

14



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**"DISEÑO MECÁNICO DE UN HERRAMENTAL
PARA INSTALAR UN MARTILLO HIDRÁULICO
EN UN CARGADOR FRONTAL"**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO - ELECTRICISTA
Á R E A : M E C Á N I C A
P R E S E N T A N :
RAÚL BUENDÍA BLANCAS
JUAN DE DIOS MENDOZA MENDOZA



DIRECTOR DE TESIS: ING. MARIANO GARCIA DEL GALLEGO

MÉXICO, D. F.

296685

2001.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Agradecimientos.

Al Ing. Mariano García del Gallego, asesor de la tesis, que gracias a su apoyo y comprensión fue posible hacer este trabajo.

Al Dr. Marcelo López Parra, por dedicarnos su tiempo para ser sinodal.

Al M. Ing. Álvaro Ayala Ruiz, por preocuparse en el desarrollo de nuestra tesis.

Al M. Ing. Antonio Zepeda Sánchez, por sus observaciones y apoyo durante la investigación.

Al Ing. Gustavo Valeriano Barrientos, le agradecemos su preocupación para que todo saliera bien.

Al Ing. Adrián Espinosa, por todo el tiempo y apoyo que dedicó para desarrollar esta tesis.

A nuestros compañeros de la facultad, que siempre nos brindaron su apoyo para salir adelante y terminar la carrera.

A todos los profesores, que gracias a sus conocimientos y ayuda se ha logrado concluir la meta.

A la facultad de ingeniería, que siempre nos brindó sus instalaciones para formarnos profesionalmente

A todas aquellas personas que, directa o indirectamente, han participado en la elaboración de este trabajo.

Dedicatorias de Juan de Dios.

Doy gracias, en primer termino, a Dios por darme todas las fuerzas necesarias para llegar a esta meta que tanto esperaba.

En segundo termino, a mi madre y padre que siempre me dieron su apoyo moral, económico, tuvieron pendiente de mi desarrollo durante todo este tiempo, porque me impulsaron a superarme en mi persona y por todas sus preocupaciones para que llegara este momento tan especial para ellos y para mí.

A mi hermano y hermana que me brindaron todo lo mejor de ellos y se preocuparon para que yo saliera adelante hasta este día.

A mi amigo Raúl que siempre estuvo impulsándome para que se terminara la tesis.

A mis compañeros de trabajo que siempre estuvieron conmigo para que yo tuviera éxito en todos los aspectos.

Y todas las personas que me brindaron su apoyo, su confianza y todo lo que me ayudo para salir adelante.

Gracias a Dios y la virgen de Guadalupe que me dieron la fuerza y el coraje para dar un paso más en la vida.

A mis padres,

Les doy las gracias por todo el esfuerzo y sacrificio que hicieron para hacer de mí lo que ahora soy. Les agradezco su apoyo incondicional y la confianza que me ofrecieron para poder terminar este trabajo, el cual se los dedico como muestra de agradecimiento. Sus sacrificios no fueron en vano. Los amo Víctor y Raquel.

A mis hermanos,

Por todos esos momentos que hemos pasados juntos en los que me han demostraron todo su cariño y apoyo.

Violeta y Sofia,

Ustedes se han convertido en mi razón de ser, y han sido mi estímulo para seguir adelante día a día. Violeta te agradezco todos tus desvelos y apoyo incondicional que hicieron posible que terminara esta tesis. Sofia eres toda mi vida, siempre estas en mi mente y en mi corazón.

A mi abuelita, sobrinos, cuñados y tíos,

Por su ayuda y comprensión en todo momento.

A la familia Mendoza Ramos,

Les agradezco todo su apoyo y ayuda incondicional que me ofrecieron.

A Juan,

Amigo te agradezco tu apoyo y ayuda para poder terminar este trabajo.

En la memoria de todos aquellos seres queridos que ya no se encuentran con nosotros, desde donde estén les agradezco sus bendiciones.

Raúl Buendía B.

Índice	I
Introducción	IV
I. Introducción al trabajo de tesis.	V
II. Introducción al tema.	VI
Objetivo, Alcance y Justificación del tema.	IX
CAPÍTULO 1. Proceso de diseño.	1
1.1 ¿Qué es el proceso del diseño?	2
1.1.1 Identificación de necesidades.	7
1.1.2 Definición del problema.	7
1.1.3 Síntesis, análisis y optimización.	8
1.1.4 Evaluación.	8
1.1.5 Presentación.	8
1.2 Definición del proceso empleado y planeación del proyecto. ...	10
CAPÍTULO 2. Generalidades del diseño a tratar.	15
2.1 Identificación de necesidad y definición del problema.	16
2.2 Requerimientos del herramental a diseñar.	20
2.3 Importancia relativa de los requerimientos.	24
2.4 Especificación del diseño.	27
CAPÍTULO 3. Diseño conceptual.	33
3.1 Generación de opciones de solución.	34

 "Diseño Mecánico de un Herramental para Instalar
un Martillo Hidráulico en un Cargador Frontal"

3.1.1 Herramental actual.	34
3.1.2 Opción 1.	36
3.1.3 Opción 2.	37
3.1.4 Opción 3.	39
3.2 Evaluación de opciones de solución.	41
3.3 Selección de la mejor opción.	45
CAPÍTULO 4. Diseño de detalle.	47
4.1 Selección del material.	48
4.2 Características de soldadura.	53
4.3 Diseño preliminar.	54
4.3.1 Cálculo de la sección transversal del brazo de extensión.	54
4.3.2 Cálculo de la sección transversal con la fórmula de flexión.	60
4.3.3 Cálculo de la sección transversal con la fórmula del cortante.	62
4.3.4 Resultados de esfuerzos en el brazo de extensión ...	64
4.3.5 Configuración del diseño preliminar.	66
4.4 Configuración del diseño definitivo.	75
4.5 Memoria de cálculo.	77
4.5.1 Cálculo de cilindro hidráulico.	77
4.5.2 Diseño asistido por computadora (CAD),	80
4.5.3 Propiedades del brazo de extensión y placa de montaje.	81
4.6 Análisis por elemento finito (FEA).	84
4.7 Planos.	94

"Diseño Mecánico de un Herramental para Instalar
un Martillo Hidráulico en un Cargador Frontal"

CONCLUSIONES.	122
Apéndice A.- Propiedades del material.	i
Apéndice B.- Cálculos de viga modelo.	ix
Apéndice C.- Principios de operación y mecánica aplicada al martillo.	xvi
Apéndice D.- Fundamentos de mecánica.	xxxiii
Bibliografía.	xliv

INTRODUCCIÓN

I. Introducción al trabajo de tesis.

Este trabajo se enfoca al desarrollo del diseño de un herramental para instalar un martillo hidráulico en un cargador frontal sobre ruedas y se desglosa de la manera siguiente:

En la introducción se familiarizará al lector sobre la necesidad que existe en la industria minera que orilló al desarrollo del presente estudio, además se plantea el objetivo, el alcance y la justificación de la tesis.

En el capítulo 1, se hace una breve descripción del proceso de diseño para poder determinar el proceso que se siguió para el desarrollo del diseño del herramental.

En el capítulo 2, se desarrolla la fase pre-conceptual del diseño, en la cual se identifica la necesidad y se define el problema. En esta parte se establecen los requerimientos que debe cumplir el herramental y, debido a la gran cantidad de equipo comercial que existe en el mercado, se limita el diseño para un solo modelo de martillo y de cargador frontal.

En el capítulo 3, se realiza el diseño conceptual generando una lluvia de ideas para las opciones de solución. En este capítulo se hace la selección del herramental que se diseñó mediante el uso de tablas indicando las ventajas y desventajas que nos proporcionan cada opción, así como la satisfacción de los parámetros.

En el capítulo 4, se desarrolla el diseño de detalle, en el cual se determina el material con el que será fabricado el herramental. Se hace un análisis y evaluación del herramental por medio de elemento finito. Se utiliza cosmos works en este análisis para tener una mejor referencia a la resistencia y deformación del herramental. Además se muestran los planos conforme se fue desarrollando el diseño, empezando por bosquejos y llegando hasta los planos de fabricación.

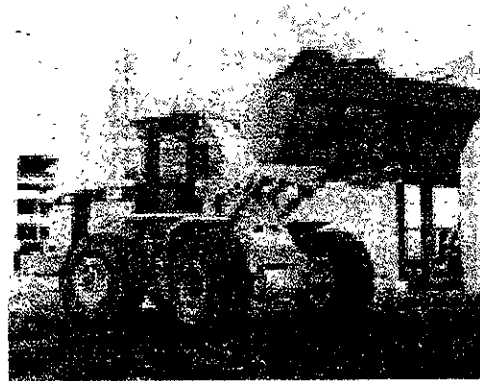
Por último, se presentan las conclusiones del trabajo, así como las observaciones y recomendaciones pertinentes. Además, se cuenta con apéndices que reúnen información relevante de nuestro estudio como: memoria de cálculo, información comercial, fundamentos de mecánica, etc.

II. Introducción al tema.

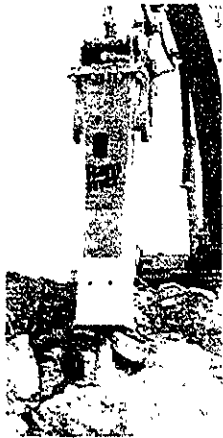
Para entender el presente trabajo es necesario tener una idea de la situación de la industria minera en México, la cual se encuentra bastante afectada por las grandes crisis económicas. En visitas realizadas a varias compañías mineras se pudo observar que esta industria requiere de una gran cantidad de maquinaria y herramientas, las cuales van desde las más elementales y de bajo costo como lo son los destornilladores, pinzas, plantas de soldar, mazos, cinceles, etcétera, hasta las más complejas y caras que son martillos hidráulicos, perforadoras, cargadores frontales, plumas, excavadoras, retro-excavadoras, jumbos, cargadores y camiones de bajo perfil (usados en la minería subterránea), etcétera, todas estas son de gran importancia para el buen desarrollo y funcionamiento. En la figura I se muestran algunos ejemplos de este tipo de maquinaria. Con la finalidad de reducir costos de inversión de equipo nuevo se requiere de la invención o descubrimientos de nuevas técnicas y elementos o herramientas que puedan auxiliar a solucionar este problema.



Camión minero



Cargador frontal



Martillo hidráulico



Excavadora hidráulica

FIGURA I. Maquinaria pesada para uso en minería y construcción.

"Diseño Mecánico de un Herramental para Instalar
un Martillo Hidráulico en un Cargador Frontal"

Durante estas visitas, específicamente a las canteras, se observó que en la operación de explotación gran parte del mineral no cumple con las especificaciones del tamaño requerido para la operación de trituración (en algunos lugares a estas operaciones se les conoce como trituración primaria y trituración secundaria respectivamente), esto es, el diámetro del mineral explotado es mayor al que puede alimentarse a la trituradora, por lo que es necesaria una etapa previa de trituración (en algunos casos se llama trituración primaria).

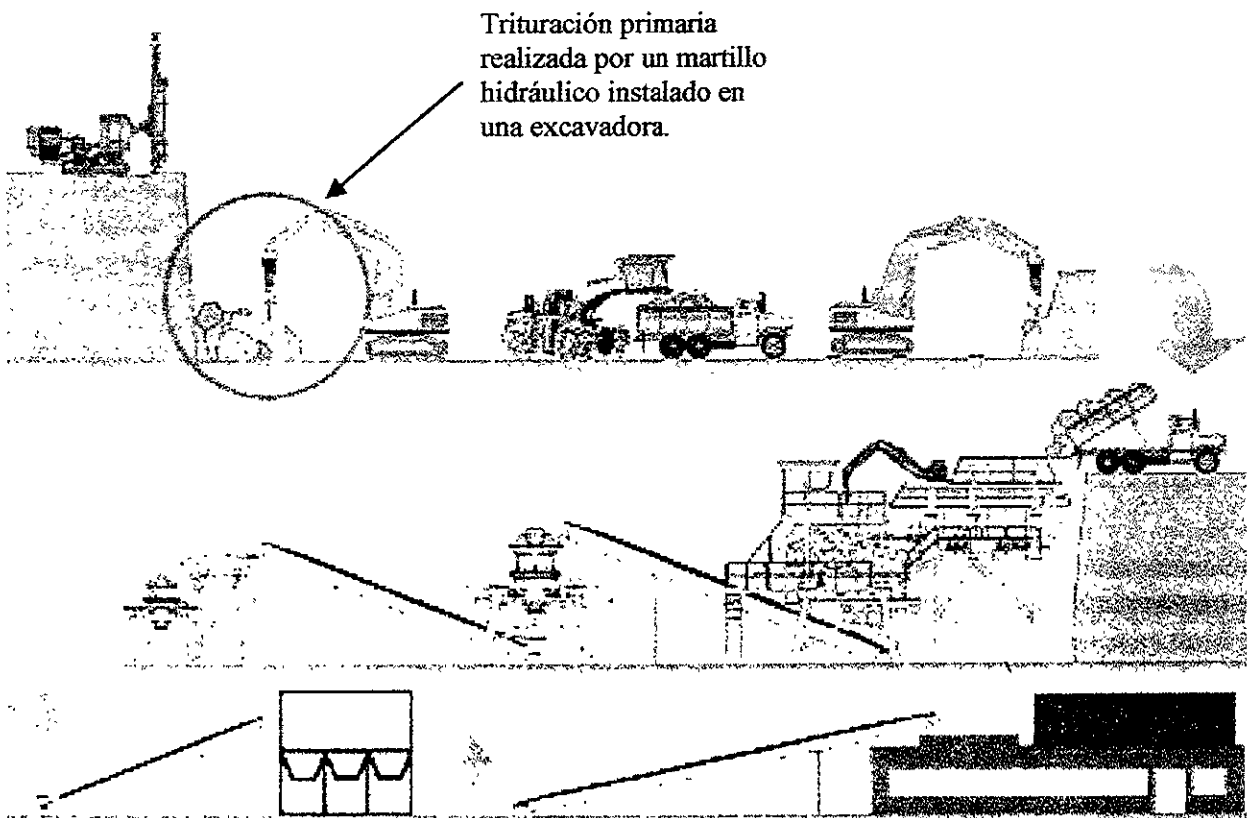


FIGURA II. Proceso de Cemento.

En la figura II se muestra un ejemplo de un proceso minero (proceso de elaboración de cemento), en el cual se muestra la maquinaria usada en cada operación, así como la parte donde se localiza el problema a tratar.

"Diseño Mecánico de un Herramental para Instalar un Martillo Hidráulico en un Cargador Frontal"

Para poder entender mejor el problema se plantearon las siguientes preguntas:

- a) ¿Qué está mal o no está satisfaciendo la necesidad?
- b) ¿Cuándo y dónde ocurre el problema?
- c) ¿Qué tan grande es el problema?
- d) ¿Cuál es el impacto que tiene el problema?

Las respuestas a dichas preguntas se pueden resumir como sigue:

- a) La mina no cuenta con el equipo requerido para la reducción del tamaño del mineral (retroexcavadora con martillo hidráulico). En su lugar dinamitan roca por roca en una operación que es llamada moneo. Esta operación es muy lenta y peligrosa.
- b) Los problemas ocurren a diario en esta área, ya que se acumula una gran cantidad de mineral que obstaculiza su acarreo y por consecuencia su explotación.
- c) Al reducirse el acarreo y la explotación del mineral se reduce la producción total.
- d) Se afecta negativamente el flujo de efectivo operativo.

Con lo expuesto anteriormente se puede decir que la falta de maquinaria y herramientas especiales para el rompimiento de mineral, afecta diariamente la operación de la mina, reduciendo la producción total de mineral y provocando un déficit en el flujo de efectivo de las compañías.

De ahí que el presente estudio vaya dirigido a resolver esta situación, ya que comprenderá el diseño mecánico de un herramental para poder instalar un martillo hidráulico en un cargador frontal sobre ruedas, ya que este último es el equipo más popular en la industria minera.

OBJETIVO,
ALCANCE Y
JUSTIFICACIÓN.

"Diseño Mecánico de un Herramental para Instalar un Martillo Hidráulico en un Cargador Frontal"

OBJETIVO:

Realizar el diseño mecánico de un herramental, que permita instalar un martillo hidráulico (para rompimiento de mineral) en un cargador frontal sobre ruedas, para ampliar el desempeño de trabajo, de dichos equipos, en la industria minera.

ALCANCE:

- ✓ Se proporcionarán planos, cálculos y especificaciones de un herramental que duplique las actividades que realizan los cargadores frontales sobre ruedas (carga y descarga del mineral).
- ✓ El diseño se limitará hasta la evaluación de resultados de un análisis por elemento finito con la ayuda del paquete cosmos works.

JUSTIFICACIÓN:

En visitas realizadas a diferentes mineras en la República Mexicana (Caleras Santiago Jiutepec, Cooperativa Juárez, Minera El Pílon, Minera El porvenir, etc.) se observó que se requiere de maquinaria y herramientas especiales para el buen funcionamiento de las minas; toda esta falta de equipo se da por el bajo presupuesto con el que cuentan las compañías. Las máquinas son de tecnología y construcción extranjera que es un factor determinante para el alto costo que alcanzan. Por esta razón se requiere de la invención o descubrimientos de nuevas técnicas y elementos o herramientas que puedan auxiliar a solucionar este problema.

Un primer acercamiento se ha dado en algunas minas adaptando simples placas en sus movedores primarios (cargadores frontales) y sobre de ellas un martillo hidráulico. Estas placas son elaboradas por experiencia de los herreros o gente de mantenimiento de las minas y no proporcionan el volumen de trabajo requerido por las empresas.

CAPÍTULO 1. PROCESO DE DISEÑO

1.1 ¿QUÉ ES EL PROCESO DE DISEÑO?

Este trabajo se enfoca al desarrollo de un herramental para instalar un martillo hidráulico en un cargador frontal sobre ruedas. Para poder realizar el diseño de dicho herramental es necesario saber las etapas con las que cuenta el proceso de diseño y de esta manera se definirán los pasos o etapas que se realizarán en el estudio. A continuación se explica brevemente y de manera general cada uno de ellos.

Para Joseph Edward Shigley y Larry D. Mitchell diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad. En principio, una necesidad que habrá de ser satisfecha puede estar bien determinada o por otra parte, la necesidad que deberá satisfacerse puede estar tan confusa e indefinida que se requiere de un esfuerzo mental considerable para enunciarla claramente como un problema que demanda solución.

En contraste con los problemas matemáticos u otros puramente científicos, los problemas de diseño no tienen una sola respuesta, además no es posible exigir la “respuesta correcta” a un problema de diseño, porque no existe tal cosa. Una respuesta que es adecuada (o “buena”) ahora, puede ser una solución impropia (o “mala”) el día de mañana, si se produjo una evolución de los conocimientos durante el lapso transcurrido, o bien, si han ocurrido cambios en la sociedad o en las estructuras sociales. Casi todo el mundo interviene en un diseño de una manera u otra, incluso en la vida diaria, puesto que siempre se presentan problemas y casos que deben resolverse.

Todo problema de diseño siempre está sujeto a determinadas restricciones para su resolución. Un problema de diseño no es un problema hipotético. Todo diseño tiene un propósito concreto: la obtención de un resultado final al que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene realidad física. En ingeniería, el término “diseño” puede tener diferentes significados. Se llama a veces “diseñador” al técnico que dibuja con todos sus detalles un elemento de una máquina o de una estructura. En otros casos se denomina de tal forma a quien idea o inventa (diseña mentalmente) un objeto o sistema complicado, como una red de comunicaciones. En algunas ramas de la ingeniería el término diseño, a secas, ha sido sustituido por denominaciones como ingeniería de sistemas o aplicación de la teoría de las decisiones. Pero no importa qué palabras se usen para describir la función de diseñar, en ingeniería es aún el proceso en el que se utilizan principios científicos y métodos técnicos –matemáticos, conocimientos físicos o químicos, útiles de dibujo o de cálculo, lenguaje común o especializado, etc.,- para llevar a cabo un plan que resultará en la satisfacción de una cierta necesidad o demanda.

EL DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA.

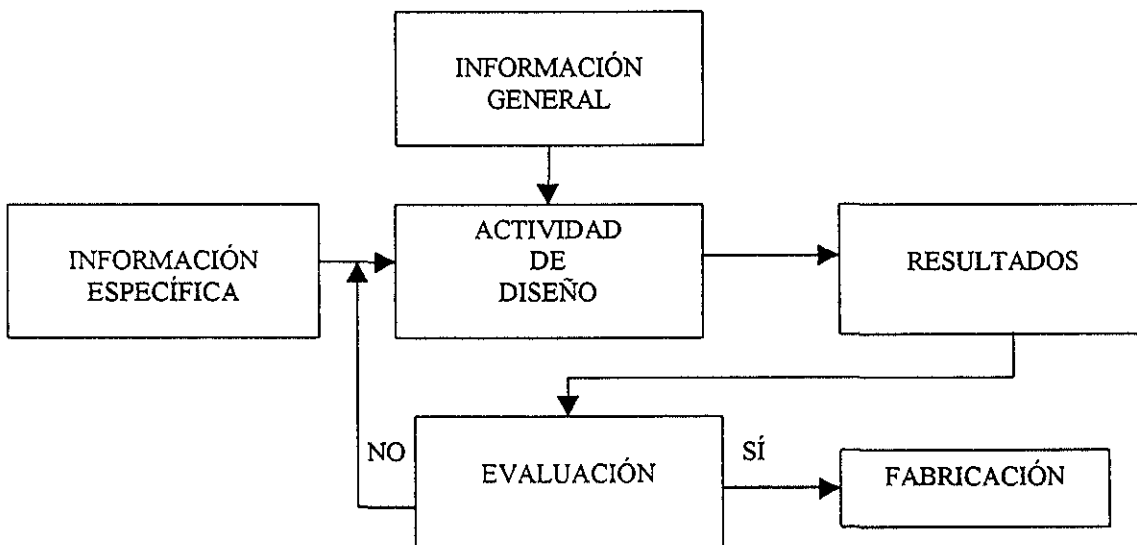
El diseño mecánico es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: piezas, estructuras, mecanismos, máquinas, herramientas e instrumentos diversos. En su mayor parte, el diseño mecánico hace uso de las matemáticas, la ciencia de los materiales y las ciencias mecánicas.

