila entre 0,03 y 2%. Se suele componer de otros elementos, ya inmersos en el material del que se obtienen. Pero se le pueden añadir otros materiales para mejorar su dureza, maleabilidad u otras propiedades.

Las propiedades físicas de los aceros y su comportamiento a distintas temperaturas dependen sobre todo de la cantidad de carbono y de su distribución. Antes del tratamiento térmico, la mayoría de los aceros son una mezcla de tres sustancias, ferrita, perlita, cementita. La ferrita, blanda y dúctil, es hierro con pequeñas cantidades de carbono y otros elementos en disolución. La cementita es un compuesto de hierro con el 7% de carbono aproximadamente, es de gran dureza y muy quebradiza. La perlita es una mezcla de ferrita y cementita, con una

composición específica y una estructura características, sus propiedades físicas con intermedias entre las de sus dos componentes. La resistencia y dureza de un acero que no ha sido tratado térmicamente depende de la proporciones de estos tres ingredientes. Cuanto mayor es el contenido en carbono de un acero, menor es la cantidad de ferrita y mayor la de perlita: cuando el acero tiene un 0,8% de carbono, está por compuesto de perlita. El acero con cantidades de carbono aún mayores es una mezcla de perlita y cementita.

3.6.1 Clasificación de los aceros y aplicaciones.

Los aceros se clasifican en cinco grupos principales: aceros al carbono, aceros aleados, aceros de baja aleación ultrarresistentes, aceros inoxidables y aceros de herramientas.

a. Aceros al carbono

El 90% de los aceros son aceros al carbono. Estos aceros contienen una cantidad diversa de carbono, menos de un 1,65% de manganeso, un 0,6% de silicio y un 0,6% de cobre. Con este tipo de acero se fabrican máquinas, carrocerías de automóvil, estructuras de construcción, pasadores de pelo, etc.

b. Aceros aleados

Estos aceros están compuestos por una proporción determinada de vanadio, molibdeno y otros elementos; además de cantidades mayores de manganeso, silicio y cobre que los aceros al carbono. Estos aceros se emplean para fabricar engranajes, ejes, cuchillos, etc.

c. Aceros de baja aleación ultrarresistentes.

Es la familia de aceros más reciente de las cinco. Estos aceros son más baratos que los aceros convencionales debido a que contienen menor cantidad de materiales costosos de aleación. Sin embargo, se les da un tratamiento especial que hace que su resistencia sea mucho mayor que la del acero al carbono. Este material se emplea para la fabricación de bagones porque al ser más resistente,

sus paredes son más delgadas, con lo que la capacidad de carga es mayor. Además, al pesar menos, también se pueden cargar con un mayor peso. También se emplea para la fabricación de estructuras de edificios.

d. Aceros inoxidables.

Estos aceros contienen cromo, níquel, y otros elementos de aleación que los mantiene brillantes y resistentes a la oxidación. Algunos aceros inoxidables son muy duros y otros muy resistentes, manteniendo esa resistencia durante mucho tiempo a temperaturas extremas. Debido a su brillo, los arquitectos lo emplean mucho con fines decorativos. También se emplean mucho para tuberías, depósitos de petróleo y productos químicos por su resistencia a la oxidación y para la fabricación de instrumentos quirúrgicos o sustitución de huesos porque resiste a la acción de los fluidos corporales. Además se usa para la fabricación de útiles de cocina, como pucheros, gracias a que no oscurece alimentos y es fácil de limpiar.

e. Aceros de herramientas

Estos aceros se emplean para fabricar herramientas y cabezales de corte y modelado de máquinas. Contiene wolframio, molibdeno y otros elementos de aleación que le proporcionan una alta resistencia, dureza y durabilidad.

3.6.2 Tratamientos térmicos de los aceros.

Para cambiar las propiedades del acero se usan diferentes tipos tratamientos térmicos, que cambian su micro estructura.

En general hay cuatro tipos básicos de tratamiento térmico que son; temple, revenido, recocido, y normalización.

Todos los tratamientos térmicos tienen una ruta obligatoria:

- Calentamiento del acero hasta una temperatura determinada.
- Permanencia a esa temperatura cierto tiempo.
- Enfriamiento más o menos rápido.
- El hierro tiene una temperatura de fusión de 1539 oC, y en estado sólido presenta el fenómeno de la alotropía o polimorfismo.
- En la mayoría de los casos, el calentamiento del acero para el temple, normalización y recocido se hace unos 30-50 oC por encima de la temperatura de cambio alotrópico. Las temperaturas mayores, si no son necesarias para un uso especial, no son deseables para evitar un crecimiento excesivo del grano.
- El carácter de la transformación del acero depende de la velocidad de enfriamiento. Durante un enfriamiento lento en el horno se verifica el recocido; si el enfriamiento se realiza al aire libre, tal recocido se denomina normalización.
- El temple se hace utilizando un enfriamiento rápido en agua o en aceite.

a. Temple y revenido

El temple y el revenido se utilizan ampliamente para mejorar las propiedades de resistencia de los aceros de construcción e impartirles dureza y altas propiedades cortantes a los aceros de herramientas.

Por temple se comprende la fijación de las estructuras, a temperatura normal, que son propias de temperaturas altas. Por eso las estructuras templadas son inestables o, como dicen los físicos metaestables.

El acero tiene la capacidad de ser templado si contiene más del 0.3% de carbono.

El enfriamiento para el proceso de templado puede efectuarse a diferentes velocidades de acuerdo a los fines perseguidos y del tipo de acero (cantidad de carbono y otros elementos aleantes) los más usados son:

- Agua.
- Aceite.
- Sales fundidas.
- Soluciones salinas.
- Y hasta el aire para ciertos aceros aleados.

Si tomamos la capacidad refrigerante del agua a temperatura de 20 °C como la unidad, entonces, la capacidad refrigerante relativa de la solución acuosa de cloruro de sodio al 10% será de 1.23; del aceite mineral 0.20 y del aire ambiente 0,03.

Después del temple se efectúa el revenido, cuyo fin es el aumento de la plasticidad (disminución de la fragilidad) del acero con una disminución mínima de la resistencia o la dureza adquiridas durante el temple.

b. El revenido

Es un tratamiento térmico que sigue al de templado del acero. Tiene como fin reducir las tensiones internas de la pieza originadas por el temple o por deformación en frío. Mejora las características mecánicas reduciendo la fragilidad, disminuyendo ligeramente la dureza, esto será tanto más acusado cuanto más elevada sea la temperatura de revenido.

c. El recocido

Es el tratamiento térmico que, en general, tiene como finalidad una temperatura que permita obtener plenamente la fase estable a falta de un enfriamiento lo suficientemente lento como para que se desarrollen todas las reacciones completas.

Se emplea para ablandar metales y ganar tenacidad, generalmente aceros.

Se obtienen aceros más mecanizables.

Evita la acritud del material.

La temperatura de calentamiento está entre 600 y 700 °C.

d. Normalización.

La estructura que surge después del calentamiento hasta las temperaturas que corresponden a la zona de austenita y enfriamiento en el aire, se considera como normal en el acero. Por eso la normalización corresponde a un recocido supercrítico con enfriamiento al aire.

La cantidad de ferrita o cementita sobrante, después del normalizado, es menor que después del recocido y la perlita está más dispersa. Por eso el acero normalizado tiene resistencia y tenacidad un poco más alta y una maquinabilidad más baja que el acero recocido.

3.6.3 Acero al Carbono Estructural ASTM A36

El acero estructural A36 se produce bajo la especificación ASTM A36. Abridando los perfiles moldeados en acero al carbono, placas y barras de calidad estructural para clavados, atornillados, o soldados de la construcción de puentes, edificios, y estructuras de diferente propósitos.

El acero estructural A36 o acero estructural con carbono, es hasta hace poco tiempo, el acero estructural básico utilizado más comúnmente en construcciones de edificios, puentes y máquinas.

a. Aplicaciones del Acero A36:

Las aplicaciones comunes del acero estructural A36 es en la construcción, y es moldeado en perfiles y láminas, usadas en edificios e instalaciones industriales; cables para puentes colgantes, atirantados y concreto reforzado; varillas y mallas electrosoldada para el concreto reforzado; láminas plegadas usadas para techos y pisos.

b. Requerimientos de tensión.

El acero A36 tiene como esfuerzo de fluencia mínimo de 36ksi. Además, es el único acero que puede obtenerse en espesores mayores a 8 pulgadas, aunque

estas placas como excepción, solo están disponibles con esfuerzo de fluencia mínimo inferior especificado, siendo este 32ksi.

Normalmente, el material de conexión se especifica como A36, sin importar el grado de sus propios componentes primarios. El esfuerzo último de tensión de este acero varía de 58ksi a 80 ksi; para cálculos de diseño se utiliza el valor mínimo especificado.

c. Composición química del acero A36:

Tiene un contenido máximo de carbono que varía entre 0.25% y 0.29%, dependiendo del espesor. Según la norma de la ASTM A36, la composición química debe ser la siguiente según su forma:

Tabla 3.8. Composición química del acero A36 en vigas, placas y barras de diferentes espesores.⁷

PRODUCTO	VIGAS*	PLACAS**					BARRAS			
		A 3/4	De 3/4 a 1 1/2	De 1 1/2 a 2 1/2	De 2 1/2 a 4	Sobre 4 in	A 3/4	De 3/4 a 1 1/2	De 1 1/2 a 4	Sobre 4 in
ESPESOR, IN, (MM)	TODAS	Hasta 20mm	20mm a 40mm	De 40mm a 65mm	De 65mm a 100mm	Sobre 100mm	Hasta 20mm	20mm a 40mm	De 40mm a 100mm	Sobre 100mm
CARBON, Max%	0.26	0.25	0.25	0.26	0.27	0.29	0.26	0.27	0.28	0.29
MANGANESIO %	0.80-1.20	0.80-1.20	0.85-1.20	...	0.60-0.90	0.60-0.90	0.60-0.90
FOSFORO, MAX%	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
SULFURO, Max %	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
SILICIO, %	0.40 Max	0.40 Max	0.40 Max	0.15-0.40	0.15-0.40	0.15-0.40	0.40 Max	0.40 Max	0.40 Max	0.40 Max
COBRE, Min% cuando el cobre es especificado en el acero	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20

*El contenido de manganeso de 0.85 a 1.35%, y el contenido de silicio de 0.15 a 0.40% es requerido en vigas por encima de 426lb/ft o 634kg/m. ** por cada reducción de 0,01% por debajo del máximo de carbono especificado, un aumento del 0,06% de manganeso por encima del máximo especificado se permitirá hasta un máximo de 1,35%.

⁷ Página Web: http://almacencarazo.com/productos/carbono/carbono_estructural_ASTM_A36.php

d. Soldas recomendadas para el acero A36

El acero A36 es conocido como un acero de fácil soldabilidad, por lo que se recomienda utilizar las siguientes tipos de soldaduras Lincoln Electric: 6010, 6011, 6013, 7018, 7024, 308, 309, 312, 316, ER70S-6, ER70S-3, E71T-1.

3.6.4 Acero AISI 1020

Es un acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

a. Normas involucradas: ASTM A108

b. Propiedades mecánicas: Dureza 111 HB

c. Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)

Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)

Elongación 25%

Reducción de área 50%

Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)

Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

d. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

e. Propiedades químicas: 0.18 – 0.23 % C

0.30 – 0.60 % Mn

0.04 % P máx.

0.05 % S máx.

f. Usos: se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

g. Tratamientos térmicos: se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.⁸

⁸“Erosión, corrosión y propiedades del acero AISI SAE 1020”, publicado por Redalyc, 2005.

CAPITULO 4

DISEÑO MODELADO Y CONSTRUCCIÓN DEL MOTOCULTOR.

4.1. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL APERO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.

4.1.1 Diseño.

El objetivo principal de este punto del capítulo, es el de diseñar y construir un apero de labranza que sea capaz de realizar camas de cultivo, las mismas que se usarán para varios tipos de siembra, las camas deberán tener un ancho aproximado de 0,75 y una profundidad de 0,2m a 0,3m, la distancia entre camas deberá ser de 0,3m aproximadamente, como ya se habló en el capítulo 2 punto 2.1.5, la geometría de las camas se muestran en la figura 4.1.

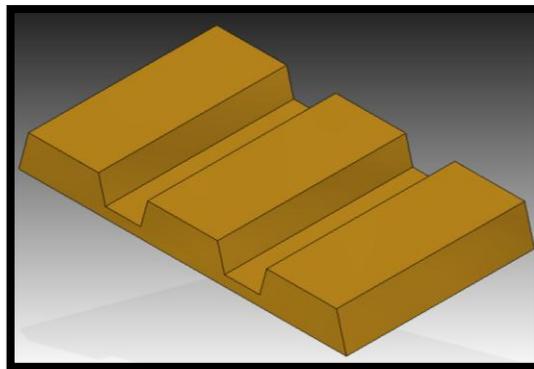


Figura 4.1: Geometría de las camas de cultivo.

En base a las características de las camas nos hemos planteado varios tipos de aperos para conseguir el resultado final, que cumpla con los requerimientos de las camas de cultivo, todos estos aperos se detallan a continuación:

- a) El primer apero que diseñamos fue un molde con la forma y dimensiones de la cama indicadas en el punto 4.1.1, el cual nos dio resultados poco satisfactorios, ya que no logra conseguir una forma compacta de la cama

ni un canal firme para el paso de agua, que es una de las principales características, el primer apero diseñado se muestra en la figura 4.2.

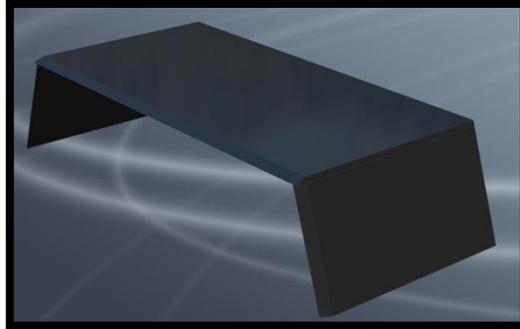


Figura 4.2: Molde para camas de cultivo (primer apero diseñado).

- b) El segundo apero fue diseñado basándose en los errores del primero (figura 4.2), en el cual la tierra que entraba lo cubría totalmente, haciendo imposible la formación de una cama compacta, para lo cual se propuso acoplar una cavidad que logre agrupar una gran cantidad de tierra que pasará por una inclinación que la compactará, para luego ser moldeada en la parte posterior que posee las dimensiones adecuadas que son basadas en los parámetros del punto 4.1.1, el cual elaborará camas de 0,75m de ancho y 0.20 m de profundidad, este segundo apero se muestra en la figura 4.3.

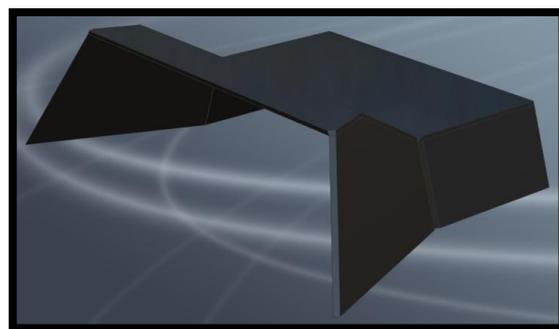


Figura 4.3: Cavidad acoplada al molde para camas de cultivo (segundo apero diseñado).

c) El tercer apero se lo diseñó basándose en los resultados del segundo, el mismo que nos dio excelentes resultados como son la forma, compactación y dimensiones necesarias de las camas, pero no arrojó buenos resultados en la formación de los canales que se encuentran entre cama y cama, cuya característica es la compactación siendo una de las principales cualidades, buscando resolver este problema se propuso acoplar dos llantas cuya altura será regulable en la parte trasera del apero que formarán el canal, el mismo que será compacto ya que todo el peso de la acamadora estará en las llantas, para comprobar nuestra hipótesis fabricamos un apero de madera que en lugar de las llantas tiene unos patines, se hizo esto porque el sistema con llantas es complejo y ya que es solo para una prueba menor no justifica el gasto de una maqueta con el sistema de llantas regulables, esta maqueta se muestra en la figura 4.4, la cual nos permitió formar camas de las dimensiones dadas por la parte trasera de apero, además las características de compactación de las camas de cultivo fue satisfactoria, así como la formación de canales compactos realizados por los patines; en la figura 4.5 se muestran los resultados obtenidos.



Figura 4.4: Apero de madera para pruebas.



Figura 4.5: Resultados de la utilización del apero de madera.

En base a los literales a, b y c del punto 4.1.1 obtenemos como resultado el diseño definitivo de nuestro apero formador de camas de cultivo (acamadora), que se muestra en la figura 4.6.

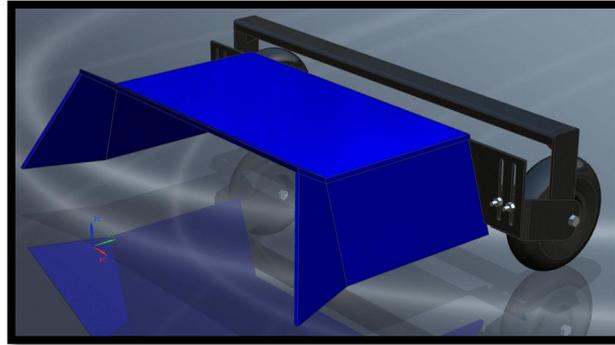


Figura 4.6: Diseño de la acamadora.

Hemos decidido en base a las pruebas mostradas en el capítulo 5 adaptarle en la parte frontal de la camadora un rotocultivador o también conocido como fresadora de eje horizontal que nos servirá para aflojar la tierra que se encuentra delante del apero y aportará tracción al mismo, tal como se muestra en la figura 4.7, las características de este tipo de herramientas agrícolas se encuentran en el punto 3.5.2 sección a. literal a.1.

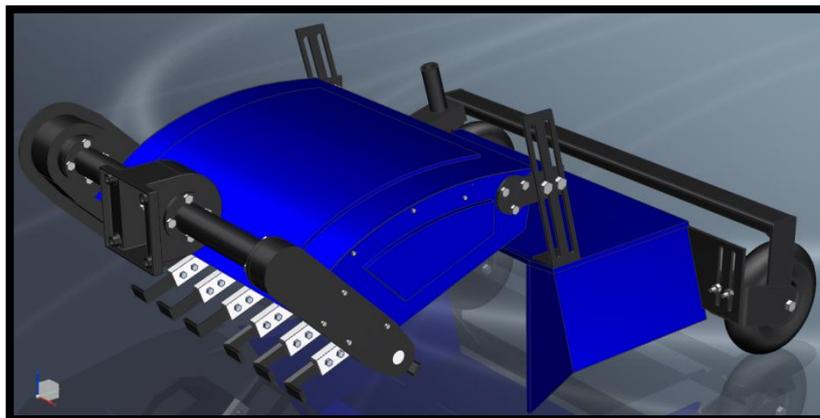


Figura 4.7: Apero diseñado (acamadora con rotocultivador).

4.1.2 Diseño del rotocultivador.

a. Velocidad Periférica (V_r).

También conocida como velocidad de corte, es decir la velocidad en la que las cuchillas van a girar en torno a un eje y se calcula con la ecuación 4.1.

$$V_r = \frac{2 * \pi * r * n}{60} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad \text{EC 4.1}$$

$$V_r = \frac{2 * \pi * 0.26 * 200}{60}$$

$$V_r = 5.44 \text{ m/s}$$

Donde:

V_r = Velocidad periférica.

r = Radio del rotor 0.26m (Promedio de los valores mostrados en la tabla 3.6).

n =Revoluciones por minuto (Promedio de los valores mostrados en la tabla 3.6).

b. Distancia entre dos cortes consecutivos (L).

Es la distancia que existe entre los cortes de una cuchilla del rotavator cuando da una vuelta de 360 grados, y de la cuchilla que le sigue a continuación y se calcula con la ecuación 4.2.

$$L = \frac{60 * V_m}{m * n} \quad [m] \quad \text{EC 4.2}$$

$$L = \frac{60 * V_m}{m * n}$$

$$L = \frac{60 * 2}{2 * 200}$$

$$L = 0.3 \text{ m}$$

Donde:

L = Distancia entre dos cortes consecutivos

V_m = Velocidad máxima de avance del motocultor 7.5 km/h = 2.0 m/s (velocidad promedio para los *Trabajos de Labranza de un arado de reja* de la tabla 3.7).

m = Número de hileras de cuchillas (generalmente 2) ⁹

n = Número de revoluciones del rotor por mi minuto (Promedio de los valores mostrados en la tabla 3.6).

Entre más pequeño sea el valor de L más fino es el tamaño de las partículas del suelo y entre mas grade sea L más gruesa es la labranza.

c. Desplazamiento de la tierra (X).

Es la distancia en la que cierta cantidad de tierra va a ser desplazada hacia atrás por cada cuchilla del rotocultivador y se la obtiene con la ecuación 4.3.

$$X = \frac{(0.75 * V_r)^2 * \sin 2\beta}{g} \quad [m] \quad \text{EC 4.3}$$

$$X = \frac{(0.75 * 5.44)^2 * \sin 2(45)}{9.81}$$

$$X = 1.7 m.$$

Donde:

X = Desplazamiento de tierra

V_r = Velocidad periférica (Resultado de la ecuación 4.1)

β = Angulo de salida de tierra con respecto a la horizontal (45°) ¹⁰

⁹ Francisco Fidel Litardo Morán "Evaluación, pruebas y validación de dosificación y siembra en el campo de dos sembradoras de pastos", ESPOCH, 2008, Páginas 50-53.

¹⁰ Francisco Fidel Litardo Morán "Evaluación, pruebas y validación de dosificación y siembra en el campo de dos sembradoras de pastos", ESPOCH, 2008, Página 55.

g = Aceleración de la gravedad, 9.81 m/s.

d. Profundidad de labranza.

Es la profundidad que las cuchillas del rotocultivador cavan al realizar su trabajo y se calcula con la ecuación 4.4.

$$d = \frac{r \left[1 - \frac{V_m}{V_r} \right]}{0.6} \quad [m] \quad \text{EC 4.4}$$

$$d = \frac{0.26 \left[1 - \frac{2}{5.44} \right]}{0.6}$$

$$d = 0.27 \text{ m}$$

e. Número de cuchillas que se encuentran dentro de la zona de corte (Z).

Es la cantidad de cuchillas que se encuentran a lo largo del eje del rotocultivador que estamos diseñando, es importante mencionar que la cantidad de estas, depende del ancho de trabajo que nuestra máquina vaya a realizar, por lo tanto la magnitud "p" que es el ancho entre azadas que se encuentra en la tabla 3,6 debe seleccionarse según este parámetro a criterio del diseñador.

El número de cuchillas se calcula con la ecuación 4.5

$$Z = \frac{\gamma}{2 * \pi} * \frac{m * B}{p} \quad \text{EC 4.5}$$

Donde:

γ = El ángulo recorrido por el borde cortante durante la trayectoria de la cuchilla a través del suelo (ecuación 4.6).

B = Ancho de trabajo 0.8 m (sección 4.1.1 dimensiones de la cama d cultivo).

p = Ancho entre azadas 0.035 m (Seleccionado de la Tabla 3.6 de acuerdo a la distancia de nuestro eje del rotocultivador).

Para calcular “ γ ” debemos utilizar la ecuación 4.6 que está en función del ángulo “ φ ” (ecuación 4.7), el mismo que depende del radio r_2 , que se calcula con la ecuación 4.8.

$$\gamma = 90^\circ + \varphi \quad [\mathbf{rad}] \quad \mathbf{EC\ 4.6}$$

$$\text{sen } \varphi = \frac{d - r_2}{r_2} \quad \mathbf{EC\ 4.7}$$

$$r_2 = \left[r - r * \frac{V_m}{V_r} \right] \quad [\mathbf{m}] \quad \mathbf{EC\ 4.8}$$

$$r_2 = \left[0.26 - 0.26 * \frac{2}{5.44} \right]$$

$$\mathbf{r_2 = 0.16\ m}$$

$$\text{sen } \varphi = \frac{0.27 - 0.16}{0.16}$$

$$\mathbf{\varphi = 43.43^\circ}$$

$$\gamma = 90^\circ + 43.43^\circ$$

$$\mathbf{\gamma = 133.43^\circ \approx 2.33\ rad}$$

$$Z = \frac{2.33}{2 * \pi} * \frac{2 * 0.8}{0.035}$$

$$\mathbf{Z = 16.95 \approx 17\ cuchillas}$$

f. Cálculo de la fuerza F que actúa sobre el rotor.

Esta fuerza se calcula con la ecuación 4.9.

$$F = Z * F_t \quad [\mathbf{kgf}] \quad \mathbf{EC\ 4.9}$$

Donde:

F_t = Es la fuerza tangencial que actúa sobre la cuchilla (ecuación 4.10)

$$F_t = R * \cos 7.5^\circ \quad [kgf] \quad \text{EC 4.10}$$

Donde:

R = Resistencia de la tierra sobre las cuchillas 11.3 kgf ¹¹

$$F_t = 11.3 * \cos 7.5^\circ$$

$$F_t = \mathbf{11.20 Kgf}$$

$$F = 17 * 11.20$$

$$F = \mathbf{190.46 Kgf}$$

g. Potencia requerida para el mando del rotor (N).

Es la potencia que el rotocultivador demanda para realizar un trabajo eficiente según el diseño que hemos hecho del mismo y se calcula con la ecuación 4.11.

$$N = \frac{F * V_r}{75} \quad [Hp] \quad \text{EC 4.11}$$

$$N = \frac{190.46 * 5.44}{75}$$

$$N = \mathbf{13.81 \approx 14 Hp}$$

¹¹ Francisco Fidel Litardo Morán "Evaluación, pruebas y validación de dosificación y siembra en el campo de dos sembradoras de pastos", ESPOCH, 2008, Página 66.

4.1.3 Diseño analítico de la acamadora.

Para seguir con el diseño del apero tenemos que realizar los cálculos para saber si el espesor del material de todo el apero va a resistir la fuerza que se ejercerá sobre él, estos cálculos serían demasiado extensos si se los realizara analíticamente, por lo que se harán en el software utilizado para el desarrollo de esta tesis, sin embargo debemos comprobar que los resultados arrojados por el programa sean similares a los calculados analíticamente, para esto realizaremos el diseño analítico de la placa que desde un inicio se la diseñó como enlace entre el motocultor y la acamadora, la placa se muestra en la figura 4.8, luego compararemos estos resultados con los obtenidos con el software.

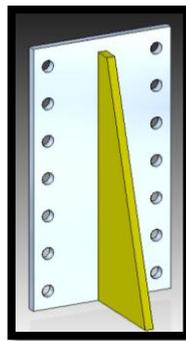


Figura 4.8: Elemento de enlace entre el motocultor y la acamadora.

Para llegar al diseño definitivo del enlace motocultor-acamadora de la figura 4.8 primero se propuso la placa sin nervadura (figura 4.9) para saber si soporta o no la fuerza aplicada y ahorrar material en la construcción.

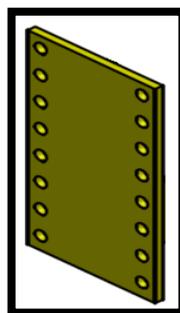


Figura 4.9: Primer diseño del elemento de enlace motocultor-acamadora.

a. Diseño de la placa.

a.1 Fuerza tracción o fuerza de tiro.

Es la fuerza requerida para traccionar la herramienta de labranza, se la conoce también como fuerza de tiro y se calcula a partir de parámetros como ancho y profundidad de trabajo, que se encuentran en el punto 4.1.1, y se calcula con la ecuación 4.12.

Datos:

Ancho de cama = 75 cm

Profundidad de cama = 20 cm

Velocidad máxima de avance motocultor = 7.5 km/h = 2.0 m/s (velocidad promedio para los *Trabajos de Labranza de un arado de reja* de la tabla 3.7).

$$F = CL * profundidad (m) * ancho operativo (m) * 100 \quad \text{EC 4. 12}^{12}$$

$$F = 30 \frac{kgf}{dm^2} * 0.2 m * 0.75 m * \frac{100 dm^2}{1 m^2}$$

$$F = 450 kgf \approx 4414 N$$

Donde:

CL = coeficiente de labranza (Tabla 2.2) = 30 kgf/dm² (para tierra muy suelta debido a que antes de realizar la cama de cultivo la tierra es previamente removida con arado de rastra.)

Profundidad y ancho operativo = profundidad y ancho de cama respectivamente.

¹² "Herramientas de laboreo" publicado por FAGRO S.A. Uruguay, 2002.

a.2 Parámetros de diseño:

Espesor: X (Figura 4.10).

Longitud: 300mm (Figura 4.10).

Ancho: 165mm (Figura 4.10).

Fuerza aplicada: 4414 N (EC. 4.12)

Material: AISI 1020, seleccionamos este material ya que, se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones delgadas, además de que se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

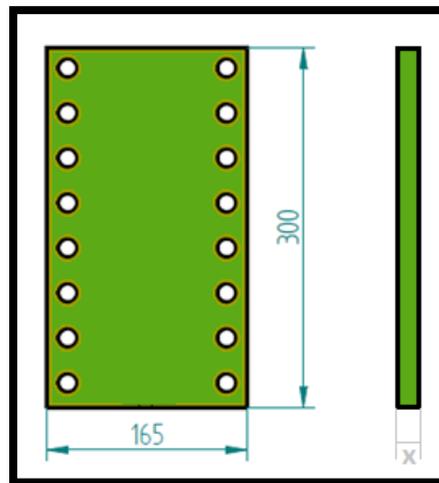


Figura 4.10: Parámetros de diseño de la placa.

Desarrollo:



Figura 4.11: Diagrama de cuerpo libre de la placa sin nervadura.

$$N = \frac{S}{\sigma \text{ ó } \tau} \quad \text{EC 4.13}$$

Donde:

N = Factor de seguridad (2.5).

S = Resistencia en Mpa.

σ = Tensión normal máxima en Mpa.

τ = Tensión máxima por esfuerzo de corte en Mpa.

$$\sigma = \frac{M_{\text{máx}}}{W_x} \quad \text{EC 4.14}$$

$$M_{\text{máx}} = F \times L \quad \text{EC 4.15}$$

$$W_x = \frac{I_x}{Y_c} \quad \text{EC 4.16}$$

Donde:

$M_{\text{máx}}$ = Momento flector máximo.

W_x = Módulo de sección.

F = Fuerza ejercida sobre la placa (Ecuación 4.12).

L = Longitud de la placa (300 mm).

I_x = Momento de inercia (Anexo A7).

Y_c = Distancia al centroide ($X/2$).

$$\sigma = \frac{F \times L}{\frac{I_x}{Y_c}}$$
$$\sigma = \frac{4414 \times 300}{\frac{165 X^3 / 12}{X/2}}$$

$$\sigma = \frac{4414 \times 300}{\frac{13,75 X^3}{X/2}}$$

$$\sigma = \frac{48152,727}{X^2}$$

Despejo σ de la ecuación 4.13 $\sigma = \frac{S}{N}$

y reemplazo en el resultado de la ecuación 4.14

$S = 205 \text{MPa}$ para el acero AISI 1020 (Punto 3.6.4 apartado c)

$$X = \sqrt{\frac{48152,727 \times N}{S}}$$

$$X = \sqrt{\frac{48152,727 \times 2,5}{205}}$$

$$\mathbf{X = 24,23mm}$$

Según el análisis se debe emplear una chapa de 24,23mm de espesor para satisfacer las necesidades del diseño. Es evidente que si usamos una chapa de este espesor el peso de todo el conjunto sería exagerado así como el costo de los materiales, aquí es donde ingresan los criterios del diseñador en cuanto a geometrías y/o elementos que se deberán usar para realizar un óptimo diseño de maquinaria.

Basándonos en nuestro juicio para el diseño, usaremos un espesor de chapa de 9,525mm es decir 3/8 de pulgada. Al usar dicho espesor de chapa se debe analizar si va a soportar las cargas, es evidente que no lo hará ya que en el paso anterior se determinó un espesor de 24,23mm, pero como se mencionó jugaremos con elementos de máquinas y añadiremos una nervadura (Figura 4.8).

La placa de enganche de la acamadora, debe soportar la fuerza de tiro de 4414 N (EC. 4.12), requerida para traccionar la herramienta de labranza, la misma que, debido a los pernos de sujeción, se distribuye de forma uniforme en toda la superficie frontal de la placa base de enganche (Figura 4.12).

Los datos del diseño de la placa con nervadura se indican en la figura 4.13.

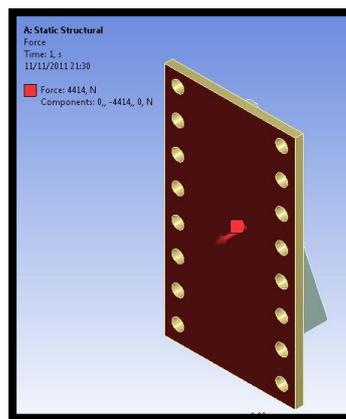


Figura 4.12: Diagrama de fuerzas en el soporte de enganche de la acamadora.

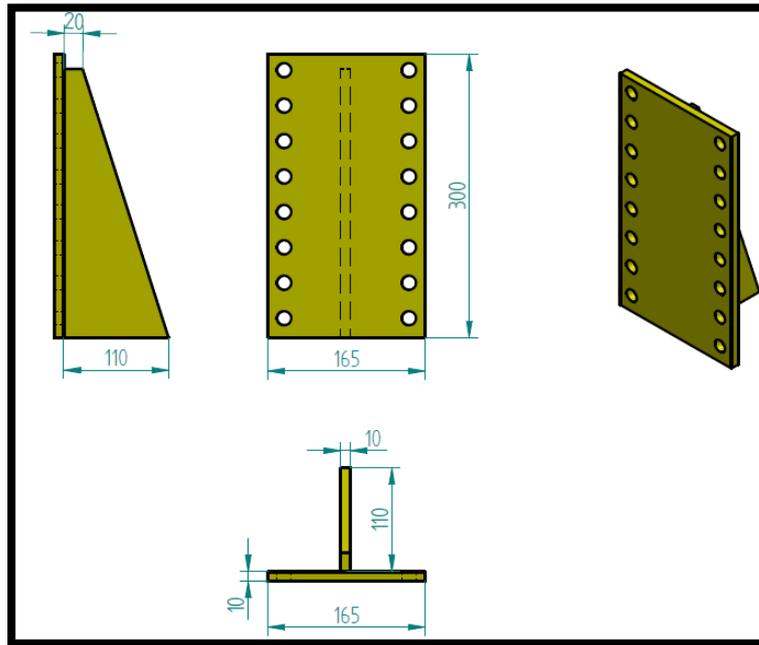


Figura 4.13: Datos del diseño de la placa con nervadura.