El diseño de Ingeniería mecánica incluye el diseño mecánico, pero es un estudio de mayor amplitud que abarca todas las disciplinas de la ingeniería mecánica, incluso las ciencias térmicas y de los fluidos. Las bases del diseño de ingeniería mecánica son las mismas que las del diseño mecánico.

FASES DEL DISEÑO.

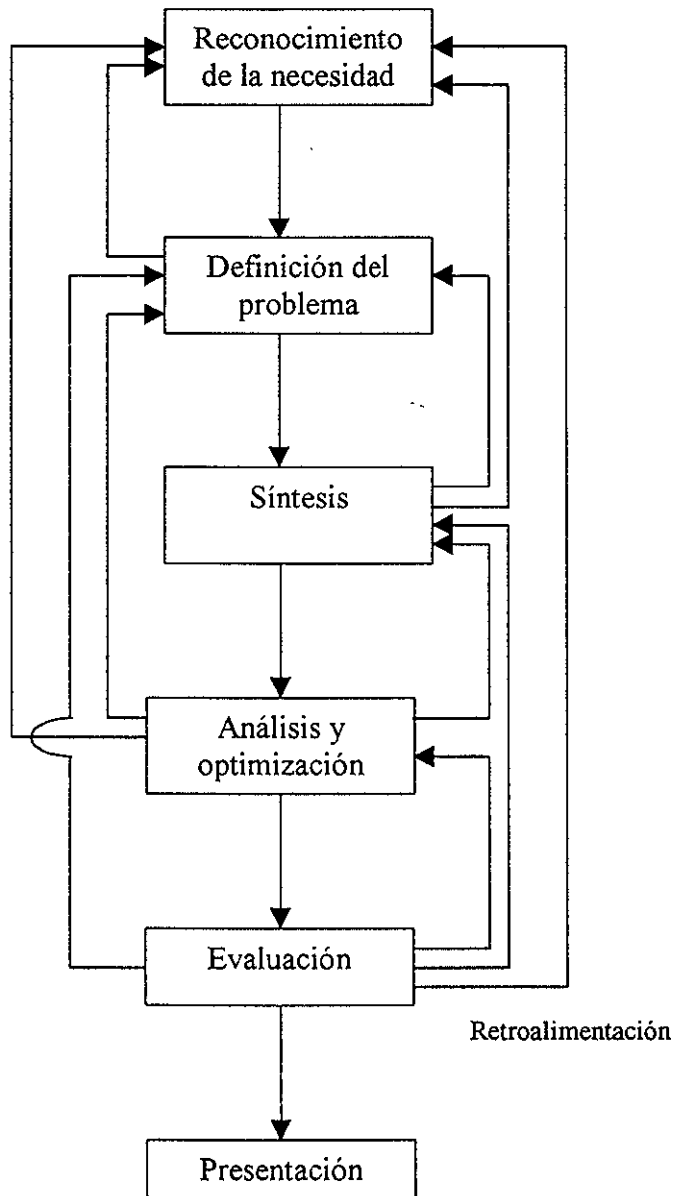
El diseño se caracteriza por tener varias fases. Cuando el ingeniero mecánico empieza a desarrollar un diseño se cuestiona las siguientes preguntas ¿Cómo empieza?, ¿Qué factores determinan o influyen en las decisiones que se deben tomar?, ¿Cómo termina este proceso de diseño?. A menudo cuando se describe el proceso total del diseño, desde que empieza hasta que termina, depende de cada autor y cada diseño la cantidad de fases o etapas que comprende el proceso completo. Todos ellos, cualquiera que sea, empiezan el proceso de diseño por la identificación de una necesidad y con una decisión de hacer algo al respecto para poder resolver esa necesidad.

El módulo básico del diseño se puede representar simplemente por las etapas que se muestran en el siguiente diagrama de bloques:

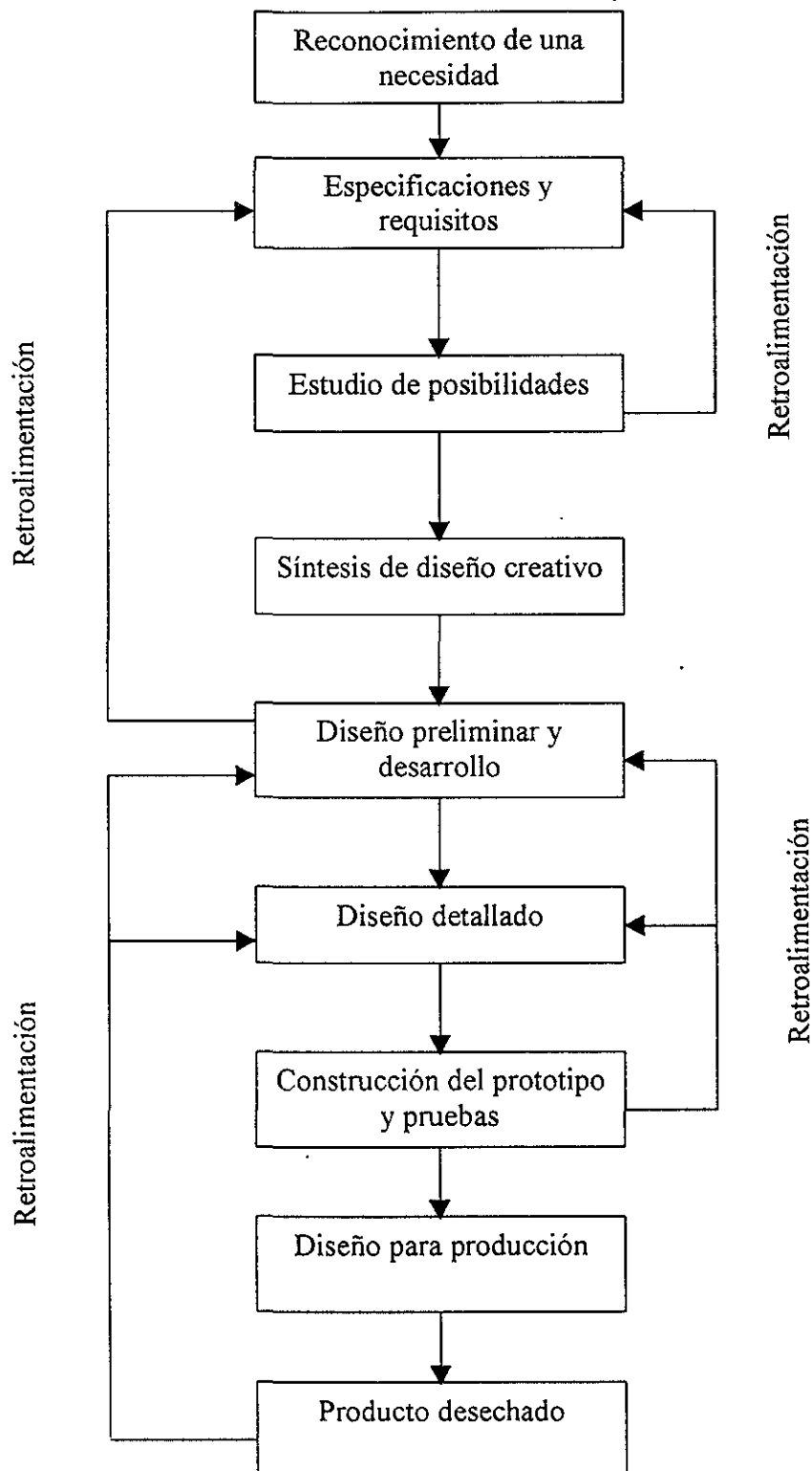


A continuación se muestran ejemplos de los diferentes procesos para los distintos autores.

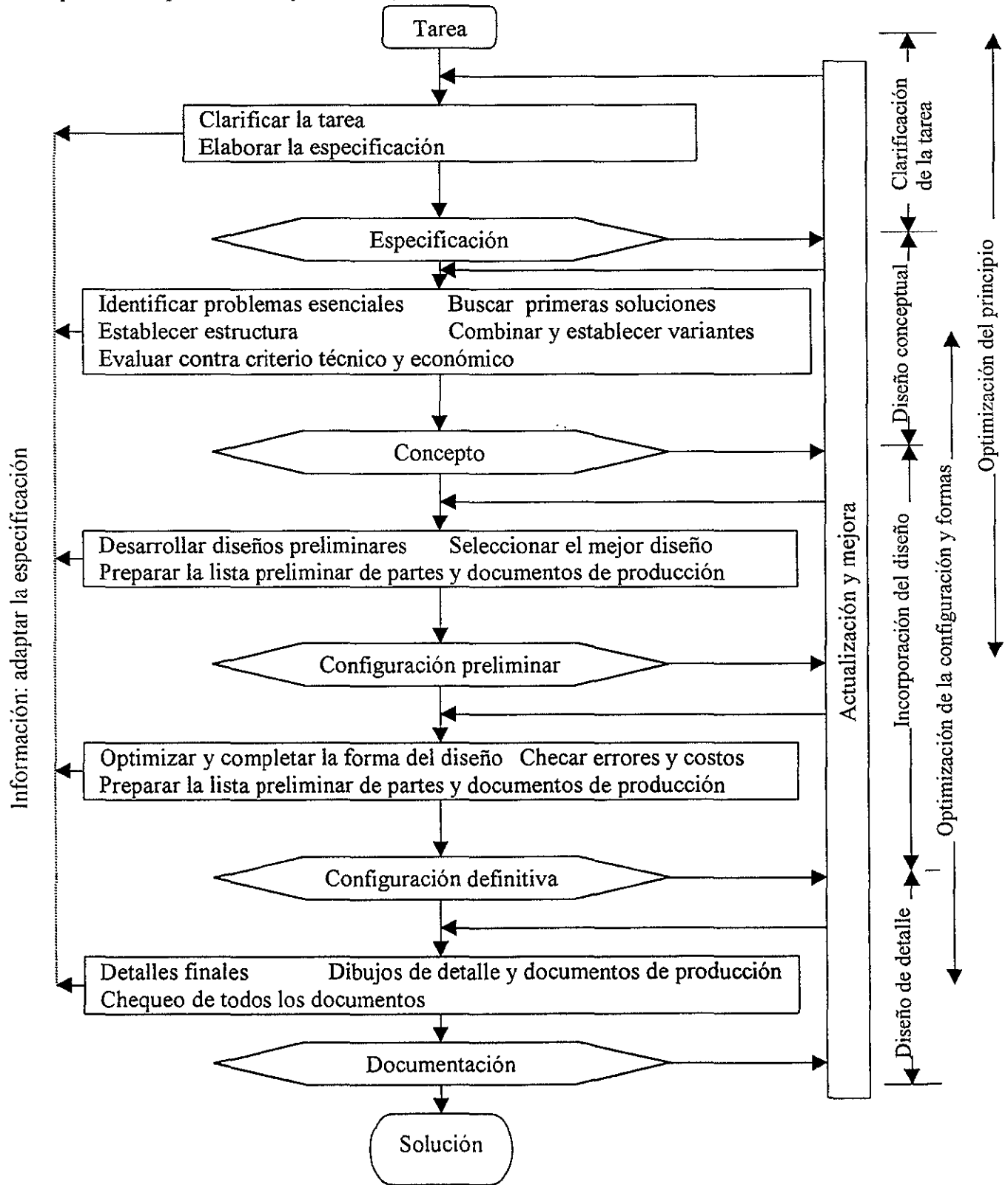
Para Joseph Edward Shigley y Larry D. Mitchell:



Para Aarón D. Deutschman y Walter J. Michels el proceso de diseño es el siguiente:



Y por último para G. Pahl y W. Beitz;



1.1.1 IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES.

En muchas ocasiones el diseño comienza cuando un ingeniero se da cuenta de una necesidad y decide hacer algo al respecto. Identificar una necesidad y expresarla con determinado número de palabras resulta ser una actividad bastante creativa, pues la necesidad puede manifestarse simplemente como una vago descontento o por la intuición de una dificultad o por la sensación de que algo no es correcto.

Depende de la sensibilidad de la persona el poder identificar mejor la necesidad, esto implica también, el poder obtener una mejor solución al tener una idea más clara del problema. Por esta razón, aunque no es una regla las personas sensibles son las más creativas.

El siguiente paso de la fase de diseño es la definición del problema.

1.1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

Para Joseph Edward Shigley y Larry D. Mitchell entre la identificación de la necesidad y la definición del problema existe una diferencia bien clara y se encuentra en que la definición del problema debe ser más específica.

La definición del problema debe abarcar todas las condiciones para el objeto que ha de ser diseñado. Las condiciones o especificaciones son las condiciones de entrada y salida, las características y dimensiones del espacio que deberá ocupar el objeto, y por supuesto, todas las limitaciones a estas cantidades. En ocasiones se considera al objeto a diseñar como una "caja negra" en donde se deben especificar lo que entra y lo que sale de dicha caja, junto con sus características y limitaciones. Las especificaciones o condiciones son por ejemplo: el costo, la cantidad de piezas a fabricar, la duración esperada, la capacidad, temperatura de trabajo, etc., en sí todas las características de espacio y movimiento que se involucren en el problema.

Existen muchas condiciones intrínsecas que dependen del entorno particular del diseñador o de la propia naturaleza del problema. Los procesos de fabricación de que se dispone, así como las instalaciones de cierta planta industrial son restricciones a la libertad de acción del diseñador por lo que forman parte de las condiciones intrínsecas. Existen también condiciones o restricciones inherentes como la son la habilidad y calificación del personal disponible. Con esto se puede concluir que una condición o especificación es todo aquello que limita la libertad de elección del diseñador.

1.1.3 SÍNTEISIS, ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN.

Una vez que se ha identificado la necesidad y se ha llegado a una definición del problema, obteniendo un conjunto de especificaciones formuladas por escrito, el siguiente paso en el diseño, es la síntesis para encontrar una solución óptima. Esta síntesis no podrá efectuarse antes de hacer el análisis y la optimización debido a que se debe analizar el sistema a diseñar, con el fin de determinar si su funcionamiento cumplirá las especificaciones. El análisis podría revelar que el sistema es óptimo. Si el diseño no resultase satisfactorio en una de dichas pruebas o en ambas, el procedimiento de síntesis deberá iniciarse otra vez.

Como se observa el proceso de diseño resulta ser un proceso reiterativo en el que se pasa por varias etapas, se evalúan los resultados y luego se puede volver a una fase anterior del proceso. Esto se hace con el fin de sintetizar varios componentes de un sistema, analizarlos y optimizarlos para volver después a la fase de síntesis y ver que efecto tiene este sobre las partes restantes del sistema. Para analizar y optimizar se deben idear o imaginar modelos abstractos del sistema que admitan alguna forma de análisis matemático. A estas consideraciones se les denomina modelos matemáticos y son creados para representar lo mejor posible un sistema físico real.

1.1.4 EVALUACIÓN.

La evaluación resulta ser una fase importante del proceso total de diseño. Es la demostración definitiva de que un diseño es acertado y, generalmente, incluye pruebas de un prototipo en laboratorio. En este punto es cuando se desea observar si el diseño satisface realmente la necesidad o las necesidades. En esta fase se crea un sinnúmero de preguntas como sí ¿Es confiable?, ¿Es de fabricación y uso económicos?, ¿Es fácil de mantener y ajustar?, ¿Se obtendrán ganancias por su venta o utilización?, ¿Es seguro?, ¿Qué tan pesado es?, etc.,

1.1.5 PRESENTACIÓN.

El paso final y vital en el proceso de diseño resulta ser la comunicación del diseño a otras personas. Indudablemente muchos diseños importantes, inventos y obras creativas se perdieron para la humanidad por la sencilla razón que sus autores no quisieron o no fueron capaces de explicar sus creaciones a otras personas. La presentación resulta ser una tarea de venta. Al momento que un ingeniero presenta o expone una solución al personal administrativo de alto nivel (directores, gerentes o supervisores, por ejemplo), está tratando de demostrar que su solución es la mejor. Cuando los diseñadores venden una nueva idea,

también venden su función como creadores y si sus éxitos son repetidos se harán acreedores a remuneraciones y al progreso en su carrera.

Existen sólo tres medios de comunicación que se pueden utilizar: la escrita, la oral y la gráfica. Esto implica que todo ingeniero con éxito en su profesión tiene que ser técnicamente competente y hábil al emplear las tres formas de comunicación.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROCESO EMPLEADO Y PLANEACIÓN DEL PROYECTO.

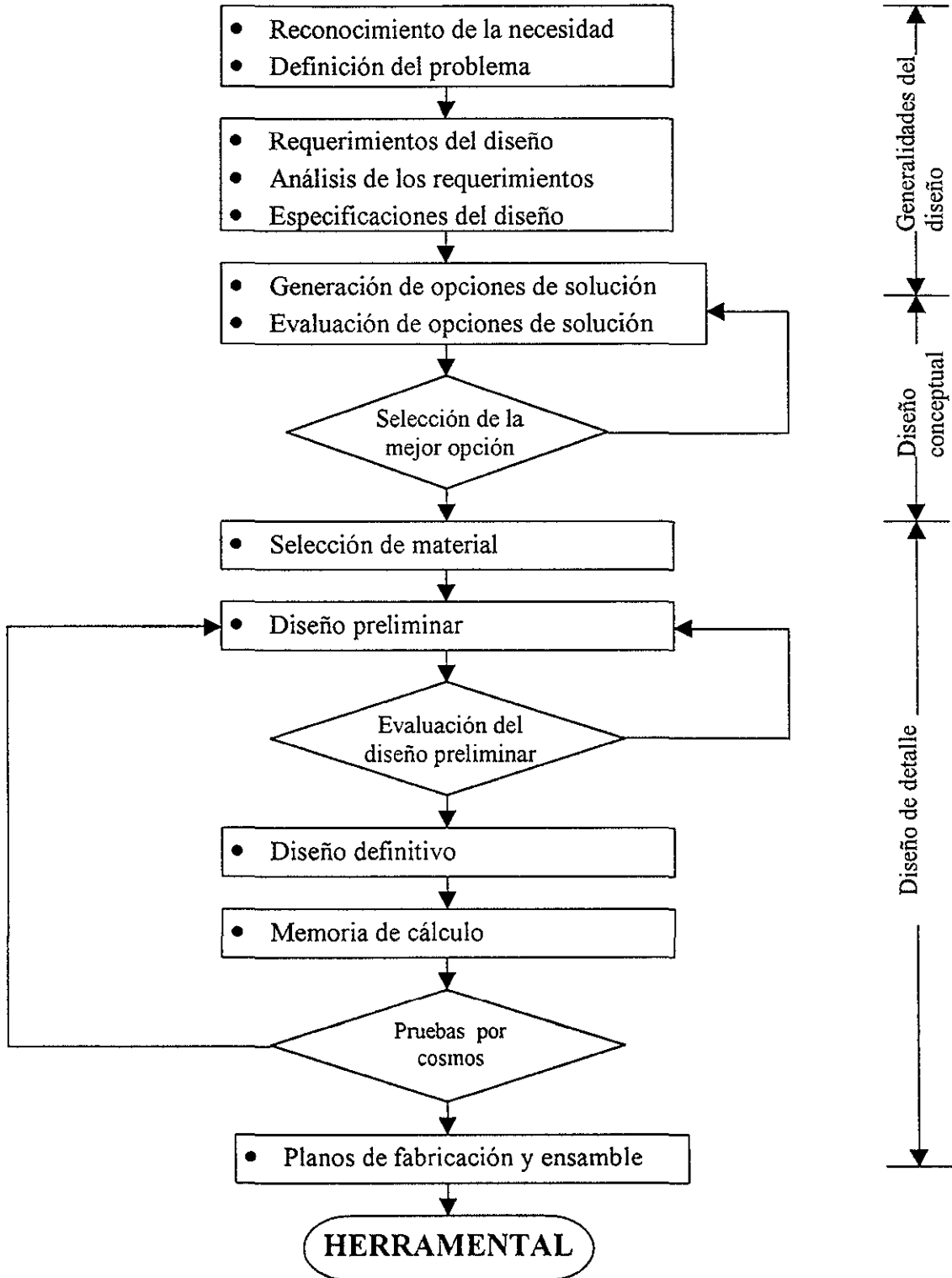
Como se observó anteriormente el proceso de diseño varía para cada autor y puede tener más o menos etapas dependiendo de las necesidades de cada diseño. Tomando en cuenta estas consideraciones se definirá el proceso a seguir para el desarrollo del presente estudio mediante un mapa de proceso. Herramienta que ayudará a mostrar gráfica y fácilmente los pasos, eventos, operaciones y relaciones de los recursos contenidos en el proceso de diseño.

Para la construcción del mapa de proceso lo primero que se planteó fue el determinar su alcance, esto es que tan complejo y detallado necesitaba ser el mapa para satisfacer la necesidad. Por tal motivo se decidió involucrar como límites todas las operaciones que se van a desarrollar durante el estudio y no incluir únicamente las operaciones principales que puedan orillar a un desarrollo equivocado y el estudio pueda desviarse fácilmente, esto es, se necesita un medio que permita diagnosticar sistemáticamente el flujo de actividades y de información, pero que a su vez se comprenda lo que está sucediendo y sea de fácil interpretación. Con esto se pueden revelar los pasos innecesarios, complejos y redundantes del proceso lo que hace posible simplificar, detectar y corregir posibles problemas.

Como segundo punto se determinó los pasos del proceso, para esto, únicamente se distinguieron las actividades sin preocuparse por el orden y las prioridades, solamente se enumeraron. Las actividades a desarrollar se muestran a continuación;

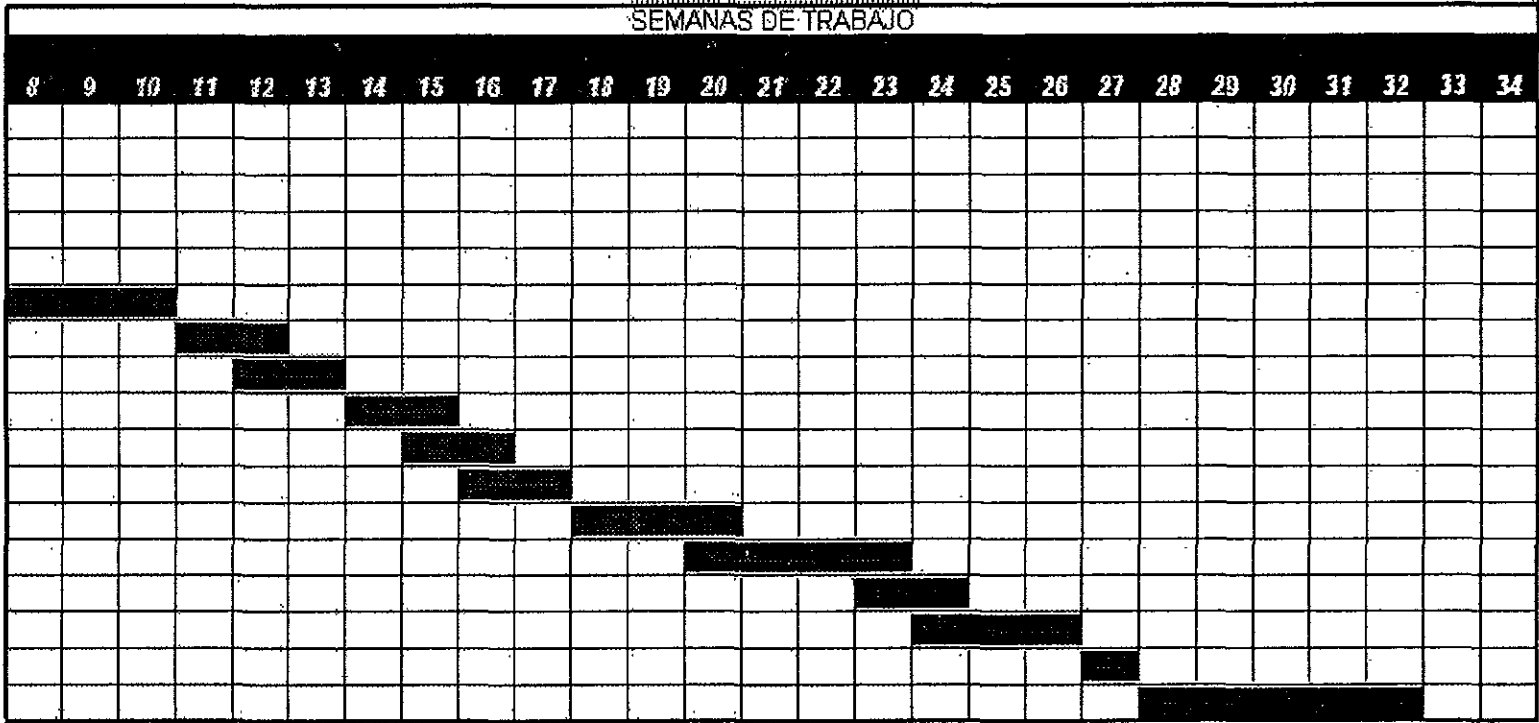
- Identificación de la necesidad.
 - Definición del problema.
 - Generación de opciones de solución.
 - Evaluación de opciones de solución.
 - Selección de la mejor opción.
 - Requerimientos del diseño.
 - Análisis de los requerimientos.
 - Especificaciones del diseño.
 - Configuración preliminar.
 - Evaluación del diseño preliminar.
 - Diseño definitivo.
 - Selección de material
 - Memoria de cálculo.
 - Elaboración de planos.
 - Pruebas y evaluación por cosmos works.
-

Por último se arreglaron los pasos en orden y se les asignó el símbolo correspondiente de acuerdo a la actividad quedando el siguiente mapa de proceso:



Para la planeación del proyecto se necesita una herramienta que proporcione, aparte de las actividades a desarrollar, los tiempos críticos, esto es se requiere de una fecha inicial y una fecha final, por lo que se recurrió a una tabla de GANT la cual se muestra a continuación.

No.	Descripción de la actividad	Responsable	Fecha de Inicio	Fecha de Terminación	SEMANAS DE TRABAJO:							
					1	2	3	4	5	6	7	
1	Reconocer la necesidad	JMM-RBB	07-Feb-00	11-Feb-00	■							
2	Definición del problema	JMM-RBB	14-Feb-00	18-Feb-00		■						
3	Criterios del diseño	JMM-RBB	21-Feb-00	03-Mar-00			■	■				
4	Análisis de los requerimientos	JMM-RBB	06-Mar-00	17-Mar-00					■	■		
5	Especificaciones del diseño	JMM-RBB	20-Mar-00	24-Mar-00							■	
6	Generación de opciones de solución	JMM-RBB	27-Mar-00	14-Abr-00								
7	Evaluación de opciones de solución	JMM-RBB	17-Abr-00	26-Abr-00								
8	Selección de la mejor opción	JMM-RBB	26-Abr-00	05-May-00								
9	Investigación de materiales	JMM-RBB	08-May-00	17-May-00								
10	Selección de materiales	JMM-RBB	17-May-00	24-May-00								
11	Configuración de diseño preliminar	JMM-RBB	24-May-00	02-Jun-00								
12	Bocetos de diseño preliminar	JMM-RBB	05-Jun-00	21-Jun-00								
13	Evaluación de diseño preliminar	JMM-RBB	21-Jun-00	12-Jul-00								
14	Configuración de diseño definitivo	JMM-RBB	12-Jul-00	19-Jul-00								
15	Memoria de cálculo	JMM-RBB	19-Jul-00	04-Ago-00								
16	Evaluación y pruebas por "COSMOS"	JMM-RBB	07-Ago-00	11-Ago-00								
17	Planos de fabricación y ensamble	JMM-RBB	14-Ago-00	15-Sep-00								



2.1 IDENTIFICACIÓN DE NECESIDAD Y DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

La crisis mundial ha afectado muy fuerte el desarrollo de la industria (la minera, siderurgia y cementera no son la excepción). Hoy en día las grandes empresas se ven muy reducidas en su presupuesto por lo que tienen que buscar alternativas de solución en las cuestiones de mantenimiento y funcionalidad de sus equipos, en lugar de adquirir maquinaria nueva que resulta ser muy costosa. Estas industrias se caracterizan por el uso de maquinaria pesada, la cual se trata de equipo grande y que con frecuencia es de fabricación especial para una aplicación específica y de origen extranjero.

La tarea principal de un gerente de producción, de un gerente de construcción o de un gerente de unidad, es lograr que las operaciones que planea lleguen a dar un producto final satisfactorio de acuerdo a los planes y especificaciones y, por supuesto, al costo más bajo posible. Al planear la adquisición de un equipo para construcción o equipo minero, un factor determinante es el costo total que representa para la gerencia y que comprende, no solamente, la inversión original o el cargo de la renta, sino también el costo de operación, reparación y conservación del equipo. Como se comentó en la introducción, la industria minera tiene una fuerte necesidad de adquirir equipo para aplicaciones específicas, el presente estudio se enfoca, únicamente, en el equipo que permita la reducción del tamaño del mineral en la operación de explotación. La maquinaria que existe en el mercado para esta operación (excavadora hidráulica mostrada en la figura 2.1) resulta ser muy cara.

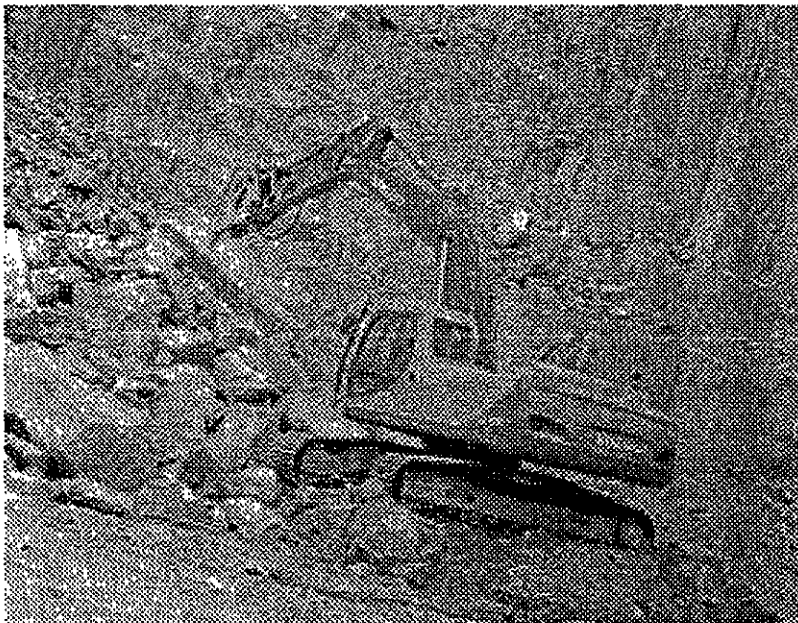


FIGURA 2.1. Reducción del tamaño del mineral por medio de una excavadora.

Con la finalidad de reducir los altos costos de inversión que representaría el adquirir un equipo nuevo de esta naturaleza y aumentar las funciones de los equipos o maquinaria existentes, en especial de los cargadores frontales (que como lo señala la revista "Construcción y Obras Públicas Latinoamérica", los cargadores frontales sobre ruedas son el equipo más popular en este tipo de industrias, equipo que no puede faltar en ninguna mina o cantera, ya que las unidades de tracción o movedores primarios forman uno de los principales grupos funcionales), se requiere del diseño de un dispositivo o herramental el cual permita, en primera instancia, la instalación de un martillo hidráulico en un cargador frontal sobre ruedas para duplicar el desempeño de este tipo de maquinaria, pero el herramental deberá permitir, además, la instalación de otros aditamentos que también son usados en esta industria como son las excavadoras, perforadoras, quebradoras, etc. (su funcionamiento es basándose en energía hidráulica) aumentando de esta manera su funcionalidad.

La solución del problema a tratar se muestra en el siguiente diagrama de bloques:

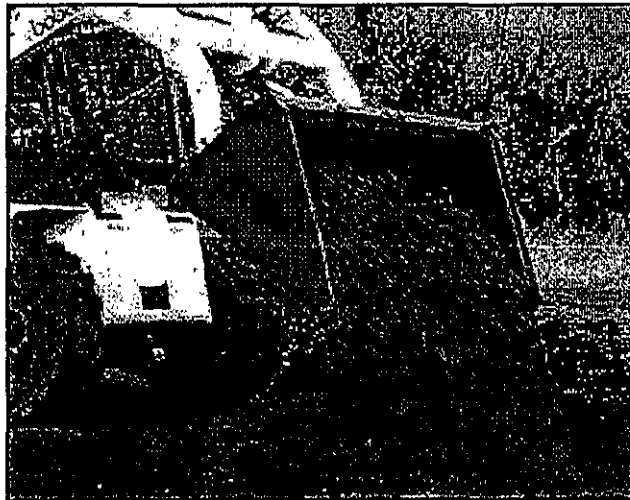
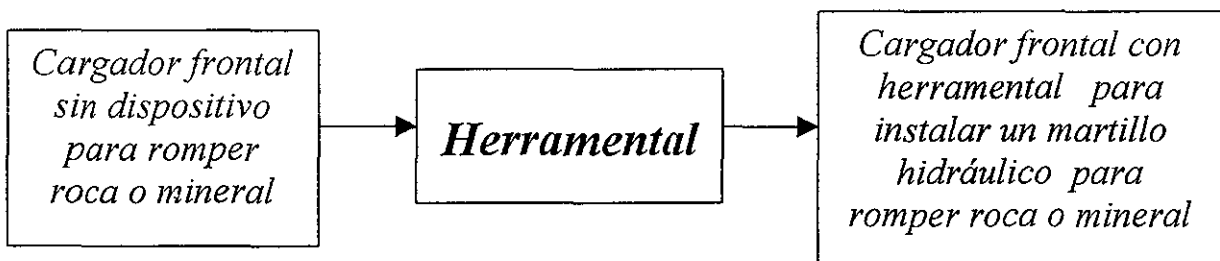


FIGURA 2.2. Mini-cargador con cucharón.

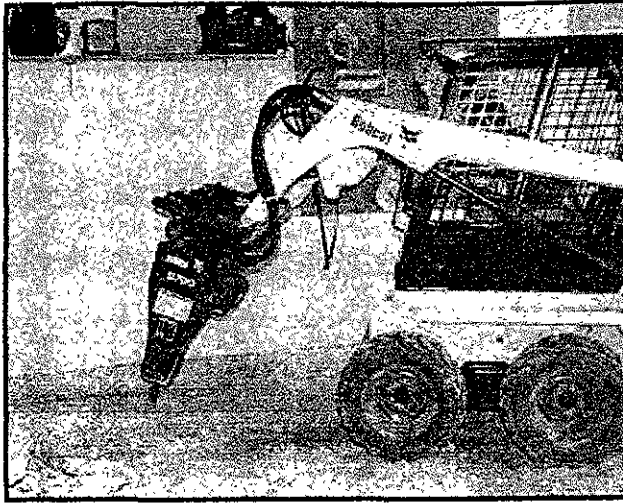


FIGURA 2.3. Mini-cargador con martillo hidráulico.

Al instalar un martillo hidráulico en un cargador frontal se aumenta significativamente su funcionalidad, ya que, con la misma máquina podremos realizar dos operaciones diferentes, la primera que es precisamente para la que fue diseñado el cargador y es, valga la redundancia, el cargar mineral o piedra como se muestra en la figura 2.2, y, la segunda, la cual es base de estudio de esta tesis, será el romper mineral o piedra como el mostrado en la figura 2.3. Además, por cada aditamento que se logre instalar en el cargador se aumentará aun más su funcionalidad. Todo esto es referente a la funcionalidad del equipo, pero al observar el punto de vista económico, las empresas ya no se verán en la necesidad de comprar o arrendar dos máquinas diferentes, que sería por un lado un cargador frontal y por el otro una retroexcavadora (además cabe señalar que la adquisición o renta del martillo hidráulico es por separado), sino que adquiriendo la primera con el instrumental a diseñar se pueden realizar todas las operaciones.

Un ejemplo del costo de este tipo de maquinaria se puede observar en la tabla de arrendamiento de maquinaria (tabla 2.1) la cual es proporcionada por la Cámara Mexicana de la Industria de la Construcción y la Asociación Mexicana de Distribuidores de Maquinaria.

La renta promedio del equipo se realiza mediante las siguientes bases:

- Equipo nuevo y semi-nuevo.
- Renta por 30 días o 200 horas, lo que ocurra primero.
- No incluye: IVA, mantenimiento, operación y fletes.
- Rentas en dólares americanos.

MAQUINA	MODELO	HP	CAPAC	RENTA EN U.S. DOLARES
TRACTORES	CAT D4H, CASE 850G, KOMD41E	95		3,500
	CAT D5H, CASE 1150G, FIAT A FD9, KOMD53A	120		5,100
	CAT D6R, KOM58E	165		6,700
	CAT D7R, FIAT A FD20, KOMD65E	230		10,000
	CAT D8N, FIAT A FD30, KOMD155A	285		12,500
	CAT D8R, KOM275A	305		13,500
	CAT D9N, KOMD355A	405		17,000
CARGADORES SOBRE CARRILES	CAT 953B, KOMD57S	121	2.25YD3	5,400
	CAT 963B, KOMD75S	160	3.00YD3	6,900
CARGADORES SOBRE NEUMÁTICOS	CAT 928F, JD544E, CASE 621B, KOMWA250	120	2.60YD3	4,200
	CAT 938F, CASE 721B, VOLVO L90C, KOMWA320	140	3.00YD3	5,300
	CAT 950F, VOLVO L120C, CASE 821B, KOMWA380	170	3.50YD3	6,800
	CAT 966F, CASE 921B, VOLVO L150C, KOMWA420	220	4.50YD3	9,000
	CAT 968F, VOLVO L330C, KOMWA600	430	6.00YD3	17,500
MINICARGADORES DE DIRECCIÓN DESLIZANTE	BOBCAT 773, BOBCAT 853, CASE 1845, GEHL 4635	56	0.50YD3	1,800
EXCAVADORAS	CAT 320B, CASE 9030, KOMPC200	128	1.80YD3	5,300
	CAT 325B, CASE 9040, KOMPC250	168	2.50YD3	7,900
	CAT 330E, KOMPC300	222	2.70YD3	9,000
RETROEXCAVADORA	CAT 416C, CASE 580L, FAIW/B93R	75	1.00YD3	2,500
MARTILLOS	AUMENTAR 60% A LA RENTA DE LA EXCAVADORA			
MOTOCONFORMADORAS	CAT 120H, KOMGD511A	125		5,000
	CAT 12H, CHAMPION 710, KOMGD530A	140		5,500
	CAT 140H, CHAMPION 720, KOMGD611A	160		6,200
VIBROCOMPACTADORES	CAT CB224C, I.R. DD22, BW 120AD	33		1,450
	CAT CB534B, I.R. DD90, BW 161AD	107		4,000
	CAT CS533C, I.R. SD100, DYN CA251, BW 212D	145		3,000
	CAT CP533C, I.R. SD-100F, BW 212PD	145		3,200
NEUMÁTICO	CAT PS200	101		2,500
CAMIONES F. CARRETERA	CAT 769D, TEREX 3340, KOMHD320	485	37 TONS	15,000
GRUAS HIDRÁULICAS AUTOPROPULSADAS	PH-T500, GROVE RT-855B		50 TONS	7,500
	KRUPP-4070		80 TONS	15,000
	ARTICULADAS JLG 40E, MANLIFT AMZ46E			2,200

TABLA 2.1. Tarifas de renta de maquinaria.

2.2 REQUERIMIENTOS DEL HERRAMENTAL A DISEÑAR.

El herramental debe proporcionar las principales funciones que ofrece una excavadora para que la pueda reemplazar, por lo tanto los requerimientos para el diseño se describen a continuación:

- ⊗ El herramental debe diseñarse de tal manera que tenga un alcance de 3.5 metros, el cual resulta óptimo para poder quebrar o jalar mineral sin tener complicaciones de acceso o ataque que pueda provocar algún daño en los neumáticos del cargador frontal por culpa del mineral quebrado (el mineral quebrado comúnmente tiene aristas capaces de provocar pinchaduras en los neumáticos o en otras ocasiones el material es excesivamente abrasivo y provoca un desgaste excesivo de los neumáticos), además le permitirá tener un ángulo correcto (90°) de ataque para romper el mineral que se encuentre alejado. En la figura 2.4 se muestra el alcance que actualmente puede proporcionar el cargador frontal, mientras que en la figura 2.5 se muestra el alcance que proporciona una excavadora.

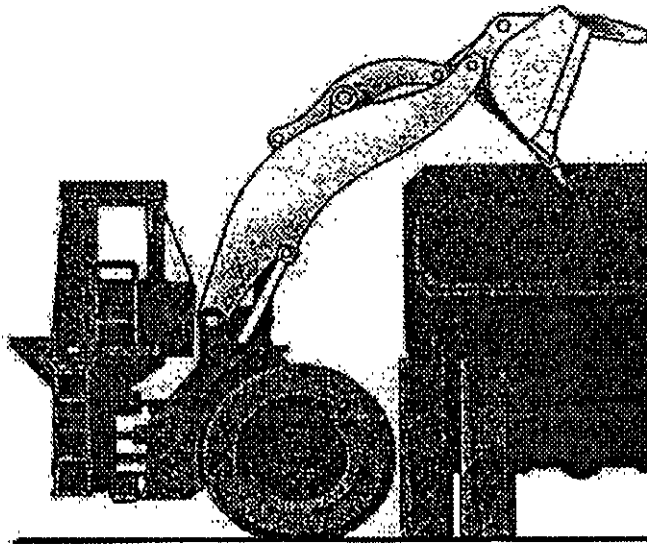


FIGURA 2.4. Alcance actual.

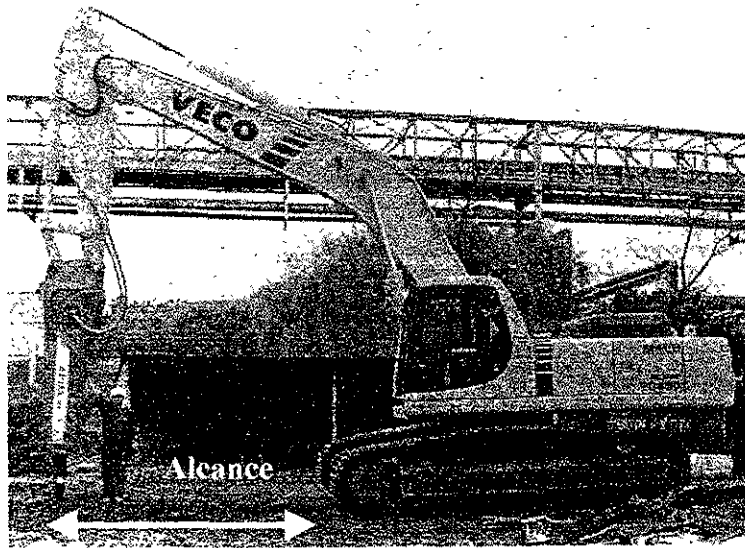


FIGURA 2.5. Alcance excavadora.