Para determinar las reacciones que se generan en la superficie de apoyo del soporte de enganche de la acamadora, aplicamos las ecuaciones de equilibrio en el punto 0 de la figura 4.14.

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x - 4414 N = 0$$

$$R_x = 4414 N$$

$$\sum M_0 = 0$$

$$4414 \cdot 0.15 - M_0 = 0$$

$$M_0 = 662.1 N \cdot m$$

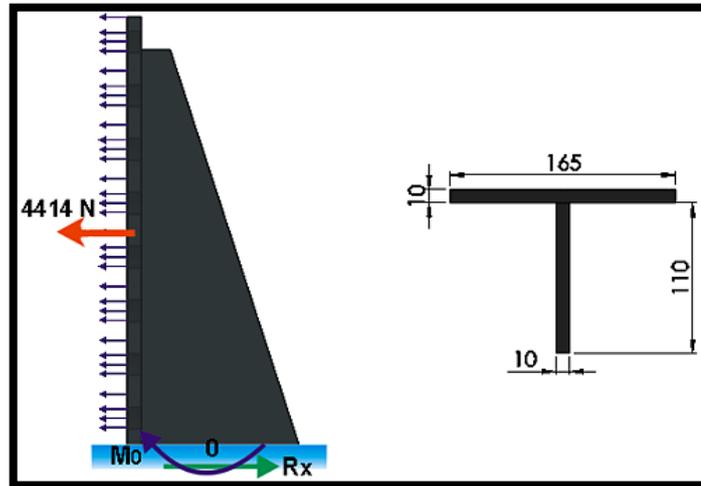


Figura 4.14: Vista lateral y sección transversal del soporte.

A partir de estas reacciones se obtiene el diagrama fuerzas de cortantes (V) y momentos flectores (M) que se muestran en la figura 4.15:

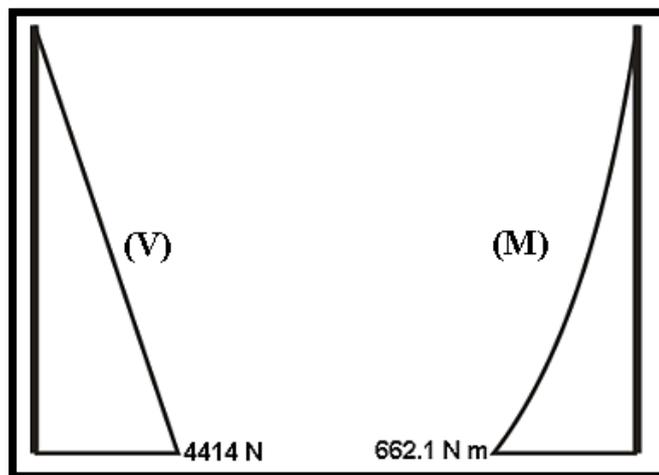


Figura 4.15: Diagrama fuerzas de cortantes y momentos flectores.

El módulo de la sección transversal del soporte de enganche de la acamadora (S_z) se determina con el programa MDSolids (figura 4.16).

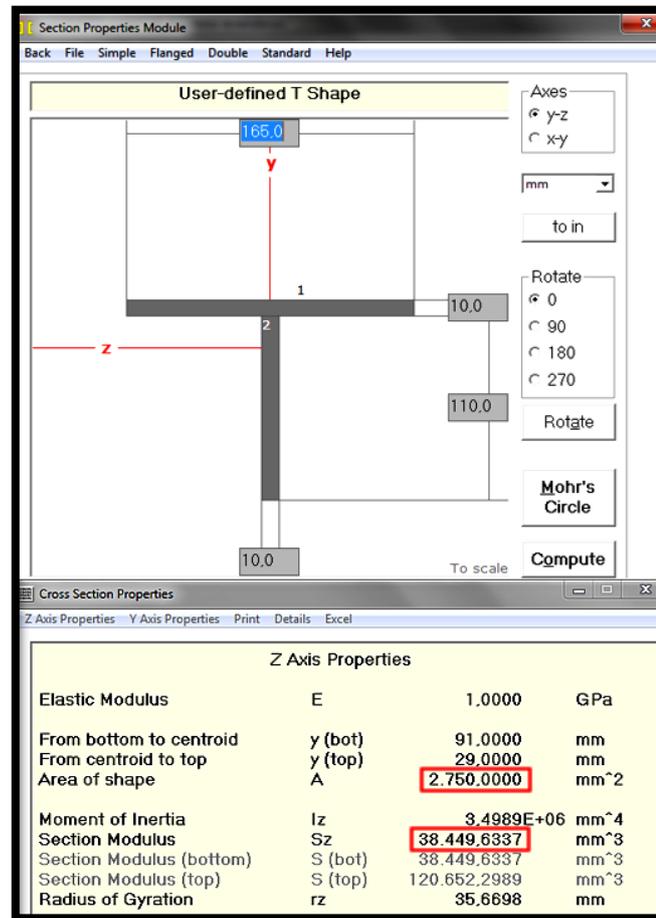


Figura 4.16: Propiedades de la sección transversal de la base del soporte.

Por lo tanto, el esfuerzo normal máximo por flexión viene dado por:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{S_z} \quad \text{EC 4.17}$$

Donde:

σ_{flex} = Esfuerzo normal máximo (Mpa).

M_{max} = Momento flector máximo (Figura 4.15).

S_z = Modulo de la sección (Figura 4.16).

$$\sigma_{flex} = \frac{662.1 N \cdot m}{38449.63 mm^3} \cdot \frac{1000^3 mm^3}{1 m^3}$$

$$\sigma_{flex} = 17.22 MPa = \sigma_y$$

El esfuerzo cortante máximo viene dado por:

$$\tau_{cort} = \frac{R_x}{A} \quad \text{EC 4.18}$$

τ_{cort} = Esfuerzo cortante máximo (Mpa.)

R_x = Reacción en el eje X (es igual a la fuerza aplicada 4414 N).

A = Area de la placa con nervadura (Figura 4.16 Area of Shape).

$$\tau_{cort} = \frac{4414 N}{2750 mm^2} \cdot \frac{1000^2 mm^2}{1 m^2}$$

$$\tau_{cort} = 1.60 MPa = \tau_{xy}$$

Reemplazando este valor en el círculo de Mohr (Figura 4.17) para el cálculo de esfuerzos combinados y se obtiene:

$$\sigma_1 = 17.367 MPa.$$

$$\sigma_2 = -0.147 MPa.$$

$$\tau_{max} = 8.757 MPa.$$

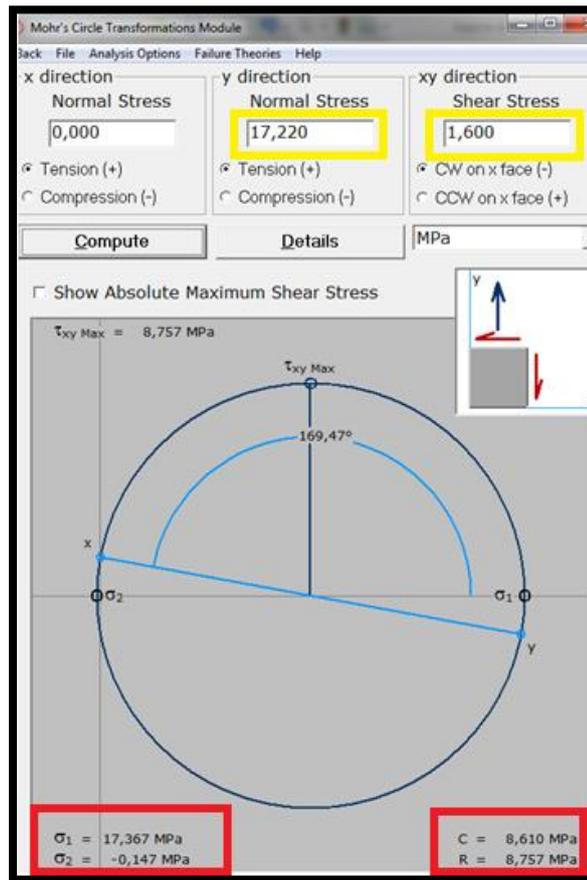


Figura 4.17: Resultado de los esfuerzos combinados con el círculo de Mohr utilizando MDSolids.

Por lo tanto, el esfuerzo de Von Mises máximo que resiste el soporte de enganche de la acamadora viene dado por:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \text{EC 4.19}$$

$$\sigma' = 17.44 \text{ MPa.}$$

El factor de seguridad mínimo para el soporte de enganche de la acamadora es:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{EC 4.20}$$

$$FS = \frac{205 \text{ MPa}}{17.44 \text{ MPa}}$$

$$FS = 11,75$$

Basándonos en los resultados de la ecuación 4.19, concluimos que el diseño de la placa con la nervadura de 10 mm de espesor construida con acero AISI 1020 si va a soportar la fuerza de tiro de 4414 N calculada en la ecuación 4.12, ya que el esfuerzo máximo de esta pieza es de 17.44 MPa, y el acero AISI 1020 soporta esfuerzos de hasta 205 MPa como se indica en el punto 3.6.4 literal c.

El factor de seguridad mostrado en la ecuación 4.20 es de 11.75 y como se indica en el punto 4.1.4, el *FS* necesario para estructuras bajo cargas estáticas, es de tan solo 2.5, este sobredimensionamiento tan excesivo se debe a que utilizamos una chapa de 10 mm de espesor por que la tierra es un elemento altamente abrasivo y si usamos un material más delgado, la vida útil del apero disminuirá, debido a la fricción acero-tierra.

4.1.4 Modelado.

Para demostrar y justificar que el software que estamos utilizando en el diseño de nuestra tesis es indispensable comparar los resultados obtenidos con el software con los calculados manualmente.

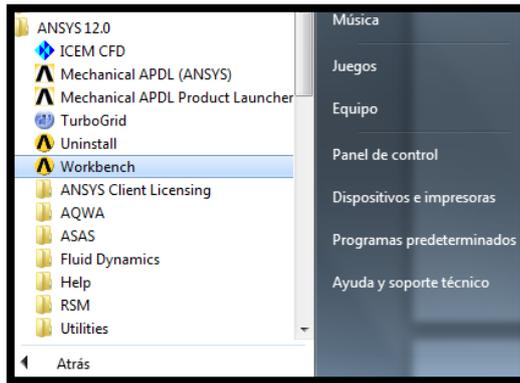
En este punto, realizaremos un pequeño tutorial de cómo realizar el análisis por elementos finitos utilizando el programa ANSYS, con la placa con nervadura diseñada en el punto 4.1.3 analíticamente.

“Trabajaremos con un factor de diseño *N* de 1,25 a 2,5 el mismo que se recomienda para diseño de estructuras bajo cargas estáticas para que exista un alto grado de confianza en los datos del diseño”¹³.

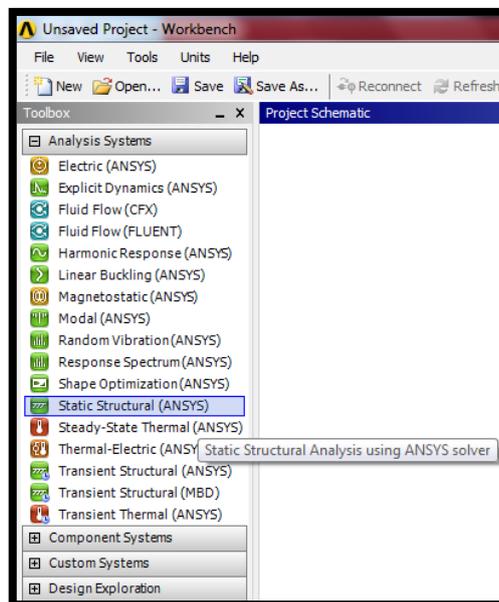
A continuación se enumeran los pasos para realizar el análisis en ANSYS y conformar un pequeño tutorial.

¹³ Robert L. Mott “Diseño de elementos de máquinas” Cuarta Edición, Página 355.

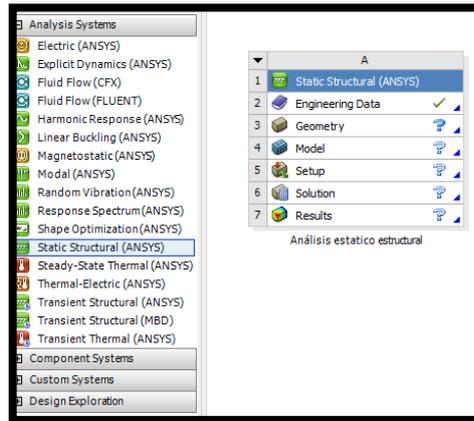
1. Dibujamos el elemento que será sometido al análisis por elementos finitos en un software de diseño, en nuestro caso SOLID EDGE, nuestro dibujo se muestra en la figura 4.8., y las medidas en la figura 4.12.
2. Llamamos al software ANSYS y damos click en workbench



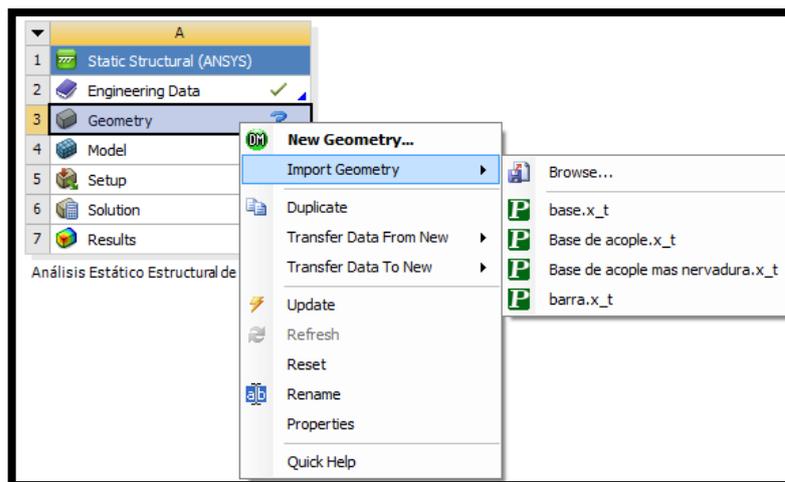
3. Doble click en Static Structural (ANSYS)



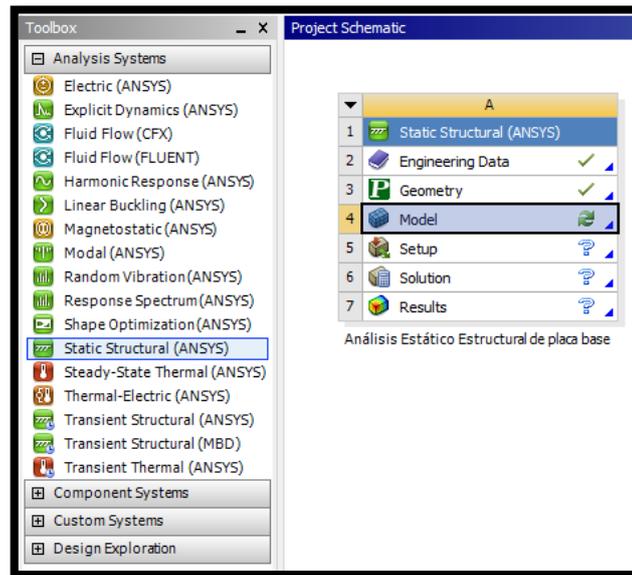
4. Colocamos un nombre, en nuestro caso análisis estático estructural.



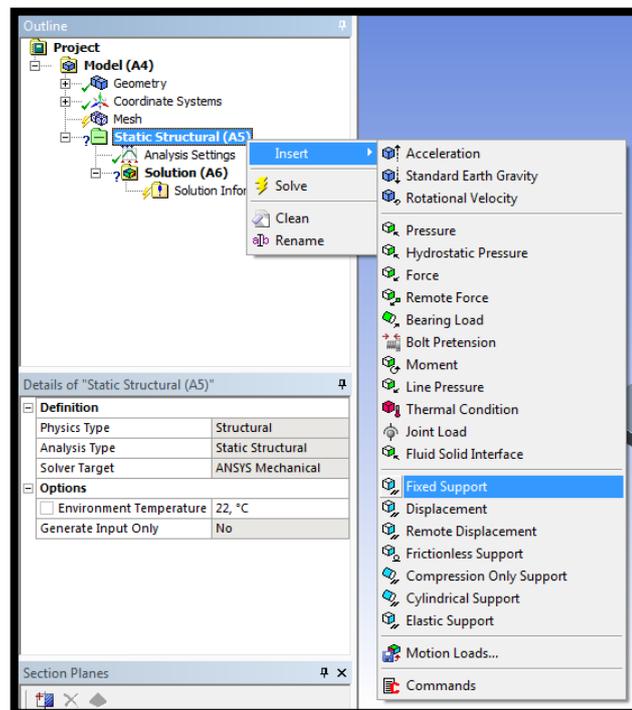
5. Click derecho en Geometry, luego nos colocamos en Import Geometry, y seleccionamos el directorio de donde se encuentre nuestra pieza a analizar, luego la seleccionamos y abrimos.



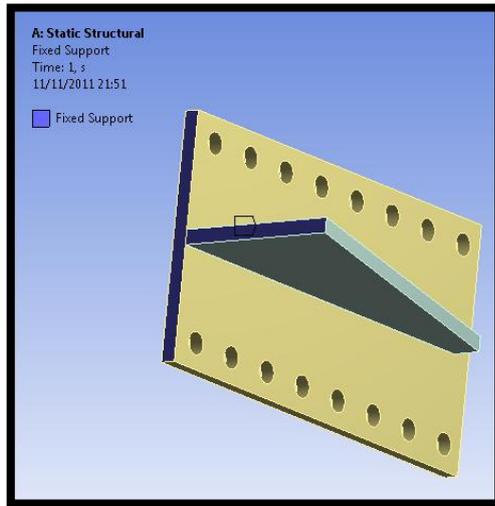
6. Doble click en Model



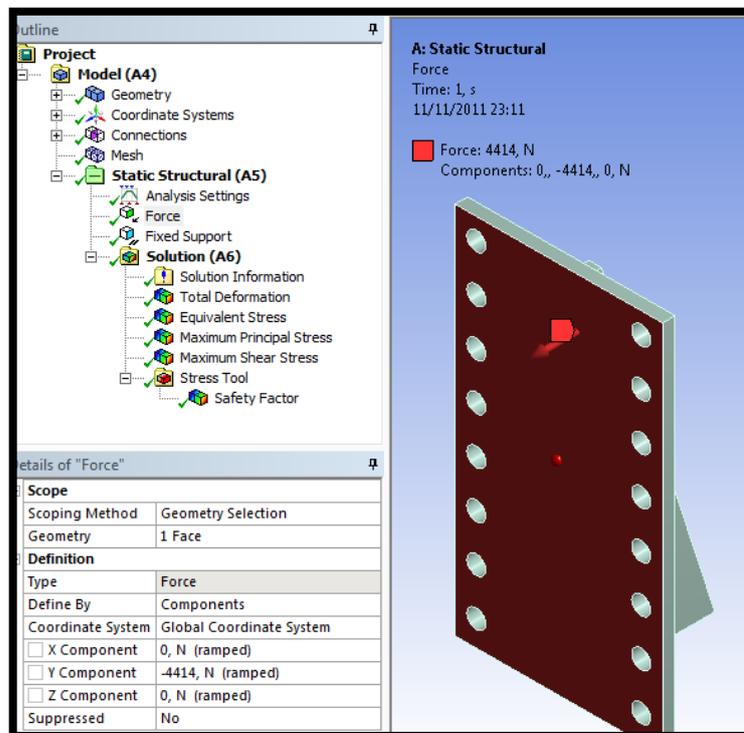
7. Click derecho en Static Structural, en insert seleccionamos Fixed Support



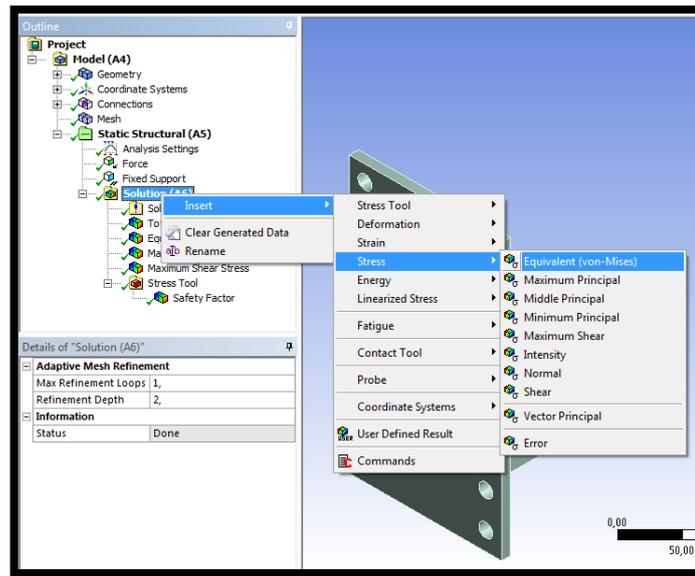
8. Seleccionamos un lado que necesitamos fijo y aceptamos (click en apply)



9. Procedemos de la misma forma para aplicar una fuerza la cual será de 4414N (ecuación 4.12.)

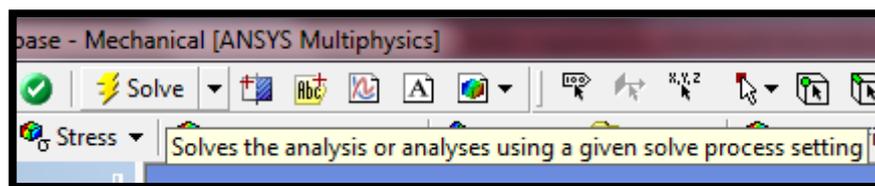


10. Click derecho en Solution, insert y seleccionamos los parámetro que deseamos observar para nuestro caso escogeremos el método de Von Mises.



11. Procedemos de igual forma para ingresar otros parámetros tal es el caso de la deformación total, y/o cualquier otra variante que deseamos observar.

12. Una vez se haya seleccionado los parámetros deseados damos click en Solve y el proceso habrá terminado.



13. Resultados:

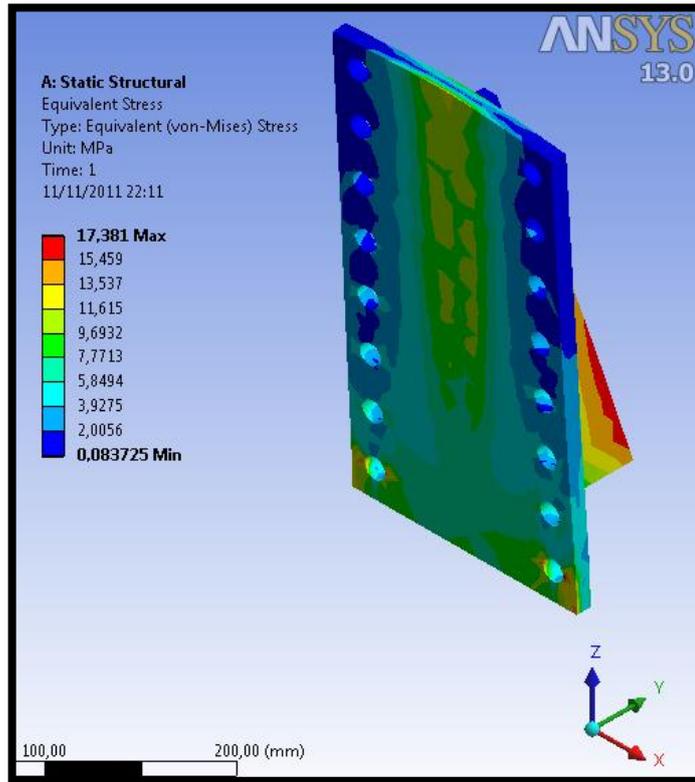


Figura 4.18: Esfuerzo máximo Von Mises calculado por ANSYS.

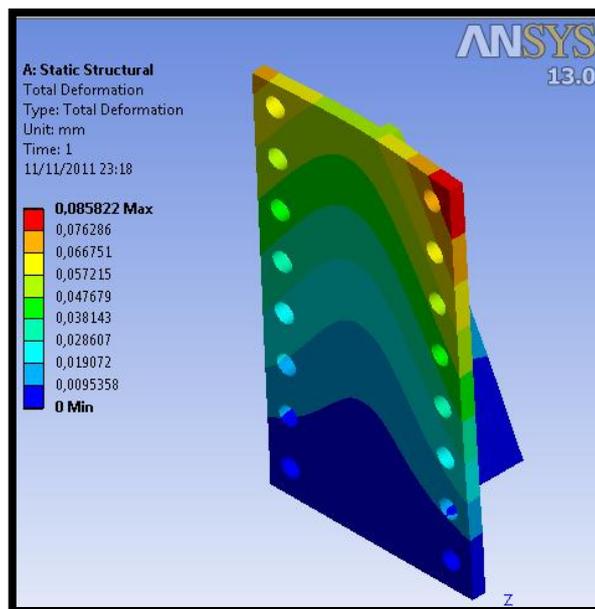


Figura 4.19: Deflexión máxima calculado por ANSYS.

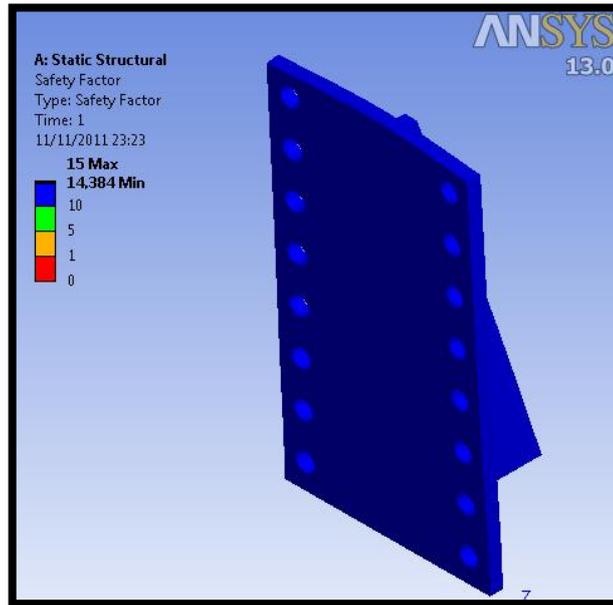


Figura 4.20: Factor de diseño.

Los resultados analíticos y los calculados por ANSYS pueden observarse en la tabla comparativa 4.1.

Tabla 4.1. Tabla comparativa de los resultados obtenidos manualmente en el punto 4.1.3 con los calculados con ANSYS.

	Max. Tensión (MPa)	Error Máx. Tensión (%)
Analítico	17,44	0
ANSYS	17,381	0,338

Basándonos en la tabla 4.1, los valores obtenidos analíticamente y con el software ANSYS son casi idénticos, por lo que hemos comprobado que el software es muy confiable para poder seguir utilizándolo en todas la piezas que conforman nuestra tesis, sin necesidad de realizar cálculos manuales.

a. Modelado de la guía central de enganche de la acamadora.

Esta guía central, es el elemento de conexión entre la acamadora y el motocultor y se lo hará a través de un eje perforado el mismo que está ligado a una base y dos placas verticales que serán soldadas a la cubierta posterior de la acamadora como se indica en la figura 4.21.



Figura 4.21: Guía central de la acamadora.

Una vez dibujada la guía central, se invocará al software ANSYS para su posterior modelamiento.

Cuando estemos en ANSYS estableceremos las condiciones de frontera como son: una fuerza de 4414N (ecuación 4.12) que es la fuerza de arrastre que proporciona el motocultor a la acamadora a través del acoplador, restricciones de movimiento, material a usarse (AISI 1020 debido al bajo costo y amplia disponibilidad).

Como primera opción de diseño se planteó la base con una sola placa la cual arrojó los resultados mostrados en la figura 4.22. El esfuerzo máximo llegó a 515,33 MPa, el material a usarse AISI 1020 solo soporta 205 Mpa (Capítulo 3 punto 3.6.4), razón por la cual se podría cambiar el espesor del material para que soporte pero en su defecto decidimos añadir otra placa y los resultados pueden verse en la figura 4.23, observamos que el esfuerzo se reduce a 236,04 Mpa (figura 4.23), que es un valor admisible para el material que se está usando pero no cumpliría con el factor de diseño recomendado como se muestra en la figura

4.24, el valor arrojado es de 1,05, algo deducible fácilmente ya que estamos trabajando al límite del esfuerzo que soporta el material.

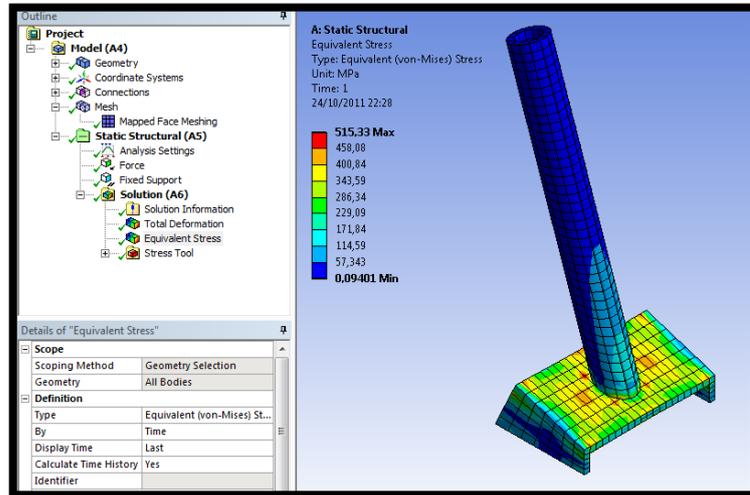


Figura 4.22: Esfuerzo máximo que soporta la guía central de enganche con una sola placa en la base.

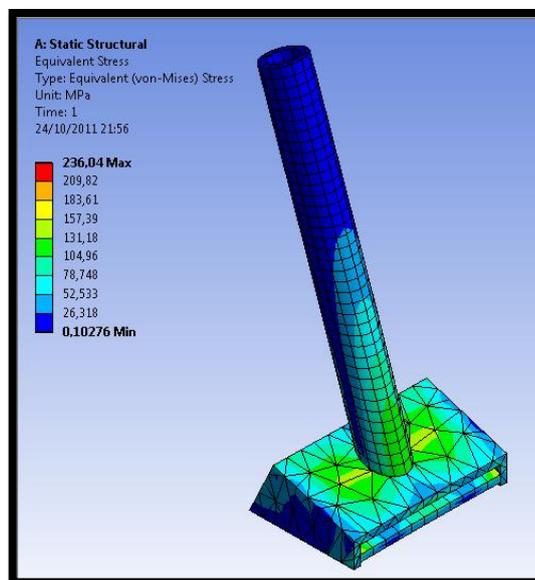


Figura 4.23: Esfuerzo máximo que soporta la guía central de enganche con dos placas en la base.

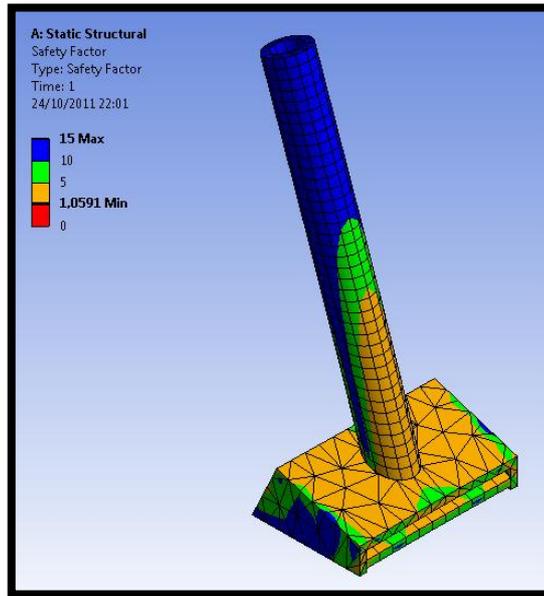


Figura 4.24: Factor de diseño.

El éxito para que un software de análisis por elementos finitos arroje resultados correctos está en el mallado de las geometrías, si confiamos ciegamente en lo que el software hace por defecto no tendremos un buen producto final, lo recomendable es tratar de mallar siempre que sea posible con elementos hexaédricos, y tratar de usar los elementos tetraedros solo cuando la superficies a mallar no admitan elementos hexaédricos.

En la figura 4.25 se aprecia que la calidad de la malla en el eje de la guía no es perfecta y este puede ser mejorado, para esto debemos realizar un mapeado en la cara superior, este resultado puede observarse en la figura 4.26

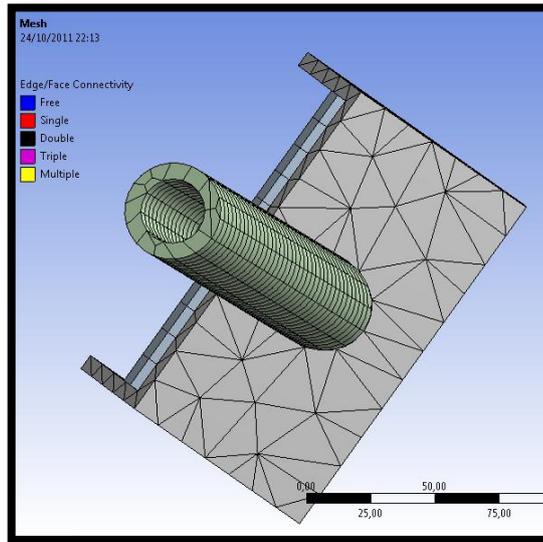


Figura 4.25 Mallado por defecto de la geometría analizada.

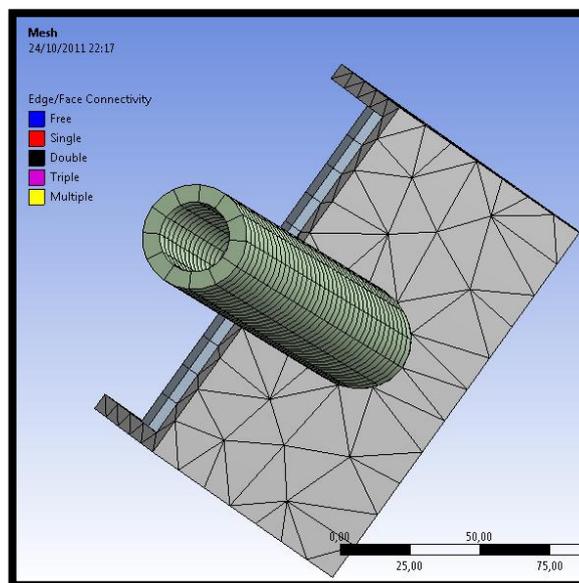


Figura 4.26: Mapeado de la superficie del eje de la guía de enganche.

Claramente se observa como mejora el mallado del sólido obteniendo elementos hexaédricos en todo el eje.