- ⊗ Este herramental, además de permitir la instalación del martillo hidráulico también permitirá la instalación de otros componentes usados en esta maquinaria como la pala excavadora, perforadora, quebradora, etc., esto es, debe de aumentar la funcionalidad del equipo de tal manera que amplíen las funciones de los cargadores sobre ruedas de los tradicionales trabajos del cucharón. Ahora con este herramental será posible romper piedra, excavar, llenar, nivelar, cargar, limpiar, elevar, etc. con el mismo cargador frontal sobre ruedas.
- ⊗ El material para su fabricación debe soportar altos impactos y vibraciones provocados por el golpeteo del martillo hidráulico, además debe soportar el trabajo pesado al que está expuesto todo este tipo de maquinaria. Deberá por lo tanto poseer buena resistencia al impacto y al uso rudo.
- ⊗ Además del alcance deseado, el herramental debe tener más movilidad de la que pueda ofrecerle el cargador frontal. Deberá tener cuando menos un grado de libertad independiente a los del cargador frontal y de esta manera ofrecer un ángulo de giro de 100° (de -20° a 80°). Estos equipos únicamente proporcionan cuatro movimientos; levante de pluma, descenso de pluma, carga de cucharón y descarga de cucharón. Además de los movimientos antes mencionados el herramental deberá permitirle, al martillo hidráulico, un correcto posicionamiento al momento de atacar el mineral. Los movimientos deben ser similares a los que proporciona una excavadora, los cuales se muestran en la figura 2.6

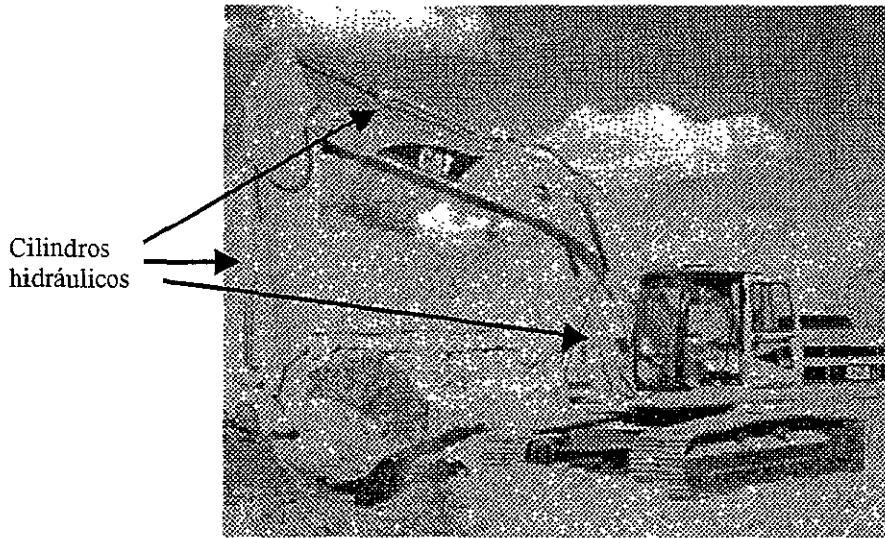


FIGURA 2.6. Movilidad.

- ⊗ El tiempo de vida debe ser por lo menos de 15 años para que sea semejante a la vida del cargador frontal.
- ⊗ El costo debe ser el menor posible. Los gerentes de área tienen la facultad de adquirir este equipo ó aprobar alguna reparación sin pasar por el proceso de adquisición, el cual resulta ser engorroso y tardado, si el valor total no sobrepasa hasta un 30% de un equipo nuevo. Por lo tanto el costo de este herramental no debe rebasar una cuarta parte del valor de una excavadora.
- ⊗ Su mantenimiento debe ser el menor posible debido a que este tipo de maquinaria en ocasiones trabaja en lugares muy apartados de una zona urbana, además para no perder productividad no puede perderse mucho tiempo en labores de mantenimiento.
- ⊗ Su peso debe ser proporcional al alcance deseado y al peso que pueda soportar el cargador frontal.
- ⊗ El herramental deberá disponer de acoplamientos rápidos, tanto en sus uniones con el cargador frontal como en las uniones que existen entre los diferentes elementos a instalarse (martillo hidráulico, quebradora, pala excavadora, etc.). Un ejemplo de este tipo de uniones se muestra en la figura 2.7.

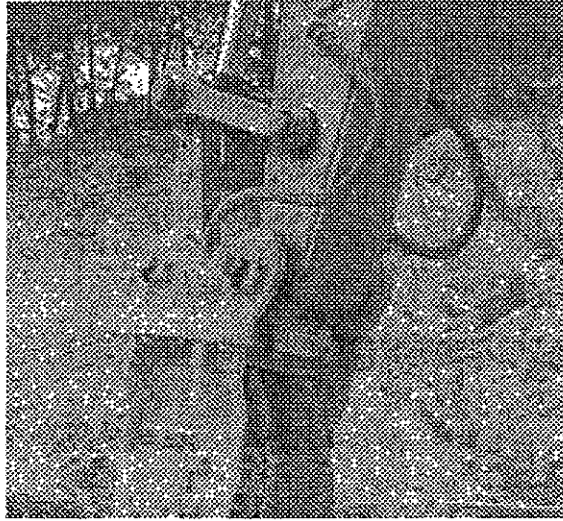


FIGURA 2.7. Fácil ensamble.

☒ Por último debe ser de fácil manufactura.

2.3 IMPORTANCIA RELATIVA DE LOS REQUERIMIENTOS.

En cualquier diseño debe de encontrarse la resolución más conveniente y provechosa en cuestiones económicas y de fabricación. Por tal razón, cada requerimiento debe ser considerado ampliamente, por lo que se confrontarán en la tabla 2.2, primeramente, el requerimiento contra el objetivo a cubrir.

PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN DE OBJETIVOS
Alcance	El herramental debe de cubrir los 3.5 mts deseados.
Movilidad	Cuando menos un grado de libertad independiente a los ofrecidos por el cargador frontal. Ángulo de giro total de 100° de -20° a 80°
Funcionalidad	La funcionalidad debe ampliarse al 100% cada vez que se instalen diferentes componentes. (El estudio de esta tesis se encargará únicamente de la instalación de un martillo hidráulico).
Ensamble	El ensamble del herramental con el cargador frontal y el de este con los diferentes componentes debe ser rápido.
Resistencia	El material con que se fabricará el herramental debe soportar los altos impactos producidos por el martillo hidráulico.
Tiempo de vida	Como se trata de un equipo pesado el tiempo de vida debe de ser de 15 años.
Costo	Bajo costo de fabricación, menor a 1/4 del valor de una excavadora.
Mantenimiento	Debe tener el mínimo mantenimiento. Mantenimiento mayor cada 2,500 horas.
Peso	Debe ser fabricado proporcional al alcance deseado y el peso que pueda soportar el cargador frontal.
Manufactura	De fácil manufactura. Se debe de contar con el herramental necesario (común en la industria minera) para su fabricación.

TABLA 2.2. Descripción de parámetros.

En la tabla 2.2 se pueden observar los requerimientos que son necesarios para el desarrollo del herramental y el objetivo que se quiere alcanzar con cada uno de ellos. En la tabla 2.3 se evaluará la importancia que existe entre los diferentes parámetros para darles un determinado peso específico.

PARAMETRO	IMPORTANCIA DE LOS PARAMETROS																				SUMA	PORC.(%)												
	1					2					3					4							5					6					7	
1. Alcance	1	0	0	1	1	0	0	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0	1	0	1	4	8.89%							
2. Funcionalidad	0					0	0	1	1	0	0	1	1		0	1	1	0	1	1						4	8.89%							
3. Ensamble	1					1					0	1	1	0	1	1	1								7	15.56%								
4. Tiempo de vida		1				1					1					1	1	0	0	1	1						7	15.56%						
5. Costo			0				0				0					0					0	0	0	0	0	0	0.00%							
6. Mantenimiento				0			0				0					0					1			0	0	1	0	2	4.44%					
7. Resistencia				1			1				1					1					1			1		1	1	1	8	9	20.00%			
8. Movilidad				1			1				0					1					1			1		1		0	1	1	9	7	15.56%	
9. Peso					0					0					0								1			0		0	0	1	2	4.44%		
10. Manufactura					1					0					0									1		1		0	0	0	3	6.67%		
TOTAL																				45	100.00%													

TABLA 2.3. Importancia de los parámetros

2.4 ESPECIFICACIÓN DEL DISEÑO.

Basándose en los resultados obtenidos anteriormente, nuestra primer pregunta es ¿En cuál portador o máquina se va a instalar el martillo?. Esta pregunta es indispensable para poder seleccionar el martillo hidráulico adecuado. Para responder esta pregunta los fabricantes de martillos hidráulicos indican que hay que tomar en cuenta tres cosas:

1. Peso del portador y longitud de su pluma principal y pluma secundaria.
2. Potencia hidráulica disponible del portador en términos de presión hidráulica (psi) y flujo hidráulico (gpm).
3. ¿Contiene la máquina instalaciones para un martillo hidráulico o requiere de uno?

1. Todas las marcas especifican un amplio rango de pesos de portadores aceptables para cada modelo de martillo. Este rango indica el mínimo y máximo peso del portador en el cual un martillo en particular puede instalarse. El concepto de peso del portador es importante, no por las capacidades de levante, sino por la presión sobrante que la máquina puede ejercer. Esta presión es necesaria para empujar al martillo durante el impacto. Si el portador es demasiado ligero, la potencia del martillo será regresada o retornada hacia la máquina en lugar de ser transferida hacia el material que se intenta romper. Por esta simple razón, al ser mayor el rango de peso del portador, el usuario puede esperar más producción obtenida por el martillo.

2. La potencia hidráulica se encuentra disponible en la cantidad de presión y flujo que pueda proporcionarnos la bomba hidráulica del portador. Actualmente los portadores se caracterizan por tener altos flujos y altas presiones.

3. Finalmente, ¿Cuenta la máquina con un circuito auxiliar o tubería auxiliar? Este circuito es necesario para tomar la potencia hidráulica interna del portador y poder entregarla al martillo hidráulico. En algunos equipos este tipo de circuitos es estándar (por ejemplo en una mano de chango, cargador de dirección deslizante o mini-excavadora), mientras que en otros se solicita como aditamento especial o simplemente no lo incluyen (por ejemplo las retro-excavadoras y excavadoras).

Otro punto importante a tomar en cuenta para seleccionar un determinado modelo de martillo hidráulico es la producción que se desea alcanzar. La decisión de cual es el mejor para la aplicación necesaria está basada, precisamente, en la producción y portador disponible. Mientras más pesado sea un portador, más grande puede ser el martillo hidráulico. Una regla general que se sigue es que en concreto (pavimento) cada incremento en la medida de un martillo aumenta un 25% - 30% la producción esperada, mientras que en roca aumenta un 30% - 40%.

Existen tablas de fabricantes que indican una producción aproximada para cada modelo de martillo como se muestra en la figura 2.8. Como puede notarse, la producción esta basada en el portador disponible, tipo de material, modelo de martillo y finalmente en la destreza del operador. Por lo que dichas gráficas de producción pueden ser usadas como una guía, pero no garantizan los valores de producción indicados.

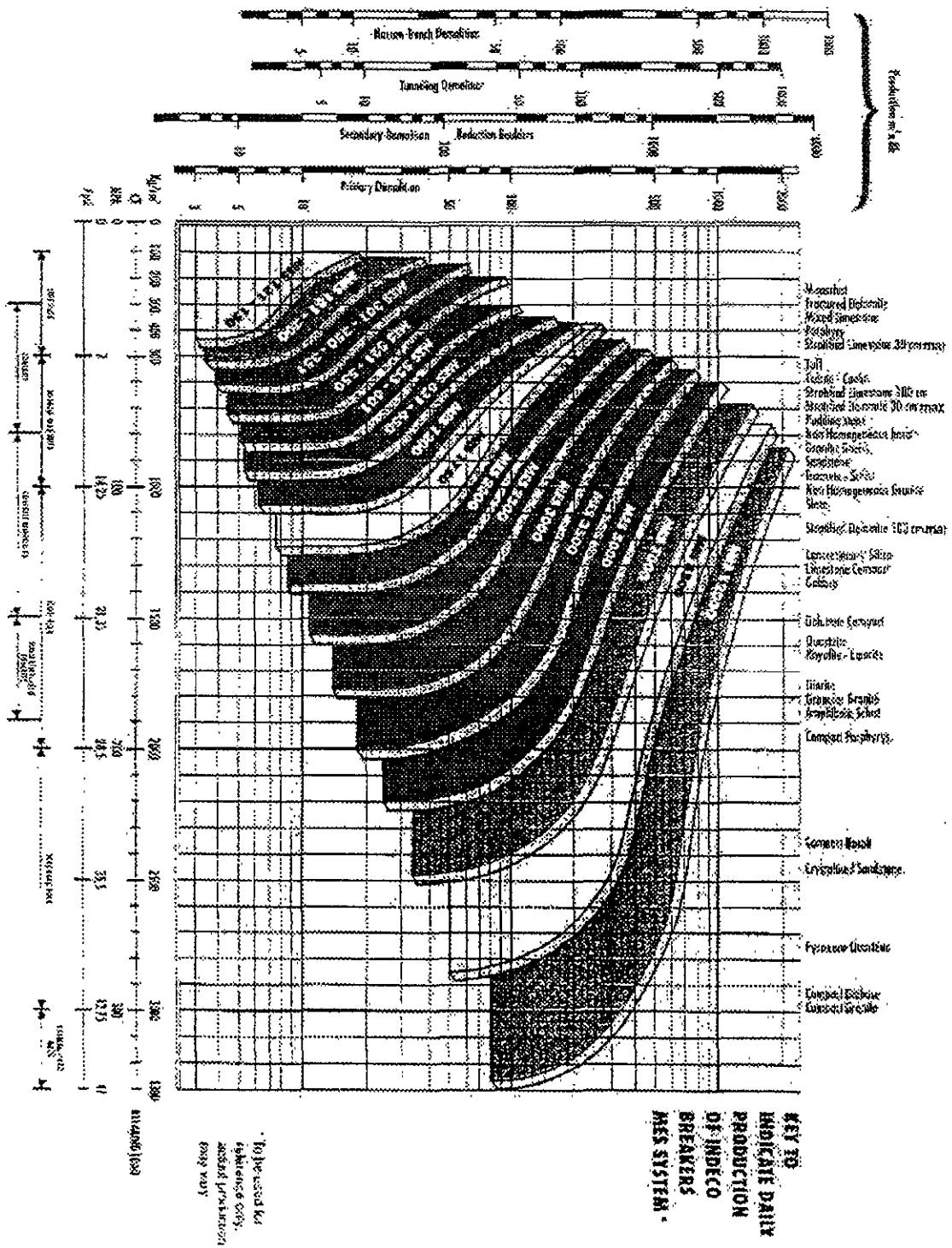


FIGURA 2.8. Gráfica de producción proporcionada por INDECO.

Para simplificar el estudio, se empezó por la elección del portador y, de acuerdo a sus características, se determinará cual modelo de martillo hidráulico se puede instalar.

El modelo de cargadores frontales más comúnmente utilizado dentro de la minería es el CAT 988B WHEEL LOADER (figura 2.9), por lo que el estudio se basará en este portador, En la tabla 2.4 se muestran las características técnicas de dicho cargador, las cuales son de importancia para la selección del martillo hidráulico adecuado.

MODELO	CAT 988-B
Peso:	43365 Kg.
Caudal:	520 lt/min
Presión:	210 Bar
Altura máxima:	5363 mm
Instalación auxiliar:	No

TABLA 2.4. Características técnicas del portador



FIGURA 2.9. Cargador frontal CAT 988B.

Para poder seleccionar el martillo hidráulico apropiado se utilizará la tabla 2.5 que es proporcionada por el fabricante de martillos hidráulicos de la marca RAMMER.

Datos del martillo	S-84	S-86	G-90	G-100
<i>Límites del Portador (Tm)</i>	35-55	35-60	35-55	40-77
<i>Caudal de aceite hidráulico (lt/min)</i>	210-310	210-310	210-310	220-350
<i>Presión mínima del portador (Bar)</i>	195	200	210	210
<i>Presión de trabajo del martillo(Bar)</i>	135-145	140-155	140-150	155-165
<i>Energía de impacto (J)</i>	6000	8200	6200	9000
<i>Frecuencia (gpm)</i>	400-600	300-400	320-640	350-550
<i>Peso de trabajo (incluye placa de montaje y herramienta) (Kg)</i>	2900	3450	3150	3800

TABLA 2.5. Características técnicas de martillos hidráulicos RAMMER.

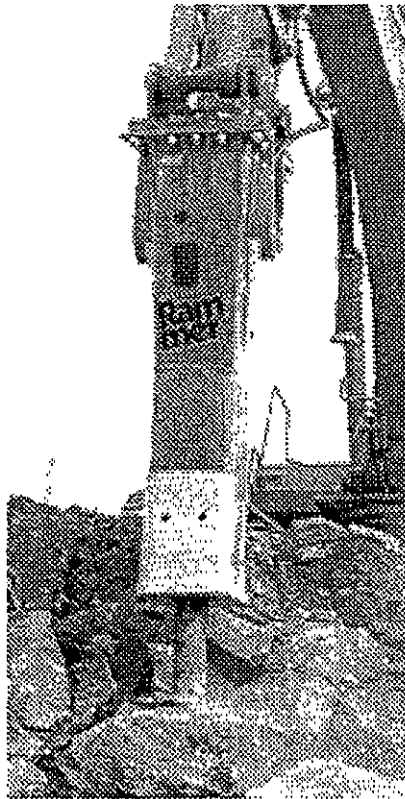


FIGURA 2.10. Martillo hidráulico RAMMER S-86.

De acuerdo a las tablas 2.4 y 2.5, y a lo expuesto anteriormente, el martillo óptimo para ser instalado en el cargador frontal CAT-988B es el martillo hidráulico RAMMER S-86 (figura 2.10), el cual se tomará como base para el diseño del herramental.

Por lo tanto, el herramental a diseñar debe cumplir con las especificaciones mostradas en la tabla 2.6.

DATOS DEL HERRAMENTAL	
<i>Alcance:</i>	3.5 (mts)
<i>Funcionalidad:</i>	≥100%
<i>Ensamble</i>	4 pernos
<i>Tiempo de vida</i>	15 años
<i>Costo</i>	1/4 de una excavadora
<i>Mantenimiento</i>	C/2500 Horas
<i>Resistencia</i>	> 8100 J
<i>Movilidad</i>	100° (-20° a 80°)
<i>Peso</i>	Máx. 3.5 Ton
<i>Manufactura</i>	Uso de herramientas básicas

TABLA 2.6. Especificaciones del herramental.

CAPÍTULO 3.
DISEÑO
CONCEPTUAL

DISEÑO CONCEPTUAL.

3.1 GENERACIÓN DE OPCIONES DE SOLUCIÓN

LLUVIA DE IDEAS

3.1.1. HERRAMENTAL ACTUAL.

En la actualidad los martillos hidráulicos solamente son instalados sobre una placa de acero, limitados únicamente a los movimientos que pueda ofrecerle el cargador frontal; además de esta limitante, también les prohíbe alcanzar aquellas piedras lejanas que se encuentren fuera de su distancia de rompimiento, por lo que es necesario que se cambie continuamente la placa con todo el martillo por el cucharón para poder retirar todo aquel mineral que ha sido quebrado y poder acceder a romper más mineral. Todos estos cambios de martillo hidráulico por cucharón y viceversa representan una pérdida de tiempo y por consecuencia una pérdida en la producción total de mineral. Estas placas son elaboradas por experiencia de los herreros o gente de mantenimiento de las minas y carecen de todo tipo de estudio, no cuentan con un fundamento teórico o un estudio para determinar los requerimientos primordiales de un herramental de este tipo (material, tipo de soldadura, etc.).

La figura 3.1 muestra un esquema del herramental que actualmente es usado y, en la figura 3.2 se muestra un mini-cargador con un martillo hidráulico instalado mediante un sistema que ha sido desarrollado para la industria de la construcción por la marca Bobcat.

Como se puede observar en las figuras 3.1 y 3.2, el martillo se encuentra limitado a los movimientos que le puede brindar el cargador frontal, no cuenta con un movimiento propio, además su alcance se encuentra muy restringido, únicamente puede alcanzar la proyección horizontal del martillo al ángulo máximo que pueda brindarle la máquina. Este esquema es muy representativo, porque originalmente el cucharón de los cargadores frontales solamente tiene una distancia de 30 a 45 cm de los neumáticos.

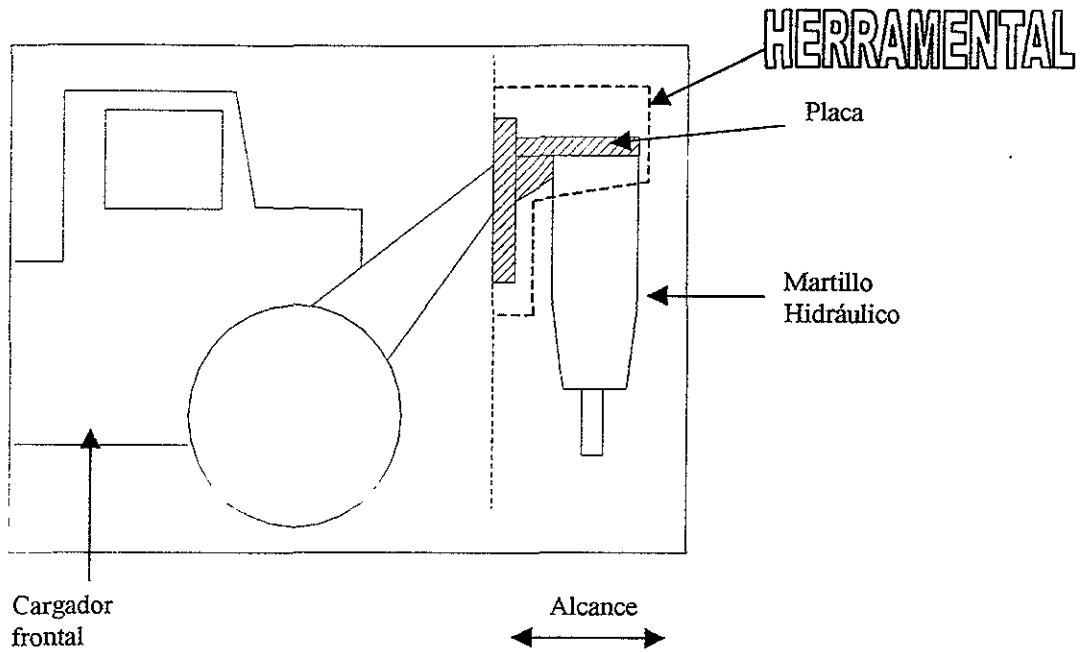


FIGURA 3.1. Herramental actual.

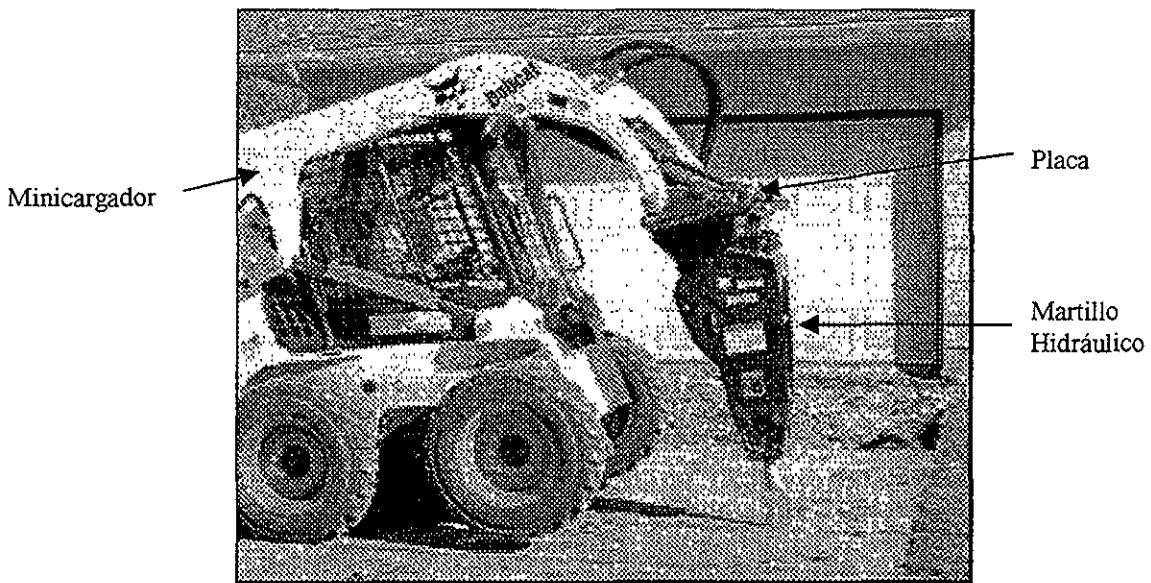


FIGURA 3.2. Minicargador BOBCAT
con martillo Hidráulico instalado.

3.1.2 OPCIÓN 1.

Este herramental consta de un brazo o pluma de extensión formado por placas con geometría regulares (placas rectangulares, triangulares, etc.). Cuenta además con un pistón hidráulico que le permitirá mayor movilidad y que se encuentra representada por movimientos propios obtenidos del cilindro hidráulico. El ensamble entre la pluma de extensión y el martillo hidráulico se realizará mediante una placa de montaje, la cual está formada por placas con geometría regular. La distancia horizontal entre la unión con el cargador frontal y la placa de montaje es de 3.5 metros. Las uniones entre los diferentes componentes (cargador frontal, herramental, placa de montaje) se realizan mediante pernos.

En las figuras 3.3 y 3.4 se observan esquemas del herramental sugerido.

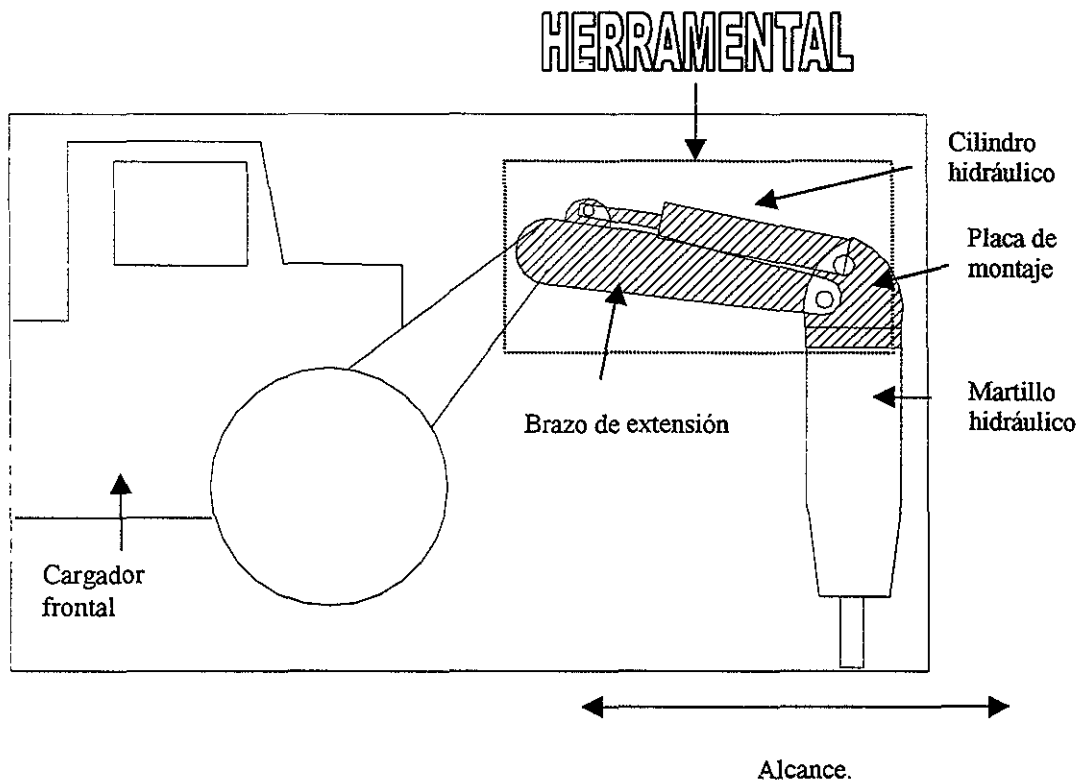


FIGURA 3.3. Opción de solución 1.

Como la figura 3.3 solamente se trata de un esquema, el tamaño del martillo hidráulico, brazo de extensión y cargador frontal no son reales.

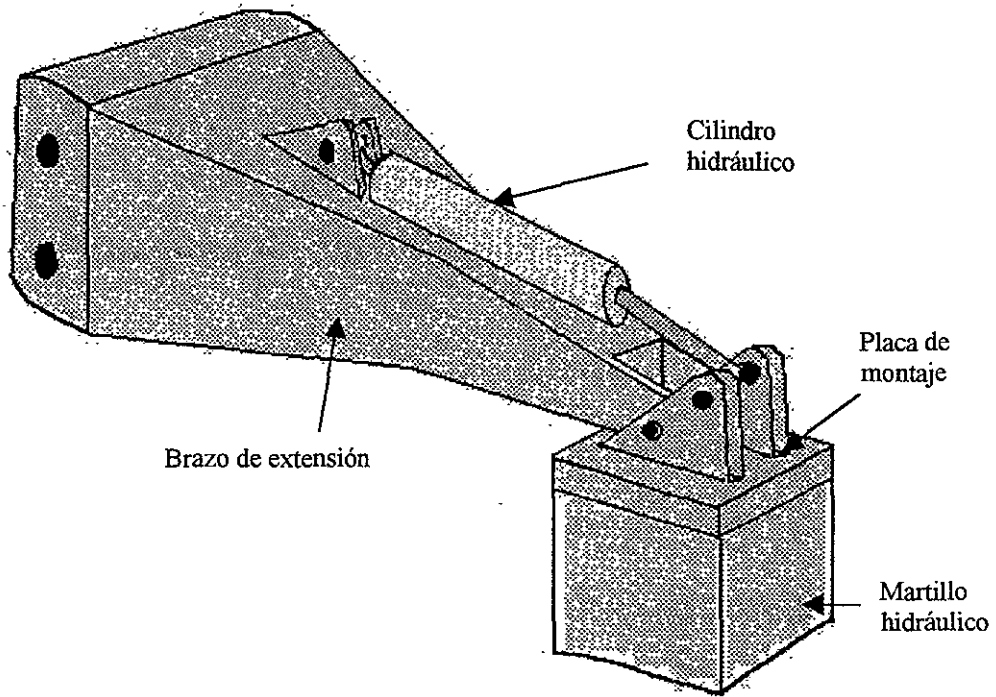


FIGURA 3.4. Boceto en 3-D de la opción de solución 1.

3.1.3 OPCION 2.

Esta segunda opción consta de una brazo de extensión o pluma formado por placas con geometría regular (placas rectangulares, triangulares, etc.) muy similar a la anterior. De un cilindro principal que le permitirá movimiento propio y, además, contará con un segundo cilindro hidráulico, el cual le proporcionará un movimiento de rotación al martillo hidráulico. El ensamblaje entre el brazo de extensión y el martillo se realizará mediante una placa especial que tendrá un rodamiento que le permita realizar el giro. La distancia entre la unión con el cargador y la placa para instalar el martillo es de 3.5 mts.

Las figuras 3.5 y 3.6 muestran esquemas de este herramental.

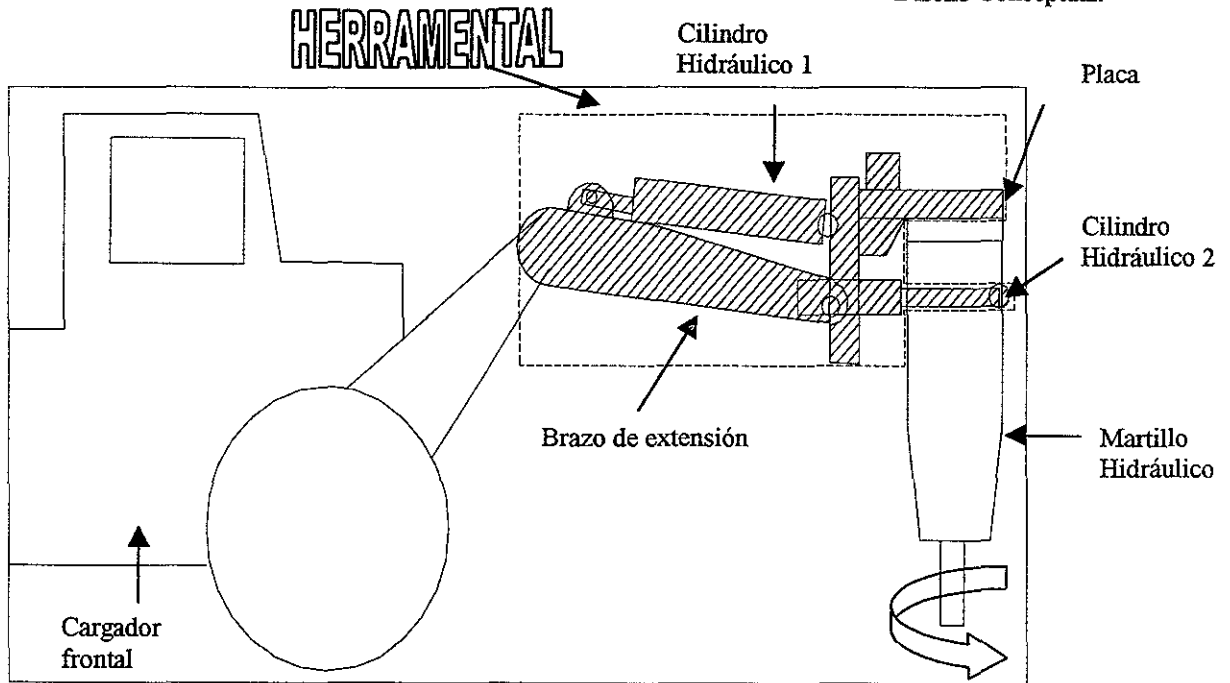


FIGURA 3.5. Opción de solución 2.

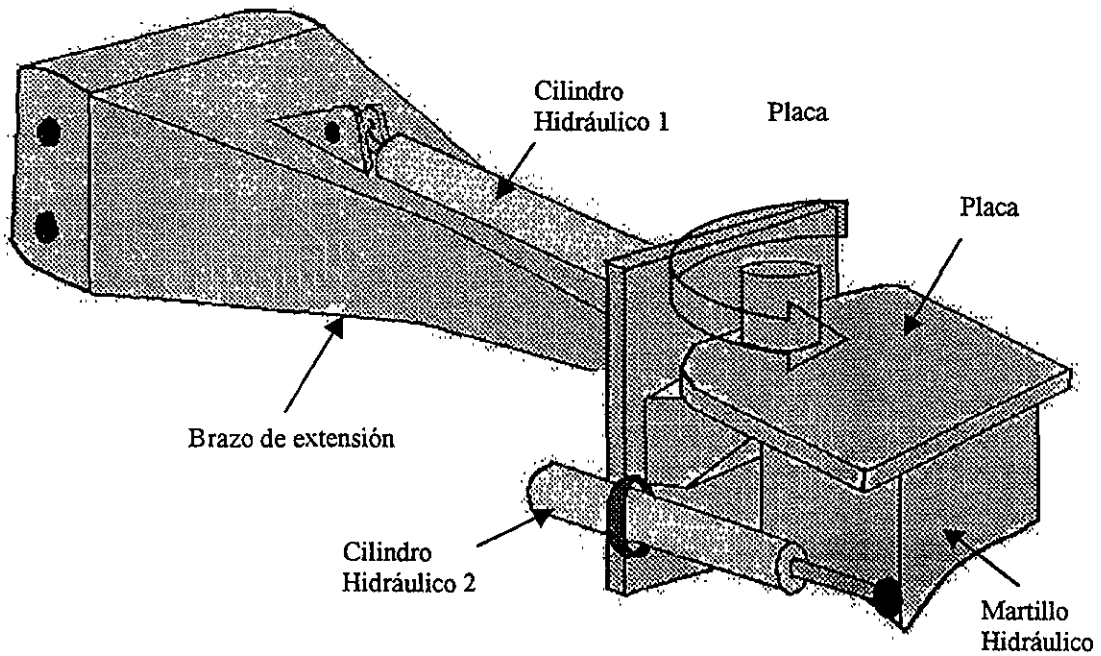


FIGURA 3.6. Boceto en 3-D de la opción de solución 2

3.1.4 OPCION 3.

Esta tercera opción consta de un brazo de extensión o pluma formada principalmente por dos partes (como se muestra en la figura 3.7), la parte "A" está compuesta por placas con geometría tetraédrica, mientras que la parte "B" está formada por placas con geometría regular (placas rectangulares, triangulares, etc.). En cuanto a los demás componentes, al igual que la primera opción, cuenta con un cilindro hidráulico que le permite al martillo tener movimiento propio y de una placa de montaje compuesta con placas de geometría regular.

Las figura 3.7 y 3.8 nos muestran un esquema de este herramental.

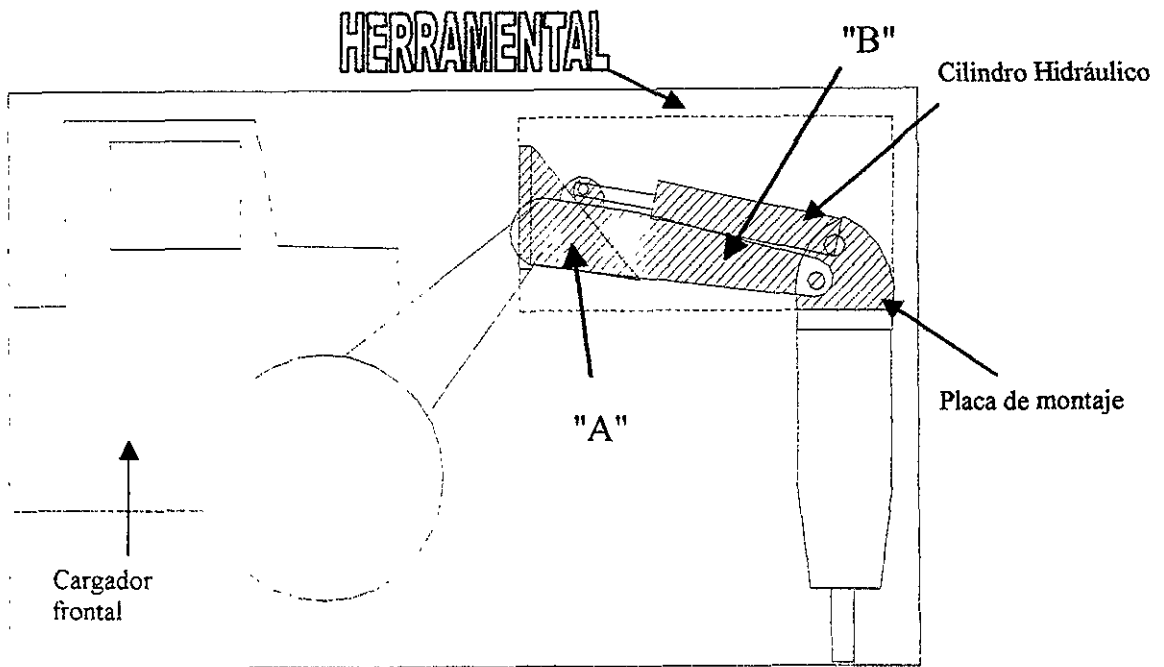


FIGURA 3.7. Opción de solución 3.

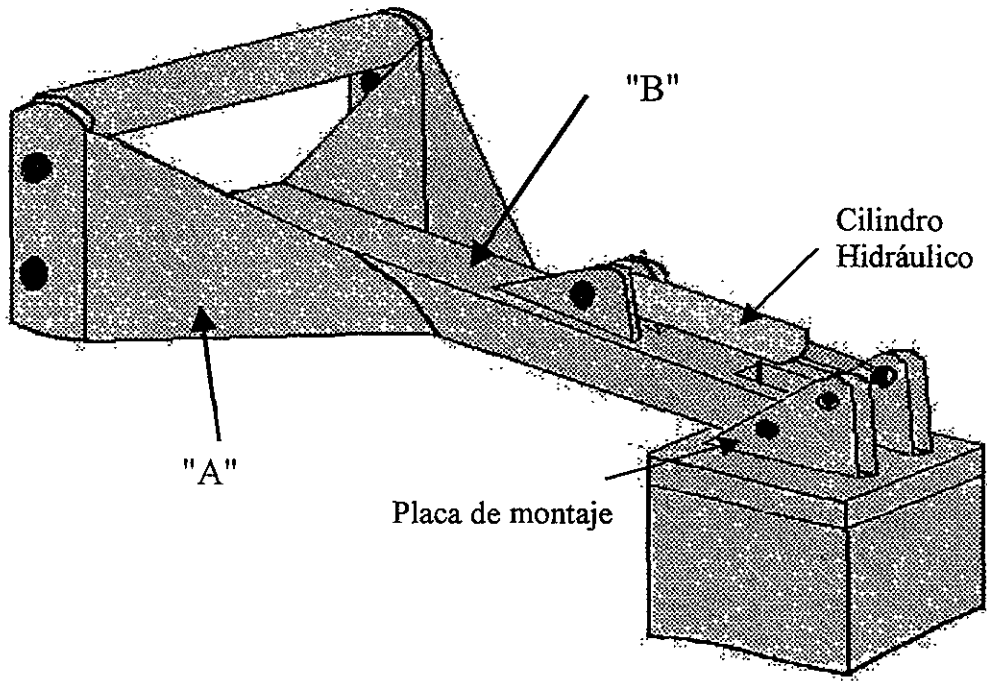


FIGURA 3.8. Boceto en 3-D de la opción de solución 3.

3.2 EVALUACIÓN DE OPCIONES DE SOLUCIÓN.

Con el herramental actual y con las tres opciones de solución se definirá cual de ellas es la que cumple con las especificaciones y los requerimientos planteados. Con la elaboración de una matriz de decisión se seleccionará la opción más conveniente y provechosa en cuestiones económicas y de fabricación para el herramental en estudio. Para empezar la evaluación y decisión de la mejor opción, se recordarán las tablas 2.2 y 2.3 del capítulo 2, que se muestran a continuación.