Una vez mapeada la superficie corremos el programa y los resultados se muestran en la figura 4.27. En la que observamos un esfuerzo máximo de 192,6 Mpa y un factor de seguridad de 1.3 como se indica en la figura 4.28.

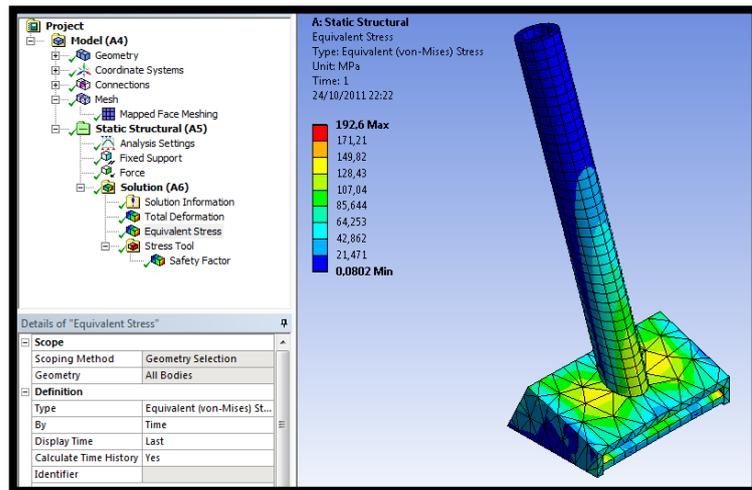


Figura 4.27: Esfuerzo máximo al que llega la guía de enganche.

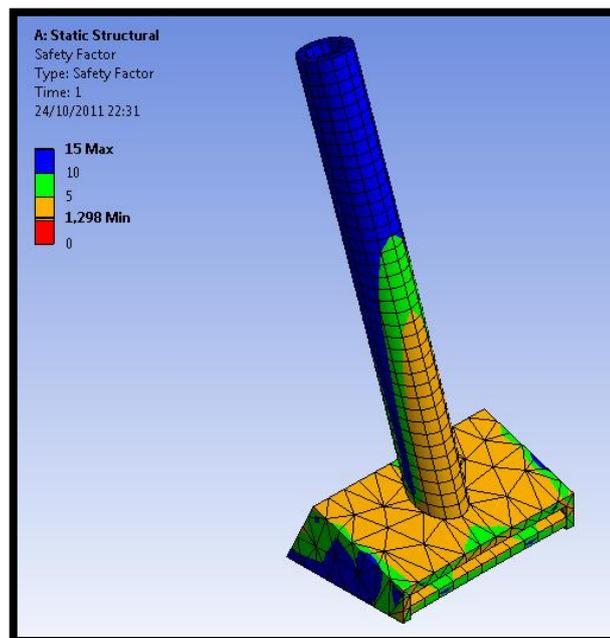


Figura 4.28 Factor de seguridad obtenido en la guía de enganche.

Si bien es cierto el factor de seguridad ya cumple con lo recomendado, para mejorar este, y por fines de estabilidad en la acamadora se añaden dos guías laterales que mejoraran el factor de seguridad y la estabilidad de la acamadora.

b. Modelado de la base de tiro junto con las guías laterales.

Para simular la guía de enganche, y las guías laterales se hará un ensamble con la placa de la acamadora en la que estarán soldados estos elementos aplicando una fuerza de 4414N (ecuación 4.12) tal como se indica en la figura 4.29.

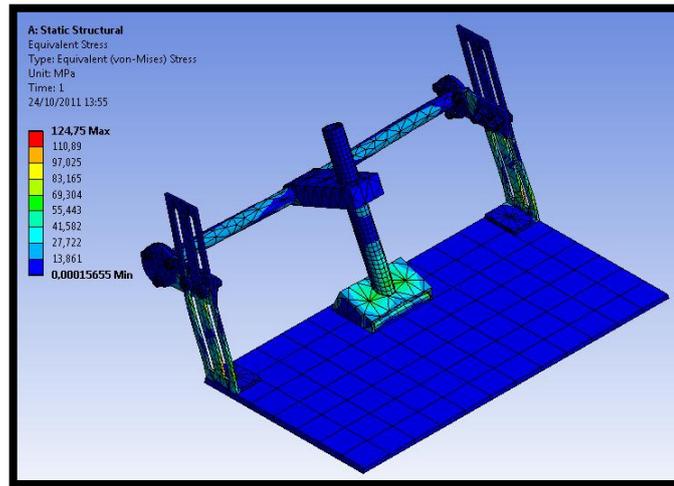


Figura 4.29. Fuerza aplicada en la base de tiro junto con las guías laterales.

Como se observa en la figura 4.29 se ha obtenido un valor máximo de esfuerzo de 124,75 MPa el mismo que es permisible según el material utilizado cuyas características se muestran en el capítulo 3 punto 3.6.4.

c. Modelado de la acamadora completa con la base de tiro y guías laterales.

Ahora procederemos a la simulación de toda la acamadora, añadiendo una fuerza de 890N en el soporte transversal la misma que representa el peso de una persona de 200 libras parada sobre él, como se indica en la figura 4.28.

Los resultados obtenidos, nos indican que el esfuerzo máximo al que llegan los elementos de la acamadora es de 152.41 MPa.

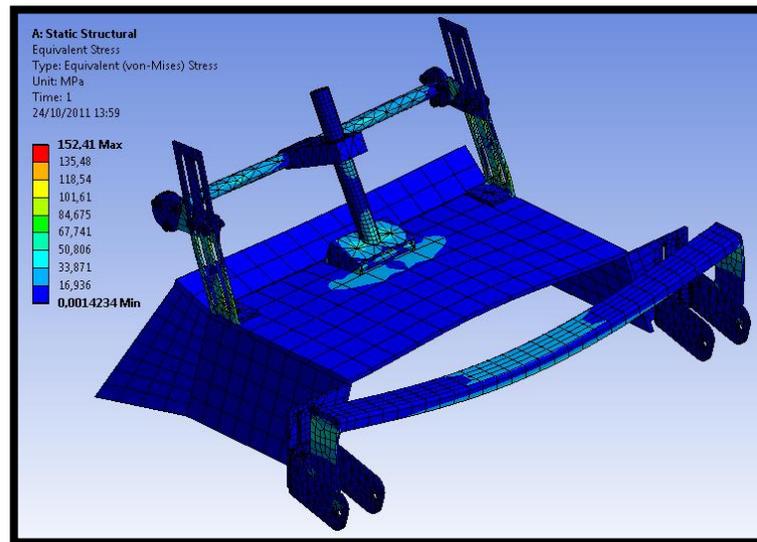


Figura 4.30: Esfuerzo máximo al que es sometida la acamadora.

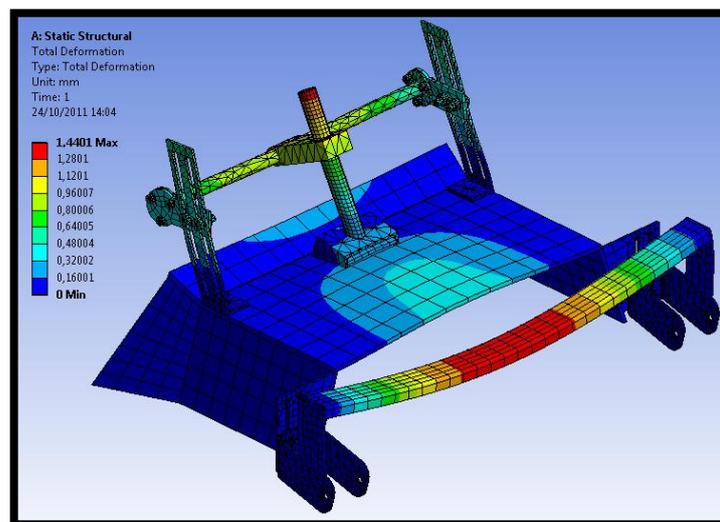


Figura 4.31: Deflexión máxima al que es sometida la acamadora.

El factor de seguridad al que se obtiene con el diseño de los elementos que conforman la acamadora es de 1.64 el mismo que es recomendado para cargas estáticas donde se tiene certeza de las condiciones de frontera (figura 4.32).

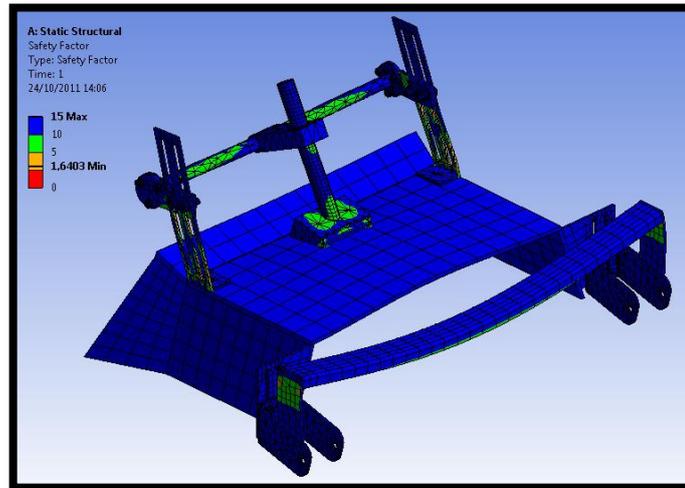


Figura 4.32: Factor de seguridad obtenido en el diseño de la acamadora.

d. Modelado del rotocultivador

Para modelar y simular el rotocultivador se aplicará una fuerza de 300N (Tabla 2.2) esta es la que presenta el terreno cuando es trabajado por la cuchilla. Además se simulara con un acero AISI 1020 ya que según la tabla comparativa 4.1 podemos confiar en los resultados que obtendremos con el software.

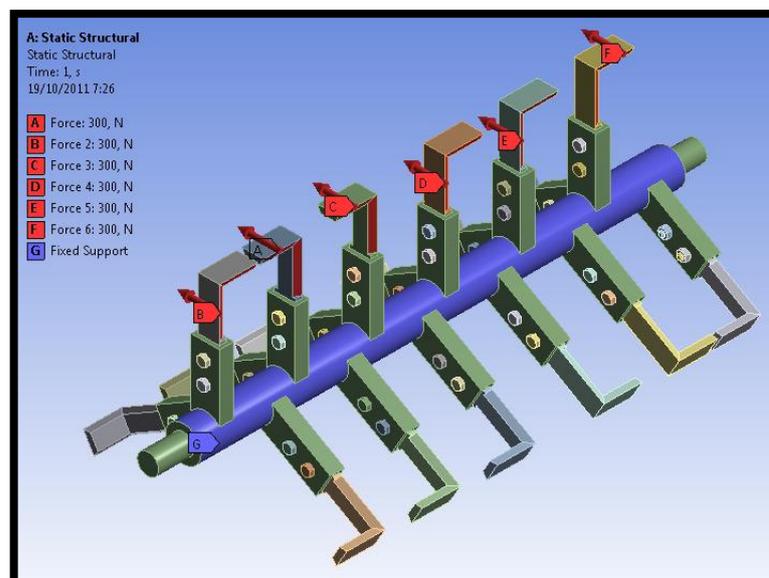


Figura 4.33 Fuerza aplicada en cada cuchilla.

Según los resultados obtenidos por el software el rotocultivador es sometido a un esfuerzo máximo de 22.414 MPa. el mismo que es mínimo en comparación al material con que está construida la cuchilla, pero este se justifica ya que estará sometido a efectos de abrasión en cuanto entra en contacto con el terreno.

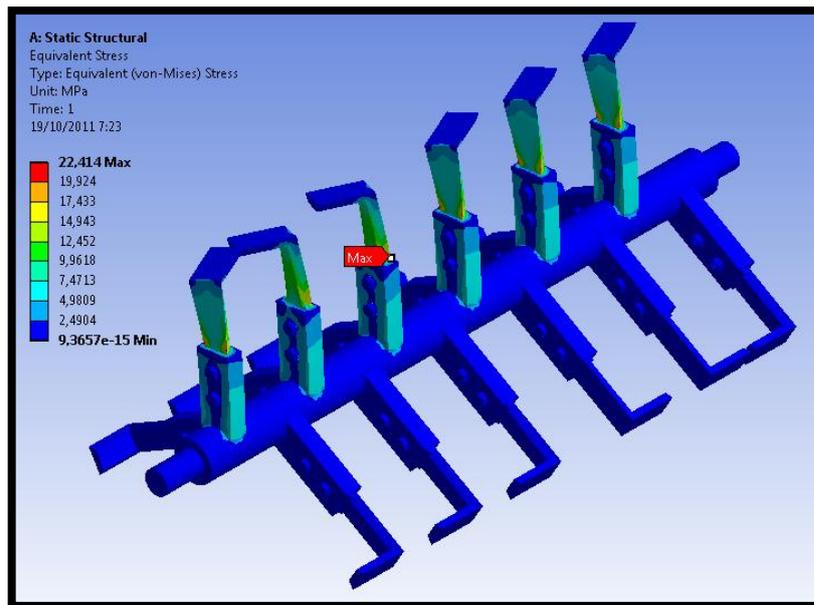


Figura 4.34 Esfuerzo máximo obtenido en el rotocultivador.

4.2. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL MOTOR

4.2.1 Parámetros de diseño.

Peso aproximado de la acamadora = 1350N (300lb.)

El peso de la acamadora que nos indica el programa es de aproximadamente 100 lb, pero le sumaremos el peso de una persona ya que al momento de trabajar en ciertas partes del terreno el operario puede subirse en el apero para mayor comodidad, el peso promedio de una persona es de 200 lb.

Ancho de cama =	75 cm.
Profundidad de cama =	20 cm.
Velocidad máxima de avance motocultor =	7.5 km/h = 2.0 m/s.

4.2.2 Potencia requerida por la herramienta de labranza (P_r)

Esta potencia se refiere a aquella que la herramienta agrícola de labranza requiere para su funcionamiento bajo ciertas condiciones específicas, para poder realizar el trabajo para lo cual fue diseñado, por lo que es la potencia que la herramienta demanda a la barra de tiro del tractor agrícola. El cálculo de esta potencia depende la fuerza F que la herramienta demanda a la barra de tiro del tractor y de la velocidad \vec{V} con la que el tractor tira de la herramienta.

$$P_r = F * \vec{V} \quad \text{EC 4. 21}$$

$$P_r = 4414 \text{ N} * 2.0 \text{ m/s}$$

$$P_r = 8828 \text{ W} = 8.828 \text{ kW}$$

Donde:

F = Resultado de la ecuación 4.12.

\vec{V} = velocidad con la que tira el motocultor de la herramienta de labranza y es igual a la velocidad de avance del motocultor.

4.2.3 Fuerza de fricción

Esta fuerza es la resistencia de frotamiento entre las partículas de suelo y el metal de la herramienta de labranza. La superficie rugosa de las partículas da la fricción más alta, en estrecha relación con la textura y el grado de humedad del suelo y se la calcula con la ecuación 4.22.

$$F_f = \mu_c * W \quad \text{EC 4. 22}^{14}$$

$$F_f = 0.4 * 1350 \text{ N}$$

$$F_f = 540 \text{ N}$$

Donde:

μ_c = coeficiente de rozamiento dinámico acero-tierra = 0.4

W = peso de la acamadora (es igual a la normal) = 1350 N

4.2.4 Potencia de fricción (P_f)

Es la potencia que se pierde en las operaciones de labranza debido a la fricción dinámica entre el suelo y el metal de la herramienta de labranza. El cálculo de esta potencia depende de la fuerza de fricción y la velocidad con la que el tractor tira de la herramienta.

$$P_f = F_f * \vec{V} \quad \text{EC 4. 23}$$

$$P_f = 540 \text{ N} * 2.0 \text{ m/s}$$

$$P_f = 1080 \text{ W} = 1.08 \text{ kW}.$$

4.2.5 Potencia requerida a la barra de tiro del motocultor (P_{bdt}).

Es la potencia que el implemento de labranza demanda de la barra de tiro del motocultor para poder realizar las camas de cultivo o realizar labores que

¹⁴Formula y datos tomados de Wikipedia utilizando como palabra clave "Fuerza de fricción".

demandan del esfuerzo de tiro a través de la barra de tiro. El cálculo de ésta potencia depende de la potencia requerida por la herramienta de labranza y la potencia de fricción.

$$P_{bdt} = P_r + P_f \quad \text{EC 4.24}^{15}$$

$$P_{bdt} = 8.828 \text{ kW} + 1.08 \text{ kW}$$

$$P_{bdt} = 9.9 \text{ kW}.$$

4.2.6 Potencia disponible por el motocultor (P_D)

“Cuando hablamos de potencia disponible en el motocultor, es fundamental conocer el rendimiento de la potencia en el mismo, tomando como patrón de comparación del rendimiento, la potencia en la toma de fuerza, TDF (para fines prácticos se entenderá como potencia a la toma de fuerza aunque en la realidad es una toma de potencia), ya que evita las variables relacionadas con el esfuerzo de tracción entre las ruedas y la superficie del terreno”¹⁶.

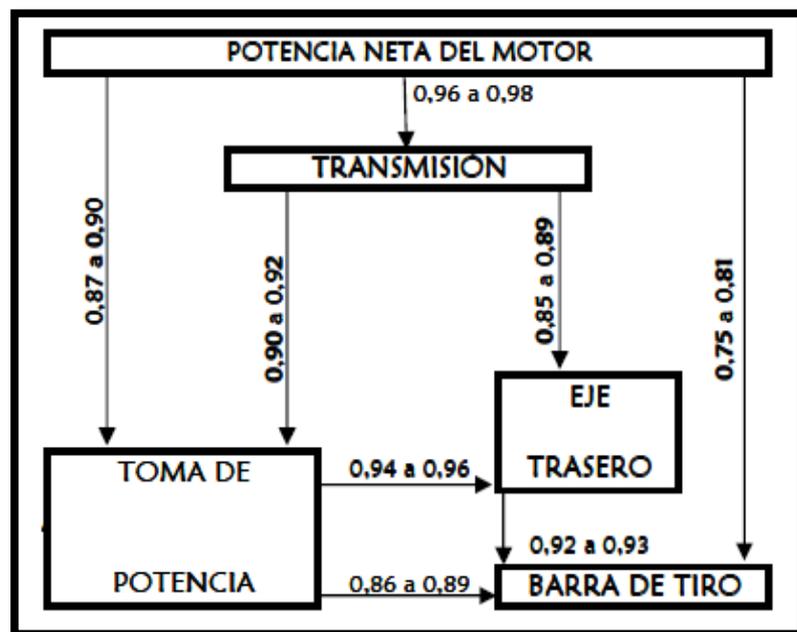


Figura 4.35: Rendimiento de la potencia mecánica en un tractor.

¹⁵ Revista de ciencias técnicas agropecuarias Vol. 19, N° 1, 2010.

¹⁶ “Potencia en los tractores”, Autor desconocido, el link de la página web se muestra en la linkografía.

Este tipo de potencia se refiere a la capacidad que un motocultor tiene para poder tirar u operar herramientas agrícolas, sean estos a través de la toma de fuerza, barra de tiro, sistema hidráulico y/o acoples de energía eléctrica, siendo los dos primeros los más relevantes y de mayor importancia para los cálculos de este tipo.

4.2.7 Potencia mínima requerida en el motor del motocultor (P_R)

Esta es la mínima potencia que se requiere que tenga el motocultor para que la herramienta de labranza pueda realizar sus labores y para éste caso en específico pueda realizar las camas de cultivo. Esta potencia depende de las pérdidas entre el motor del motocultor y la barra de tiro (ecuación 4.24), por lo tanto, para su cálculo se requiere como el rendimiento entre éstos dos componentes.

En la figura 4.35 se observa que el rendimiento normal entre el motor y la barra de tiro se encuentra en un rango que va desde 0.75 (75%) hasta 0.81 (81%), por lo que, para un rendimiento medio de 0.80 (80%), la potencia neta mínima requerida en el motor del motocultor viene dado por:

$$P_{motor} = \frac{P_{bdt}}{0.80} \quad \text{EC 4.25}$$

$$P_{motor} = \frac{9.9 \text{ kW}}{0.80}$$

$$P_{motor} = 12.3 \text{ kW} = 16.5 \text{ hp}$$

4.2.8 Selección.

En base al cálculo obtenido de la ecuación 4.25 se requiere seleccionar un motor con una potencia neta de 16.5 Hp, sin embargo los motores que se encuentran en el mercado ecuatoriano son de 16 Hp y la potencia más alta después de esta es de 20 Hp, debido al elevado costo que representa comprar un motor de 20 Hp seleccionaremos de la tabla 4.2 los motores disponibles, y para compensar los 0.5 hp faltantes se disminuirá la velocidad de avance del motocultor en el momento del laboreo, ya que por medio caballo de potencia no justifica comprar un motor tan grande.

Tabla 4.2 Tabla comparativa para la selección de motores existentes en el mercado ecuatoriano.

Características	Primera Opción	Segunda Opción	Tercera Opción
Modelo	S1100	AM300	JMT20
Marca	AMEC	Dong Feng	Lombardini
Potencia	16 HP	16 HP	16 HP
Combustible	Diesel	Diesel	Diesel
rpm	2200 rev/min	2200 rev/min	2200 rev/min
Procedencia	China	China	Italia
Stock de repuestos	Gran stock de repuestos y disponibilidad inmediata.	Gran stock de repuestos y disponibilidad en 30 días.	Gran stock de repuestos y disponibilidad inmediata.
Disponibilidad	Inmediata	Inmediata	20 a 30 días
Costo	1220 USD	1220 USD	6500 USD
Garantía	6 meses	3 meses	3 años

De acuerdo a la tabla 4.2 el mejor motor sería el Lombardini (tercera opción) debido a su reconocida marca que es muestra de calidad y por sus tres años de garantía, pero el costo es demasiado elevado y ya que nuestra tesis es un proyecto experimental y debido a costos más económicos seleccionaremos el motor AMEC S1100 es decir la primera opción.

4.3. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.

4.3.1 Diseño de transmisión de potencia por bandas.

a. Introducción

En las labores agrícolas que realizará el motocultor necesitamos más fuerza que velocidad, partiendo de este principio tenemos que reducir la velocidad del motor y así ganar potencia, la velocidad máxima que recomienda el INIAP es de 15Km/h.

El sistema de transmisión de potencia desde el motor al clutch la realizaremos a través de bandas tipo “V”, la alta velocidad del motor hace que las transmisiones por banda sean ideales para la primera etapa de reducción.

Se aplican las transmisiones por bandas cuando las velocidades de rotación son altas, ya que para velocidades lineales altas, la transmisión por bandas dan como resultado una fuerza de tensión relativamente pequeña. Además poseen características como no necesitar lubricación y ser más silenciosas.

b. Diseño.

b.1 Parámetros de diseño.

rpm del motor de combustión interna impulsor= 2200 rpm (Datos de el motor seleccionado en la sección 4.2.8).

Potencia= 16 hp (Datos de el motor seleccionado en la sección 4.2.8)

Horas de trabajo= 7 horas diarias.

rpm a obtener= 1250 rpm (Velocidades de salida para maquinas agrícolas menores a 20 hp¹⁷).

¹⁷ Jorge Ortiz Cañavate “Máquinas agrícolas y su aplicación” Tercera ed., Mexico,2002. Pag. 63

Resumen:

$$\omega_1 = 2200 \text{ rpm}$$

$$\text{Potencia} = 16 \text{ hp}$$

$$\omega_2 = 1250 \text{ rpm}$$

$$\text{Horas de trabajo diarias} = 7$$

Tipo de motor = Motor de combustion interna de 1 cilindro

b.2 Factor de servicio (F_s).

El factor de servicio se lo elije con la tabla 4.3 utilizando las horas de trabajo y el tipo de máquina.

Tabla 4.3 Factores de servicio para bandas en V.

	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: Torque normal. Motores de CD: Bobinado en derivación. Motores: De cilindro múltiple.			Motores de CA: Torque alto. Motores de CD: Bobinado en serie, bobinado compuesto Motores: De 4 o menos cilindros.		
Tipo de máquina que es impulsada	< 6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	< 6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, ventiladores con tolvas, bombas centrifugas, transportadores, ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, herramientas para máquinas, mezcladores, transportadores.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4

Elevadores de baldes o recipientes, máquinas textiles, molinos de martillo, transportadores, pesadas.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradores, molinos de bola, malacates, extrudoras de hule.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Cualquier máquina que pueda ahogarse.	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

En nuestro caso por ser un motor de un cilindro y la máquina impulsada puede ahogarse y con 7 horas de trabajo diarias escogemos:

Factor de servicio (F_s) = 2.0

b.3 Cálculo de la potencia de diseño (Pot_{dis}).

$$Pot_{dis} = F_s * Pot_{motor} \quad \text{EC 4.26}$$

$$Pot_{dis} = 2.0 * 16hp = \mathbf{32 hp}$$

b.4 Cálculo de la relación de transmisión (i).

Es la relación de velocidad entre la polea impulsora y la que impulsada.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{EC 4.27}$$

$$i = \frac{2200rpm}{1250rpm} = \mathbf{1.76}$$

b.5 Utilizando el método de tanteo, asumo la velocidad de la banda

$V_b = 4000ft/min$ ya que esta es la velocidad ideal de una banda.

Al asumir la velocidad de la banda puedo calcular un diámetro aproximado del impulsor con la ecuación 4.28.

$$\phi_1 = \frac{2 V_b}{\omega_1} \quad \text{EC 4.28}$$

$$\phi_1 = \frac{2 (4000)ft/min}{2200 rev/min} * \frac{1 rev}{2\pi} * \frac{12plg}{1 ft}$$

$$\phi_1 = 6.94 plg$$

b.6 Elijo el tipo de banda a utilizar con la figura 4.46 tomando como parámetros la potencia de diseño y las rpm más rápidas.

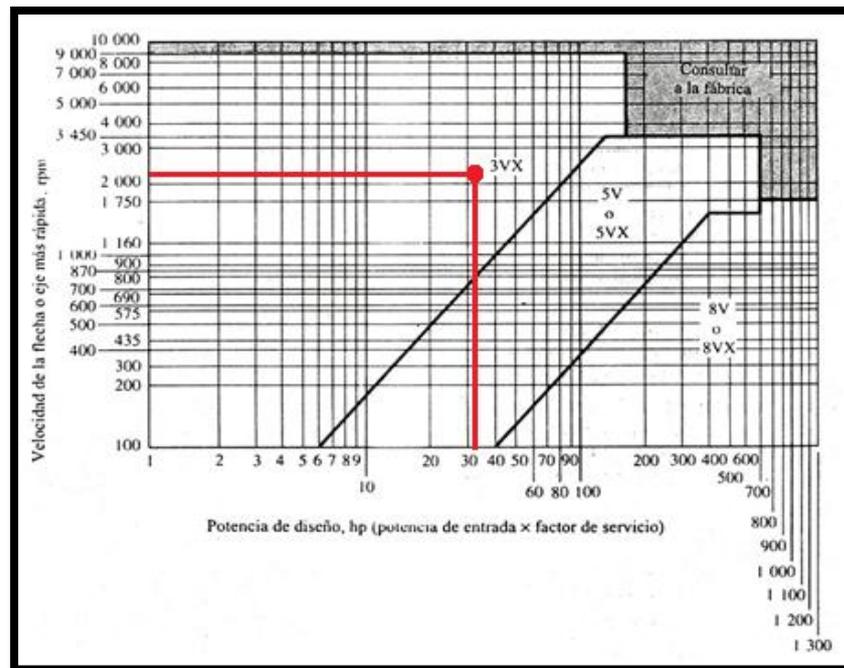


Figura 4.36: Gráfica de selección para bandas en V industriales de sección estrecha.

En base a la figura 4.36 con nuestras rpm más rápidas que son 2200 y la potencia de diseño obtenida en la ecuación 4.26 que es de 32 hp elegimos el siguiente tipo de bandas:

Tipo de banda= **3VX**

b.7 Vamos a elegir los diámetros de las poleas estándar es decir los que se encuentran en el mercado utilizando la figura 4.37 y las ecuaciones 4.29 y 4.30.

$$\phi_2 = i * \phi_1 \quad \text{EC 4.29}$$

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\phi_1}{\phi_2} \quad \text{EC 4.30}$$

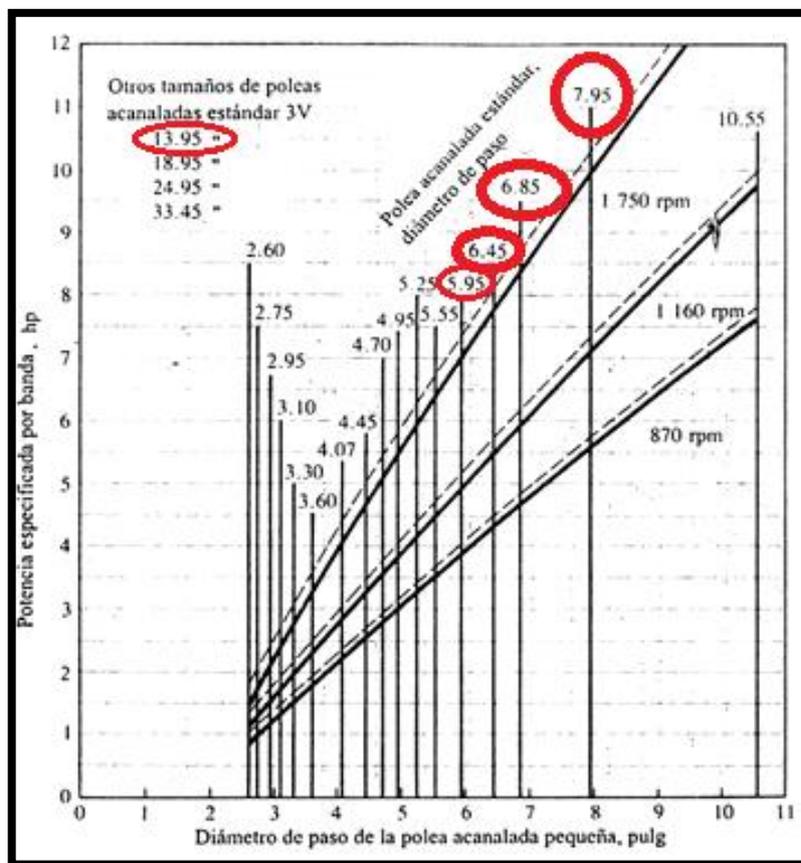


Figura 4.37: Especificación de potencia de bandas 3V.

Utilizando la figura 4.37 y las ecuaciones 4.29 y 4.30 podemos elaborar la tabla 4.4 que nos permitirá elegir los diámetros de las poleas estándar en base a ω_2 , que se encuentran en la figura 4.37 esto se hace eligiendo varios diámetros, en base al diámetro calculado en la ecuación 4.28 que es de

6.94 plg, es decir elegimos diámetros más grandes y más pequeños del encontrado en la figura 4.37 para después elegir el que más se acerque a ω_2 de 1250 rpm.

Tabla 4.4 Selección de diámetros estándar de las poleas en base a ω_2 y la figura 4.3.

	ϕ_1 Estándar	ϕ_2 Calculado con EC 4.29	ϕ_2 Estándar	ω_2 real calculado con EC 4.30
1.	7.95	13.99	13.95	1253.76
2.	6.85	12.06	13.95	1080.29
3.	6.45	11.35	13.95	1017.20
4.	5.95	10.47	13.95	938.35

En la tabla 4.4 en la fila número 1 vemos que ω_2 real es la que más se acerca a 1250 rpm que es la velocidad angular que deseamos obtener, por lo tanto elegimos los siguientes diámetros de poleas acanaladas:

Diámetro ϕ_1 de la polea acanalada del impulsor (motor) = **7.95 plg.**

Diámetro ϕ_2 de la polea acanalada de la parte a impulsar = **13.95 plg.**

b.8 Cálculo de la relación de transmisión real (i_{real}) y de la velocidad de la banda real ($V_{b real}$).

Esta vez los cálculos se harán con los diámetros estándar ϕ_1 y ϕ_2 obtenidos en la tabla 4.4.

$$i_{real} = \frac{\phi_2}{\phi_1} \quad \text{EC 4.31}$$

$$i_{real} = \frac{13.95 \text{ plg}}{7.95 \text{ plg}} = 1.754$$

$$V_{b\ real} = \omega_1 \frac{\phi_1}{2} \quad \text{EC 4.32}$$

$$V_{b\ real} = 2200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{7.95 \text{ plg}}{2} * \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ plg}}$$

$$V_{b\ real} = 4578.87 \text{ ft/min}$$

La velocidad de la banda debe de estar entre 1000 y 6000 ft/min para un correcto funcionamiento por lo tanto la velocidad calculada es correcta.

b.8 Potencia específica básica ($Pot_{esp\ bas}$).

Utilizamos la figura 4.37 para calcular esta potencia, pero esta vez lo haremos con el ϕ_1 estándar y las rpm más rápidas obteniendo la siguiente potencia:

$$Pot_{esp\ bas} = 8.5 \text{ hp.}$$

b.9 Potencia agregada ($Pot_{agregada}$).

Es la potencia que debemos aumentar por perdidas que se dan por la velocidad de las poleas y la obtenemos de la figura 4.38 con las rpm del motor y la relación de transmisión real (i_{real}) obtenida en la ecuación 4.31.

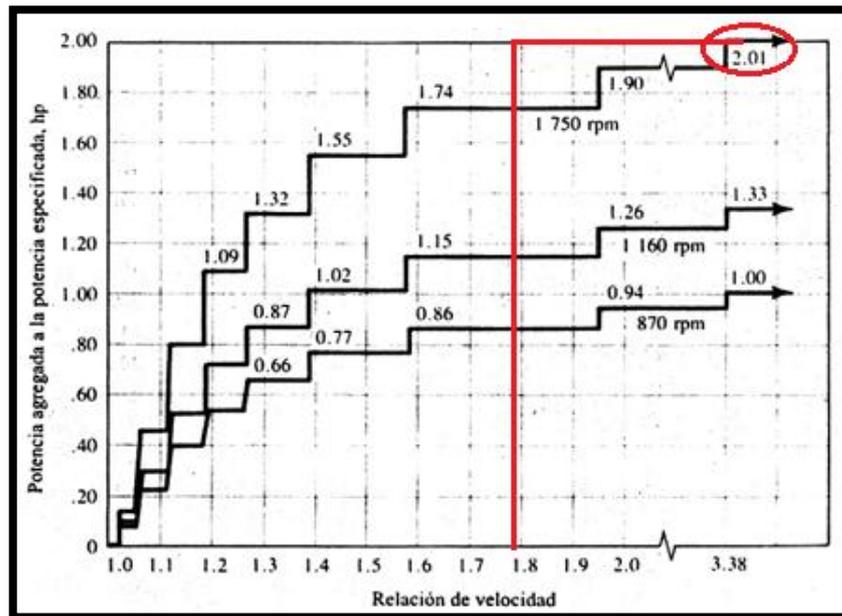


Figura 4.38: Potencia agregada Versus la relación de velocidad.

Utilizando la figura 4.38 obtenemos la siguiente potencia agregada:

$$Pot_{agregada} = 2.01 \text{ hp}$$

b.10 Potencia específica total ($Pot_{esp \text{ total}}$).

Es la potencia que se tiene por cada banda utilizada en el sistema de transmisión de potencia por bandas y es la suma de la potencia específica básica y la potencia agregada obtenida en el punto b.8 y b.9 respectivamente.

$$Pot_{esp \text{ total}} = Pot_{esp \text{ bas}} + Pot_{agregada} \quad \text{EC 4.33}$$

$$Pot_{esp \text{ total}} = 8.5 \text{ hp} + 2.01 \text{ hp} = 10.51 \text{ hp}$$

b.11 Verifico que se cumpla la relación nombrada como ecuación 4.34, para poder asumir una distancia entre centros de las poleas (C) en el apartado b.12.

$$\phi_2 \leq C \leq 3(\phi_2 + \phi_1) \quad \text{EC 4.34}$$

$$13.95 \text{ plg} \leq C \leq 3(13.95 \text{ plg} + 7.95 \text{ plg})$$

$$\mathbf{13.95 \text{ plg} \leq C \leq 65.7 \text{ plg.}}$$

b.12 Cálculo de la longitud de la banda (L).

Para realizar el cálculo de la longitud de la banda adecuada para una distancia entre puntos (C) debo asumir esta distancia entre centros, basándonos en la ecuación 4.34, y lo más importante basándonos en el espacio que tenemos en nuestra máquina, en nuestro caso debemos asumir esta distancia con la longitud del bastidor del motocultor en el que se va a montar el motor, y las poleas con sus respectivas bandas, por lo tanto asumimos una **distancia entre centros (C) de 30 plg.**

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(\phi_2 + \phi_1) + \frac{(\phi_2 - \phi_1)^2}{4C} \quad \text{EC 4.35}$$

$$L = 2(30) + \frac{\pi}{2}(13.95 + 7.95) + \frac{(13.95 - 7.95)^2}{4(30)}$$

$$\mathbf{L = 94.70 \text{ plg.}}$$

b.13 Selección de la longitud de la banda estándar ($L_{estandar}$).

Después de haber calculado L de la ecuación 4.35 debemos ver en la tabla 4.5 de las longitudes estándar que se encuentran en el mercado.

Tabla 4.5. Longitudes de bandas estándar para bandas 3V, 5V y 8V (en plg.)

Sólo 3V	3V y 5V	3V,5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
			315	
			335	
			355	

En la tabla 4.5 elijo la longitud estándar ($L_{estandar}$) de **95 plg.** Porque es la que más se acerca a la longitud calculada en la ecuación 4.35.

b.14 Cálculo de la distancia entre centros real (C_{real}).

Esta vez vamos a calcular la distancia entre centros pero utilizando la ecuación 4.36 que toma en cuenta la longitud real de la banda, a pesar que con esta ecuación no asumimos la distancia entre centros el valor calculado de C_{real} debe ser similar al asumido, ya que este valor se asumió con el espacio que disponemos en el bastidor del motocultor.

$$C_{real} = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(\phi_2 - \phi_1)^2}}{16} \quad \text{EC 4.36}$$

$$B = 4L - 2\pi(\phi_2 + \phi_1) \quad \text{EC 4.37}$$

$$B = 4(95 \text{ plg}) - 2\pi(13.95 \text{ plg} + 7.95 \text{ plg})$$

$$B = 242.40 \text{ plg.}$$

$$C_{real} = \frac{242.40 \text{ plg} + \sqrt{(242.40 \text{ plg})^2 - 32(13.95 \text{ plg} - 7.95 \text{ plg})^2}}{16}$$

$$C_{real} = 30.15 \text{ plg}$$

b.15 Cálculo del ángulo de la envolvente (θ_1 y θ_2).

El ángulo de la envolvente es el ángulo de contacto entre la banda y cada polea acanalada, para que el diseño sea correcto, el mismo tiene que ser mayor a 120° .

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{\phi_2 - \phi_1}{2C} \right) \quad \text{EC 4.38}$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{13.95 \text{ plg} - 7.95 \text{ plg}}{2(30.15 \text{ plg})} \right)$$

$$\theta_1 = 168.58^\circ \text{ Es correcto el diseño por que es mayor a } 120^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{\phi_2 + \phi_1}{2C} \right) \quad \text{EC 4.39}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left(\frac{13.95 \text{ plg} + 7.95 \text{ plg}}{2(30.15 \text{ plg})} \right)$$

$$\theta_2 = 180.73^\circ \text{ Es correcto el diseño por que es mayor a } 120^\circ$$

b.16 Factor de corrección del ángulo de la envolvente (C_θ).

Encontramos el factor de corrección de la C_θ en la figura 4.39 utilizando θ_1 obtenida en la ecuación 4.38.

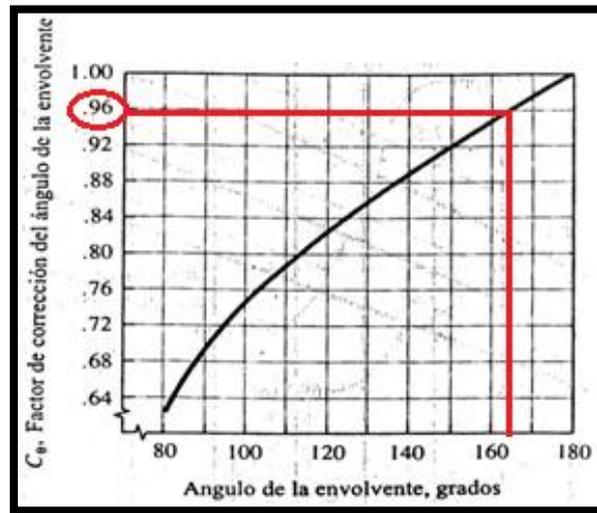


Figura 4.39: Factor de corrección del ángulo de la envolvente C_θ .

Utilizando la figura obtenemos que:

$$C_\theta = 0.96$$

b.17 Factor de corrección para longitud de banda (C_l).

Encontramos el factor de corrección para longitud de banda en la figura 4.40 utilizando la longitud de la banda estándar L obtenida en el punto b.13.

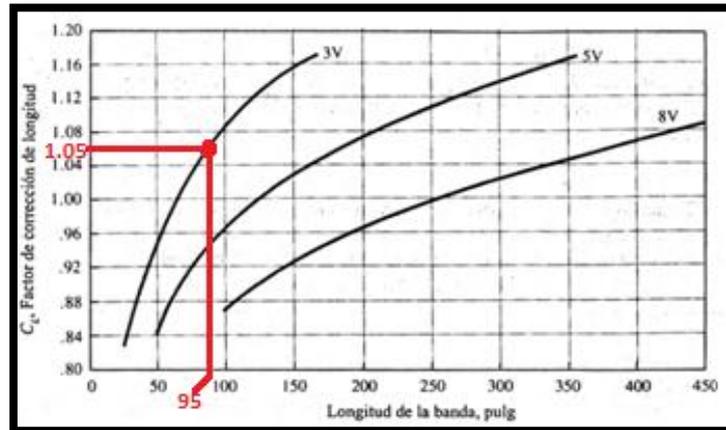


Figura 4.40: Factor de corrección para longitud de banda C_l .

Con $L = 95 \text{ plg}$ e interceptando con la curva de bandas 3V obtenemos:

$$C_l = 1.05$$

b.18 Cálculo de la potencia de banda

Es la potencia por cada banda tomando en cuenta los factores de corrección C_θ y C_l obtenidos en los puntos b.16 y b.17 respectivamente y la $Pot_{esp\ total}$ obtenida en la ecuación 4.33, y se calcula con la ecuación 4.40.

$$Pot_{banda} = C_\theta * C_l * Pot_{esp\ total} \quad \text{EC 4.40}$$

$$Pot_{banda} = 0.96 \text{ hp} * 1.05 \text{ hp} * 10.51 \text{ hp}$$

$$Pot_{banda} = 10.59 \text{ hp por cada banda}$$

b.19 Cálculo del número de bandas.

Es la cantidad de bandas que deben colocarse en las poleas y se calcula con la ecuación 4.41.

$$\# \text{ bandas} = \frac{Pot_{dis}}{Pot_{banda}} \quad \text{EC 4. 41}$$

$$\# \text{ bandas} = \frac{32 \text{ hp}}{10.59 \text{ hp}}$$

$$\# \text{ bandas} = 3.02 \approx 3 \text{ bandas}$$

b.20 Resumen del diseño de bandas.

Bandas = 3 Bandas

Tipo de bandas= 3VX

Longitud de cada banda= 95 plg.

Distancia entre centros de las poleas= 30.15 plg.

Diámetro de la polea del impulsor= 7.95 plg

Diámetro de la parte impulsada= 13.95 plg.

b.21 Cálculo de los ejes de las poleas.

Diseño del eje 1

Este eje se diseña en función de los resultados obtenidos en el diseño del sistema de transmisión de potencia por bandas realizado en la sección 4.3.1.

Potencia del motor: 16 hp (11.93 kW)

Velocidad de giro de la polea pequeña: 2200 rpm (230.4 rad/s)

Diámetro de la polea pequeña: 7.95 plg (201.9 mm)

El torque que transmite el eje del motor viene dado por:

$$Pot = T_1 \cdot \omega_1 \quad \text{EC 4.42}$$

$$T_1 = \frac{11931 \text{ N} \cdot \text{m/s}}{230.4 \text{ rad/s}}$$

$$T_1 = 51.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Por lo tanto, la fuerza tangencial F_t que se genera en la periferia de la polea del motor es:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{D_1/2} \quad \text{EC 4.43}$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 51.8 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.2019 \text{ m}}$$

$$F_{t1} = 513.0 \text{ N}$$

Consideraremos la tensión en el lado flojo de la banda de un 10% ¹⁸ de la tensión en lado tenso, por lo tanto se tiene:

$$F'_{t1} = 0.1 \cdot 513.0 \text{ N}$$

$$F'_{t1} = 51.3 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza total que actúa en la polea pequeña es:

$$F_T = F_{t1} + F'_{t1} \quad \text{EC 4.44}$$

$$F_T = 513.0 + 51.3$$

$$F_T = 564.3 \text{ N}$$

¹⁸ Robert L. Mott "Diseño de Elementos de Máquinas" Cuarta Edición. México 2006, Página 271.

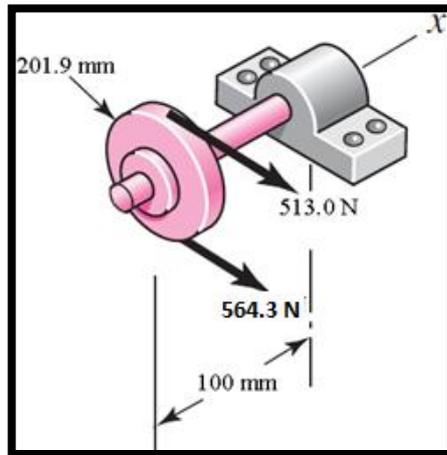


Figura 4.41: Distribución de fuerzas en la polea pequeña.

El momento flector máximo en el soporte del eje de la polea pequeña es:

$$M_1 = F_T \cdot 0.1 \text{ m} \quad \text{EC 4.45}$$

$$M_1 = 56.43 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Diseño Estático del Eje 1

Considerando que el eje será fabricado con acero AISI 1020 ($S_y = 380 \text{ Mpa}$) y utilizando la teoría del esfuerzo de Von Mises, para un factor de seguridad $FS = 3$, el diámetro del eje viene dado por:

$$\phi_1 = \left[\frac{16 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} (4M_1^2 + 3T_1^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{EC 4.46}$$

$$\phi_1 = \left[\frac{16 \cdot 3}{\pi \cdot 380 \cdot 10^6} (4 \cdot 56.43^2 + 3 \cdot 51.8^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_1 = 0.0180 \text{ m} = 18 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

Diseño a Fatiga del Eje 1.

Debido a que el límite de tracción del acero AISI 1020 laminado en frío es $S_{ut} = 420 \text{ Mpa}$ ¹⁹, el límite de resistencia a la fatiga es:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} \quad \text{EC 4.47}$$

$$S'_e = 0.5 \cdot 420 \text{ MPa}$$

$$S_e = 210 \text{ MPa}$$

El factor de superficie se determina en función de la tabla 4.6 y viene dado por:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad \text{EC 4.48}$$

$$k_a = 4.51 \cdot 420^{-0.265}$$

$$k_a = 0.91$$

Tabla 4.6 Factores a y b según el acabado superficial.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	Sut, Kpsi	Sut, Mpa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de forja	39.9	272	-0.995

Para un diámetro de eje estándar de 25 mm, el factor de tamaño es:

$$k_b = 1.24 \cdot \phi^{-0.107} \quad \text{EC 4.49}$$

$$k_b = 1.24 \cdot 25^{-0.107}$$

¹⁹ Robert L. Mott, Apéndice 3 de "Diseño de máquinas" tercera edición.

$$k_b = 0.88$$

Debido a que la torsión esta combinada con la flexión $k_c = 1$.²⁰

Para un trabajo a temperatura ambiente, el factor de temperatura es $k_d = 1$.²¹

Para una confiabilidad del 90%, el factor de confiabilidad es $k_e = 1$.²²

Por lo tanto, el límite de resistencia a la fatiga modificado es:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad \text{EC 4.50}$$

$$S_e = 0.91 \cdot 0.88 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 210$$

$$S_e = 168.2 \text{ MPa}$$

Los valores de concentración de esfuerzos se lee en la tabla 4.7 y, para flexión y torsión son respectivamente: $k_t = 1.7$ y $k_{ts} = 1.5$

Tabla 4.7 Valores de concentración de esfuerzos.

	Carga	Torsión	Axial
Filo cortado agudo(r/d=0.02)	2.7	2.2	3.0
Filo redondeado(r/d=0.1)	1.7	1.5	1.9
Fresado en cuña	2.2	3.0	
Destaje	1.7		
Ranura de anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Considerando que los redondeos en el eje se van a realizar de 2.5 mm, en la figura 4.42 encontramos que el factor de sensibilidad de la muesca es:

$$q = 0.77$$

²⁰ Fernando Castillo Balboa "Diseño Mecánico I, Falla por Fatiga", Página 14

²¹ Fernando Castillo Balboa "Diseño Mecánico I, Falla por Fatiga", Página 15

²² Fernando Castillo Balboa "Diseño Mecánico I, Falla por Fatiga", Página 16

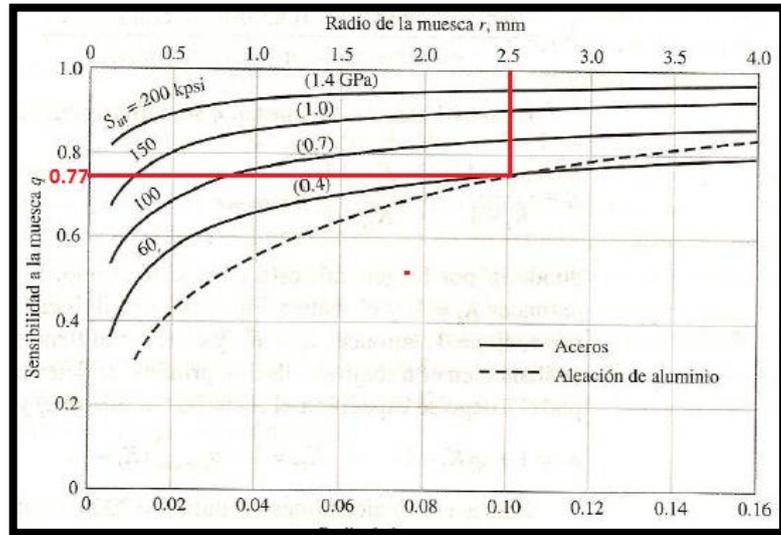


Figura 4.42: Curva de sensibilidad a la muesca para materiales sometidos a flexión y carga axial invertida. Para radios de muesca mayores, use los valores correspondientes a $r = 0.16$ pulg (4 mm).

El factor de concentración de esfuerzo para flexión es:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.77(1.7 - 1) \quad \text{EC 4.51}$$

$$k_f = 1.54$$

De forma semejante, el factor de concentración de esfuerzo para torsión es:

$$k_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1) = 1 + 0.77(1.5 - 1) \quad \text{EC 4.52}$$

$$k_{fs} = 1.38$$

Para un factor de seguridad a fatiga de 2, el diámetro del eje se determina en función de la teoría de Goodman a partir de la siguiente ecuación:

$$\phi_1 = \left(\frac{16 \cdot FS}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad \text{EC 4.53}$$

Debido a que tenemos el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, por la que M_m y T_a son iguales a cero en la ecuación 4.53.

$$\phi_1 = \left(\frac{16 \cdot 2}{\pi} \left\{ \frac{1}{168.2 \cdot 10^6} [4(1.54 \cdot 56.43)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [3(1.38 \cdot 51.8)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$\phi_1 = 0.0238 \text{ m} = 23.8 \text{ mm}$$

Por lo tanto se toma un diámetro estándar para el eje 1 de 25 mm.

DISEÑO DEL EJE 2.

Este eje se diseña en forma semejante al eje 1 utilizando las mismas tablas, figuras y las mismas ecuaciones.

Potencia del motor:	16 hp (11.93 kW)
Velocidad de giro de la polea pequeña:	1250 rpm (130.9 rad/s)
Diámetro de la polea pequeña:	13.95 plg (354.3 mm)

El torque que transmite el eje de la caja de transmisión viene dado por:

$$Pot = T_2 \cdot \omega_2$$

$$T_2 = \frac{11931 \text{ N} \cdot \text{m/s}}{130.9 \text{ rad/s}}$$

$$T_2 = 91.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Por lo tanto, la fuerza tangencial F_t que se genera en la periferia de la polea grande es:

$$F_{t2} = \frac{T_2}{D_1/2}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 51.8 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.1309 \text{ m}}$$

$$F_{t2} = 514 \text{ N}$$

Consideraremos que la tensión en el lado flojo de la banda es el 10% ²³ de la tensión en lado tenso, se tiene:

$$F'_{t1} = 0.1 \cdot 514.0 \text{ N} = 51.4 \text{ N}$$

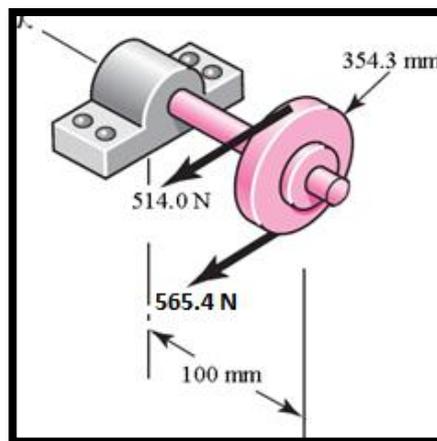


Figura 4.43: Distribución de fuerzas en la polea grande.

²³ Robert L. Mott "Diseño de Elementos de Máquinas" Cuarta Edición. México 2006, Página 271.

Por lo tanto la fuerza total que actúa en la polea grande es:

$$F_T = 514.0 + 51.4$$

$$F_T = 565.4 \text{ N}$$

El momento flector máximo en el soporte del eje de la polea grande es:

$$M_1 = F_T \cdot 0.1 \text{ m}$$

$$M_1 = 56.54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Diseño Estático del Eje 1.

Considerando que el eje será fabricado con acero AISI 1020 ($S_y = 380 \text{ Mpa}$) y utilizando la teoría del esfuerzo de Von Mises, para un factor de seguridad $FS = 3$, el diámetro del eje viene dado por:

$$\phi_2 = \left[\frac{16 \cdot FS}{\pi \cdot S_y} (4M_2^2 + 3T_2^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_2 = \left[\frac{16 \cdot 3}{\pi \cdot 380 \cdot 10^6} (4 \cdot 56.54^2 + 3 \cdot 91.1^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$\phi_2 = 0.0198 \text{ m} = 19.8 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}$$

Diseño a Fatiga del Eje 2.

De forma semejante al eje 1, el límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e = 210 \text{ MPa}$$

El factor de superficie se determina en función de la tabla 4.4 y viene dado por:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b = 4.51 \cdot 420^{-0.265}$$

$$k_a = 0.91$$

Para un diámetro de eje estándar de 25 mm, el factor de tamaño es:

$$k_b = 1.24 \cdot \phi^{-0.107} = 1.24 \cdot 25^{-0.107}$$

$$\mathbf{k_b = 0.88}$$

Debido a que la torsión esta combinada con la flexión $k_c = 1$.

Para un trabajo a temperatura ambiente, el factor de temperatura es $k_d = 1$.

Para una confiabilidad del 90%, el factor de confiabilidad es $k_e = 1$.

Por lo tanto, el límite de resistencia a la fatiga modificado es:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e$$

$$S_e = 0.91 \cdot 0.88 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 210$$

$$\mathbf{S_e = 168.2 MPa}$$

Los valores de concentración de esfuerzos se lee en la tabla 4.7 y, para flexión y torsión son respectivamente: $k_t = 1.7$ y $k_{ts} = 1.5$

Considerando que los redondeos en el eje se van a realizar de 2.5 mm, el factor de sensibilidad de la muesca es:

$$\mathbf{q = 0.77}$$

El factor de concentración de esfuerzo para flexión es:

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.77(1.7 - 1)$$

$$\mathbf{k_f = 1.54}$$

De forma semejante, el factor de concentración de esfuerzo para torsión es:

$$k_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1) = 1 + 0.77(1.5 - 1)$$

$$k_{fs} = 1.38$$

Para un factor de seguridad a fatiga de 2, el diámetro del eje se determina en función de la teoría de Goodman a partir de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \phi_2 = & \left(\frac{16 \cdot FS}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \end{aligned}$$

Debido a que tenemos el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, por la que M_m y T_a son iguales a cero en la ecuación anterior.

$$\begin{aligned} \phi_2 = & \left(\frac{16 \cdot 2}{\pi} \left\{ \frac{1}{168.2 \cdot 10^6} \left[4(1.54 \cdot 56.54)^2 \right]^{1/2} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{1}{S_{ut}} \left[3(1.38 \cdot 91.1)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \end{aligned}$$

$$\phi_2 = 0.0251 \text{ m} = 25.1 \text{ mm.}$$

Por lo tanto se toma un diámetro estándar para el eje 2 de 25 mm.

4.3.2 Modelado del sistema de transmisión de potencia por bandas.

El modelado se realiza del conjunto eje polea el mismo que se asume que está construido en acero AISI 1020 que es el material más utilizado en la fabricación de poleas (además de que estamos seguros que el software arroja datos exactos por la comparación que se hizo en la tabla 4.1), con un diámetro del eje de poleas de 23.8mm para la polea 1 y de 25.1mm para la polea 2 como se calculó en el punto 4.3 apartado b. literal b.21.

La fuerza total aplicada en las bandas será de 564.3 N que es la suma de la fuerza que ejerce la tensión en las bandas, dicha fuerza se calculo en el punto 4.3.1 apartado b.21.

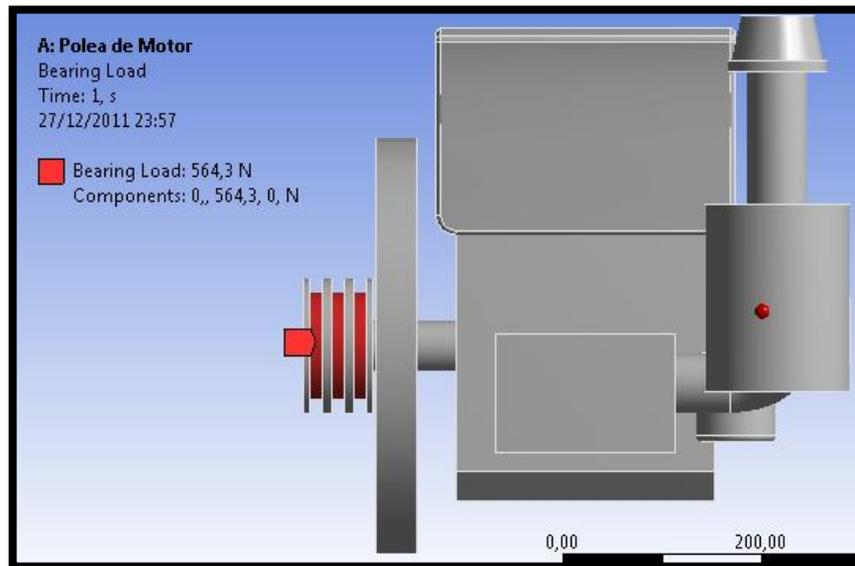


Figura 4.44: Fuerza aplicada a la polea del motor (impulsora ϕ_1).

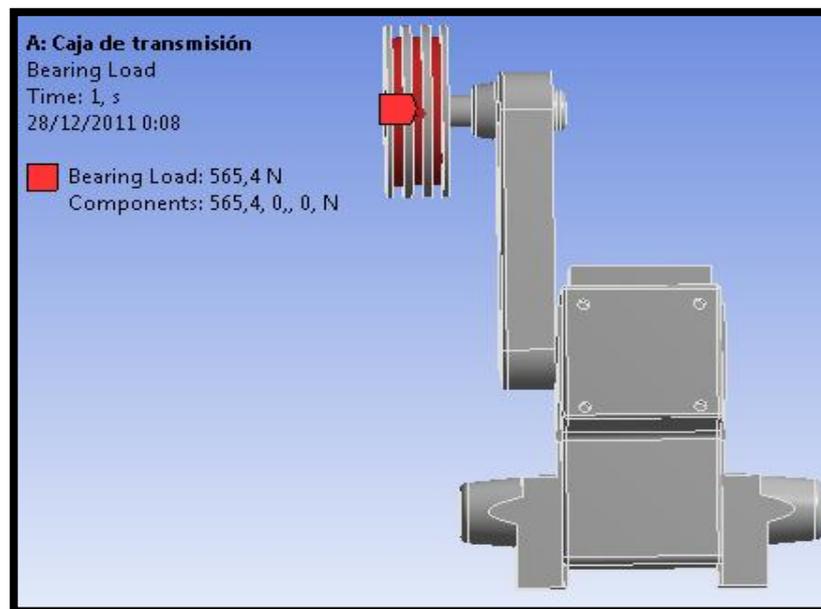


Figura 4.45: Fuerza aplicada a la polea de la caja de transmisión (impulsada ϕ_2).

En la figura 4.46 se puede ver que la deformación total de la polea acanalada impulsora que se encuentra en el motor seleccionado en el punto 4.2.8 es de 0.011 mm, mientras que para la polea impulsora de la caja de transmisión la

deformación total es de 0,024 mm (fig. 4.47), las mismas que están por debajo del parámetro establecido lo cual cumple con las recomendaciones y nos permite seguir con la selección.

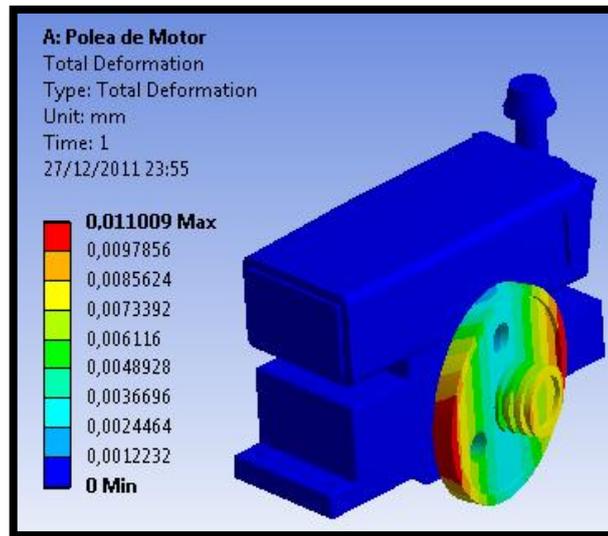


Figura 4.46: Deformación total de la polea impulsora.

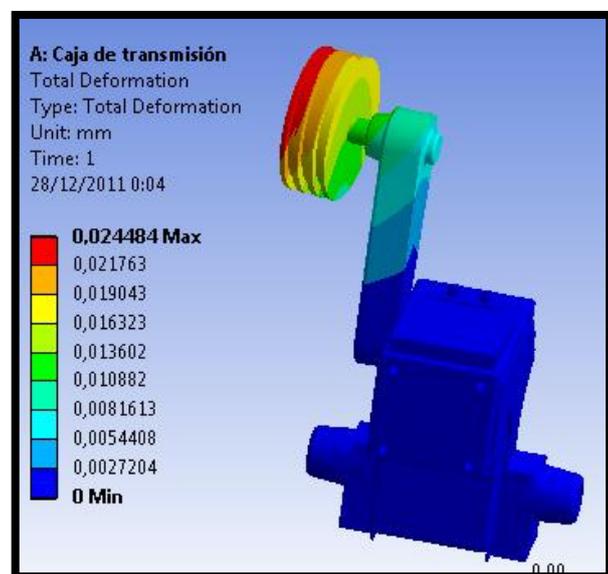


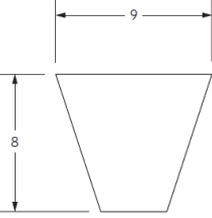
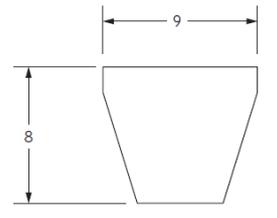
Figura 4.47: Deformación total de la polea impulsada.

4.3.3 Selección del sistema de transmisión.

a. Selección de bandas.

La selección de las bandas se las hace en base al diseño del punto 4.3.1 por lo tanto las bandas existentes en el mercado ecuatoriano se muestran en la tabla 4.8:

Tabla 4.8 Tabla comparativa para la selección de las bandas existentes en el mercado ecuatoriano.

Características	Primera Opción ²⁴	Segunda Opción ²⁵
Tipo de banda	3VX	B74-1880(similar a las 3VX)
Marca	SKF	Chang Zhou
Distancia entre centros de las poleas.	30 Pulgadas	26.38 Pulgadas
Diámetro de la polea impulsora a usarse.	7.90 Pulgadas	7.12 Pulgadas
Diámetro de la polea impulsada a usarse.	13.00 Pulgadas	9.05 Pulgadas
Longitud de la banda	95 Pulgadas	85 Pulgadas
Velocidad angular máxima que soportan las poleas.	3000 rpm	3000rpm
Dimensiones en mm		
Precio por unidad	18 USD	8 USD
Disponibilidad	2 semanas a partir del pago	Inmediata

²⁴ Catálogo de bandas SKF página 20.

²⁵ Repuestos Alcivar 9 de Octubre y Colón Quito-Ecuador

Como se puede observar en la tabla 4.8 la mejor opción tanto en precios como en disponibilidad es mejor seleccionar las bandas marca Chang Zhou, por que cumplen las características diseñadas a un precio cómodo.

b. Selección de las poleas.

La selección de las poleas se las hace en base al diseño del punto 4.3.1 por lo tanto las poleas existentes en el mercado ecuatoriano se muestran en la tabla 4.9:

Tabla 4.9 Tabla comparativa para la selección de las poleas existentes en el mercado ecuatoriano.

Características	Primera Opción	Segunda Opción
Tipo de polea	Polea de tres canales	Polea de tres canales
Marca	Ecuapolea	ZAR
Diámetro de la polea impulsadora	7.90 Pulgadas	7.90 Pulgadas
Diámetro de la polea impulsada	13.00 Pulgadas	13.00 Pulgadas
Material	Acero A36	No especificado
Costo en dólares	Polea impulsadora: 17 Polea impulsada: 23	Polea impulsadora: 19 Polea impulsada: 26
Disponibilidad	Inmediata	Inmediata

Como se puede apreciar en la tabla 4.9 las poleas tienen las mismas características variando en el precio, por lo tanto seleccionaremos las poleas marca Ecuapolea.

4.3.4 Diseño del sistema de transmisión del rotocultivador.

En el punto 4.1.2 se diseñaron varios aspectos del rotocultivador pero no se diseñó el sistema de transmisión de movimiento, ya que no se tenían los datos como tipo de motor y velocidad de salida después de la transmisión por bandas, es por eso que lo haremos en este punto del capítulo ya que en el apartado 4.2.8 y ya se seleccionó el motor y en el punto 4.3.1 literal b.1 se calculó la velocidad de salida.

Vamos a diseñar un sistema de transmisión de movimiento por cadenas, ya que este sistema es robusto y fácil de construir además que lo podemos sellar en una capsula de lubricación para evitar que la tierra ingrese mientras el motocultor está trabajando.

Parámetros de diseño:

Tipo de motor: Diesel

Potencia: 16 hp

Velocidad del eje: 1250 rpm (N1) (Diseño punto 4.3.2)
800 rpm (N2) (Tabla 3.6 velocidad máxima del rotor).

a. Factor de servicio (SF).

Este factor se elije según la clase de máquina en la que se va a instalar el sistema de transmisión, en nuestro caso por tratarse de una máquina con motor de combustión interna a diesel será:

$$SF = 1.7^{26}$$

b. Potencia de diseño (Wd).

Se calcula con la ecuación 4.54.

$$Wd = W * SF \quad [hp] \quad \text{EC 4.54}$$

²⁶ Catálogo de productos Ramsey "Power Transmission (Sprockets and Chains) - Ramsey Products" Página 31.

Donde:

W = Potencia del motor en hp .

SF = Factor de servicio.

$$Wd = 16 * 1.7$$

$$Wd = 17.2 \text{ hp} = 12.65 \text{ Kw.}$$

c. Selección del paso (Provisionalmente).

Este paso lo seleccionamos de la figura 4.48 utilizando como dato N_1 es decir 1250 rpm.

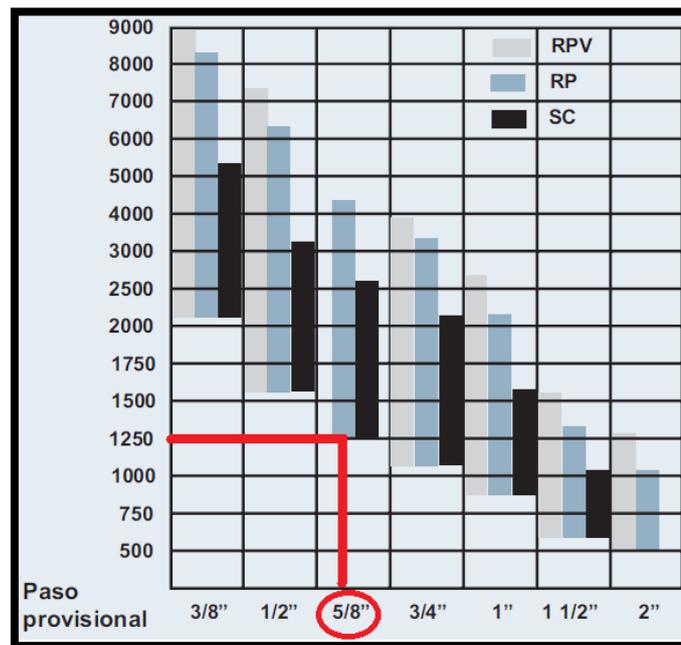


Figura 4.48: Selección del paso provisional.