PARÁMETRO	DESCRIPCIÓN DE OBJETIVOS
Alcance	El herramental debe de cubrir los 3.5 mts deseados.
Movilidad	Cuando menos un grado de libertad independiente a los ofrecidos por el cargador frontal. Ángulo de giro total de 100° (de -20° a 80°)
Funcionalidad	La funcionalidad debe ampliarse al 100% cada vez que se instalen diferentes componentes. (El estudio de esta tesis se encargará únicamente para la instalación de un martillo hidráulico).
Ensamble	El ensamble del herramental con el portador y el de este con los diferentes componentes debe ser rápido.
Resistencia	El material con que se fabricará el herramental debe soportar los altos impactos producidos por el martillo hidráulico.
Tiempo de vida	Como se trata de un equipo pesado el tiempo de vida debe de ser de 15 años.
Costo	Bajo costo de fabricación, menor a 1/4 del valor de una excavadora.
Mantenimiento	Debe tener el mínimo mantenimiento. Mantenimiento mayor cada 2,500 horas.
Peso	Debe ser fabricado proporcional al alcance deseado y el peso que pueda soportar el portador.
Manufactura	De fácil manufactura.

TABLA 2.2. Descripción de parámetros.

El siguiente paso es elaborar una tabla donde se dé un valor porcentual de la satisfacción de los parámetros, la cual se muestra en la tabla 3.1

TABLA DE SATISFACCIÓN		
100%	Completamente satisfacción.	Objetivo satisfecho en todos sus requerimientos .
90%	Satisfacción aceptable .	Objetivo satisfecho en sus aspectos importantes
75%	Satisfacción considerable .	Objetivo satisfecho en gran parte de sus aspectos
50%	Satisfacción moderada	Punto medio entre la satisfacción y la nula satisfacción .
25%	Poca satisfacción	Satisfacción de menos de la mitad de los requerimientos .
10%	Mínima satisfacción	Objetivo satisfecho en sus mínimos requerimientos

TABLA 3.1. Tabla de satisfacción.

Con ayuda de las tablas 2.2, 2.3 y 3.1 se obtendrá la matriz de decisión, la cual se calculará de la siguiente manera: se toma el porcentaje de importancia de cada parámetro y se multiplica por el valor porcentual de satisfacción con el que cumpla, como se muestra en la tabla 3.2.

Matriz de Decisión									
Parámetro	Dispositivo Actual		OPCIÓN 1		OPCIÓN 2		OPCIÓN 3		
Alcance	8.89	x 0.25 =	2.22	8.89	x 1.00 =	8.89	8.89	x 1.00 =	8.89
Funcionalidad	8.89	x 0.50 =	4.45	8.89	x 1.00 =	8.89	8.89	x 0.50 =	4.45
Ensamble	15.56	x 0.50 =	7.78	15.56	x 1.00 =	15.56	15.56	x 0.50 =	7.78
Tiempo de vida	15.56	x 0.90 =	14.00	15.56	x 0.90 =	14.00	15.56	x 0.75 =	11.67
Costo	0.00	x 0.90 =	0.00	0.00	x 0.75 =	0.00	0.00	x 0.10 =	0.00
Mantenimiento	4.44	x 0.90 =	4.00	4.44	x 0.90 =	4.00	4.44	x 0.50 =	2.22
Resistencia	20.00	x 0.90 =	18.00	20.00	x 0.90 =	18.00	20.00	x 0.70 =	14.00
Movilidad	15.56	x 0.25 =	3.89	15.56	x 1.00 =	15.56	15.56	x 1.00 =	15.56
Peso	4.44	x 0.90 =	4.00	4.44	x 0.75 =	3.33	4.44	x 0.50 =	2.22
Manufactura	6.67	x 0.50 =	3.34	6.67	x 0.75 =	5.00	6.67	x 0.50 =	3.34
			TOTAL:	61.67		93.23		70.12	89.23

TABLA 3.2 Matriz de Decisión

3.3 SELECCIÓN DE LA MEJOR OPCIÓN.

Realizando un análisis de la matriz de decisión anterior, se obtiene un cuadro comparativo de opciones (tabla 3.3):

OPCIÓN	Características	Ventajas	Desventajas
Sistema original	Placa común	<ul style="list-style-type: none"> - Bajo costo de fabricación y mantenimiento. - Alta resistencia - Largo tiempo de vida 	<ul style="list-style-type: none"> - Mínimo alcance - Poco funcional - Poca movilidad
Opción 1	Brazo de extensión	<ul style="list-style-type: none"> - Alcance óptimo - Muy funcional - Ensamble rápido - Largo tiempo de vida - Alta resistencia 	<ul style="list-style-type: none"> - Costo de mantenimiento y manufactura bajo. - Peso regular.
Opción 2	Brazo de extensión con sistema rotatorio	<ul style="list-style-type: none"> - Alcance óptimo - Alta movilidad 	<ul style="list-style-type: none"> - Poco funcional - Alto costo de mantenimiento y fabricación - Alto peso
Opción 3	Brazo de extensión con geometría especial	<ul style="list-style-type: none"> - Alcance óptimo - Muy funcional - Ensamble rápido - Largo tiempo de vida - Alta resistencia 	<ul style="list-style-type: none"> - Costo de mantenimiento y manufactura alto - Peso regular.

TABLA 3.3. Cuadro comparativo de opciones.

Como lo muestra la tabla 2.3 del capítulo 2 (importancia de los parámetros), el requerimiento de más importancia es la resistencia que debe tener el herramental, siguiendo la movilidad, el fácil ensamblaje y un tiempo de vida largo. Como se observa el costo involucrado en la manufactura del herramental no es un factor crítico ya que nos arroja un porcentaje de 0%.

Basándose en las tablas 3.2 y 3.3, mostradas anteriormente, se tiene que la mejor opción es la número 1, porque ofrece la mayor satisfacción de los requerimientos. Será seleccionada para el estudio porque con ella se cumplen casi al 100% los parámetros de mayor peso específico y una satisfacción del 93%, obteniendo en pocas palabras el alcance deseado, funcionalidad, fácil ensamble, largo tiempo de vida, alta resistencia, etc.

Con todo esto se fijará únicamente la atención en el herramental de la opción número 1, para la realización del diseño de detalle, el cual estará comprendido en el capítulo 4.

CAPÍTULO 4. DISEÑO DE DETALLE

En este capítulo se realizarán los cálculos necesarios en el diseño del herramental, así mismo, ayudándonos de los conocimientos científicos y experiencias de gente profesional en el ramo de maquinaria pesada, se determinará el tipo de material a utilizar y las dimensiones con las que se elaborarán los planos de fabricación y ensamble.

4. 1 SELECCIÓN DEL MATERIAL.

La selección de un material para una pieza de máquina o un elemento estructural es una de las decisiones que debe llevar a cabo un ingeniero de diseño. Esta decisión suele tomarse antes de determinarse las dimensiones de una pieza. Ya definidos tanto el material como el proceso (los cuales se encuentran estrechamente relacionados) se podrán fijar las dimensiones del elemento en estudio, a manera de que los esfuerzos y deformaciones tengan valores razonables y satisfactorios en comparación con las propiedades relacionadas con la falla del material.

Aunque el esfuerzo y la deformación son muy importantes en el diseño de las piezas mecánicas, la selección de un material se basa en los requerimientos de la pieza mecánica a diseñar, ya que muchas piezas no soportan carga alguna y deben diseñarse sólo para complementar el diseño.

Dependiendo del proyecto se determina el factor de importancia de los parámetros, ya que, por ejemplo, los efectos térmicos o de temperatura pueden ser más relevantes que el esfuerzo y la deformación o a menudo tienen que proyectarse elementos que resisten la corrosión.

En este estudio, la selección del material se basará, aparte de los factores de esfuerzo y deformación, de un tercer factor de gran importancia que es la manufactura. Se requiere de un material que pueda soportar altos impactos y vibraciones provocados por el golpeteo del martillo hidráulico. Además debe de ser de fácil manufactura, ya que su fabricación deberá ser posible con el equipo y mano de obra con que cuenta la mina o lugar donde va a ser utilizado.

Existen por lo menos tres diferentes técnicas por las cuales el material óptimo de uso, en un componente específico, puede ser seleccionado:

- a) El método clásico usando análisis funcional y especificaciones de las propiedades.
- b) El método del historial el cual consiste en encontrar que material ha sido usado para un componente similar.

c) El procedimiento de perfeccionar un producto ya existente.

El procedimiento clásico es costoso, consume mucho tiempo y requiere de una cantidad considerable de pruebas de prototipo para asegurarse que los requerimientos no críticos o propiedades esenciales no han sido pasados por alto. En este método no existe ningún prejuicio relativo a materiales ni a los métodos de fabricación. El ingeniero debe formarse una imagen clara de las características que necesariamente debe cumplir la pieza para que se ajuste aceptablemente a su misión.

En el método del historial se admite que antes ya funcionó algo con éxito y, que piezas similares, pueden construirse con los mismos materiales y los mismos métodos. Este método consiste en encontrar que material ha sido usado para el mismo componente o un componente similar, y se usa el mismo material, un material mejorado o un material modificado por la diferencia de condiciones.

Otra aproximación, de naturaleza parecida, sería la de perfeccionar un producto ya existente, con la finalidad de, normalmente reducir costos y mejorar la calidad.

Los métodos de historial y perfección de producto pueden proveer invaluable ventajas, se ahorra una gran cantidad de tiempo y dinero y, además, ayuda a asegurarse que parámetros esenciales no han sido pasados por alto.

El presente estudio utilizara básicamente los métodos de historial y perfección.

Se investigó el tipo de material que es utilizado en estas aplicaciones y, se encontró que, los fabricantes que se dedican a la manufactura de equipo pesado para la industria minera, utilizan un material que cumpla con las características de trabajo de esta maquinaria y, de acuerdo al país es designado el material. Por ejemplo en Alemania es utilizado el material DIN ST-52-3 (mostrado en el apéndice A) y en Italia el FE-520. Como se tratan de materiales designados por asociaciones europeas, se buscaron materiales semejantes designados por una asociación nacional y/o ASTM, pero no se encontraron.

Sin embargo, se encontraron las siguientes equivalencias: en la tabla 4.1, se muestran algunas características del material a usar para el diseño del herramental, y además, en la tabla 4.2 se muestra la composición química de dichos materiales.

Tipo de Acero	Esfuerzo de Tensión N/mm ²	Límite Elástico N/mm ²	Deformación %	Usos
ST-52-3	490 – 630	325 – 355	21	Alta resistencia Alto esfuerzo
A-36	400 – 550	220 – 250	20	Calidad estructural
A-131	400 - 490	220	21	Esfuerzo ordinario
A-678 A B C	485 – 620 550 – 690 585 - 795	345 415 450	♦ ♦ ♦	Acero templado para aplicaciones estructurales

TABLA 4.1 Propiedades del material seleccionado

Acero	% C	% Mn	% P	% S	% Si	% Cr
ST-52-3	.23	----	.045	.045	----	----
A-36	.29	0.80-1.2	0.04	0.05	0.15-0.4	----
A-131	.21	0.80-1.1	0.04	0.04	0.10-0.35	----
A-678 A B C	0.16 0.20 0.22	0.90-1.5 0.70-1.6 1.00-1.6	0.04 0.04	0.05 0.05 0.05	0.15-0.50 0.15-0.50 0.20-0.50	---- ---- ----

TABLA 4.2 Composición química.

Como se puede observar en las tablas anteriores no existe un material idéntico a los materiales que se han tomado como base y el más próximo es el acero estructural A-678 grado A. Este acero tiene la desventaja de ser poco comercial y por consecuencia de alto costo. Al acero estructural A-36 resulta ser una buena opción, ya que es sabido que puede laminarse de manera económica en una gran variedad de formas y tamaños. Además nos ofrece las siguientes ventajas y desventajas:

- VENTAJAS.
- ✓ Alta resistencia.- La alta resistencia del acero por unidad de peso implica que será poco el peso de las estructuras.
- ✓ Uniformidad.- Las propiedades del acero no cambian apreciablemente con el tiempo.
- ✓ Durabilidad.- Si el mantenimiento es el adecuado durarán indefinidamente.
- ✓ Ductilidad.- La ductilidad es la propiedad que tiene un material de soportar grandes deformaciones sin fallar bajo altos esfuerzos de tensión. La naturaleza dúctil de los aceros estructurales comunes les permite fluir localmente, evitando así fallas prematuras.
- ✓ Tenacidad.- Los aceros estructurales son tenaces, es decir, poseen resistencia y ductilidad. La propiedad de un material para absorber energía en grandes cantidades se denomina tenacidad.
- ✓ Gran facilidad para unir diversos miembros por medio de varios tipos de conectores como son la soldadura, los tornillos y los remaches.
- ✓ Posibilidad de prefabricar los miembros de una estructura.
- ✓ Rapidez de montaje.
- ✓ Resistencia a la fatiga.
- ✓ Posible rehuso después de desmontar una estructura.
- ✓ Posibilidad de venderlo como "chatarra".

- DESVENTAJAS.

- ✓ Costo de mantenimiento.- La mayor parte de los aceros son susceptibles a la corrosión al estar expuestos al agua y al aire y, por consiguiente, deben pintarse periódicamente.
- ✓ Costo de la protección contra el fuego.- Aunque algunos miembros estructurales son incombustibles, sus resistencias se reducen considerablemente durante los incendios.
- ✓ Susceptibilidad al pandeo.- Entre más largos y esbeltos sean los miembros a compresión, mayor es el peligro de pandeo.

En base de lo anterior se tomará la decisión de usar el material A36 para el estudio y análisis. (Más características de este material se muestran en el apéndice A).

Este tipo de material corresponde a los aceros con bajo contenido de aleación, los cuales son aceros al carbono a los que se les han agregado elementos de aleación para obtener ciertas propiedades deseables y son denominados aceros estructurales. Son clasificados como se muestra en la tabla 4.3.

Grupo 1	Grupo 2	Grupo 3	Grupo 4
A 572 grados 42, 45, 50; A 441; A 242	Aceros 13 y 14	ASTM A 36; A 242 grado soldable; A 375; A 441; A 529; A 570 grados D y E; A 572 grados 42, 45, 50; A 588; Aceros 13 y 14	ASTM A 572 grados 55, 60, 65

TABLA 4.3 Aceros estructurales de bajo contenido de aleación

Los aceros estructurales son de alta resistencia, difieren principalmente del acero al carbono en que, además de contener magnesio, se les agrega cantidades variables de cromo, fósforo, azufre, vanadio, silicio y cobre. Estos elementos refuerzan la ferrita, promueven la templabilidad, y regulan el tamaño del grano.

4.2 CARACTERÍSTICAS DE LA SOLDADURA.

Los aceros del grupo 3, al cual pertenece el material seleccionado, se usan para la fabricación estructural soldada, y están cubiertos por las especificaciones ASTM A242, A441, A572, y A588. La AWS recomienda las temperaturas de precalentamiento que aparecen en la tabla 4.4 y, además, el código sobre calderas y recipientes sujetos a presión de la ASME requiere que todas las soldaduras que se hagan con sujeción al código sean relevadas de esfuerzos durante una hora por pulgada de espesor.

PROCESO DE SOLDADURA					
		Soldadura de arco metálico protegido con electrodos diferentes de los de bajo hidrógeno		Soldadura de arco metálico protegido con electrodos de bajo hidrógeno; soldadura de arco sumergido; soldadura de arco metálico y gas; o soldadura de arco con núcleo de fundente	
Espesor de la parte más gruesa en el punto de soldadura (pulgadas)	A572 GR. 42, 45, 50; A441, A242	ACEROS 13 y 14	ASTM A36; A242 Grado soldable; A375; A441; A529; A570 grados D y E; A572 grados 42, 45 y 50; A588 y aceros 13 y 14	ASTM A572 Grados 55, 60 y 65	
	Hasta 3/8" , incl.	Ninguno	150	Ninguno	Ninguno
Más de 3/8" y hasta 3/4" , incl.	70	250	Ninguno	70 °F	
Más de 3/4" y hasta 1 1/2" , incl.	No se recomienda	300	70 °F	150 °F	
Más de 1 1/2" y hasta 2 1/2" , incl.	No se recomienda		150 °F	225 °F	
Más de 2 1/2"	No se recomienda		225 °F	300 °F	

TABLA 4.4 Temperaturas mínimas recomendadas para precalentamiento.

4.3 DISEÑO PRELIMINAR

Siguiendo el proceso de diseño, para el desarrollo del herramental, el próximo paso es la obtención de un diseño preliminar, en el cual se planteará una cierta geometría y dimensiones sujetas a los requerimientos establecidos anteriormente.

4.3.1 CÁLCULO DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DEL BRAZO DE EXTENSIÓN.

Una vez definidos el material y el proceso, el siguiente paso es determinar las dimensiones para que los esfuerzos y deformaciones tengan valores razonables y satisfactorios. Para determinar el espesor de placa o sección transversal se utilizará la fórmula de flexión y la fórmula del cortante.

Para el análisis del brazo de extensión se tomará como modelo una viga rectangular. Para determinar sus dimensiones se cuenta con dos zonas en donde debe ensamblarse el brazo de extensión. La primera es la unión del brazo de extensión con la placa de montaje, la cual permite dimensiones de 387 mm de base por 205 mm de altura y, la segunda es la unión con el cargador frontal donde se tienen 1150 mm de base por 1025 mm de altura. De esta manera, pueden obtenerse cuatro vigas con la combinación de las dimensiones antes mencionadas y todas ellas de una longitud de 3500 mm (figura 4.1).

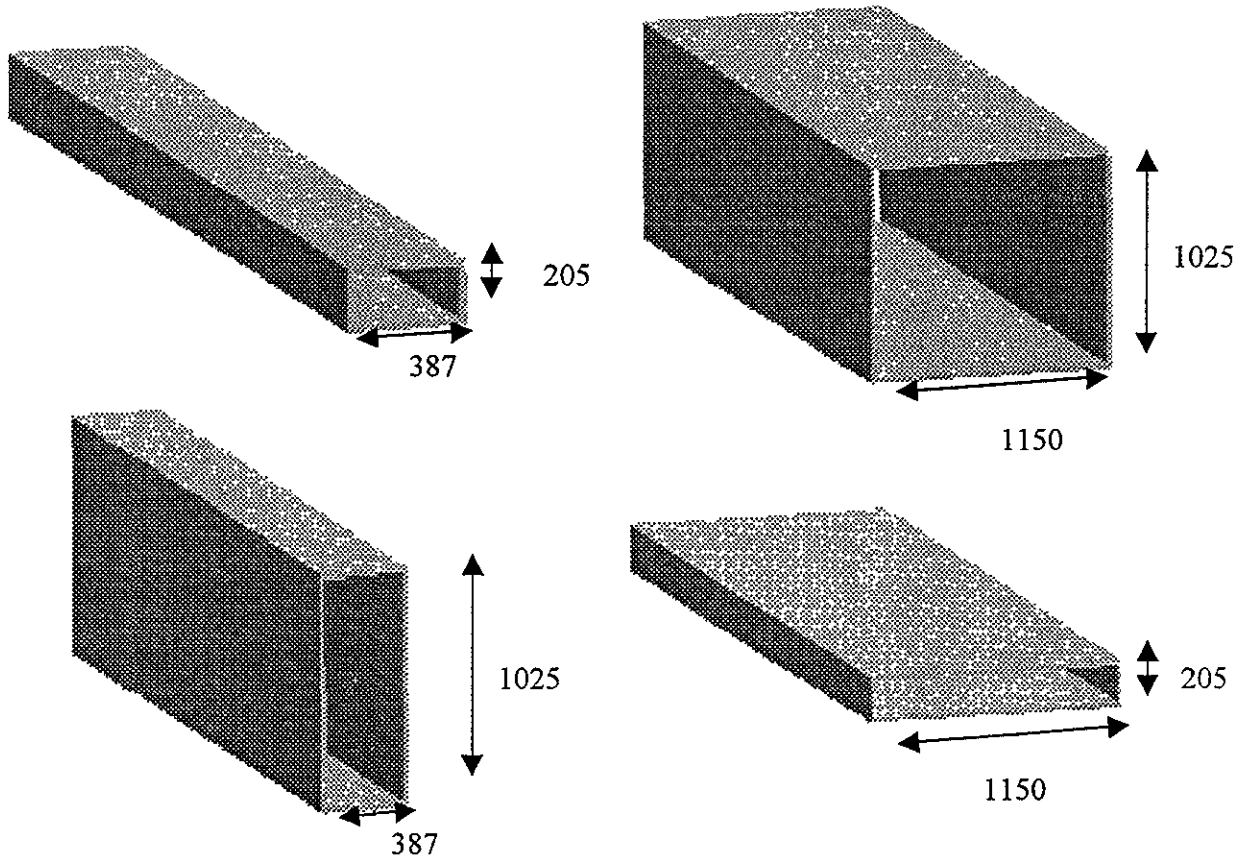


FIGURA 4.1 Posibles combinaciones de vigas (dimensiones en mm).

Para cuestiones de análisis se obtendrá una sola viga (figura 4.2), la cual es el promedio de las vigas mostradas en la figura 4.1

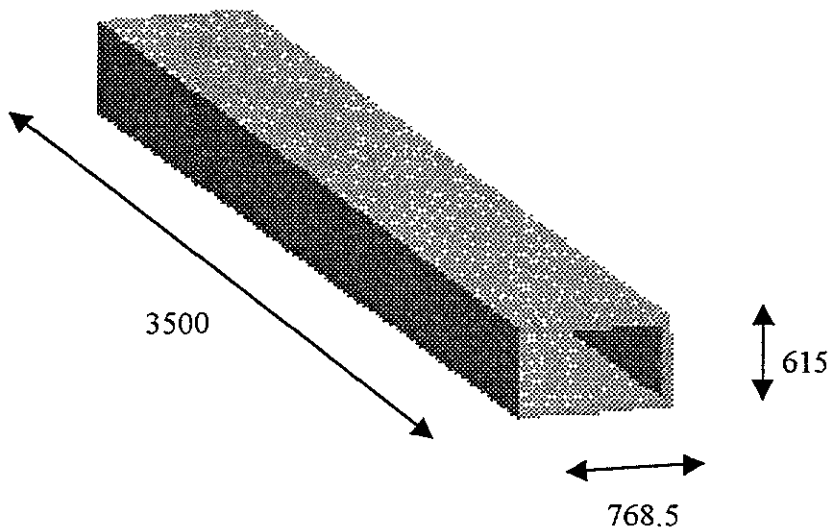


FIGURA 4.2. Viga promedio (dimensiones en mm).

Un elemento estructural o un componente de una máquina, en este caso el brazo de extensión, debe diseñarse de modo que su carga final sea considerablemente mayor que la carga que deberá soportar el elemento o componente en condiciones normales de utilización. Esta carga menor se denomina la carga admisible o, a veces, la carga de trabajo o de diseño. Así, solo una fracción de capacidad de carga del elemento es utilizada cuando se aplique la carga permitida. La porción restante de la capacidad portante del elemento se tiene como reserva para asegurar un desempeño seguro. La razón de carga final a la carga admisible se denomina factor de seguridad (N) y deseamos que N sea mayor a 1.

Se puede pensar en el factor de seguridad como una medida de la incertidumbre en el diseño de modelos analíticos, en teorías de falla y en datos de las propiedades del material manejado. Lo mayor a 1, que debe ser N , dependerá de muchos factores, entre ellos el nivel de confianza sobre el modelo en el cual se basarán los cálculos, el conocimiento del rango de posibles condiciones de carga en servicio y la confianza en la información de la resistencia del material disponible. Si se han llevado a cabo pruebas extensas a prototipos físicos del diseño para probar la validez, tanto del modelo de ingeniería como del diseño y, si se han generado datos de prueba sobre la resistencia del material utilizado, entonces se puede dar el lujo de aplicar un factor de seguridad menor. Si el modelo ha sido menos probado o la información sobre las propiedades del material es menos confiable, resulta de rigor un N mayor. Siempre será necesario calcular uno o más factores de seguridad para prever la probabilidad de una falla.

En algunos casos existen códigos de diseño reglamentados o de aceptación general pero, en este estudio, en ausencia de cualquier código de diseño que especifique un valor de N, la elección de un factor de seguridad implica un juicio de ingeniería que deberá realizarse. Basándose en lo expresado por Robert L. Norton se definirá una guía de acción para la elección de un factor de seguridad en el diseño del herramental, con base en la calidad y lo apropiado de los datos y propiedades del material seleccionado (F1), en las condiciones del entorno esperadas, en comparación con las existentes pruebas del material (F2) y en la precisión del modelo de análisis, de cargas y de esfuerzos aplicados (F3). La tabla 4.5 muestra un conjunto de factores que se pueden seleccionar en cada una de las tres categorías listadas con base en el conocimiento o juicio de diseño sobre la calidad de la información utilizada. El factor general de seguridad será el mayor de los tres factores seleccionados.

$$N = \text{MAX} (F1, F2, F3)$$

Este método de determinar un factor de seguridad es sólo una guía para tener un punto de partida y quedará sujeto al juicio de diseño al seleccionar los factores en cada categoría.

<u>Información</u>	<u>Calidad de la información</u>	<u>Factor</u>
		<u>F1</u>
	El material realmente utilizado fue probado	1.2
Datos del material disponibles de pruebas	Datos representativos del material disponibles a partir de pruebas	1.5
	Datos suficientemente representativos del material disponibles a partir de pruebas	2
	Datos poco representativos del material disponibles a partir de pruebas	3 +
		<u>F2</u>
Condiciones del entorno en el cual se utilizará	Idénticas a las condiciones de prueba del material	1.2
	Esencialmente en un entorno de ambiente de habitación	1.5
	Entorno moderadamente agresivo	2
	Entorno extremadamente agresivo	3 +
		<u>F3</u>
Modelos analíticos para carga y esfuerzos	Los modelos han sido probados contra experimentos	1.2
	Los modelos representan al sistema con precisión	1.5
	Los modelos representan al sistema aproximadamente	2
	Los modelos son una burda aproximación	3 +

TABLA 4.5 Factores usados para determinar un factor de seguridad.

Aunque el material seleccionado no fue probado, los datos proporcionados por los proveedores son suficientemente confiables para determinar un $F1=1.2$. En cuanto a las condiciones del entorno en las que se utilizará el herramental existe un entorno moderadamente agresivo por lo que se determina un $F2=2$. Y por último los modelos analíticos para cargas y esfuerzos representan aproximadamente al herramental por lo que el $F3=2$. Por lo tanto:

$$N = \text{MAX} (1.2, 2, 2) = 2$$

4.3.2. CÁLCULO DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL CON LA FÓRMULA DE FLEXIÓN.

Utilizando la fórmula de flexión;

$$\sigma_d = \frac{Mc}{I} \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

σ_d = Esfuerzo flexionante de diseño.

M = Momento flexionante máximo.

c = Distancia del centroide a la fibra más alejada de la sección.

I = Momento de inercia.

S_y = Esfuerzo de cedencia del material (obtenido de tablas) = 250 (MPa)

N = Factor de seguridad.

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = \frac{250}{2} = 125(MPa) \dots\dots\dots(2)$$

Basándose en la figura 4.3 se obtendrá el momento de inercia para sustituirlo en la fórmula de flexión.

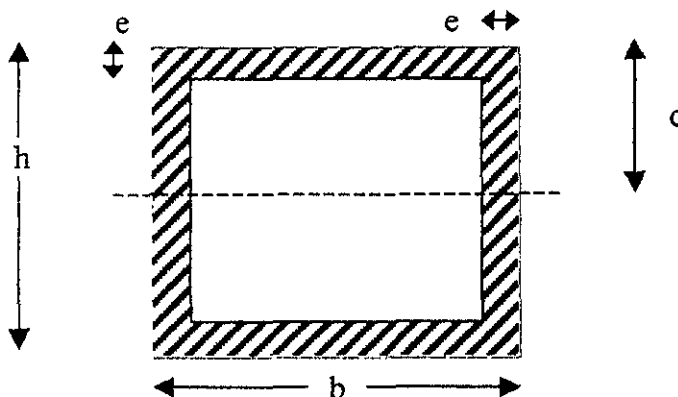


FIGURA 4.3. Sección transversal de una viga rectangular.

El momento de inercia para un rectángulo es;

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

Por lo tanto I para una caja rectangular es;

$$I = \frac{1}{12}bh^3 - \frac{1}{12}(b-2e)(h-2e)^3 = \frac{1}{12}(bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3) \quad \dots\dots (4)$$

Sustituyendo el momento de inercia en la ecuación (1) tenemos;

$$\sigma_d = \frac{Fd\left(\frac{h}{2}\right)}{\frac{1}{12}(bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3)} = \frac{6Fdh}{bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3} \quad \dots\dots(5)$$

4.3.3. CÁLCULO DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL CON LA FÓRMULA DEL CORTANTE.

Utilizando la fórmula del cortante;

$$\tau_d = \frac{V Q}{I e} \quad \dots\dots\dots (6)$$

Donde:

τ_d = Esfuerzo cortante de diseño.

Q = Primer momento de área.

V = Fuerza cortante en la sección de interés.

I = Momento de inercia.

e = Espesor del alma.

τ_y = Esfuerzo Cortante del material (obtenido de tablas) = 145 (MPa)

N = Factor de seguridad.

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{145}{2} = 72.5 \text{ (MPa)} \quad \dots\dots\dots (7)$$

Basándose en la figura 4.4 se obtendrá el primer momento del área (Q).

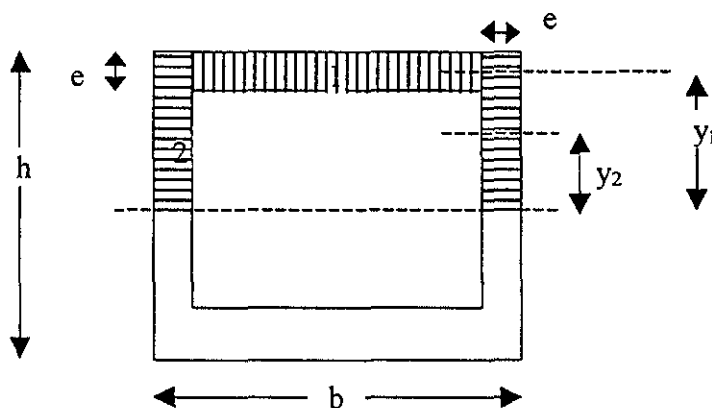


FIGURA 4.4. Sección transversal de una viga rectangular.

$$Q = \sum \bar{y}A \quad \dots\dots (8)$$

Donde; $y_1 = \frac{h}{2} - \frac{e}{2} = \frac{h-e}{2}; \quad \dots\dots\dots (9)$

$$A_1 = (b-2e)e = (b-2e^2) \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$Q_1 = \frac{1}{2}(h-e)(be-2e^2) = \frac{1}{2}(hbe - be^2 - 2he^2 + 2e^3) \dots\dots\dots (11)$$

$$y_2 = \frac{h}{2} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$A_2 = \left(\frac{h}{2}\right)e \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$Q_2 = 2\left(\frac{h}{2}\right)\left(\frac{h}{2}\right)e = \frac{1}{2}h^2e \quad \dots\dots\dots (14)$$

Sustituyendo las ecuaciones (11) y (14) en la ecuación (8) tenemos;

$$Q = \frac{1}{2}e(h^2 + hb - be - 2he + 2e^2) \quad \dots\dots\dots (15)$$

Y sustituyendo en la ecuación (6) las ecuaciones (4) y (15) tenemos que el esfuerzo cortante de diseño es:

$$\tau_d = \frac{V \left[\frac{1}{2}e(h^2 + hb + be - 2he - 2e^2) \right]}{\frac{1}{12}(bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3)e} = \frac{6V(h^2 + hb + be - 2he + 2e^2)}{(bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3)} \quad \dots\dots (16)$$

4.3.4. RESULTADOS DE ESFUERZOS EN EL BRAZO DE EXTENSIÓN.

Como se observa en las ecuaciones (5) y (16) los esfuerzos se encuentran en función de la base, altura y espesor. Como ya se determinaron los valores de base y altura (figura 4.2), falta por asignar el valor del espesor para observar como se comportan los esfuerzos. En la tabla 4.6 se muestran los valores de los esfuerzos obtenidos al variar el espesor.

t (mm)	Esfuerzo Flexionante (MPa)	Esfuerzo Cortante (MPa)
10	236.15	92.86
11	215.68	84.77
12	198.63	78.03
13	184.20	72.33
14	171.84	67.44
15	161.14	63.21
16	151.77	59.51
17	143.51	56.24
18	136.17	53.34
19	129.61	50.75
20	123.70	48.41
21	118.36	46.30
22	113.51	44.38
23	109.08	42.64
24	105.03	41.03
25	101.30	39.56
26	97.86	38.20
27	94.68	36.94
28	91.72	35.77
29	88.98	34.69
30	86.41	33.68

TABLA 4.6 Resultados de esfuerzos.

Como se puede observar en la tabla 4.6 el esfuerzo que resultó mayor fue el flexionante, por lo que se utilizará este resultado para seleccionar el espesor del material. En la tabla 4.7 se muestran las medidas comerciales que existen en placa para el acero estructural A-36. Con la ayuda de las tablas 4.6 y 4.7 se utilizará un espesor de 20 mm en el cuerpo del brazo de extensión, mientras que en las partes críticas como son los soportes, un espesor de 30 mm.

El herramental se sujetará a un análisis por elemento finito para comprobar que estos espesores de placa son correctos.

ESPESOR ESPECIFICADO (milímetros)	Ancho (Milímetros)				
	1500 a 1800 excl.	1800 a 2100 excl.	2100 a 2400 excl.	2400 a 2700 excl.	2700 a 3000 excl.
5.0	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
5.5	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
6.0	0.8	0.8	0.8	0.8	0.9
7.0	0.8	0.8	0.8	0.8	0.9
8.0	0.8	0.8	0.8	0.8	0.9
9.0	0.8	0.8	0.8	0.8	1.0
10.0	0.8	0.8	0.8	0.8	1.0
11.0	0.8	0.8	0.8	0.8	1.0
12.0	0.8	0.8	0.8	0.9	1.0
14.0	0.8	0.8	0.9	0.9	1.0
16.0	0.8	0.8	0.9	0.9	1.0
18.0	0.8	0.8	0.9	1.0	1.1
20.0	0.8	0.8	0.9	1.0	1.2
22.0	0.9	0.9	1.0	1.1	1.3
25.0	1.0	1.0	1.0	1.2	1.3
28.0	1.1	1.1	1.1	1.3	1.4
30.0	1.2	1.2	1.2	1.4	1.5
32.0	1.3	1.3	1.3	1.5	1.6
35.0	1.4	1.4	1.4	1.6	1.7
38.0	1.5	1.5	1.5	1.7	1.8
40.0	1.6	1.6	1.6	1.8	2.0
45.0	1.7	1.8	1.8	2.0	2.3
50.0	1.8	2.0	2.0	2.3	2.5

Nota 1: La variación permisible hacia abajo es de 0.254 mm

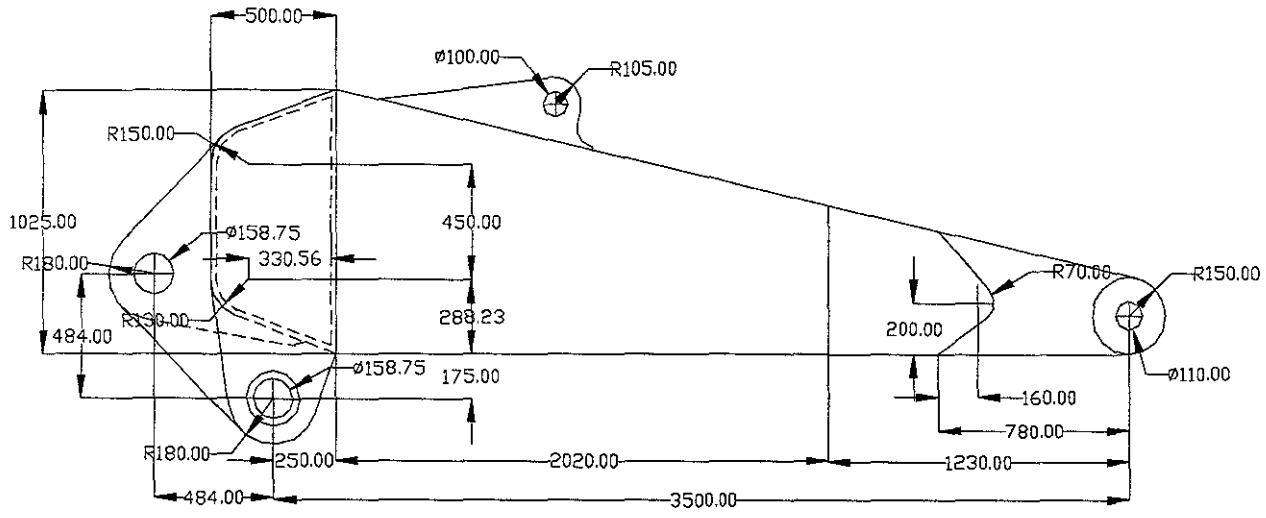
Nota 2: El espesor se mide a 9.5 mm cuando es orilla recortada y a 19.05 mm cuando es orilla de molino

TABLA 4.7. Medidas Comerciales de Placa A-36

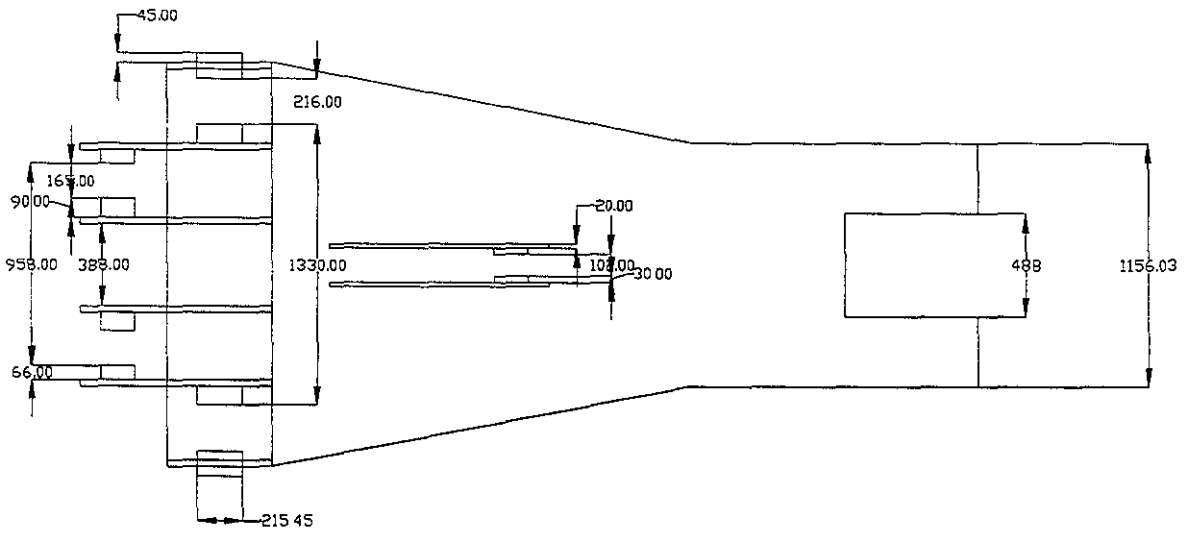
4.3.5. CONFIGURACIÓN DEL DISEÑO PRELIMINAR.

El diseño empezó, en primera instancia, en dibujar someramente un brazo de extensión que permita ofrecer las ventajas de una excavadora y así poder aumentar las funciones del cargador frontal. Al mismo tiempo se pensó que tuviera muchas aplicaciones con distintas herramientas, y se llegó a una figura donde se muestra una pieza voluminosa y de grandes dimensiones que cumple con los parámetros expuestos en nuestra primera fase, estos son, de resistencia, alcance, mantenimiento, ensamble, etc.

La figura 4.5, fue el comienzo de una serie de iteraciones para desarrollar el herramental, el cual permitirá el avance del estudio de la tesis. Es necesario mencionar que todos los cambios que sufra el diseño preliminar serán para el mejoramiento funcional. Además, en la figura 4.6, se observa la placa de montaje del martillo hidráulico, y se muestran las dimensiones de esta, las cuales sufrirán modificaciones para el buen desempeño del herramental.

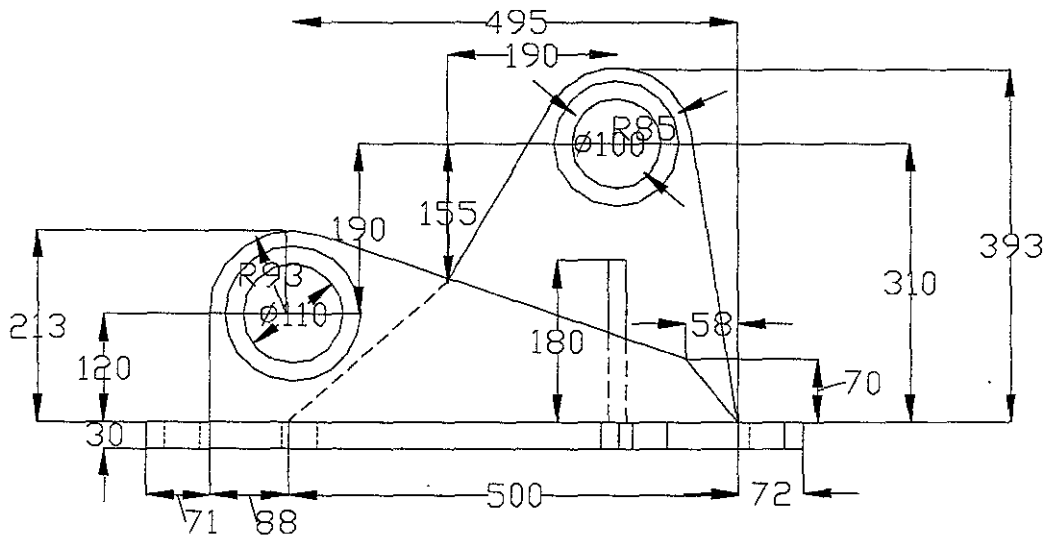


a) Vista Lateral

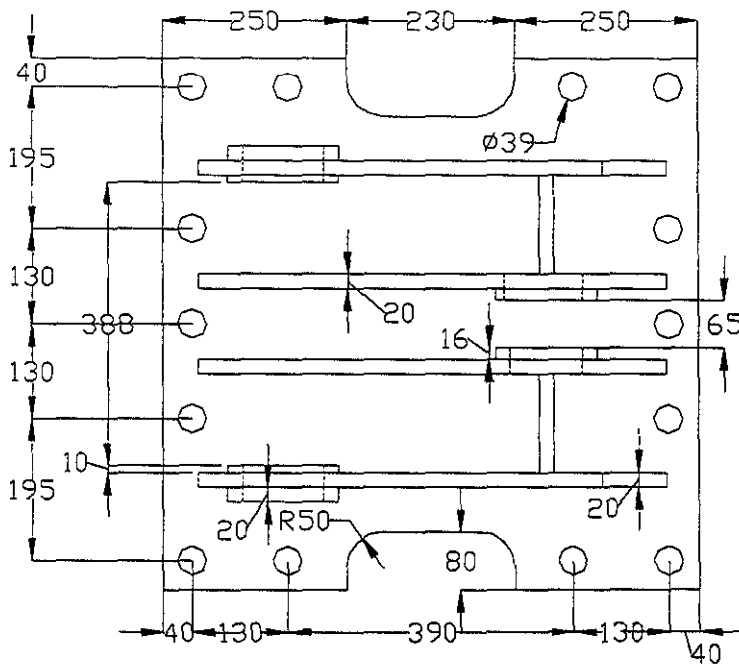


b) vista superior

FIGURA 4.5 Diseño preliminar del brazo de extensión.



a) Vista Lateral



b) Vista superior

FIGURA 4.6 Diseño preliminar de la placa de montaje.