Según la figura 4.48 utilizamos un paso de **5/8"** de la serie RP.

d. Selección del número de dientes del piñón menor (Z1).

El número de dientes recomendable es de 21²⁷, vamos a elegir este número ya que queremos ahorrar el mayor espacio posible. Con este número de dientes seleccionamos el agujero máximo de este piñón con la tabla 4.10 elegiremos un eje del tamaño del agujero máximo para tener un sistema de transmisión robusto.

Tabla 4.10 Piñones RP estándar.

Número de dientes	Referencia	Diámetro de paso	Diámetro exterior	Diámetro mínimo del agujero	Diámetro máximo del agujero	Diámetro del cubo	Ancho de cubo	Peso aproximado (Kg.)
19	RPV406-19	77.2	72.4	12.7	36.5	56.4	63.5	1.5
21	RPV406-21	85.2	80.6	12.7	42.9	63.5	63.5	2.0
23	RPV406-23	93.3	88.8	19.1	46.0	73.0	63.5	2.3
25	RPV406-25	101.3	97.1	19.1	54.0	81.0	63.5	2.9
27	RPV406-27	109.4	105.4	19.1	60.3	88.9	63.5	3.4
29	RPV406-29	117.5	113.5	19.1	65.1	96.8	63.5	4.1
31	RPV406-31	125.5	121.7	19.1	69.9	105.6	76.2	5.6
38	RPV406-38	153.8	150.2	19.1	95.3	134.1	76.2	8.9
42	RPV406-42	169.9	166.4	19.1	111.1	150.8	76.2	11.2

²⁷ Catálogo de productos Ramsey "Power Transmission (Sprockets and Chains) - Ramsey Products" Página 26.

Según la tabla 4.10 seleccionamos un eje de 42.9 mm.

$$Z1 = 21$$

$$\text{Diámetro del eje del piñón menor} = 42.9 \text{ mm}$$

h.5 Ancho mínimo de la cadena (Cw).

Para seleccionar el ancho mínimo de la cadena utilizamos la ecuación 4.55.

$$Cw = \frac{90 * Wd}{p * V * R(1 - V^2(5.19 \times 10^{-4}))} \quad [mm] \quad \text{EC4.55}$$

Donde:

Wd= Potencia de diseño (Kw).

R= Factor seleccionado de la tabla 4.4 con el paso y la serie. (1.0).

V= Velocidad de la cadena (m/s) ecuación 4.56.

p= Paso (mm).

Tabla 4.11. Valores R.

	PASO						
	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	1"	1 1/2"	2"
RPV (SG)	1.5	1.8	Na	1.6	1.5	1.1	1.0
RPV (CG)	1.5	1.8	Na	1.3	1.2	1.1	1.0
RP	0.922	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

$$V = \frac{p * z * n}{60000} \quad [m/s] \quad \text{EC 4.56}$$

$$V = \frac{15.87 * 21 * 1250}{60000}$$

$$V = 6.94 \text{ m/s}$$

$$C_w = \frac{90 * 12.65}{15.87 * 6.94 * 1.0(1 - 6.94^2(5.19 \times 10^{-4}))}$$

$$C_w = 10.60 \text{ mm}$$

El ancho estándar de cadena existente más aproximado a 10.60 mm es de **12mm.**

h.6 Cálculo del número de dientes del piñón mayor (Z2).

Se calcula con la fórmula 4.57.

$$Z1 = Z2 * \frac{N1}{N2} \quad \text{EC 4.57}$$

$$Z1 = 21 * \frac{1250}{225}$$

$$Z1 = 32.81 \approx 33 \text{ dientes.}$$

h.7 Longitud de la cadena (CL).

Información necesaria:

- CD = Distancia entre centros por el método de tanteo (500 mm es el espacio disponible en nuestro motocultor).
- $Z2$ = Número de dientes del piñón mayor.
- $Z1$ = Número de dientes del piñón menor.
- p = Paso de la cadena (mm).

Procedimiento:

1. Calcular C con la ecuación 4.58.
2. Calcular A , con la ecuación 4.59.
3. Calcular S , con la ecuación 4.60.
4. Buscar en la tabla 4.12 en valor de T en función de S .
5. Calcular la longitud de la cadena en pasos C_L con la ecuación 4.61

$$C = \frac{CD}{p} \quad \text{EC 4. 58}$$

$$A = Z1 + Z2 \quad \text{EC 4. 59}$$

$$S = Z2 - Z1 \quad \text{EC 4. 60}$$

$$C_L = 2C + \frac{A}{2} + \frac{T}{C} \quad \text{EC 4. 61}$$

Tabla 4.12 Valores de T en función de S.

S	T	S	T	S	T
1	0.03	35	31.03	69	120.60
2	0.10	36	32.83	70	124.12
3	0.23	37	34.68	71	127.69
4	0.41	38	36.58	72	131.31
5	0.63	39	38.53	73	134.99
6	0.91	40	40.53	74	138.71
7	1.24	41	42.58	75	142.48
8	1.62	42	44.68	76	146.31
9	2.05	43	46.84	77	150.18
10	2.53	44	49.04	78	154.11
11	3.06	45	51.29	79	158.09
12	3.65	46	53.60	80	162.11
13	4.28	47	55.95	81	191.73
14	4.96	48	58.36	82	196.16
15	5.70	49	60.82	83	200.64
16	6.48	50	63.33	84	205.18
17	7.32	51	65.88	85	209.76
18	8.21	52	68.49	86	214.40
19	9.14	53	71.15	87	219.08
20	10.13	54	73.86	88	223.82
21	11.17	55	76.62	89	228.61
22	12.26	56	79.44	90	233.44
23	13.40	57	82.30	91	238.33
24	14.59	58	85.21	92	191.73
25	15.83	59	88.17	93	196.16
26	17.12	60	91.19	94	200.64
27	18.47	61	94.25	95	205.18

$$C = \frac{500}{15.87}$$

$$C = 31.50$$

$$A = 33 + 21$$

$$A = 54$$

$$S = 21 - 33$$

$$S = 12$$

$$T = 3.65$$

$$C_L = 2(31.50) + \frac{54}{2} + \frac{3.65}{31.50}$$

$$C_L = 90.11 \approx 92 \text{ pasos (siempre redondear a un número par)}$$

h.8 Distancia entre centros real C_d .

Se calcula con la ecuación 4.62.

$$C_d = \frac{C_L - \frac{Z1 + Z2}{2} + S * R * T \left(C_L - \frac{Z1 + Z2}{2} \right)^2 - \frac{8 * (Z2 - Z1)^2}{4\pi^2}}{4}$$

EC 4.62

$$C_d = \frac{92 - \frac{54}{2} + 12 * 1 * 3.65 \left(92 - \frac{54}{2} \right)^2 - \frac{8 * (12)^2}{4\pi^2}}{4}$$

$$C_d = 45.57 \text{pasos} * 15.87 \text{mm/paso}$$

$$C_d = 723.19 \text{ mm}$$

h.9 Método de lubricación.

Ya que nuestro sistema de transmisión necesita ser cubierto para evitar que la tierra ingrese en él mientras trabaja nuestro motocultor, utilizamos el sistema de lubricación tipo II es decir por baño, que se explica a continuación.

La lubricación por baño tiene que permitir que el tramo inferior de la cadena circule a través de un baño de aceite. El nivel del aceite debe ser tal que la línea de paso de la cadena quede sumergida. Para evitar la excesiva generación de calor, sólo debe atravesar el baño una pequeña sección de la cadena como se muestra en la figura 4.49.

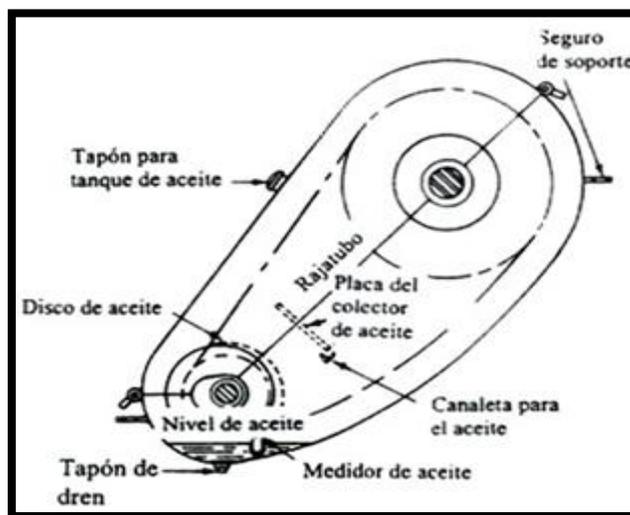


Figura 4.49: Lubricación por baño.

NOTA:

El sistema de transmisión por bandas diseñado en el punto 4.3.1 es acoplado directamente al sistema de transmisión del rotocultivador, por lo tanto existen pérdidas muy pequeñas las cuales son despreciables y no serán tomadas en cuenta para la potencia total necesaria para arrastrar nuestro sistema formador de camas de cultivo.

4.4. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL SISTEMA DE TRACCIÓN MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.

4.4.1 Diseño.

El sistema de tracción en un motocultor al poseer solo dos ruedas es directa a las mismas, y el diseño de los neumáticos se hará siguiendo los siguientes parámetros.

a. Índice de carga

El índice de carga señala la carga que puede soportar la cubierta sin reventarse.

En nuestro caso un motocultor de 16 hp pesa no más de 500 kg (esta información la obtuvimos de los datos de placa de un motocultor marca YTO de 16 hp de potencia). Esto quiere decir que necesitamos un índice de carga de **84** como nos indica en el capítulo tres sección 3.3.1 apartado d.

b. Código de velocidad.

No aplica ya que este código solo se utiliza en neumáticos radiales y las máquinas agrícolas no poseen este tipo.

c. Referencia de utilización

Indica la presión de inflado recomendada para su utilización. Esta referencia tiene cierta relación con el uso de la cubierta.

Nuestra referencia será * ya que se utilizara en suelo suelto y cuya presión será de 1.6 Kg/cm^2 como lo indica la tabla 3.3.

d. Banda de rodaje

Es el relieve o dibujo que tiene la cubierta del neumático.

Guiándonos en las características y figuras de cada garra que se explican en el capítulo 3, sección 3.3.1 apartado g., hacemos el siguiente análisis.

Nuestro objetivo es el de realizar camas de cultivo en terrenos ya labrados por el tractor y no importa si se daña una superficie delicada porque primero pasan las ruedas y después el apero por lo tanto descartamos la garra tipo R-3, la utilización del motocultor no se lo hará en terrenos extremadamente fangosos, por lo tanto se descarta el tipo de garra R-2, entonces, la garra adecuada será la **R-1** ya que usaremos nuestra máquina en varios tipos de terreno, además de que necesitamos neumáticos con características promedio en cuanto a tracción y vida útil.

4.4.2 Modelado

En base al diseño del punto anterior se ha dibujado la rueda con garra tipo R-1 como se indica en la figura 4.50.



Figura 4.50: Modelado del neumático con cubierta de garra normal tipo R-1.

a. Diseño y modelado de llanta y disco

Para la llanta y disco se ha seleccionado como material base, acero estructural AISI 1018 que es el material más utilizado en la fabricación de aros, otro material es el aluminio pero sus costos son extremadamente elevados. (Además que se puede comprobar con el software porque estamos seguros de su eficiencia al haber realizado la tabla 4.1), de 4 mm de espesor.

La llanta y disco deben poseer una geometría adecuada como para que en esta encaje el neumático (cubierta y cámara), acentuando también que en el disco se acoplará el plato o eje que transmitirá el movimiento, la geometría que se plantea se muestra en la fig. 4.51 y 4.52.

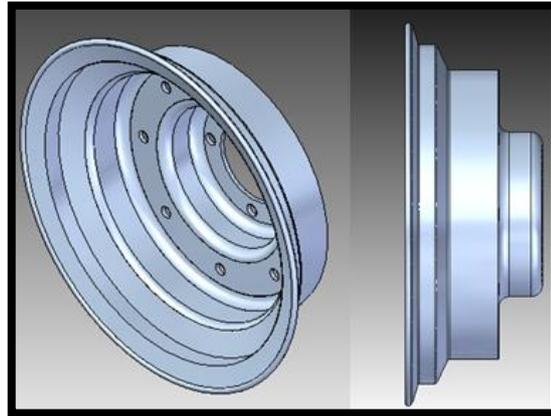


Figura 4.51: Modelado de la llanta.

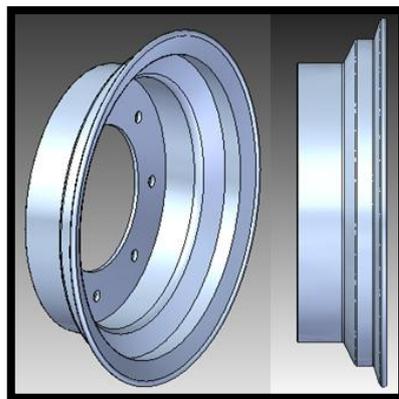


Figura 4.52: Modelado del disco.

Para el modelado de la rueda se ensamblan la llanta y el disco para simular los esfuerzos a los que estarán sometidos.

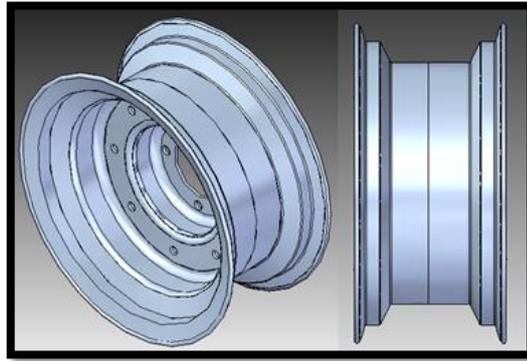


Figura 4.53: Modelado de la rueda (ensamble disco y llanta).

Desde el software ANSYS llamamos la geometría ensamblada y aplicamos una presión alrededor del conjunto como se muestra en la fig. 4.54. Esta presión es el valor recomendado por el fabricante para el neumático, la misma que es de 28 psi o 123 KPa, a más de esto el disco soporta el peso del motocultor que es de 500Kg aproximadamente, esta fuerza se encuentra distribuida en las perforaciones que conectan a los platos de los ejes de salida de la transmisión esta fuerza que tienen un valor de 612,5N en cada orificio, mostrados en la figura 4.54 junto con los resultados de la simulación.

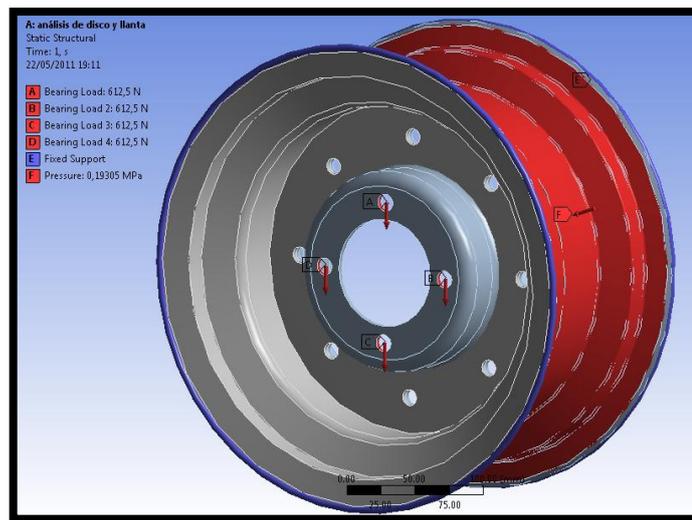


Figura 4.54: Simulación de presión y fuerzas aplicadas en la rueda (ensamble disco y llanta).

Se observa que los esfuerzos llegan a un máximo de 19.226 MPa valor que está muy por debajo del límite del material por lo tanto en este aspecto no se tiene inconveniente. Por lo que podemos observar el esfuerzo máximo se encuentra en ciertas zonas específicas de los orificios, la deformación total de la llanta es de 0,008mm. Fig. 4.55, Fig.4.56.

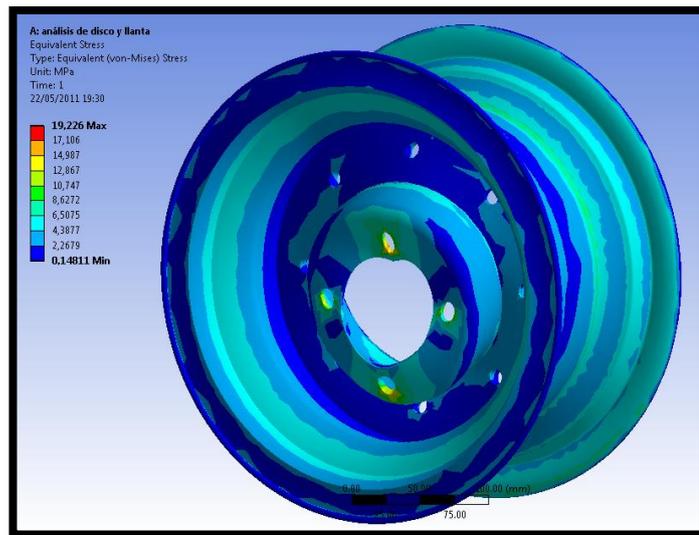


Figura 4.55: Esfuerzos máximos simulados en la rueda (ensamble disco y llanta).

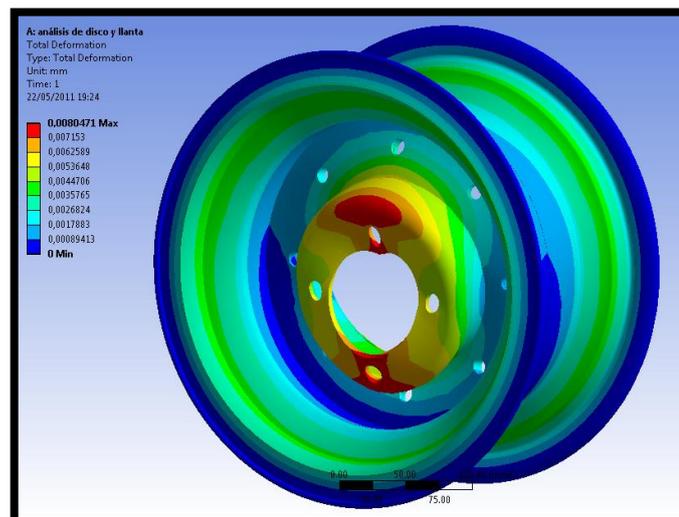


Figura 4.56: Deformación máxima simulada en la rueda (ensamble disco y llanta).

Se observa que la zona donde el esfuerzo es máximo es pequeña en relación al ensamble así que podemos hacer un acercamiento y observar de mejor manera fig. 4.57.

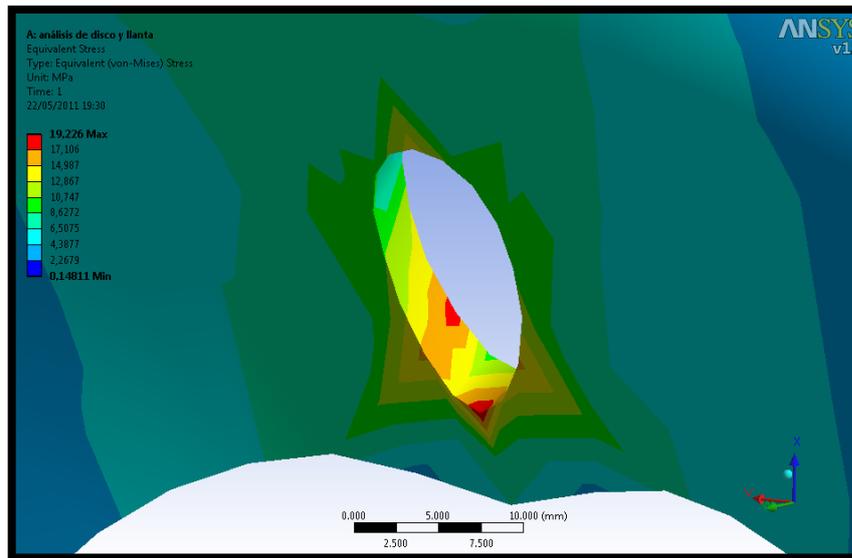


Figura 4.57: Acercamiento en la zona de esfuerzos máximos al que llega el ensamble.

4.3.3 Selección.

a. Neumáticos.

En base al diseño del punto 4.4.1 hemos buscado en el mercado ecuatoriano, neumáticos de las características que se muestran en la tabla 4.13 para después proceder a la selección.

Neumáticos:

Tabla 4.13 Tabla comparativa para la selección de neumáticos existentes en el mercado ecuatoriano.

Características	Primera Opción ²⁸	Segunda Opción ²⁹
Tipo de labrado de la cubierta	R-1	R-1
Marca	Garlisle	Campeón
Modelo	70-343	Pantanera
Carga máxima	500 kg.	500 Kg
Atm de presión	250 Kpa.	250 Kpa.
Costo unitario	115 USD	120 USD
Disponibilidad	Inmediata	Inmediata
Cámara incluida	NO	SI
Figura		

Basándonos en la tabla 4.13 apreciamos que la marca “Campeón” es la llanta que más nos conviene ya que por 5 dólares más, el neumático incluye su respectiva cámara además de que cumple las características diseñadas en el punto 4.4.1.

b. Llanta y disco

En base al punto 4.4.2 hemos buscado en el mercado ecuatoriano, el conjunto llanta-disco de las características que se muestran en la tabla 4.14 para después proceder a la selección.

²⁸ Catálogo de productos de AFOSA, neumático 70-343

²⁹ Catálogo de productos LAROCCA, neumático Campeón pantanera R-1.

Tabla 4.14 Tabla comparativa para la selección del conjunto llanta-disco en el mercado ecuatoriano.

Características	Primera Opción	Segunda Opción
Numero de rin	12	12
Espesor del acero	5 mm	5 mm
Tipo de acero	AISI 1018	Acero de construcción
Estado	Usado	Nuevo
Marca	Grielli	Artesanal (Construido por un Metalmecánico)
Disponibilidad	Inmediata	Inmediata
Garantía	No tiene Garantía	No tiene garantía
Número de huecos	4	4
Costo unitario	80	80

Basándonos en la tabla 4.14, seleccionaremos la segunda opción que a pesar de no tener una marca conocida este conjunto llanta-disco está muy bien construido además de que es nuevo y coincide con nuestro conjunto diseñado en el punto 4.4.2.

4.4. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL BASTIDOR, MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.

4.4.1 Diseño.

El material a usarse es acero AISI 1020 que es el material más utilizado en la fabricación de estructuras y de precio similar al A36. (Además que se puede comprobar con el software porque estamos seguros de su eficiencia al haber realizado la tabla 4.1) con un espesor de 3 mm el mismo que es de uso común en este tipo de estructuras.

El diseño del bastidor posee una geometría capaz de que, cuando al motocultor se le adapte los aperos este pueda levantarse en su parte frontal con la finalidad de que el punto de contacto con el piso sean los neumáticos y el apero de trabajo razón por la cual tiene una inclinación en la parte superior como puede apreciarse en la figura 4.20.

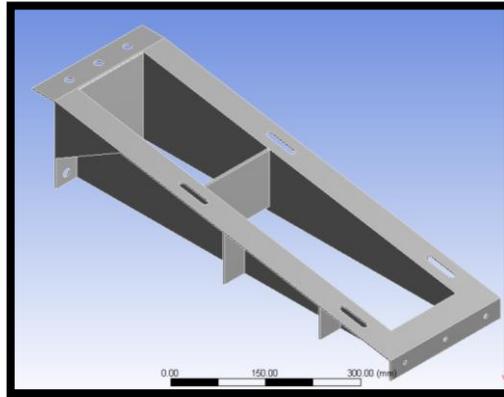


Figura 4.58: Diseño del bastidor.

4.4.2 Análisis por elementos finitos del bastidor.

Una vez dibujado el bastidor se procede al análisis por elementos finitos del mismo a través de ANSYS.

La fuerza aplicada para el análisis será de 1617N la cual deriva del peso del motor el mismo que es de 165 kg según especificaciones del fabricante del motor seleccionado en el punto 4.2.8.

La fuerza es aplicada en la parte superior del bastidor, se asume que es una carga distribuida. Figura 4.59

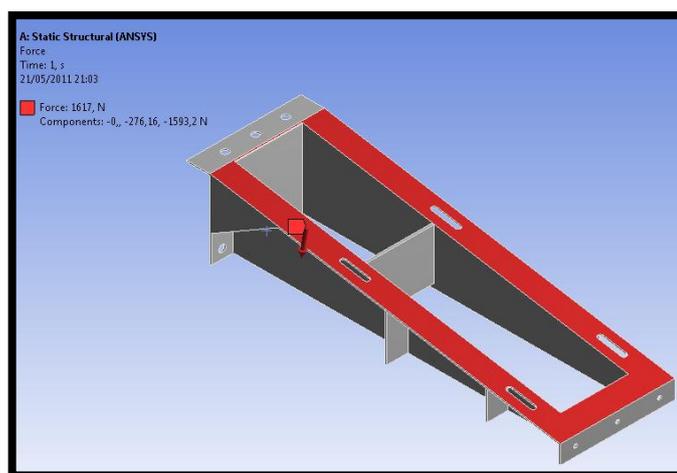


Figura 4.69: Fuerza aplicada en el bastidor para el análisis de elementos finitos.

Los resultados podemos observarlos en la figura 4.60, las zonas marcadas con rojo es el esfuerzo máximo al que llega el bastidor el mismo que es 17.628 Mpa.

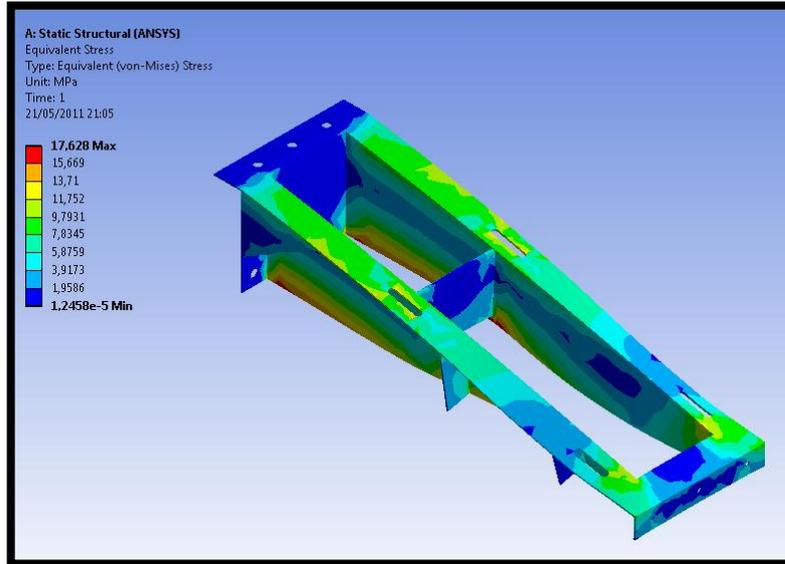


Figura 4.60: Análisis estructural del bastidor.

A pesar de que el material está diseñado para soportar esfuerzos muchos mayores, podemos hacer un rediseño para aliviar dichos esfuerzos como se observa en la figura 4.61.

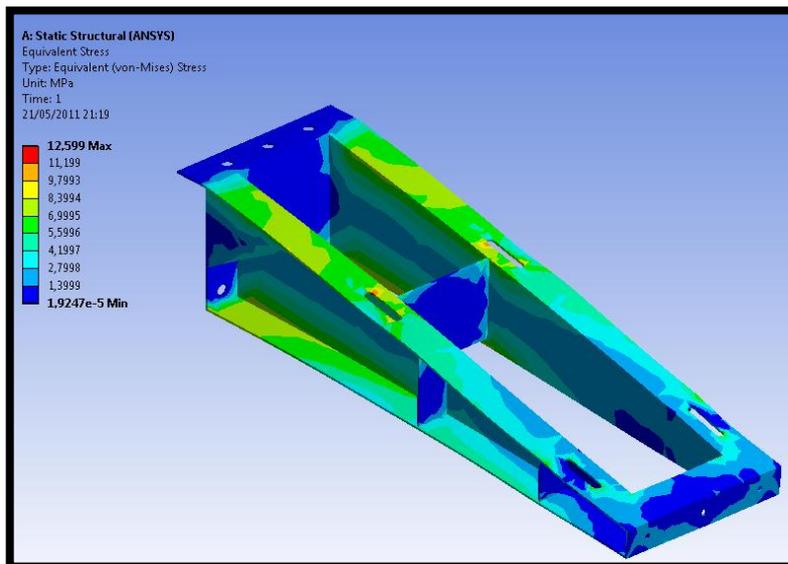


Figura 4.61: Análisis estructural del bastidor rediseñado.

Se puede apreciar en la figura 4.61, que añadiendo una placa en la parte inferior se ha mejorado el diseño notablemente logrando disminuir los esfuerzos a 12.599 MPa, además de disminuir las zonas donde el esfuerzo máximo se distribuye.

Si bien es cierto el costo del bastidor incrementa por la adición de material base, a su vez se prolonga la vida útil del mismo, quedando en manos del constructor y diseñador tomar la decisión.

A más de los esfuerzos que se producen puede observarse la deformación total del elemento analizado como se muestra en la figura 4.62 el mismo que tiene un desplazamiento o deformación de 0.138 mm.

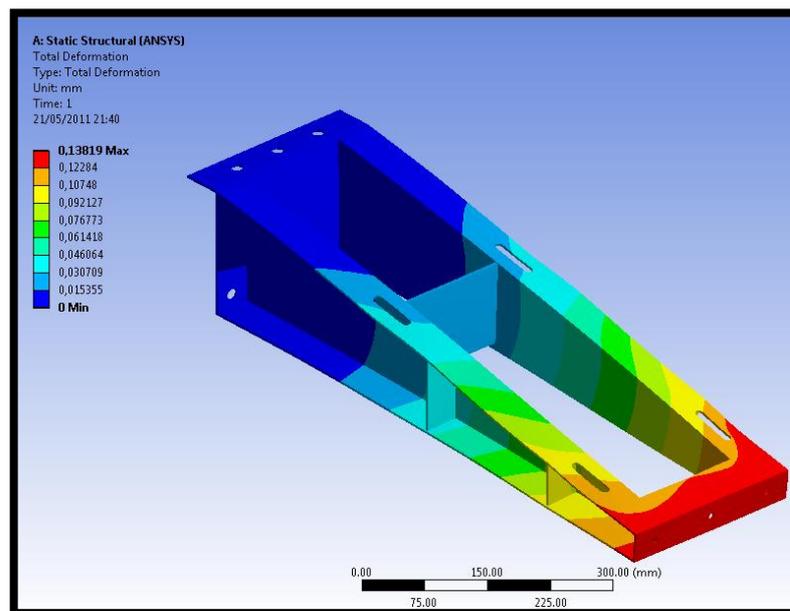


Figura 4.62: Deformación o desplazamiento total del bastidor.

4.4.3 Selección.

Seleccionaremos un material AISI 1018 de 3 mm para el bastidor porque según el modelado es el material idóneo, ya que es barato y soporta el peso del motor seleccionado sin causar deformaciones que produzcan daños irreparables.

4.5. DISEÑO, SELECCIÓN Y MODELADO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN, MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS A TRAVÉS DE SOLIDWORKS.

La dirección del motocultor es a través del bloqueo de giro de las ruedas, este sistema se utiliza en la mayoría de motocultores, para el caso se analizará el mecanismo de dirección que será el encargado de bloquear el giro de las ruedas.

Mediante una manivela la cuál será accionada por el operario se transmitirá el movimiento necesario a través de un tirón el mismo que tendrá que transmitir el movimiento circular necesario en el brazo de dirección que es el encargado de bloquear el giro de las ruedas. Figuras 4.63, 4.64, 4.65.

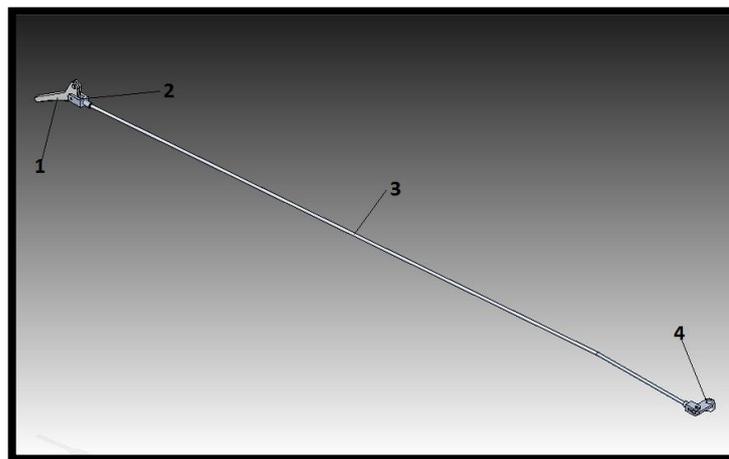


Figura4.63: Mecanismo de dirección: 1) Manivela, 2) Horquilla, 3) Tirón, 4) Brazo de dirección.

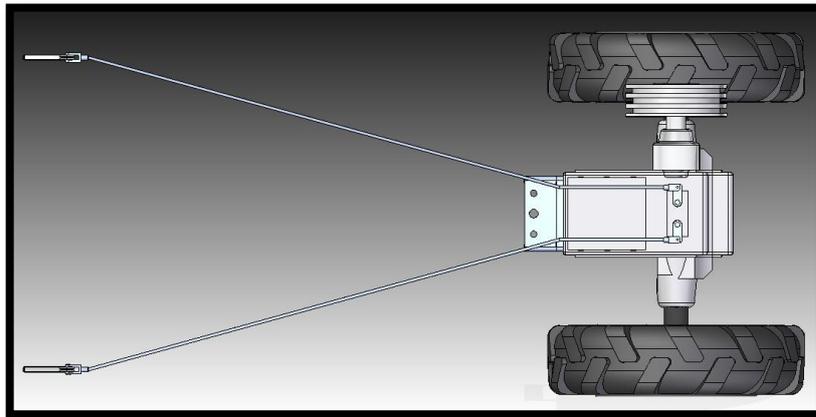


Figura 4.64: Vista superior del mecanismo de dirección acoplado a las ruedas.

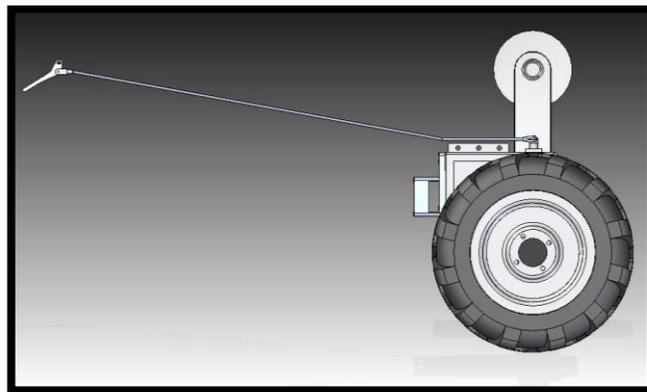


Figura 4.65: Vista lateral del mecanismo de dirección acoplado al sistema.

4.6 CONSTRUCCIÓN.

Una vez modelado y diseñado nuestro motocultor, apero acamador y rotocultivador, procedemos a explicar el procedimiento de la construcción de los partes ya mencionadas.

4.6.1 Construcción de la acamadora.

En toda la acamadora y sus elementos de sujeción se utilizo soldadura siguiendo el formato WPS como método para determinar la unión y tipo de junta de los materiales, en la que se utilizó soldadura SMAW y predominó el uso de

electrodos 6011, y 7018 marca AGA con una intervención mínima de soldadura MIG debido a:

- El alto costo que demandan al utilizar el proceso MIG.
- El material utilizado en la fabricación de la acamadora y sus elementos no es un acero especial que demande una suelda específica.

De acuerdo a lo especificado por el formato WPS el tipo de soldadura utilizado se muestran en los anexos A-1, A-2, A-3, cabe, mencionar que cada formato WPS tiene su respectivo formato PQR el cual corroborará los datos reales de la construcción, estos formatos se encuentran en los anexos A-4, A-5,A-6.

Elementos principales que conforman la acamadora

- **Cuatro paredes.**

Existen cuatro paredes dos delanteras y dos posteriores. El objetivo principal de las paredes delanteras, es el de recoger o agrupar tierra para que luego esta pueda ser traspasada a la cavidad existente entre las paredes posteriores, estas a su vez tiene por objeto formar la cama de cultivo, las paredes delanteras tienen un grado de inclinación más un biselado en la parte frontal con objeto de reducir el contacto con la tierra, y así reducir la fuerza de resistencia que posee el suelo, los planos de estas paredes se encuentran en los anexos B1 y B2.

En la figura 4.66 se indican el modelado y el resultado de la construcción de las paredes delanteras, y en la figura 4.67 se indica el modelado de las paredes posteriores.



Fig. 4.66: Paredes delanteras.



Figura 4.67: Paredes posteriores.

- **Dos Cubiertas**

Existen dos cubiertas, una cubierta delantera, y una posterior. La cubierta posterior tiene como objetivo principal construir el ancho máximo de la cama de cultivo el que deberá ser de 75cm como se mencionó anteriormente en las dimensiones de las camas, y la cubierta delantera nos sirve como una pieza de acople entre las paredes delanteras y para dar rigidez a la estructura como tal, las dimensiones se encuentran en los planos de los anexos B3 y B4.

En la figura 4.68 se muestra el resultado de la construcción de las cubiertas delantera y posterior.



Figura 4.68: Cubiertas delantera y Posterior.

Al ensamblar las cuatro paredes y las dos cubiertas tenemos como resultado la pieza mostrada en la figura 4.69.

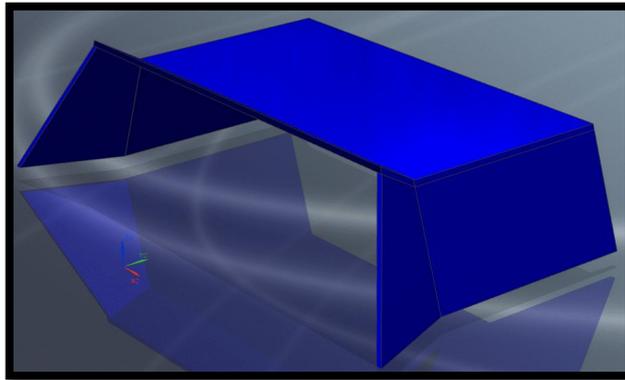


Figura 4.69: Ensamble de las cuatro paredes y las dos cubiertas.

- **Tres guías de enganche y regulación de altura de la acamadora.**

Existen dos guías laterales y una guía central. Las tres guías tienen por objeto regular la profundidad a la que trabajará el rotocultivador y también son las encargadas de trasladar la fuerza de tiro desde el motocultor hacia la acamadora.

El diseño de estas guías se muestra en la figura 4.70 y 4.71 y a su lado está una foto de la construcción de la misma, las dimensiones de la chapa y diámetros de las perforaciones se encuentran en los planos de los anexos B5, B6 y B7.



Figura 4.70: Guías de enganche laterales.



Figura 4.71: Guía Central.

- **Dos neumáticos.**

Los neumáticos cumplen con la función de hacer más fácil la transportación del motocultor y apero de un lugar a otro y a su vez cuando se encuentra trabajando, servirán para compactar los canales por donde circulará el agua de regadío.

Los neumáticos se muestran en la figura 4.72 y a su lado una foto de los neumáticos utilizados.



Figura 4.72: Neumáticos.

- **Horquillas**

Son los elementos de unión entre los neumáticos y las guías reguladoras de altura, las dimensiones y diámetros de las perforaciones se encuentran en el plano del anexo B10.

En la figura 4.73 se muestra la horquilla modelada y a su lado la horquilla construida.

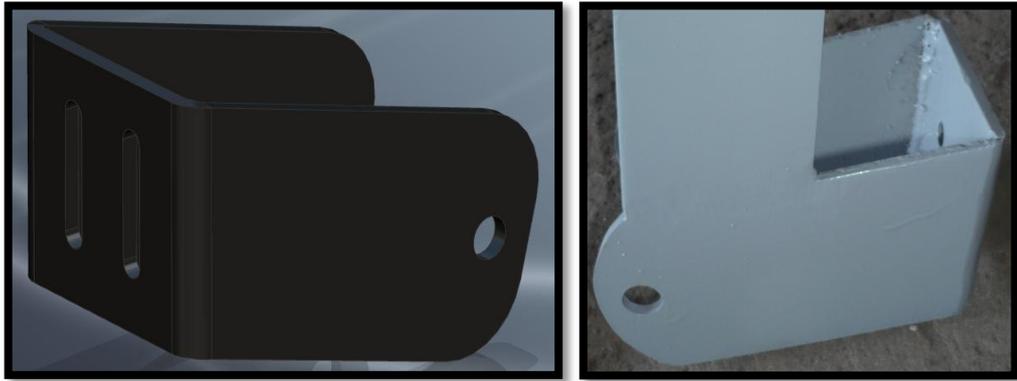


Figura 4.73: Horquillas.

- **Guía reguladora de altura de neumáticos**

Tienen como objetivo regular la altura a la que irán los neumáticos con respecto a la acamadora, estas guías regulan la altura a la que trabajará la acamadora a través de los neumáticos, las dimensiones y diámetros de las perforaciones se encuentran en el plano del anexo B9, en la figura 4.74 se muestra la guía reguladora modelada y a su lado la guía construida.

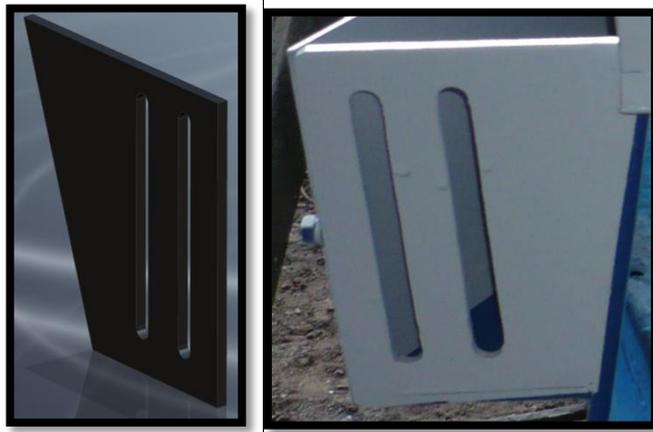


Figura 4.74: Guía reguladora de altura de neumáticos.

- **Soporte transversal**

Tiene por objeto establecer un punto de unión entre las dos horquillas de la acamadora y poder regularlos a una misma altura, también está diseñado para que el operario pueda ayudar a la compactación del terreno en caso de ser

requerido subiéndose sobre él, las dimensiones se encuentran en el plano del anexo B12 y en la figura 4.75 se indica el modelado y construcción de este soporte.

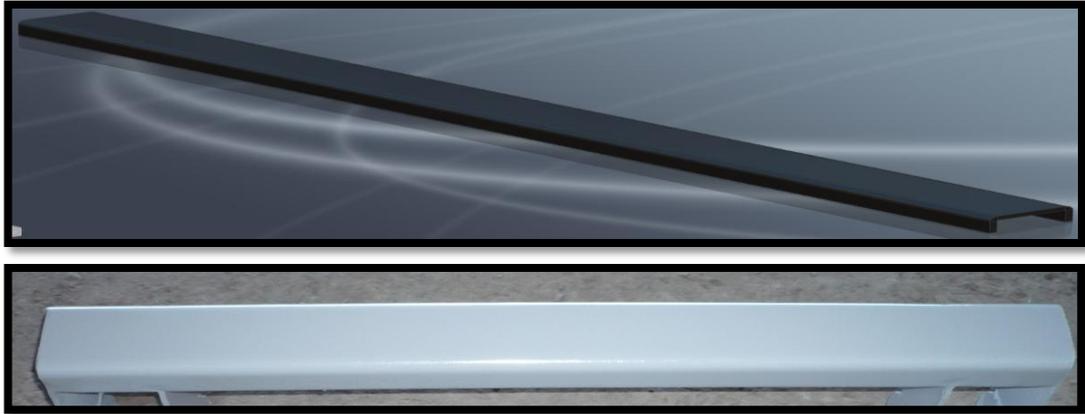


Figura 4.75: Soporte Transversal.

- **Chapa de unión horquillas soporte transversal.**

Es el elemento de unión entre el soporte transversal y las horquillas que a su vez contienen los neumáticos, las dimensiones se encuentran en el plano del anexo B11, el modelado de la chapa de unión se indica en la figura 4.76.



Figura 4.76: Chapa de unión.

A continuación se muestra en la figura 4.77 el ensamble del soporte transversal, horquilla y chapa de unión.



Figura 4.77: Ensamble del soporte transversal, horquilla y chapa de unión.

Al unir todos los elementos mencionados anteriormente obtenemos el ensamble mostrado en la figura 4.78, la cual indica el modelado y el resultado de la construcción del mismo, las medidas de la posición de los diferentes elementos de la acamadora se indican en los planos del anexo B14.

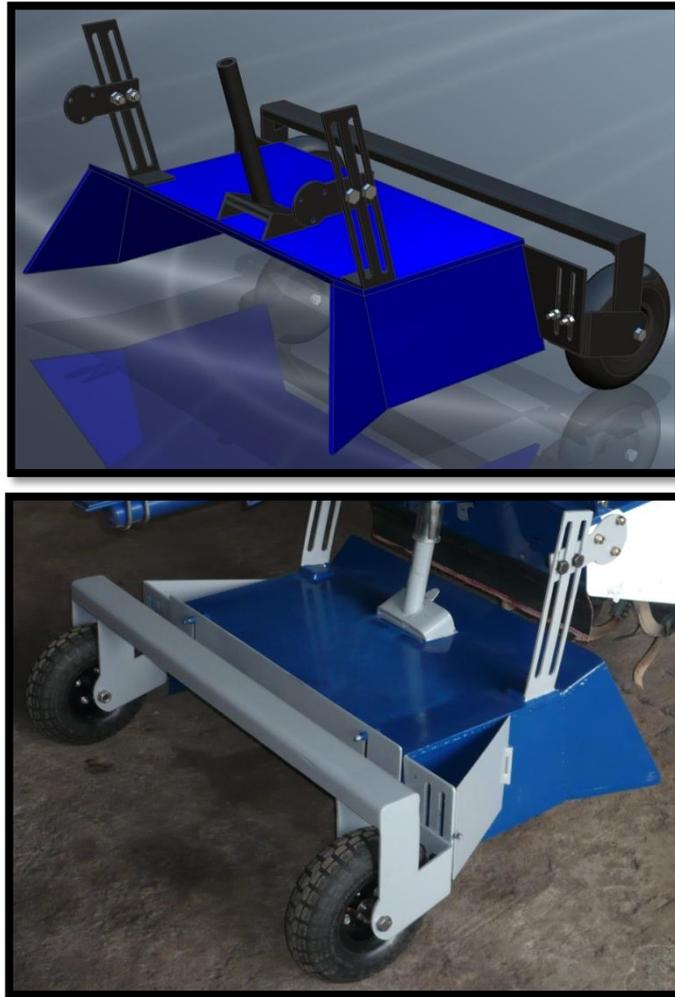


Figura 4.78: Ensamble total de la acamadora.

4.7. ENSAMBLE.

4.7.1 Ensamble Motocultor-Rotocultivador.

Tomamos el rotocultivador seleccionado y lo unimos a la toma de fuerza de nuestro motocultor, como se indica en la figura 4.79, la parte marcada con rojo es la unión entre el motocultor y el rotocultivador.

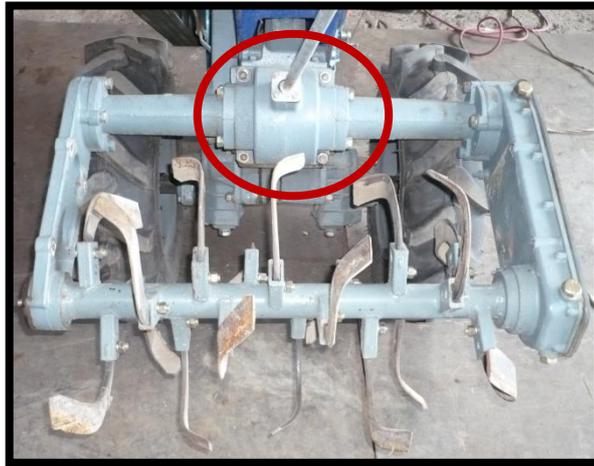


Figura 4.79: Ensamble Motocultor-Rotocultivador.

4.7.2 Ensamble Rotocultivador-Carcasa.

1. Primero ensamblamos la carcasa a las bases laterales del rotocultivador utilizando pernos de 3/8" tal como se indica en la figura 4.80.



Figura 4.80: Ensamble Rotocultivador-Carcasa.

2. Ensamble Acamadora-Carcasa rotocultivador.

Para unir el ensamble de la figura 4.78 a la carcasa del rotocultivador, se lo hace con un soporte de guías que se indica en la figura 4.81 mediante pernos de 3/8",

las dimensiones y perforaciones de estos soportes se muestran en los planos del anexo B8.



Figura 4.81 Soporte de guías.

La unión de la carcasa del rotocultivador a la acamadora construida se indica en la figura 4.82.

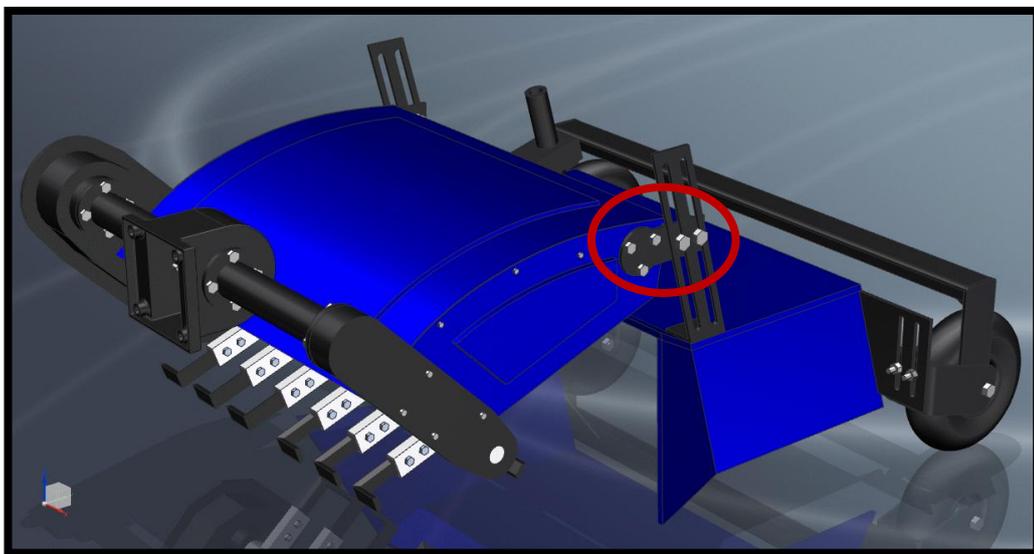


Figura 4.82 Ensamble Acamadora-Carcasa rotocultivador.

El resultado final del modelado de nuestra máquina ensamblada se indica en la figura 4.83, y en la figura 4.84 se indica la máquina construida.

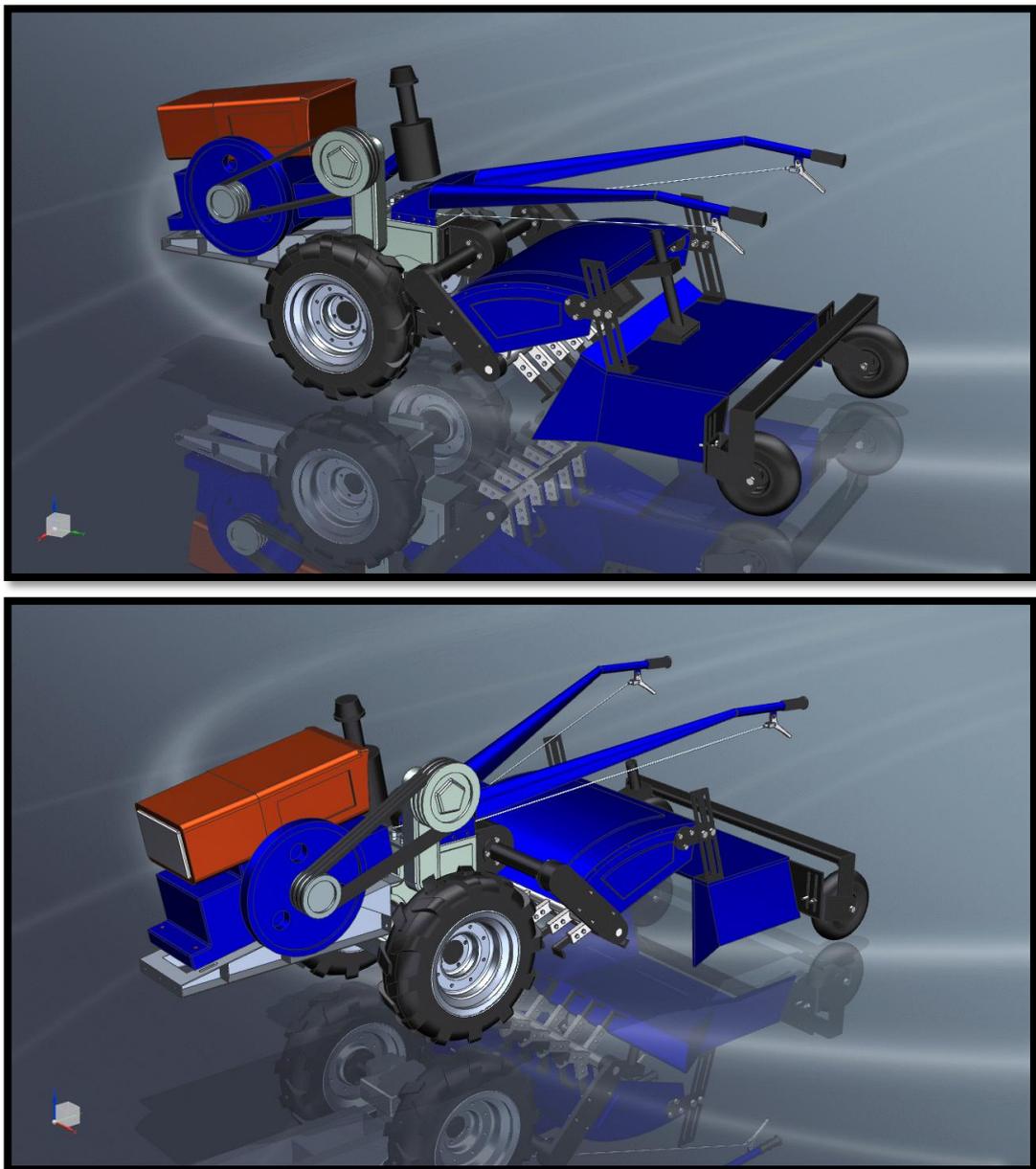


Figura 4.83: Vistas isométricas del modelado del ensamblaje completo de nuestro motocultor formador de camas de cultivo.



Figura 4.84: Vistas isométricas de la construcción del ensamblaje completo de nuestro motocultor formador de camas de cultivo.

CAPITULO 5

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1 PRUEBAS DE RENDIMIENTO DE LA MÁQUINA.

Para realizar las pruebas del rendimiento de la máquina con la acamadora y el rotocultivador, necesitamos utilizar la ecuación 5.1.

$$\eta_e = \frac{A_t * \vec{V} * \eta_{tc}}{10} \quad \text{EC 5.1}$$

Donde:

η_E = Rendimiento efectivo de campo en hectáreas por hora

A_t = Ancho de trabajo en metros (ancho de la cama de cultivo) = 0.75 m

\vec{V} = Velocidad de avance del motocultor en km/h (ecuación 5.2).

η_{tc} = Eficiencia de trabajo en campo (Tabla 3.7) = 80 % (se toma un valor promedio de la eficiencia para operaciones de labranza).

A pesar que en la tabla 3.7 nos indica los valores de velocidad para maquinaria agrícola, nosotros necesitamos saber la velocidad real a la que nuestro motocultor ha avanzado en nuestro terreno de pruebas el cual tiene un ancho de 24 metros y 41 metros de largo.

La velocidad será igual a:

$$V = \frac{d}{t} \quad \text{EC 5.2}$$

Donde:

d = Distancia en Km recorrida por el motocultor en la pruebas (24 m frente del terreno).

t = Tiempo en horas que le tomo al motocultor recorrer d .

El tiempo promedio que se saco de los datos de la tabla 5.1, que los registramos usando un cronómetro, al realizar una cama a lo largo del frente del terreno (24m=0.024km) y fue de 20.8 segundos es decir 0.0057 h.

Tabla 5.1. Tiempos que tarda el motocultor en realizar una cama de cultivo.

Número de Prueba	Tiempo (Segundos)	Distancia recorrida (Metros)
1	20.3	24
2	20.4	24
3	20.5	24
4	22.1	24
Tiempo promedio	20.8	

Entonces:

$$V = \frac{0.024}{0.0057}$$

$$V = 4.21 \text{ km/h}$$

$$\eta_e = \frac{0.75 * \overrightarrow{4.21} * 0.8}{10}$$

$$\eta_e = 0.25 \text{ H/h}$$

Por lo tanto nuestro motocultor, rotavator y acamadora pueden trabajar con una eficiencia de 0.25 hectáreas en una hora.

5.1.1 Rendimiento de combustible.

La duración de nuestras pruebas fue de aproximadamente 12 horas en las cuales gastamos 4.41 galones aproximadamente, este dato lo sacamos de la pantalla del dispensador en donde adquirimos el diesel, sabiendo esto realizamos la siguiente regla de tres:

$$\begin{aligned} & 4.41 \text{ Gl diesel} \text{ --- } 12 \text{ horas} \\ &) (\text{ Gl diesel} \text{ --- } 1 \text{ hora} \\ &) (= \mathbf{0.37 \text{ Gl/hora aproximadamente}} \end{aligned}$$

Esto quiere decir que nuestro motocultor al trabajar una hora consumirá 0.37 galones de diesel, y como cada galón hasta la fecha actual en Ecuador está a 1.02 dólares, el costo de consumo por hora de combustible sea de 0.38 centavos de dólar.

5.2 PRUEBAS DEL DESEMPEÑO DE LOS APEROS.

5.2.1 Desempeño de las acamadoras.

a. Primer apero construido.

El primer apero construido fue una estructura en forma de molde de la cama con una boca en el frente para acumular la tierra y patines para los canales de la cama, como se muestra en la figura 5.1.

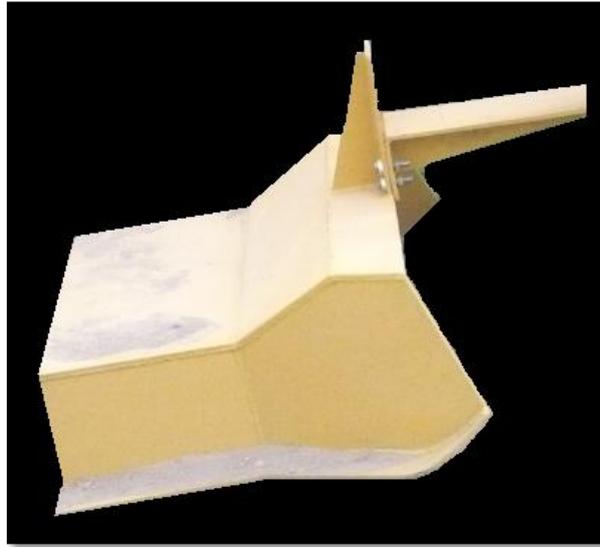


Figura 5.1: Primera acamadora construida.

La acamadora de la figura 5.1, no arrojó los resultados esperados ya que al realizar las pruebas construyó camas de 9 centímetros de altura, las cuales no son aptas para la siembra de ningún tipo de planta, además de que la forma de las mismas eran completamente irregulares y estéticamente inadecuadas, como se muestra en la figura 5.2, esto se debió a que la acamadora no se enterraba completamente además de que provocaba que el motocultor patine causando que la parte frontal del mismo se clave en la tierra como se indica en la figura 5.3.



Figura 5.2: Cama resultante utilizando el primer apero construido.



Figura 5.3: Parte frontal del motocultor clavado por causa del primer apero construido.

A continuación se muestran las características de los resultados obtenidos con el primer apero construido.

Tabla 5.2 Características de los resultados obtenidos con el primer apero construido.

Características	Resultado	Evaluación sobre 10 puntos	Aprueba Si/No
Velocidad del motocultor	5 km/h	10	Si
Facilidad de conducción	Problemas graves al curvar	4	No
Ancho de la cama de cultivo	0.75 m	10	Si
Altura de la cama de cultivo	0.09 m	2	No
Forma de la cama de cultivo	Extremadamente irregular	3	No
Estética de la cama de cultivo	Inadecuada	2	No
Conclusión de los resultados.	Los resultados obtenidos no son aptos para la siembra de ninguna clase de planta.		

b. Segundo apero construido.

Debido a que el primer apero construido no se enterraba completamente decidimos colocar un rotocultivador, que servirá para mover la tierra al frente de nuestra acamadora, lo que permitirá que se acumule la cantidad de tierra adecuada para formar camas de las características deseadas, también le añadimos ruedas a los lados de la acamadora para facilitar el desplazamiento y conducción del motocultor además de que formarán canales de agua más compactos, este apero se muestra en la figura 5.4



Figura 5.4: Segundo apero construido junto con el rotocultivador.

Como se puede apreciar en la figura 5.4, las ruedas que se encuentran a los lados de la acamadora amarilla, no tienen la capacidad de regular su altura, por lo que al realizar las camas también tenemos problemas en la altura de las mismas, pero la forma de las camas es mucho mejor que con el primer apero construido, estos resultados se muestran en la figura 5.5.

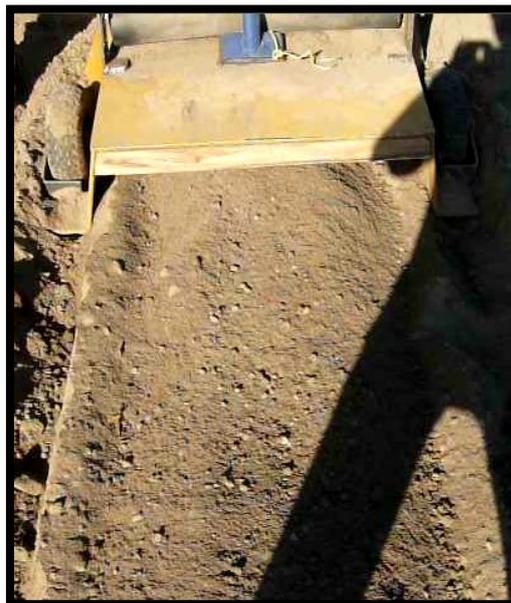


Figura 5.5: Cama resultante utilizando el segundo apero construido.

A continuación se muestran las características de los resultados obtenidos con el segundo apero construido.

Tabla 5.3 Características de los resultados obtenidos con el segundo apero construido.

Características	Resultado	Evaluación sobre 10 puntos	Aprueba Si/No
Velocidad del motocultor	7 km/h	10	Si
Facilidad de conducción	Problemas leves al curvar	8	Si
Ancho de la cama de cultivo	0.75 m	10	Si
Altura de la cama de cultivo	0.15 m	6	No
Forma de la cama de cultivo	Regular (rectangular)	10	Si
Estética de la cama de cultivo	Aceptable	8	Si
Conclusión de los resultados.	Los resultados obtenidos son aptos solo para pocos cultivos que no requieran profundidad, pero no cumple los objetivos del presente proyecto.		

c. Tercer apero construido.

En este tercer apero buscamos resolver los problemas del segundo, según la tabla 5.2 el problema a resolver es la altura de la cama, para esto necesitamos hacer que las ruedas que se encuentran a los lados sean de altura regulable, para lo cual las colocamos en la parte trasera de la acamadora con un sistema de regulación de altura, como se muestra en la figura 5.6.



Figura 5.6: Sistema de regulación de altura de las ruedas.

Los resultados que obtuvimos fueron satisfactorios ya que compacta una gran cantidad de tierra necesaria para formar las camas de cultivo, tal como se muestra en la figura 5.7.



Figura 5.7: Cama resultante utilizando el tercer apero construido.

Como se puede apreciar en la figura 5.7, la cama de cultivo es exactamente lo que necesitamos para poder sembrar cualquier tipo de planta, sin embargo hay lugares del terreno según la preparación del mismo en los que no se llena todo el espacio de la acamadora en la parte superior (figura 5.8), a pesar de esto la altura de la cama es adecuada pero con leves irregularidades, para mejorar la estética, colocamos una especie de pestaña en la parte trasera de la acamadora, cuya altura es regulable para que cuando el motocultor avance la pestaña nivele las pequeñas irregularidades en la cantidad necesaria, esta pestaña se muestra en la figura 5.9.



Figura 5.8: Cama resultante utilizando el tercer apero con leves irregularidades.



Figura 5.9: Pestaña para corregir leves irregularidades de las camas.

A continuación se muestran las características de los resultados obtenidos con el tercer apero construido.

Tabla 5.4 Características de los resultados obtenidos con el tercer apero construido.

Características	Resultado	Evaluación sobre 10 puntos	Aprueba Si/No
Velocidad del motocultor	4.21 km/h	10	Si
Facilidad de conducción	Problemas leves al curvar	8	Si
Ancho de la cama de cultivo	0.75 m	10	Si
Altura de la cama de cultivo	0.20 m	10	Si
Forma de la cama de cultivo	Regular (rectangular)	10	Si
Estética de la cama de cultivo	Adecuada	10	Si
Conclusión de los resultados.	Los resultados obtenidos son aptos para la siembra de cualquier tipo de planta debido a las cualidades de altura y ancho de la cama de cultivo.		

En este punto de los resultados del tercer apero es imprescindible hablar de un percance que sucedió durante las pruebas del laboreo de las camas. El problema fue que nos encontramos con una piedra de una longitud de 20 y un ancho de 8 centímetros aproximadamente, la cual impacto contra el zócalo del rotocultivador produciendo su ruptura, esto nos llevo a la conclusión de que debíamos realizar un análisis por elementos finitos del zócalo y el conjunto zócalo-cuchilla para saber cuál es el esfuerzo máximo y el factor de seguridad, este análisis se expone a continuación.

En la figura 5.10 se muestra el diseño del zócalo construido por la empresa YTO cuya procedencia es china y el material utilizado es acero de fundición.

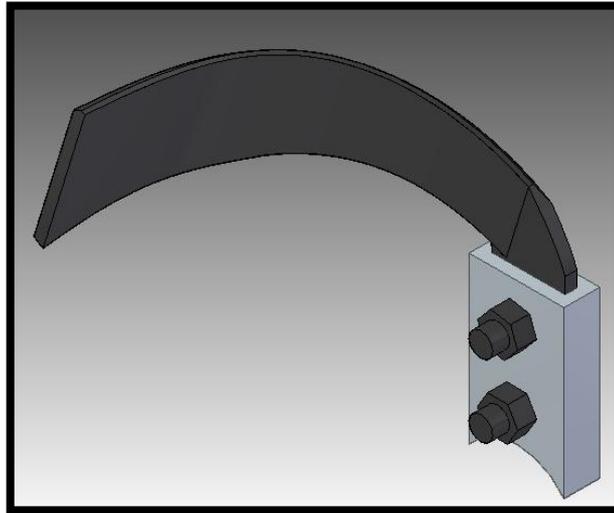


Figura 5.10: Zócalo y cuchilla contruidos por la empresa YTO.

A continuación se muestra el análisis de esfuerzos máximos del conjunto zócalo-cuchilla (Fig. 5.11) y solo del zócalo (Fig. 5.12), aplicando una fuerza de 310 N³⁰ que es la fuerza que ejerce la tierra sobre el conjunto.

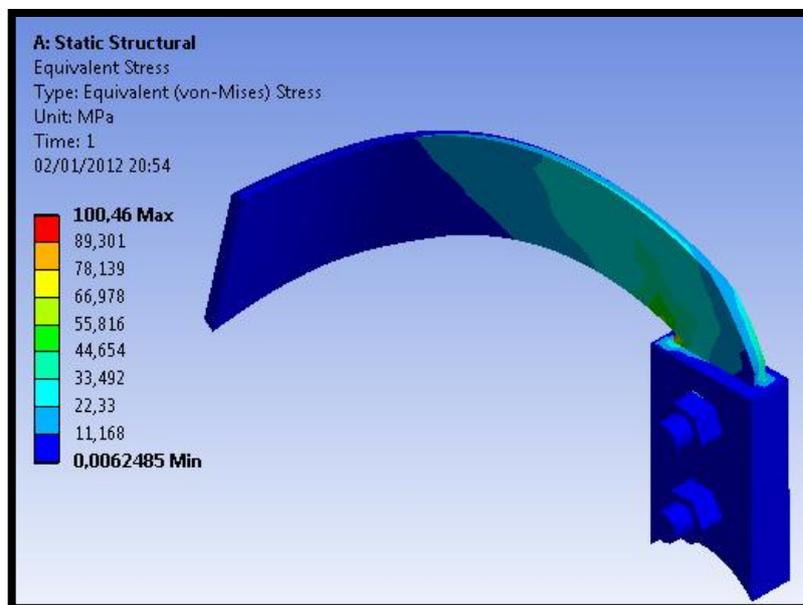


Figura 5.11: Análisis de esfuerzos máximos del conjunto zócalo-cuchilla.

³⁰ Francisco Fidel Litardo Morán "Evaluación, pruebas y validación de dosificación y siembra en el campo de dos sembradoras de pastos", ESPOCH, 2008, Página 71.

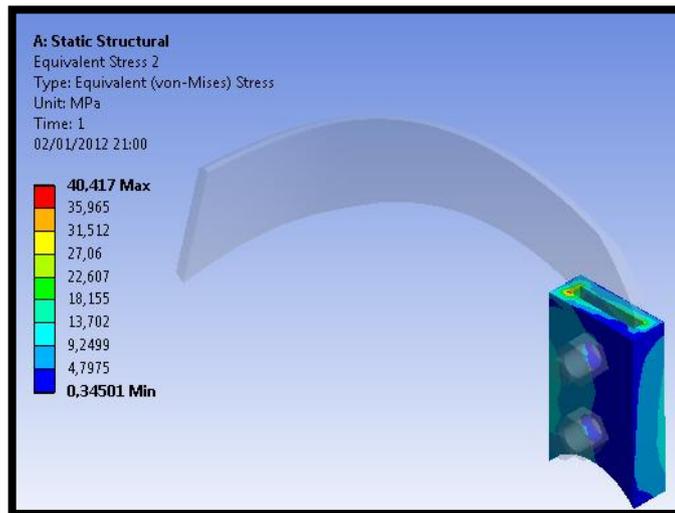


Figura 5.12: Análisis de esfuerzos máximos del zócalo.

Ya que tenemos los esfuerzos máximos podemos calcular el factor de seguridad dividiendo el esfuerzo máximo de fluencia (S_y) del material para el esfuerzo máximo calculado por elementos finitos, como se muestra en las tablas 5.5 y 5.6.

Tabla 5.5. Factor de seguridad del conjunto zócalo cuchilla (Fig. 5.11).

Material	Resistencia de fluencia (S_y) (Mpa)	Esfuerzo máximo del conjunto (Mpa)	Factor de seguridad (F_s)
ACERO FUNDIDO	201,00 ³¹	100,460	2,00

Tabla 5.6. Factor de seguridad del zócalo (Fig. 5.12).

Material	Resistencia de fluencia (S_y) (Mpa)	Esfuerzo máximo del zócalo (Mpa)	Factor de seguridad (F_s)
ACERO FUNDIDO	201,00	40,417	4,97

³¹ "Cualidades del acero" Publicado por BRITISH ROLLMAKERS (CHINA) LTD. Página 2.

Una vez que hemos calculado el factor de seguridad del zócalo y cuchilla diseñados por la empresa YTO, y sabiendo que necesita mejorar su factor de seguridad para evitar rupturas por percances como la piedra antes mencionada, hemos decidido proponer un diseño que al someterlo a un análisis por elementos finitos disminuya los esfuerzos máximos y por ende aumente su factor de seguridad.

El diseño propuesto se muestra en la figura 5.13 en el cual se reemplazará el zócalo por un disco portacuchillas.

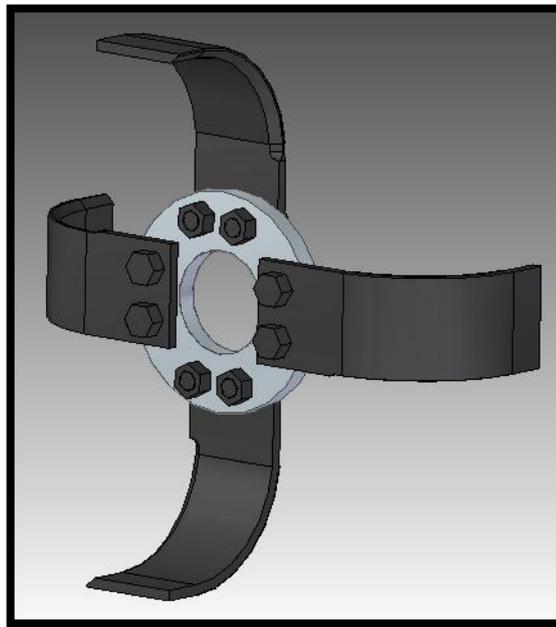


Figura 5.13: Diseño propuesto de la cuchilla y portacuchillas del rotocultivador para mejorar el factor de seguridad.

A continuación se realizará un análisis por elementos finitos al diseño de la figura 5.13 para conocer su esfuerzo máximo aplicando la misma fuerza a la que fue sometido el diseño de la figura 5.10 es decir 310 N, este análisis se indica en las figuras 5.14 y 5.15.

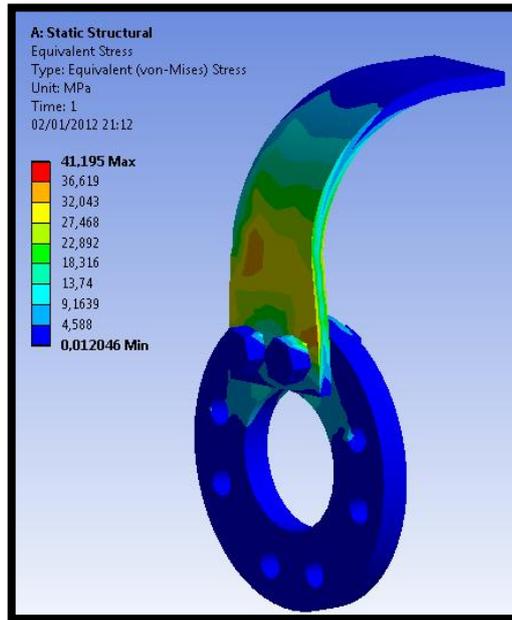


Figura 5.14: Análisis de esfuerzos máximos del conjunto disco-cuchilla.

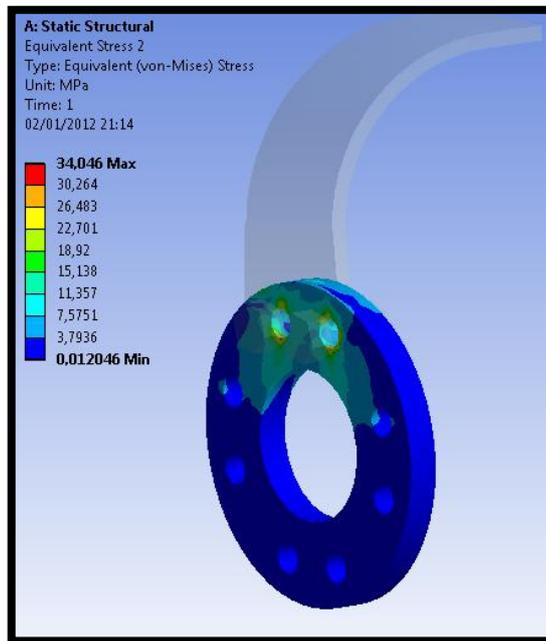


Figura 5.15: Análisis de esfuerzos máximos del disco porta cuchilla.

Ya que tenemos los esfuerzos máximos podemos calcular el factor de seguridad dividiendo el esfuerzo máximo de fluencia (S_y) del material, para el esfuerzo máximo calculado por elementos finitos, como se muestra en las tablas 5.7 y 5.8.

Ya que este diseño no se implementará en nuestra tesis hemos propuesto varios materiales para que quede a consideración del diseñador que material utilizar según sus necesidades y posibilidades económicas.

Tabla 5.7. Factor de seguridad del conjunto disco-cuchilla (Fig. 5.14).

Material	Resistencia de fluencia (Sy) (Mpa)	Esfuerzo máximo del conjunto (Mpa)	Factor de seguridad (Fs)
ACERO FUNDIDO	201,00	41.195	4.88
AISI 1020	207,00	41.195	5.03
AISI 1040	290,00	41.195	7.04

Tabla 5.8. Factor de seguridad del disco porta cuchillas (Fig. 5.15).

Material	Resistencia de fluencia (Sy) (Mpa)	Esfuerzo máximo del disco (Mpa)	Factor de seguridad (Fs)
ACERO FUNDIDO	201,00	34.046	5.90
AISI 1020	207,000	34.046	6.08
AISI 1040	290,000	34.046	8.52

Como se puede observar en la tabla 5.5. el factor de seguridad de el conjunto zócalo-cuchilla es de 2, mientras que en nuestro diseño propuesto el factor de seguridad con el mismo material aumenta a 4.88 como se indica en la tabla 5.8, por lo tanto hemos concluido que en un futuro proyecto debemos implementar este diseño ya que el factor de seguridad de 4.88 entra en el “diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente³²” en la figura 5.16 se muestra el ensamble del rotocultivador propuesto con el apero acamador.

³² Robert L. Mott “Diseño de elementos de máquinas” Cuarta edición. México 2006. Página 185.

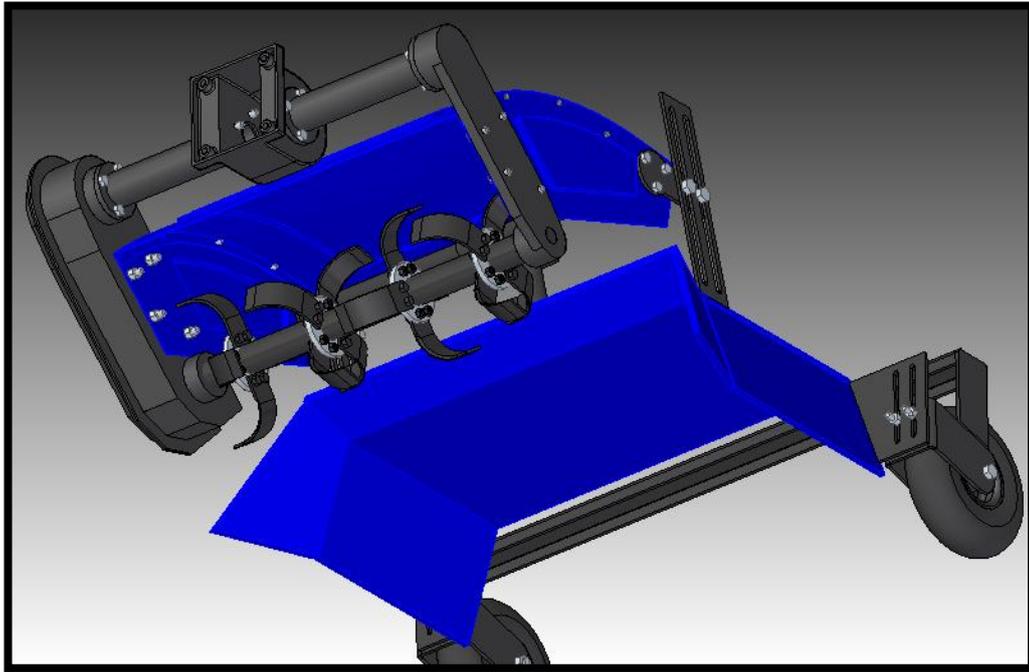


Figura 5.16: Ensamble del rotocultivador propuesto con el apero acamador.

Ya que estamos hablando de mejorar el factor de seguridad de los elementos que conforman nuestro motocultor, debemos tomar en cuenta que en el punto 4.1.4 literal c. el factor de seguridad de las guías de la acamadora, es de 1.64, este factor tan bajo se debe a que las guías laterales fueron fabricadas con placas de acero AISI 1020 de 6.35 mm, debido a que se encontraban como chatarra en el taller donde construimos nuestra tesis y así abarataremos costos en la construcción, el factor de seguridad hubiese sido más alto si es que hubiésemos utilizado una placa de 9.52 mm, esto se comprobará a través de un cálculo manual para la placa de 6.35mm y un análisis por elementos finitos para la placa de 9.52 mm que se exponen a continuación.

- **Cálculo Manual de la Guía lateral.**

Datos:

Fuerza aplicada= 1471,333N, esta fuerza se calculó con la ecuación 4.12 a la cual la dividimos para tres ya que son tres guías con una fuerza distribuida.

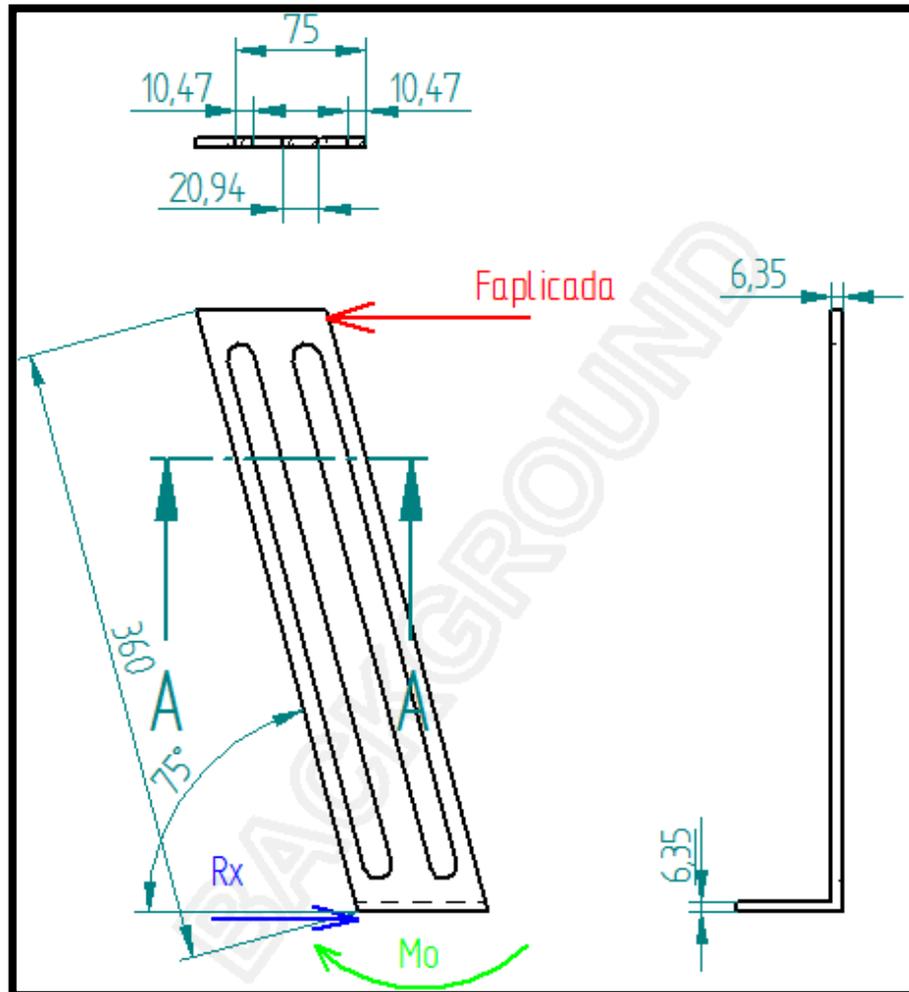


Figura 5.17: Diagrama de cuerpo libre de la guía lateral.

Solución:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x - 1471,33 N = 0$$

$$R_x = 1471,33 N$$

$$\sum M_0 = 0$$

$$1421,2 * 0,353 - M_0 = 0$$

$$M_0 = 519,38 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Nota: La distancia de 0,353m viene de $0,360 - 0,00635 = 0,5365$ que es la distancia total de la pieza menos el espesor de la placa base.

A partir de estas reacciones se obtiene el diagrama fuerzas de cortantes (V) y momentos flectores (M), donde.

Fuerza cortante = 1471,33 N

Momento Flector = 519,38 Nm

La sección transversal de la guía se muestra en la figura 5.18.

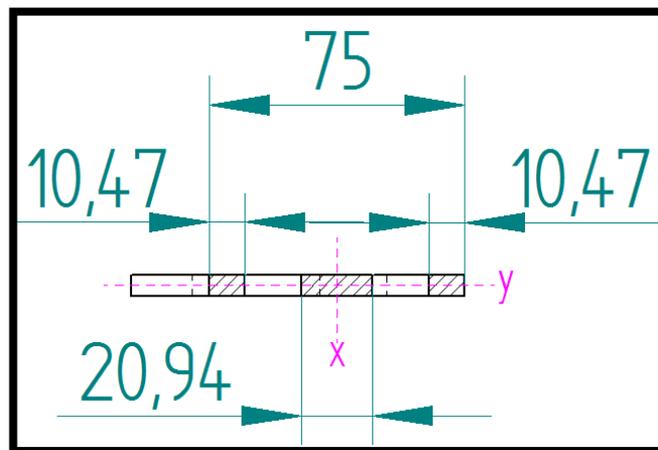


Figura 5.18: Sección transversal de la guía lateral.

Debemos calcular el momento de inercia para poder obtener el módulo de la sección transversal (S_z).

El momento de inercia con respecto al eje y se calcula a continuación haciendo uso del teorema de ejes paralelos utilizando las distancias que se indican en el corte transversal de la guía en la figura 5.19:

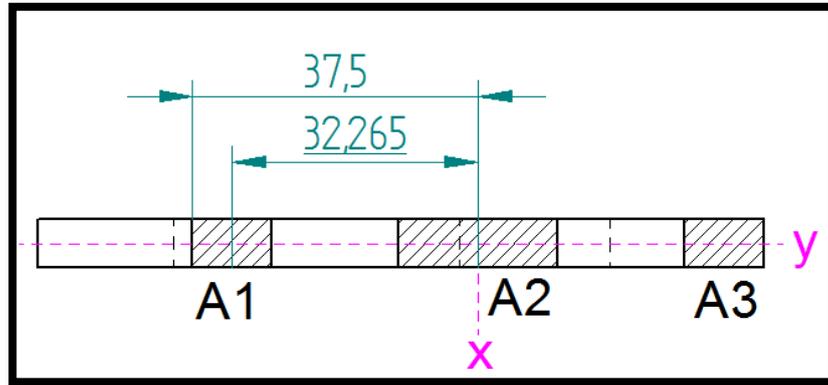


Figura 5.19: Corte transversal de la guía con distancias utilizadas el teorema de ejes paralelos.

La distancia d es igual a 32,265mm

El área A1 es igual al área A3 y tienen un valor de 66,48 mm²

Yc tiene un valor de 37,5mm.

ΣI es igual a la sumatoria de las inercias de las tres áreas (A1, A2, A3)

$$Ix = \Sigma I + Ad^2$$

$$Ix = 6073,4 + 2(66,48 * 32,26^2)$$

$$Ix = 144445,88mm^4$$

Luego:

$$Sz = \frac{Ix}{Yc}$$

$$Sz = \frac{144445,88}{37,5}$$

$$Sz = 3851,89mm^3$$

El esfuerzo máximo está dado por:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{S_z}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{519,381 \text{ N} \cdot \text{m}}{3851,89 \text{ mm}^3} \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}$$

$$\sigma_{flex} = \mathbf{134,8 \text{ MPa}}$$

El esfuerzo cortante máximo viene dado por:

$$\tau_{cort} = \frac{R_x}{A}$$

El área de corte será la sumatoria de las áreas rayadas en la figura 5.19 de la sección transversal.

$$\tau_{cort} = \frac{1471,33 \text{ N}}{265,938 \text{ mm}^2}$$

$$\tau_{cort} = \mathbf{5,53 \text{ MPa.}}$$

Reemplazando este valor en el círculo de Mohr del programa MDSolids mostrado en la figura 5.20, para el cálculo de esfuerzos combinados, se obtiene:

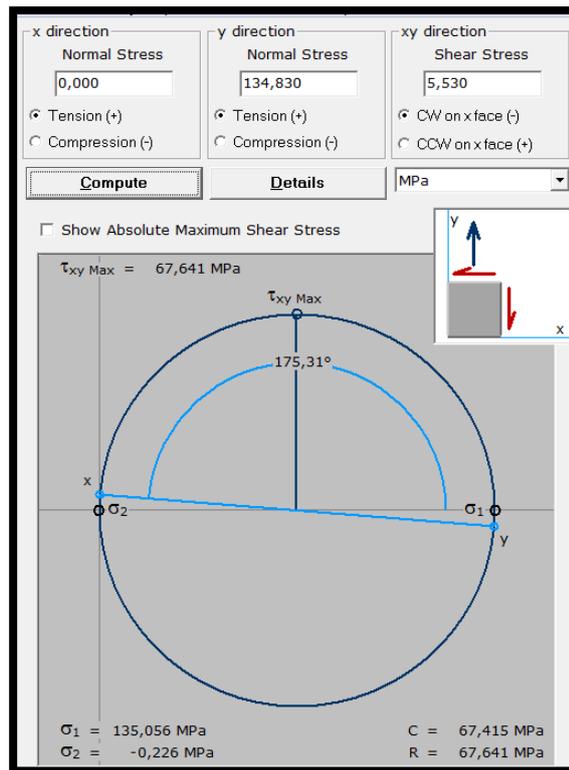


Figura 5.20: Círculo de Mohr para el cálculo de esfuerzos combinados.

Por lo tanto los esfuerzos son:

$$\sigma_1 = 135,056 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_2 = -0,226 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{max} = 67,641 \text{ MPa.}$$

Entonces, el esfuerzo de Von Mises máximo que resiste el soporte de enganche de la acamadora viene dado por:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2}$$

$$\sigma' = 135,169 \text{ MPa.}$$

El factor de seguridad mínimo para el soporte de enganche de la acamadora es:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma'}$$
$$FS = \frac{205 \text{ MPa}}{135,169 \text{ MPa}}$$

$$FS = 1,516$$

Como podemos observar el factor de seguridad calculado manualmente coincide con el análisis por elementos finitos de las guías realizado en el punto 4.1.4 literal c, con lo que una vez más comprobamos que el software utilizado es eficiente para la realización de nuestra tesis, sabiendo esto podemos comprobar que al utilizar una placa de acero AISI 1020 de 9.52 mm el esfuerzo máximo disminuirá y por lo tanto el factor de seguridad aumentará como se indica en las figuras 5.21 y 5.22, la fuerza aplicada será de 1471,333N que es la misma del cálculo manual.

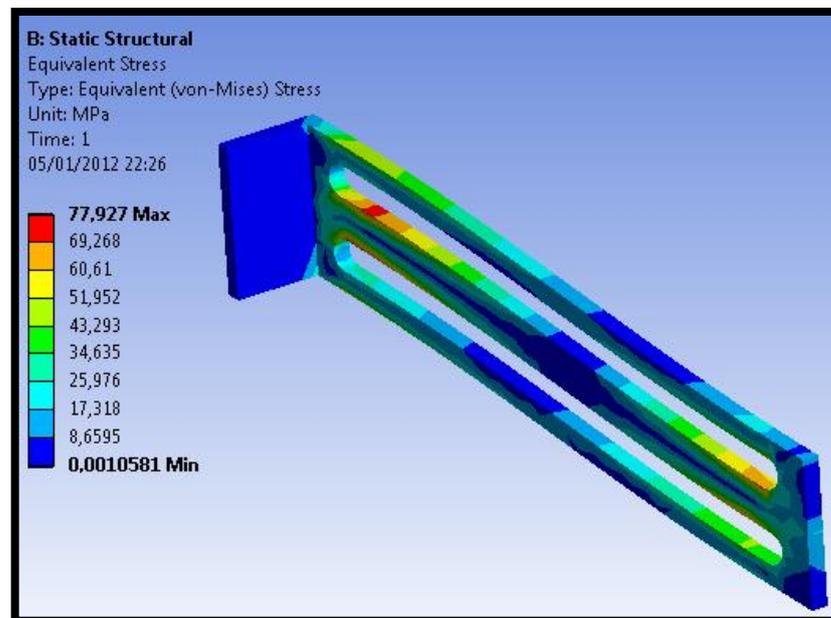


Figura 5.21: Análisis de esfuerzos máximos de la guía lateral con un espesor de 9.52 mm.

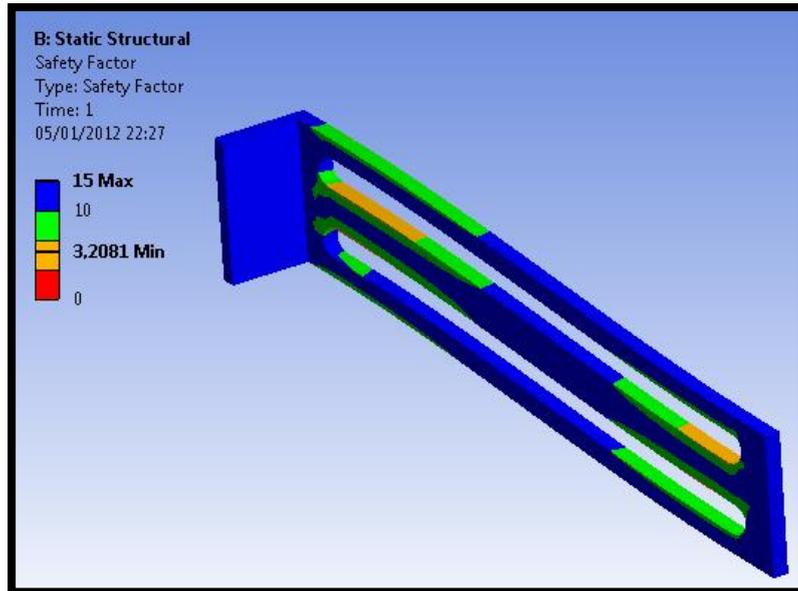


Figura 5.22: Factor de seguridad de la guía lateral con un espesor de 9.52 mm.

Como se puede observar en la figura 5.22 el factor de seguridad con una placa de 9.52 mm aumentará a 3.2081 lo cual está dentro del diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente³³, en este proyecto no se utilizó este espesor ya que se tenía pedazos de 6.35 mm disponibles, y no se justifica la compra de una placa de 9.52mm para guías tan pequeñas por que las placas de acero AISI 1020 disponibles en el mercado son 1.20 de largo por 2.40 m de ancho, siendo una inversión considerablemente alta, se puede utilizar este espesor para futuras mejoras de esta tesis.

³³ Robert L. Mott "Diseño de elementos de máquinas" Cuarta edición. México 2006. Página 185.

5.2.2 Desempeño del rotocultivador.

Este apero accionado, mostró un gran desempeño en sus funciones, las cuales desglosaremos en los siguientes puntos.

a. Profundidad de labranza.

El diseño de nuestro rotocultivador en el punto 4.1.2 apartado d, nos muestra una profundidad de labranza de 0.27 m el cual coincide con nuestras pruebas de campo, ya que las cuchillas muestran una profundidad de 0.30 metros (figura 5.23), la cual es adecuada para la crecimiento de la raíz de la planta a cultivarse.



Figura 5.23: Pruebas de profundidad de labranza de las cuchillas del rotocultivador.

b. Pruebas de disposición de las cuchillas.

b.1 Primera disposición .- En la primera disposición de cuchillas colocamos las dos primeras de cada extremo viéndose entre sí y el resto que estaban en el centro del eje, las intercalamos una hacia afuera y la siguiente hacia adentro como se muestra en la figura 5.24, dicha disposición, arrojó resultados no muy favorables, ya que la forma en la que

las cuchillas lanzaban la tierra, nos dio una cama de forma irregular en la parte izquierda, como se muestra la parte marcada con el ovalo rojo de la figura 5.25.



Figura 5.24: Primera disposición de las cuchillas.



Figura 5.25: Resultados de la primera disposición de cuchillas.

b.2 Segunda disposición.- La segunda disposición de cuchillas consta en intercalar una chuchilla hacia adentro y otra hacia afuera como se muestra en la figura 5.26, esta disposición arrojó resultados favorables por que la forma en la que lanzan la tierra es regular casi plana, apta para nuestras camas de cultivo, estos resultados se muestran en la figura 5.27.



Figura 5.26: Segunda disposición de las cuchillas.



Figura 5.27: Resultados de la segunda disposición de cuchillas.

5.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS.

5.3.1 Análisis de los resultados obtenidos en las camas de cultivo.

a. Altura de las camas de cultivo.- La altura obtenida en las camas realizadas con nuestro proyecto, ha sido de 0.20 metros.

Análisis.- La altura obtenida es idónea para cualquier tipo de cultivo ya que una raíz necesita un espacio de al menos 0.15 metros para germinar sin problemas³⁴.

b. Ancho.- El ancho obtenido en las camas de cultivo realizadas con nuestro proyecto, ha sido de 0.75 a 0.80 metros.

Análisis.- El ancho obtenido cumple las características idóneas de una cama de cultivo estándar para aprovechar al máximo las ventajas que estas brindan, esta información fue citada en el capítulo 2 punto 2.1.5.

c. Compactación de las camas de cultivo.- La compactación de nuestras camas, tratándose de un suelo arenoso (las características se muestran en la Tabla 2.4), es “suelta”, ya que al tomar un puñado de tierra de adentro de la cama esté se desmorona fácilmente en nuestras manos.

Análisis.- Citando las palabras de el Ingeniero Agrónomo Carlos Yanes encargado del área de cultivos del INIAP procederemos con nuestro análisis “La compactación óptima de un surco, cama o caballón, debe ser suelta para que la planta pueda desplegar su raíz con facilidad y no ahogarse, esto se puede comprobar tomando un puñado de tierra del surco formado y este debe desmoronarse de forma fácil en nuestras manos”, de acuerdo a estas palabras la compactación de nuestras camas es excelente ya que van a permitir la germinación de las raíces de forma fácil evitando su ahogamiento.

³⁴ “Propuesta Técnica de Cultivos” Publicada por CETEC, Página 12.

d. Canales de agua de las camas de cultivo.- Los canales de agua de nuestras camas fueron de 18 cm aproximadamente y de contextura compacta.

Análisis.- Las características de los canales de agua obtenidos, son aptos para que el agua recorra por ellos con facilidad y la contextura compacta (figura 5.28) evita que el agua se filtre demasiado hacia abajo, estas características coinciden con la información recopilada en el capítulo 2 punto 2.1.5.



Figura 5.28: Canal de agua.

5.3.2. Análisis del desgaste de los materiales.

En este punto analizaremos el desgaste que tienen las piezas que se encuentran en contacto directo con la tierra es decir, analizaremos el desgaste de la acamadora, el de las cuchillas del rotocultivador, y de las ruedas tanto del motocultor como de la acamadora.

a. Desgaste del apero.

El apero utilizado en las pruebas tuvo la mayor parte del desgaste en la parte inferior del mismo. Esto se debe a que la tierra se compacta en estas áreas (Figura 5.29) en mayor cantidad provocando una fricción más alta en las paredes. En la parte interior del apero se puede apreciar un leve desgaste que desgastó la pintura (figura 5.30). El desgaste de la parte exterior es similar al interior.

A continuación se presentan fotografías con el grado de desgaste señaladas con color rojo en diferentes partes del apero (acamadora) en 12 horas de uso.



Figura 5.29: Desgaste de la parte inferior del apero.



Figura 5.30: Desgaste de la parte interior del apero.

A continuación mostramos un gráfico con líneas de tendencia del grado de desgaste versus la distancia recorrida del apero, para esto tomamos en cuenta que al usarse 12 horas se recorrió 830,77 m aproximadamente³⁵, y las 4 capas de pintura de la acamadora que en los sectores más afectados desapareció, cada capa de pintura tiene un espesor de 25 micras³⁶ que es igual a 250×10^{-9} cm, aumentaremos 100 micras más ya que el acero también se desgastó un poco, y al no disponer de un aparato para medir el desgaste exacto en micras consideraremos a nuestro criterio dicho valor.

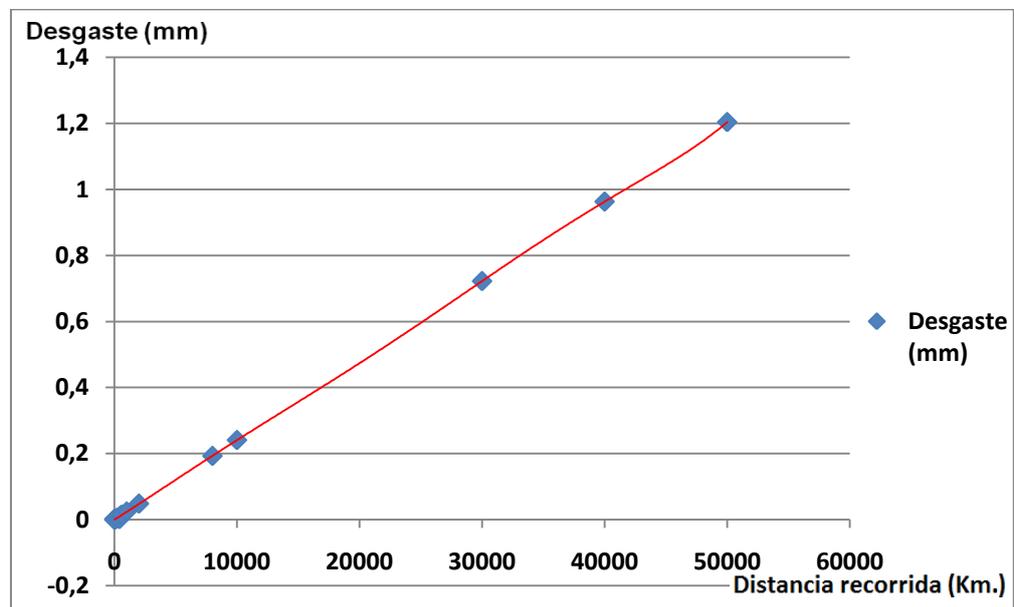


Figura 5.31: Línea de tendencia del desgaste del apero.

Como podemos observar en la figura 5.31 entre mayor es el recorrido mayor es el desgaste, además notamos que cuando el apero recorra 50000 Km habrá un desgaste de 1.2mm aproximadamente, sabiendo esto, y que la acamadora está construida con acero de 10 mm de espesor, la vida útil hasta llegar a un espesor de 4 mm en el cual ya comenzará a pandearse la estructura será de **25000 Km aproximadamente.**

³⁵ Ver datos de la distancia recorrida de la ecuación 5.2 y el tiempo promedio de la tabla 5.1 y hacer una regla de tres para 12 horas de uso.

³⁶ <http://es.wikipedia.org/wiki/Autoforesis>

b. Desgaste de las cuchillas del rotocultivador.

Las cuchillas presentaron un desgaste leve considerando que son elementos que giran alrededor de un eje y están en contacto continuo con la fuerza de fricción que ejerce la tierra sobre las mismas, en la figura 5.32 se muestra el desgaste mediante una foto antes de las pruebas y en la figura 5.33 después de estas.



Figura 5.32: Estado de las cuchillas sin uso.



Figura 5.33: Desgaste de las cuchillas después de las pruebas.

c. Desgaste de las ruedas.

Las ruedas del motocultor y del apero no presentaron ningún tipo de desgaste ya que solo se hicieron 12 horas de pruebas, según el fabricante de las ruedas del motocultor tienen aproximadamente una duración de 12 meses con un uso de 5 horas diarias.

En la figura 5.34 se muestra el desgaste de las ruedas del motocultor y en la figura 5.35 el desgaste de las ruedas de la acamadora.



Figura 5.34: Estado actual de las ruedas del motocultor después de las pruebas.



Figura 5.35: Estado actual de las ruedas de la camadora después de las pruebas.

5.4 ANÁLISIS COSTO BENEFICIO.

Este análisis es el proceso de colocar las cifras en dólares de los diferentes costos y beneficios de una actividad, para saber si nos conviene o no llevarla a cabo.

En nuestro caso tratándose de una máquina agrícola vamos a tomar en cuenta gastos en periodos mensuales del mantenimiento y operación para realizar camas de cultivo, versus la mano de obra y la utilización de bueyes para la misma actividad.

A continuación mostraremos los gastos mensuales con ocho horas diarias de trabajo en días laborables, que se realizan en forma manual y los gastos de nuestra máquina para realizar camas de cultivo, los cuales nos servirán para nuestros cálculos del costo beneficio y de la tabla de amortización.

5.4.1 Gastos para la preparación de camas de cultivo en forma manual.

Tabla 5.9 Costo de los bueyes y aperos.

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
2	Bueyes	1200.00	2400.00
1	Arado de reja	100.00	100.00
TOTAL			2500.00

Tabla 5.10 Costo mensual del mantenimiento de los bueyes, sueldos de trabajadores y mantenimiento de aperos para la preparación de camas de cultivo.

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
3	Sueldo del trabajador	180.00	540.00
2	Comida del buey	30.00	60.00
2	Vacunas, veterinario, imprevistos de los bueyes	20.00	20.00
TOTAL			620.00

5.4.2. Gastos para la preparación de camas de cultivo utilizando nuestro motocultor con acamadora.

Tabla 5.11. Gastos del motocultor y aperos para la preparación de camas de cultivo.

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	Motocultor	1500.00	1500.00
1	Rotocultivador	500.00	500.00
1	Acamadora	500.00	500.00
1	Litro de pintura Sintética	20.00	20.00
1	Mano de obra para la camadora	100.00	100.00
1	Gastos varios (transporte, comida, imprevistos)	50.00	50.00
TOTAL			2670.00

Tabla 5.12 Gastos mensuales del mantenimiento del motocultor y pago de trabajadores para la elaboración de camas de cultivo.

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	Aceite del motor	12.00	12.00
160	Horas*Consumo de diesel	0.38	60.80
1	Operario	180.00	180.00
1	Libra de grasa pesada	3.00	3.00
1	Imprevistos (aceite de transmisión, pernos, etc.)	30.00	30.00
TOTAL			285.80

5.4.3 Cálculo del costo beneficio.

Para calcular esta relación utilizamos la ecuación 5.2, para esto utilizamos los valores de los costos de las tablas 5.9, 5.10, 5.11 y 5.12.

$$\text{Relación costo beneficio} = \frac{\text{Beneficios}}{\text{Costos}} \quad \text{EC 5.2}$$

Los beneficios que tenemos son la resta del total de la tabla 5.10 menos el total de la tabla 5.12, ya que este valor es el ahorro que tenemos al utilizar maquinaria agrícola para disminuir mano de obra y mejorar tiempos de producción.

$$\textit{Beneficios} = 620 - 285.80$$

$$\textit{Beneficios} = 334.20$$

Los costos es el total de la tabla 5.12.

$$\textit{Costos} = 285.80$$

$$\textit{Relación costo beneficio} = \frac{334.20}{285.80}$$

$$\textit{Relación costo beneficio} = 1.16$$

El resultado de la relación costo-beneficio es de 1.16 esto quiere decir que por cada dólar que gastemos tendremos una ganancia de 1.16, lo cual es una buena cifra ya que no se están tomando en cuenta las ganancias de la producción agraria en el terreno, solo se está calculando el ahorro en realizar las camas de cultivo.

5.4.4 Tabla de amortización.

Esta tabla de amortización nos va a servir para saber nuestro PAYBACK es decir en cuanto tiempo vamos a recuperar la inversión si utilizamos nuestro motocultor con acamadora, el capital mensual que vamos a tener es de 334.20 que son los beneficios.

Tabla 5.13. Tabla de amortización mensual.

Numero de Mes	Saldo Capital	Capital
1	2670.00	334.20
2	2335.80	334.20
3	2001.60	334.20
4	1667.40	334.20
5	1333.20	334.20
6	999.00	334.20
7	668.80	334.20
8	330.60	334.20
9	0.00	337.80

Como se puede observar en la tabla 5.13 recuperaremos nuestra inversión en 8 meses y 29 días.

PAYBACK = 8 meses y 29 días.

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES.

- Se diseñó, modeló y construyó un apero capaz de realizar camas de cultivo de veinte centímetros de alto y setenta y cinco centímetros de ancho.
- Se diseñó, modeló y seleccionó un motocultor con la potencia capaz de arrastrar el apero formador de camas de cultivo.
- Se diseñó, modeló y seleccionó un rotocultivador capaz de aflojar la tierra delante de la acamadora para facilitar el laboreo de camas de cultivo.
- Se diseñó, modeló y construyó un sistema capaz de variar la altura de las camas según las necesidades del agricultor de cinco a veinte centímetros.
- Se diseñó, modeló y construyó un sistema mediante ruedas para poder formar canales de forma compacta por donde pasará el agua.
- Los canales de agua realizados por nuestro apero fueron de dieciocho centímetros de ancho.
- Las características compactas de los canales de agua evitan que el agua se filtre en demasiadas cantidades hacia abajo del mismo, permitiendo la filtración hacia las camas.

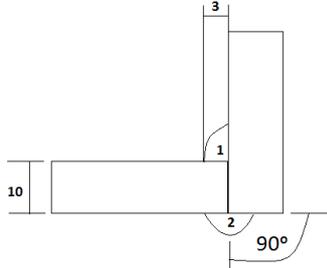
- La característica principal de la cama de cultivo formada por nuestro motocultor es que tiene una compactación “suelta” capaz de permitir el crecimiento libre de la raíz, evitando su ahogamiento y facilitando la filtración de agua por las paredes de la misma.
- La regularidad o irregularidad de las camas de cultivo realizadas por nuestro motocultor, depende de la preparación previa que se le dé al terreno, ya sea con arado de disco o arado de rastra.
- La preparación previa del terreno con arado de disco antes del laboreo de las camas de cultivo con nuestro motocultor, provoca pequeños desbalances en el mismo, causando problemas de conducción y por lo tanto formas irregulares en las camas.
- La preparación previa del terreno con arado de rastra no muy profunda, facilita la conducción del motocultor al realizar las camas, mejorando la estética de las mismas y optimizando el tiempo del laboreo.
- El motocultor, rotocultivador y acamadora pueden trabajar con una eficiencia de 0.25 hectáreas en una hora.
- El consumo de diesel del motocultor por cada hora es de 0.37 galones.
- Si sacamos las bandas de transmisión del motocultor, el motor se puede utilizar para otras aplicaciones tales como bombas de agua, molinos, etc.
- La vida útil del apero es de 250000 kilómetros aproximadamente.

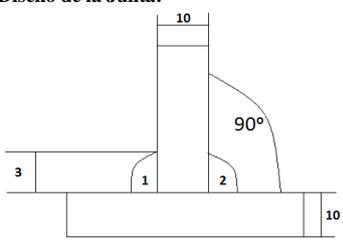
6.2 RECOMENDACIONES.

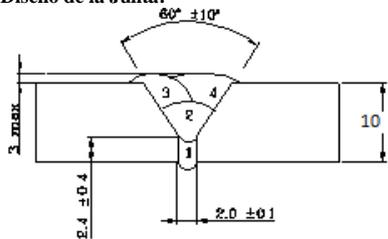
- Realizar una preparación previa del terreno utilizando únicamente el arado de rastra para mejorar la conducción del motocultor al realizar el laboreo de las camas de cultivo.
- No sobrepasar los diez kilómetros por hora el momento del laboreo para evitar daños en los aperos y alargar su vida útil.
- No tocar o acercarse al rotocultivador cuando esté en movimiento.
- No dejar el motocultor en neutro cuando éste se encuentre en pendientes.
- Tener siempre a la mano las herramientas necesarias para aflojar o ajustar los pernos destinados a la regulación de altura de las camas de cultivo.

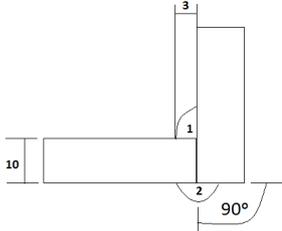
6.3 ANEXOS

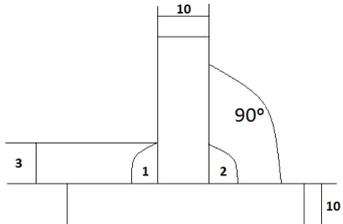
ANEXO A

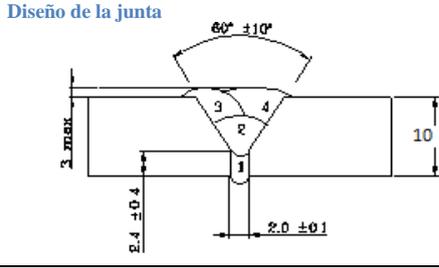
A-1	ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)					Hoja 1 de 8			
			Diseño de la Junta:						
			Nombre de compañía		ESPE-L				
			WPS N°		MBA 001				
			Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL				
Según norma		AWS D1.1							
Junta Utilizada	Tipo de Junta		UNIÓN A ESCUADRA			Posición	Tope 2F		
	Tipo de soldadura		Doble Filete				Califica horizontal y vertical		
	Cordón de respaldo		Si	<input checked="" type="checkbox"/>	NO	<input type="checkbox"/>			
	Preparar Junta		Si	<input checked="" type="checkbox"/>	NO	<input type="checkbox"/>			
	Método		Amolado			Característica Eléctrica	Corriente:		
	Ángulo de la ranura		0°				CA	<input type="checkbox"/>	
	Cara de la raíz		0 mm				DC+	<input checked="" type="checkbox"/>	
	Abertura de raíz		± 0.1 mm				DC-	<input type="checkbox"/>	
Limpieza		Limpiar la superficie antes de soldar			Técnica de Soldadura	Técnica			
Observaciones:						Un Pase	<input type="checkbox"/>		
						Varios Pases	<input checked="" type="checkbox"/>		
Metal Base	Especificación		ASTM A36			Oscilación			
	Califica		Acero			Si	<input checked="" type="checkbox"/>	NO	<input type="checkbox"/>
	Espesor		10 mm			Limpieza entre pases		No	
	Califica		Desde 3.20 a 12 mm			Método de ensamble		Apuntalado	
Electrodo	Diámetro		3.2 mm			Soldadura			
	Clasificación AWS		E 7018			Un lado	<input type="checkbox"/>	Dos lados	<input checked="" type="checkbox"/>
	Especificación		AWS A5.1			Temperatura		N/A	
	Casa Comercial		AGA			Tiempo entre Pases		N/A	
Aplicación de soldadura de estructuras									
Número de pase	Metal de aporte			Tensión de Trabajo			Velocidad de avance (m/min)		
	Denominación AWS	Denominación Comercial	Diámetro (mm)	Pol.	Voltaje (V)	Amperaje (A)			
1	E 7018	B-10	3.2 mm	DC +	22-25	105	0.05-0.1		
2	E 7018	B-10	3.2 mm	DC+	22-25	105	0.05-0.1		
Notas: Verificar la alineación de la junta y asegurar la limpieza de las partes.									
Realizado por : Ramiro Cajas Reinoso Fausto Pullas Pulupa Fecha:				Aprobado por: Ing. Fausto Acuña. DIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPE-L Fecha:					

A-2		ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)				Hoja 2 de 8			
			Diseño de la Junta:						
			Nombre de compañía		ESPE-L				
			WPS N°		MBA 002				
			Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL				
Según norma		AWS D1.1							
Junta Utilizada	Tipo de Junta		UNIÓN A EN T			Posición	Tope 2F		
	Tipo de soldadura		Doble Filete				Califica vertical		
	Cordón de respaldo		Si	<input checked="" type="checkbox"/>	NO	<input type="checkbox"/>	Característica Eléctrica Corriente: CA <input type="checkbox"/> DC+ <input checked="" type="checkbox"/> DC- <input type="checkbox"/>		
	Preparar Junta		Si	<input checked="" type="checkbox"/>	NO	<input checked="" type="checkbox"/>			
	Método		Amolado						
	Ángulo de la ranura		0°						
	Cara de la raíz		0 mm						
	Abertura de raíz		± 0.1 mm						
Limpieza		Limpiar la superficie antes de soldar							
Observaciones:									
Metal Base	Especificación		ASTM A36			Técnica de Soldadura	Técnica		
	Califica		Acero				Un Pase <input type="checkbox"/>		
	Espesor		10 mm				Varios Pases <input checked="" type="checkbox"/>		
	Califica		Desde 3.20 a 12 mm				Oscilación		
		Si		<input checked="" type="checkbox"/>	NO	<input type="checkbox"/>	Limpieza entre pases No		
		Método de ensamble		Apuntalado			Soldadura		
		Un lado		<input type="checkbox"/>	Dos lados	<input checked="" type="checkbox"/>			
Electrodo	Diámetro		3.2 mm			Precalentamiento	Temperatura N/A		
	Clasificación AWS		E 7018				Tiempo entre Pases N/A		
	Especificación		AWS A5.1						
	Casa Comercial		AGA						
Aplicación de soldadura de estructuras									
Número de pase	Metal de aporte			Tensión de Trabajo			Velocidad de avance (m/min)		
	Denominación AWS	Denominación Comercial	Diámetro (mm)	Pol.	Voltaje (V)	Amperaje (A)			
1	E 7018	B-10	3.2 mm	DC +	22-25	105	0.05-0.1		
2	E 7018	B-10	3.2 mm	DC+	22-25	105	0.05-0.1		
Notas:									
Realizado por : Ramiro Cajas Reinoso. Fausto Pullas Pulupa.				Aprobado por: Ing. Fausto Acuña. DIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPE-L					
Fecha:				Fecha:					

A-3	ESPECIFICACIÓN DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)					Hoja 3 de 8	
			Diseño de la Junta: 				
			Nombre de compañía		ESPE-L		
			WPS N°		MBA 003		
			Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL		
Según norma		AWS D1.1					
Junta Utilizada	Tipo de Junta		UNIÓN A TOPE			Posición	Tope 2F
	Tipo de soldadura		Ranura en V				Califica vertical
	Cordón de respaldo		Si <input checked="" type="checkbox"/>	NO <input type="checkbox"/>			
	Preparar Junta		Si <input checked="" type="checkbox"/>	NO <input type="checkbox"/>			
	Método		Amolado			Característica Eléctrica	Corriente:
	Ángulo de la ranura		0°				CA <input type="checkbox"/>
	Cara de la raíz		0 mm				DC+ <input checked="" type="checkbox"/>
	Abertura de raíz		± 0.1 mm				DC- <input type="checkbox"/>
Limpieza		Limpiar la superficie antes de soldar					
Observaciones:							
Metal Base	Especificación		ASTM A36			Técnica de Soldadura	Técnica
	Califica		Acero				Un Pase <input checked="" type="checkbox"/>
	Espesor		10 mm				Varios Pases <input type="checkbox"/>
	Califica		Desde 3.20 a 12 mm				Oscilación
		Si <input checked="" type="checkbox"/>	NO <input type="checkbox"/>				
Limpieza entre pases		No					
Método de ensamble		Apuntalado					
Soldadura		Un lado <input type="checkbox"/>	Dos lados <input checked="" type="checkbox"/>				
Electrodo	Diámetro		3.2 mm			Precalentamiento	Temperatura
	Clasificación AWS		E 7018				N/A
	Especificación		AWS A5.1				Tiempo entre Pases
	Casa Comercial		AGA				N/A
Aplicación de soldadura de estructuras							
Número de pase	Metal de aporte			Tensión de Trabajo			Velocidad de avance (m/min)
	Denominación AWS	Denominación Comercial	Diámetro (mm)	Pol.	Voltaje (V)	Amperaje (A)	
1	E 6011	Zip-10T	3.2 mm	DC +	22-25	105	0.05-0.1
2	E 6011	Zip-10T	3.2 mm	DC+	22-25	105	0.05-0.1
3	E 6011	Zip-10T	3.2 mm	DC +	22-25	105	0.05-0.1
4	E 7018	B-10	3.2 mm	DC+	22-25	105	0.05-0.1
Notas:							
Realizado por : Ramiro Cajas Reinoso. Fausto Pullas Pulupa.				Aprobado por: Ing. Fausto Acuña. DIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA ESPE-L			
Fecha:				Fecha:			

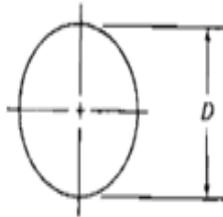
A-4		REGISTRO DE CALIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (PQR)				Hoja 4 de 8																													
		Diseño de la junta 																																	
								Nombre de compañía		ESPE-L																									
								PQR N°		004																									
								Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL																									
								WPS N°		MBA 001																									
Según norma		AWS D1.1																																	
DATOS DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA				TECNICA																															
N° de soldadores	1	N° Pase		Amperaje (A)		Tensión de trabajo Pol (v)		Denominación AWS		Vel. de avance (cm/min)																									
Proceso	SMAW	1		75		DC ⁻	32	E6010		3																									
Posición de soldadura	2F	2		110		DC ⁺	34	E7018		3																									
Número de pases	2																																		
Tipo de junta	A ESCUADRA																																		
Tipo de soldadura	Doble filete	RESULTADO DE PRUEBAS																																	
Angulo de ranura	60°											INSPECCIÓN VISUAL																							
Cara de raíz	2 mm	<table border="1"> <thead> <tr> <th>CRITERIOS DE ACEPTACIÓN</th> <th>DESCRIPCIÓN</th> <th>Cumplimiento</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Prohibición de grietas</td> <td>Cualquier grieta es inaceptable</td> <td>SI</td> </tr> <tr> <td>Fusión Soldadura/Metal Base</td> <td>Completa fusión entre cordones y metal base/soldadura.</td> <td>SI</td> </tr> <tr> <td>Cráter de soldadura</td> <td>Cualquier cráter es inaceptable</td> <td>SI</td> </tr> <tr> <td>Perfiles de soldadura</td> <td>Concordancia con el anexo A-8</td> <td>SI</td> </tr> <tr> <td>Porosidad</td> <td>Ninguna porosidad visible</td> <td>SI</td> </tr> <tr> <td>Tiempo de inspección</td> <td>Debe ser realizada no antes de las 48 horas después de la soldadura</td> <td>SI</td> </tr> <tr> <td>Soldaduras subdimensionadas</td> <td>La porción de subdimensión, no debe exceder el 10% de la longitud de soldadura</td> <td>SI</td> </tr> </tbody> </table>																				CRITERIOS DE ACEPTACIÓN	DESCRIPCIÓN	Cumplimiento	Prohibición de grietas	Cualquier grieta es inaceptable	SI	Fusión Soldadura/Metal Base	Completa fusión entre cordones y metal base/soldadura.	SI	Cráter de soldadura	Cualquier cráter es inaceptable	SI	Perfiles de soldadura	Concordancia con el anexo A-8
CRITERIOS DE ACEPTACIÓN	DESCRIPCIÓN											Cumplimiento																							
Prohibición de grietas	Cualquier grieta es inaceptable	SI																																	
Fusión Soldadura/Metal Base	Completa fusión entre cordones y metal base/soldadura.	SI																																	
Cráter de soldadura	Cualquier cráter es inaceptable	SI																																	
Perfiles de soldadura	Concordancia con el anexo A-8	SI																																	
Porosidad	Ninguna porosidad visible	SI																																	
Tiempo de inspección	Debe ser realizada no antes de las 48 horas después de la soldadura	SI																																	
Soldaduras subdimensionadas	La porción de subdimensión, no debe exceder el 10% de la longitud de soldadura	SI																																	
Abertura de raíz	2.4 mm	NOTAS: <ul style="list-style-type: none"> Verificar alineación de la junta Asegurar limpieza de las partes 																																	
Material base	Acero AISI 1020																																		
Electrodo	E6010/E7018	RANGOS DE CALIFICACIÓN																																	
Diámetro	3.2 mm																																		
Proceso	SMAW-MANUAL	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Proceso</th> <th>Posición</th> <th>Metal Base</th> <th>Electrodo</th> <th>Corriente y polaridad</th> <th>Intensidad</th> <th>Soldador:</th> <th>Prueba conducida por:</th> <th>Fecha:</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SMAW-MANUAL</td> <td>Horizontal y vertical</td> <td>Acero AISI 1020</td> <td>E6010/E7018 Pase 1-2</td> <td>DC⁻ pase de raíz, DC⁻ pase en caliente</td> <td>Según el catalogo de electrodos.</td> <td>Santiago Salazar</td> <td>Ramiro Cajas/Fausto Pullas</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>										Proceso	Posición	Metal Base	Electrodo	Corriente y polaridad	Intensidad	Soldador:	Prueba conducida por:	Fecha:	SMAW-MANUAL	Horizontal y vertical	Acero AISI 1020	E6010/E7018 Pase 1-2	DC ⁻ pase de raíz, DC ⁻ pase en caliente	Según el catalogo de electrodos.	Santiago Salazar	Ramiro Cajas/Fausto Pullas							
Proceso	Posición											Metal Base	Electrodo	Corriente y polaridad	Intensidad	Soldador:	Prueba conducida por:	Fecha:																	
SMAW-MANUAL	Horizontal y vertical	Acero AISI 1020	E6010/E7018 Pase 1-2	DC ⁻ pase de raíz, DC ⁻ pase en caliente	Según el catalogo de electrodos.	Santiago Salazar	Ramiro Cajas/Fausto Pullas																												
Material base	Acero AISI 1020																																		
Electrodo	E6010/E7018																																		
Corriente y polaridad	DC ⁻ pase de raíz, DC ⁻ pase en caliente																																		
Intensidad	Según el catalogo de electrodos.																																		
Soldador:	Santiago Salazar																																		
Prueba conducida por:	Ramiro Cajas/Fausto Pullas																																		
Fecha:																																			
Certificamos que los resultados son correctos y que la acamadora y sus elementos fueron preparados y soldados de acuerdo a los requerimientos necesarios.																																			
Realizado por:			Revisado por:			Fecha:																													
Ramiro Cajas/Fausto Pullas			Ing. Fausto Acuña DIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA-ESPEL																																

A-5		REGISTRO DE CALIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (PQR)				Hoja 5 de 8						
		<p style="text-align: center;">Diseño de la junta</p> 										
								Nombre de compañía		ESPE-L		
								PQR N°		005		
								Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL		
								WPS N°		MBA 002		
								Según norma		AWS D 1.1		
DATOS DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA				TECNICA								
N° de soldadores	1	N° Pase		Amperaje (A)		Tensión de trabajo Pol (v)		Denominación AWS		Vel. de avance (cm/min)		
Proceso	SMAW	1		75		DC ⁻	32	E6010		3		
Posición de soldadura	2F	2		110		DC ⁺	34	E7018		3		
Número de pases	2											
Tipo de junta	Unión en T											
Tipo de soldadura	Doble filete	RESULTADO DE PRUEBAS										
Angulo de ranura	60°	INSPECCIÓN VISUAL										
Cara de raíz	2 mm	CRITERIOS DE ACEPTACIÓN		DESCRIPCIÓN				Cumplimiento				
Abertura de raíz	2.4 mm	Prohibición de grietas		Cualquier grieta es inaceptable				SI				
Material base	Acero AISI 1020	Fusión Soldadura/Metal Base		Completa fusión entre cordones y metal base/soldadura.				SI				
Espesor	10 mm	Cráter de soldadura		Cualquier cráter es inaceptable				SI				
Electrodo	E6010/E7018	Perfiles de soldadura		Concordancia con el anexo A-8				SI				
Diámetro	3.2 mm	Porosidad		Ninguna porosidad visible				SI				
		Tiempo de inspección		Debe ser realizada no antes de las 48 horas después de la soldadura				SI				
		Soldaduras subdimensionadas		La porción de subdimensión, no debe exceder el 10% de la longitud de soldadura				SI				
NOTAS:												
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Verificar alineación de la junta ▪ Asegurar limpieza de las partes 												
RANGOS DE CALIFICACIÓN												
Proceso	SMAW-MANUAL											
Posición	Horizontal y vertical											
Metal Base	Acero AISI 1020											
Espesor de metal base	3.2 mm a 20 mm											
Electrodo	E6010/E7018 Pase 1-2											
Corriente y polaridad	DC ⁻ pase de raíz, DC ⁻ pase en caliente											
Intensidad	Según el catalogo de electrodos.											
Soldador: Santiago Salazar	Prueba conducida por: Ramiro Cajas/Fausto Pullas				Fecha:							
<p>Certificamos que los resultados son correctos y que la acamadora y sus elementos fueron preparados y soldados de acuerdo a los requerimientos necesarios.</p> <p>Realizado por: Revisado por: Fecha:</p> <p style="text-align: center;">Ing. Fausto Acuña DIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA-ESPEL</p> <p>Ramiro Cajas/Fausto Pullas</p>												

A-6		REGISTRO DE CALIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (PQR)				Hoja 6 de 8					
		Diseño de la junta 									
								Nombre de compañía		ESPE-L	
								PQR N°		006	
								Proceso de soldadura		SMAW-MANUAL	
								WPS N°		MBA 003	
Según norma		AWS D 1.1									
DATOS DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA				TECNICA							
N° de soldadores	1	N° Pase	Amperaje (A)	Tensión de trabajo		Denominación AWS					
Proceso	SMAW	1	75	Pol	(v)						
Posición de soldadura	2F	2	110	DC ⁺	32	E6010					
Número de pases	4	3	128	DC ⁺	23	E7018					
Tipo de junta	TOPE	4	130	DC ⁺	23	E7018					
Tipo de soldadura	RANURA-V	RESULTADO DE PRUEBAS									
Angulo de ranura	60°	INSPECCIÓN VISUAL									
Cara de raíz	2 mm	CRITERIOS DE ACEPTACIÓN		DESCRIPCIÓN		Cumplimiento					
Abertura de raíz	2.4 mm	Prohibición de grietas		Cualquier grieta es inaceptable		SI					
Material base	Acero AISI 1020	Fusión Soldadura/Metal Base		Completa fusión entre cordones y metal base/soldadura.		SI					
Espesor	10 mm	Cráter de soldadura		Cualquier cráter es inaceptable		SI					
Electrodo	E6010/E7018	Perfiles de soldadura		Concordancia con el anexo A-8		SI					
Diámetro	3.2 mm	Porosidad		Ninguna porosidad visible		SI					
NOTAS: <ul style="list-style-type: none"> Verificar alineación de la junta Asegurar limpieza de las partes 		Tiempo de inspección		Debe ser realizada no antes de las 48 horas después de la soldadura		SI					
		Soldaduras subdimensionadas		La porción de subdimensión, no debe exceder el 10% de la longitud de soldadura		SI					
RANGOS DE CALIFICACIÓN											
Proceso		SMAW-MANUAL									
Posición		Horizontal y vertical									
Metal Base		Acero AISI 1020									
Espesor de metal base		3.2 mm a 20 mm									
Electrodo		E6010		Pases 1-2							
		E7018		Pases 3-4							
Corriente y polaridad		DC ⁻ pase de raíz, DC ⁻ pase en caliente									
Intensidad		Según el catalogo de electrodos.									
Soldador: Santiago Salazar		Prueba conducida por: Ramiro Cajas/Fausto Pullas				Fecha:					
Certificamos que los resultados son correctos y que la acamadora y sus elementos fueron preparados y soldados de acuerdo a los requerimientos necesarios.											
Realizado por:		Revisado por:			Fecha:						
Ramiro Cajas/Fausto Pullas		Ing. Fausto Acuña DIRECTOR DE TESIS DEPARTAMENTO DE SOLDADURA-ESPEL									

APÉNDICE 1 PROPIEDADES DE LAS ÁREAS

a) Círculo



$$A = \pi D^2/4 \quad r = D/4$$

$$I = \pi D^4/64 \quad J = \pi D^4/32$$

$$S = \pi D^3/32 \quad Z_p = \pi D^3/16$$

b) Círculo hueco (tubo)

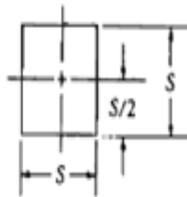


$$A = \pi(D^2 - d^2)/4 \quad r = \sqrt{D^2 + d^2}/4$$

$$I = \pi(D^4 - d^4)/64 \quad J = \pi(D^4 - d^4)/32$$

$$S = \pi(D^4 - d^4)/32D \quad Z_p = \pi(D^4 - d^4)/16D$$

c) Cuadrado

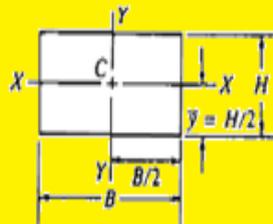


$$A = S^2 \quad r = S/\sqrt{12}$$

$$I = S^4/12$$

$$S = S^3/6$$

d) Rectángulo



$$A = BH \quad r_x = H/\sqrt{12}$$

$$I_x = BH^3/12 \quad r_y = B/\sqrt{12}$$

$$S_x = BH^2/6$$

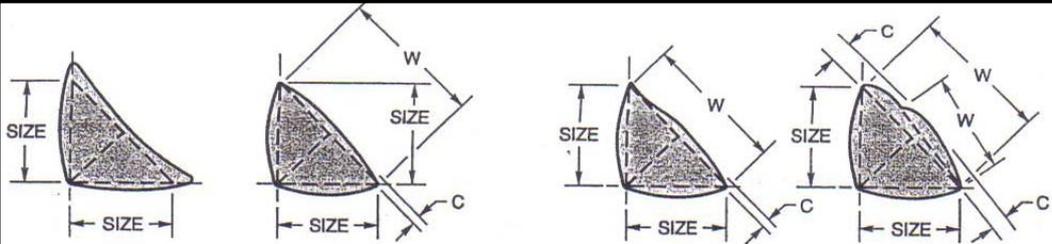
e) Triángulo



$$A = BH/2 \quad r = H/\sqrt{18}$$

$$I = BH^3/36$$

$$S = BH^2/24$$

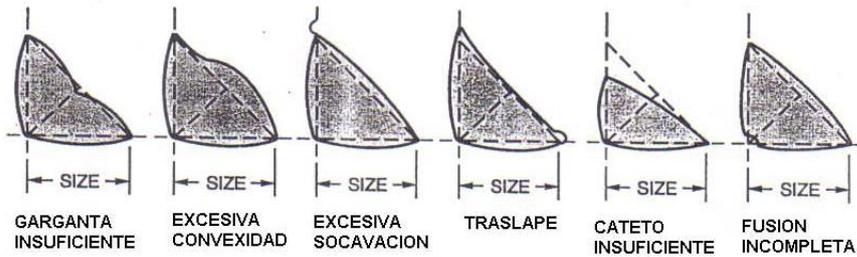


(A) PERFILES DESEADOS DE SOLDADURA DE FILETES

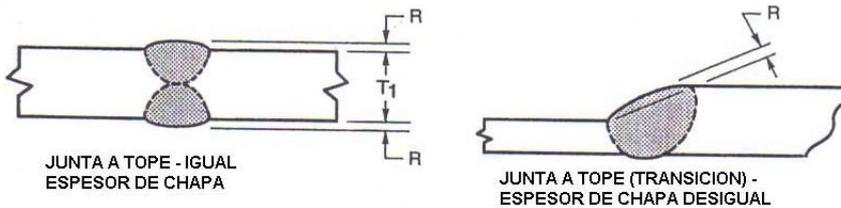
(B) PERFILES DE FILETES ACEPTABLES

NOTA: CONVEXIDAD, C, DE UNA SOLDADURA O SUPERFICIE INDIVIDUAL DE UN CORDON, CON DIMENSION W, NO DEBE EXEDER EL VALOR DE LA SIGTE TABLE:

ANCHO DE LA CARA DE SOLD O SUP INDIVIDUAL DEL CORDON W	MAXIMA CONVEXIDAD C
$W \leq 5/16$ in. (8 mm)	1/16 in. (2 mm)
$W > 5/16$ in. (8 mm) TO $W < 1$ in. (25 mm)	1/8 in. (3 mm)
$W \geq 1$ in. (25 mm)	3/16 in. (5 mm)

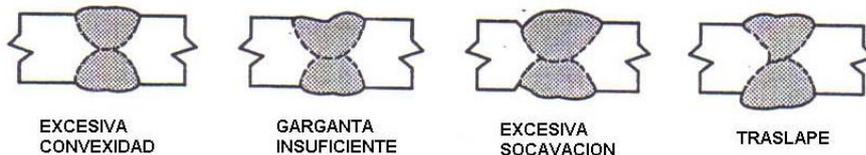


(C) PERFILES DE FILETES DE SOLDADURA INACEPTABLES



NOTA: LA SOBREMONTA R NO DEBE EXCEDER 1/8" (3mm).

(D) PERFILES ACEPTABLES DE CORDON DE SOLDADURA EN JUNTAS A TOPE



(E) PERFILES INACEPTABLES DE CORDON DE SOLDADURA EN JUNTAS A TOPE

ANEXO B

BIBLIOGRAFÍA.

Carlos Yáñez C. “Manual de Producción de Maíz para pequeños Agricultores y Agricultoras” 2007.

J. Ortiz – Cañavate. “Las Máquinas Agrícolas y su Aplicación” Tercera Ed. Mexico.

R. Auge. “Mecánica Agrícola: El motocultivo. Tractores y sembradores. Riegos y abonos” Cuarta Ed. Chile 2007.

Antonio Guadilla. “TRACTORES” Primera Ed. Mecánica – Reparación – Mantenimiento.

J. García Fernandez, R. García del Caz. “Máquinas Agrícolas”. Tercera Ed. Mexico DF.

Hamrock B. “Elementos de máquinas” Segunda Ed. México DF 2000.

Robert L. Mott “Diseño de elementos de Máquinas” Cuarta Edición. México 2006

Ramiro Cajas Reinoso

Fausto Pullas Pulupa

Ing. Wilson Sánchez.

DIRECTOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

Dr. Rodrigo Vaca.

SECRETARIO ACADÉMICO