El primer diseño del brazo de extensión resulta ser muy amplio, por tal motivo no cumple con las especificaciones mencionadas en el capítulo 2, tabla 2.6, lo que provoca un sobrepeso en el herramental. A este diseño deben realizarse los siguientes cambios:

- a) Reducción de volumen de las placas superior e inferior.
- b) Reducción de peso de nuestro herramental.

El segundo diseño se muestra en la figura 4.7

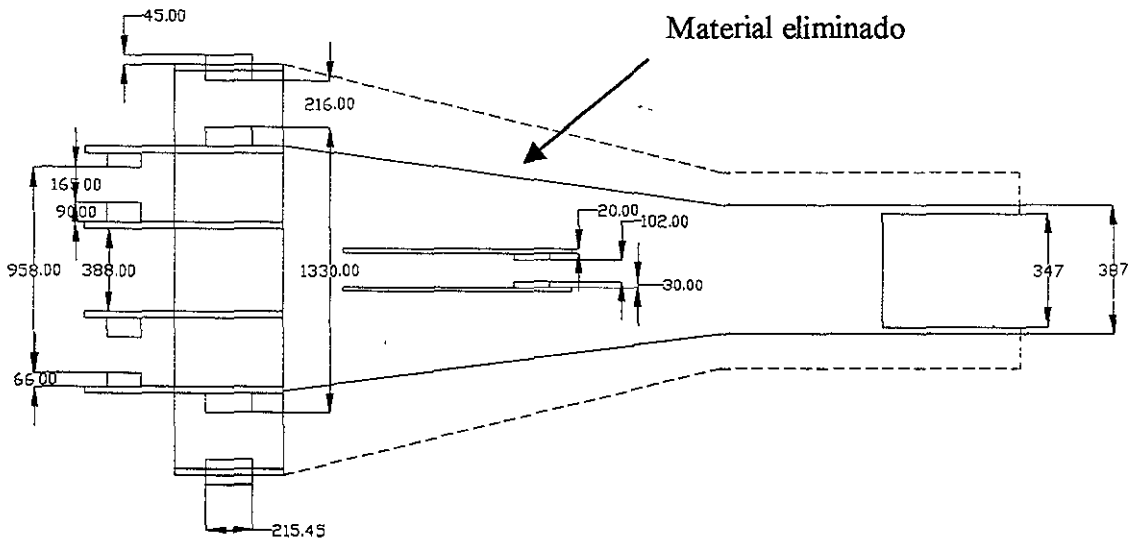


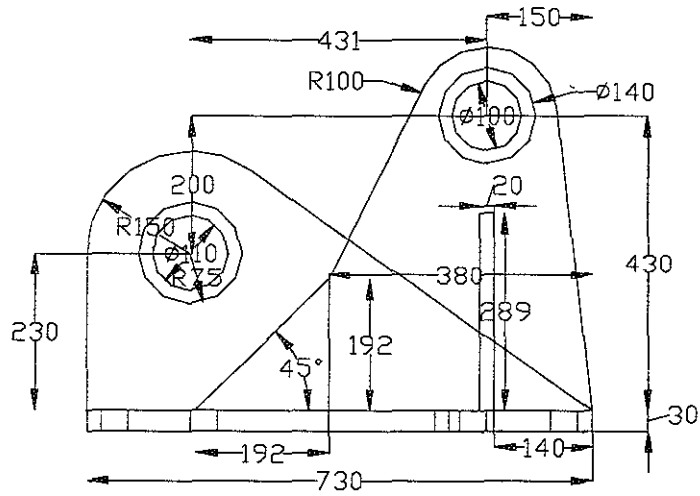
FIGURA 4.7 2do. Diseño preliminar del brazo de extensión.

La placa de montaje mostrada en la figura 4.6 contiene las dimensiones proporcionadas por los fabricantes de martillos hidráulicos y que son instalados en excavadoras. El ensamble entre el segundo diseño preliminar del brazo de extensión y esta placa de montaje no es el correcto, por lo que requiere de un ajuste de la placa, para el buen ensamble de los mismos.

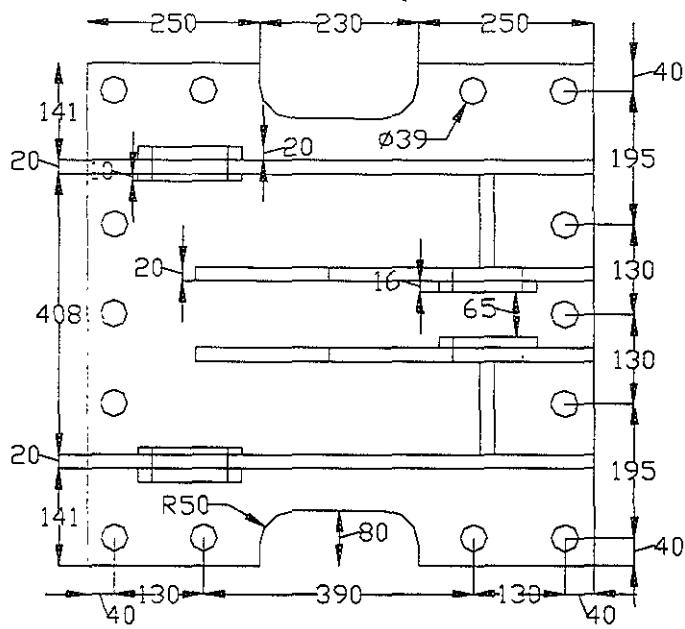
Para la mejora del diseño, las dimensiones que se modificaron en la placa de montaje fueron las siguientes:

- a) En las placas de sujeción para el pistón hidráulico se realizaron las siguientes modificaciones:
- 1) Se cambió la forma de las placas para evitar la interferencia con el brazo de extensión en su parte inferior.
 - 2) La altura de las placas interiores se tuvo que aumentar para que se colocara el pistón, ya que rozaba con el brazo de extensión y no permitía el movimiento apropiado de los antes mencionados.
- b) Se modificaron las placas de soporte, aumentando la altura de estas, para que tuviera mayor área de contacto y proporcionar mayor resistencia a la placa de montaje.

En la figura 4.8 se muestra el segundo diseño preliminar de la placa de montaje del martillo hidráulico y presenta las modificaciones realizadas durante la reestructuración del brazo de extensión para el buen ensamble de dichas partes.



a) Vista lateral



b) Vista superior

FIGURA 4.8 2do Diseño de la placa de montaje.

Los cambios realizados a la placa de montaje del martillo hidráulico son los suficientes para el buen ensamblaje del brazo de extensión con la placa de montaje del martillo hidráulico. En la figura 4.9 se muestra el ensamblaje que existe entre ambos componentes.

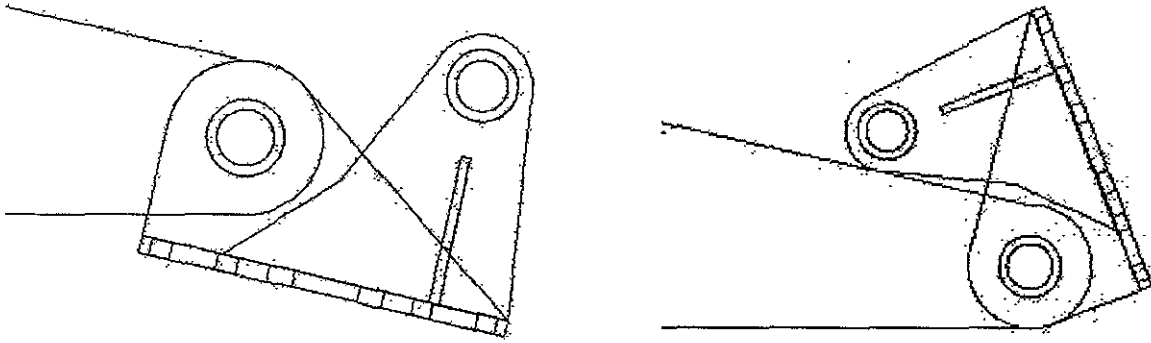


FIGURA 4.9. Ensamblaje de Brazo de extensión y Placa de Montaje.

En el ensamblaje anterior existe muy poca área de contacto. Por tal motivo se realizó el tercer diseño preliminar donde se cambió de placas planas por placa rolada, como lo muestra la figura 4.10.

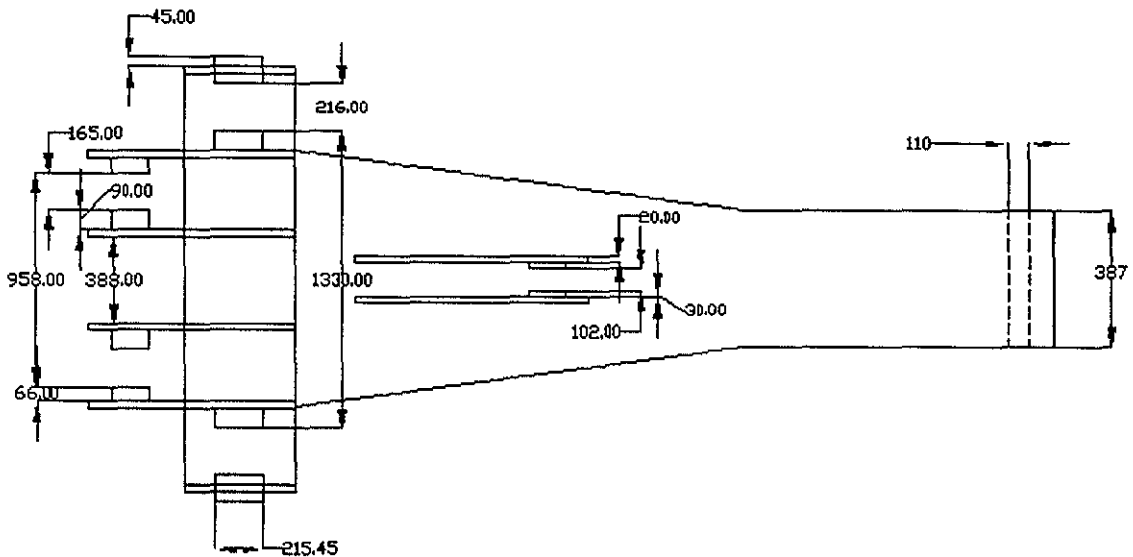


Figura 4.10 3er. Diseño preliminar del brazo de extensión.

Con la ayuda de Solid-Works y Cosmos-Works se realizó un estudio para obtener los resultados del peso, esfuerzos y deformaciones del brazo de extensión, como se muestran en la figura 4.11.

Units : m

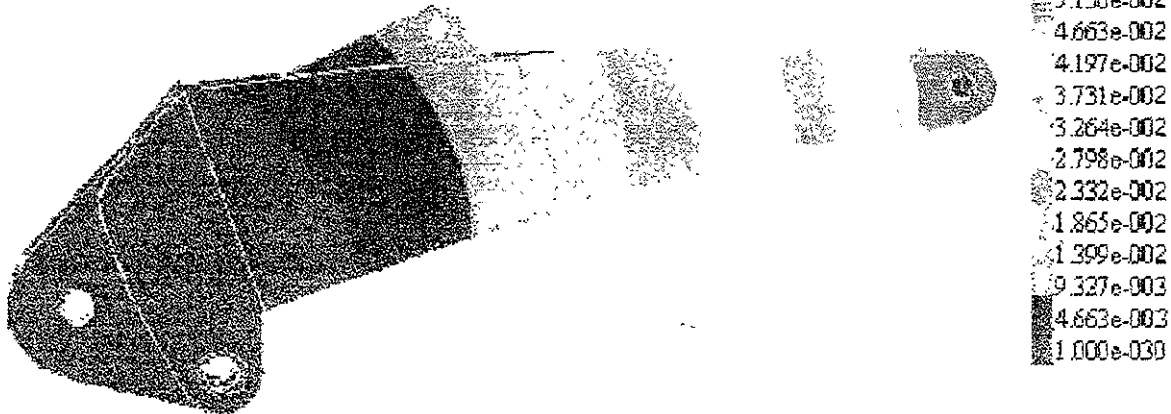


FIGURA 4.11 Análisis del Tercer diseño preliminar

El resultado muestra una deformación y esfuerzos en la parte final del brazo de extensión superiores a los soportados por el material seleccionado, por tal motivo se tendrá que realizar el siguiente cambio para un cuarto diseño preliminar, tomando en consideración lo siguiente:

- a) Sustituir las placas roladas por un cilindro en la parte final del brazo de extensión.
- b) Por cuestiones del pistón se tendrá que aumentar la altura de las placas de sujeción del pistón del brazo de extensión.
- c) Desplazar las placas de sujeción del pistón del brazo de extensión para la carrera del pistón.

Las modificaciones antes mencionadas se observan en la figura 4.12.

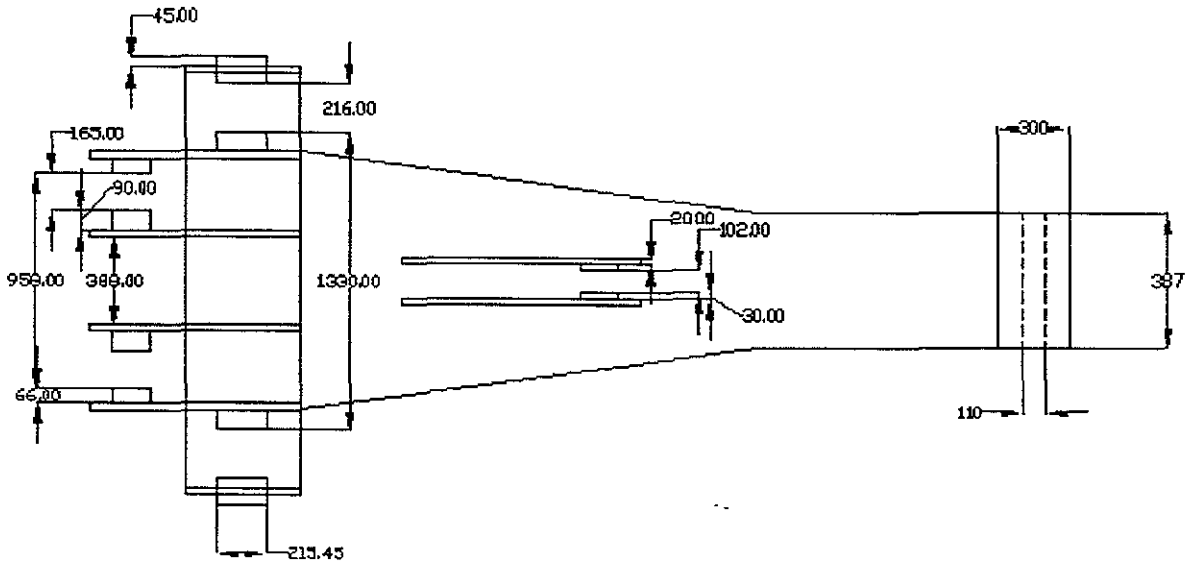


FIGURA 4. 12 4to. Diseño preliminar del brazo de extensión.

La placa de montaje del martillo hidráulico no sufrirá cambio alguno, ya que con las modificaciones realizadas con anterioridad se sujeta a las condiciones de trabajo del brazo de extensión.

Realizando las modificaciones anteriores, se empezarán a realizar los análisis pertinentes para el buen desempeño del brazo de extensión, con el cual se podrá instalar un martillo hidráulico en un cargador frontal sobre ruedas, contando con la ayuda de la paquetería de software más adecuada para los fines que se buscan.

4.4. CONFIGURACIÓN DEL DISEÑO DEFINITIVO.

Basándose en la evaluación anterior, el herramental contará con un brazo de extensión, una placa de montaje y un cilindro hidráulico entre ambos elementos. De estos elementos antes mencionados se realizarán los cálculos necesarios y planos. El cilindro hidráulico se unirá al herramental y a la placa de montaje mediante rótulas autoalineables comerciales de la marca Elges, el modelo que le corresponde a estas rótulas es el GE-100.

Los dibujos de dichos elementos se muestran en las figuras 4.13, 4.14 y 4.15.

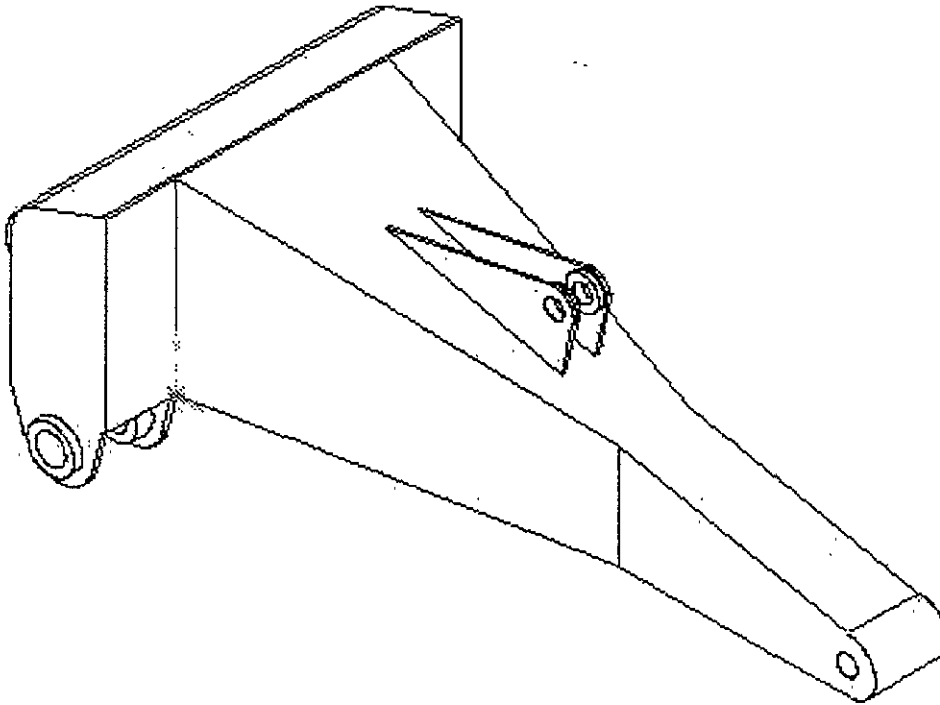


FIGURA 4.13 Brazo de Extensión.

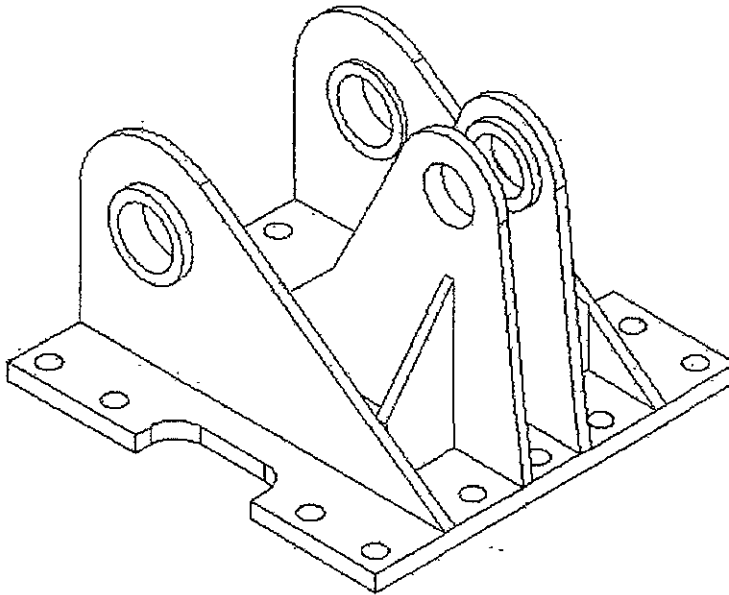


FIGURA 4.14 Placa de Montaje

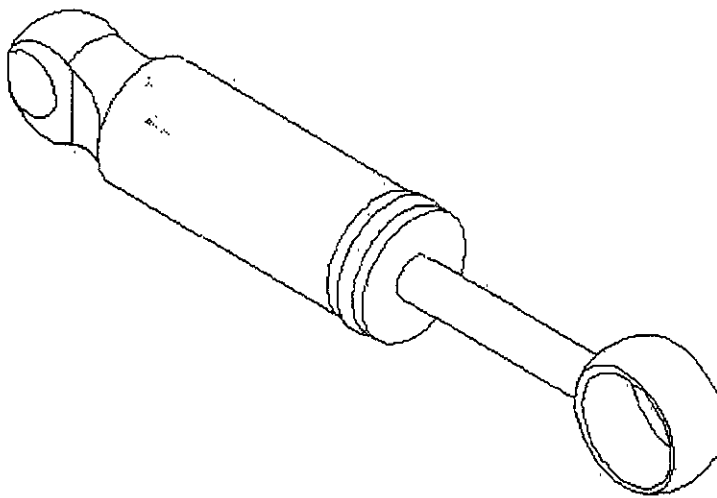


FIGURA 4.15 Cilindro Hidráulico

4.5. MEMORIA DE CÁLCULO.

4.5.1. CÁLCULO DE CILINDRO HIDRÁULICO

Para la selección de un cilindro hidráulico se requiere de dos variables, estas son: la carrera y el diámetro del vástago, los cuales se obtendrán a continuación.

Para la obtención de la carrera del vástago se utilizó el mecanismo de la figura 4.16,

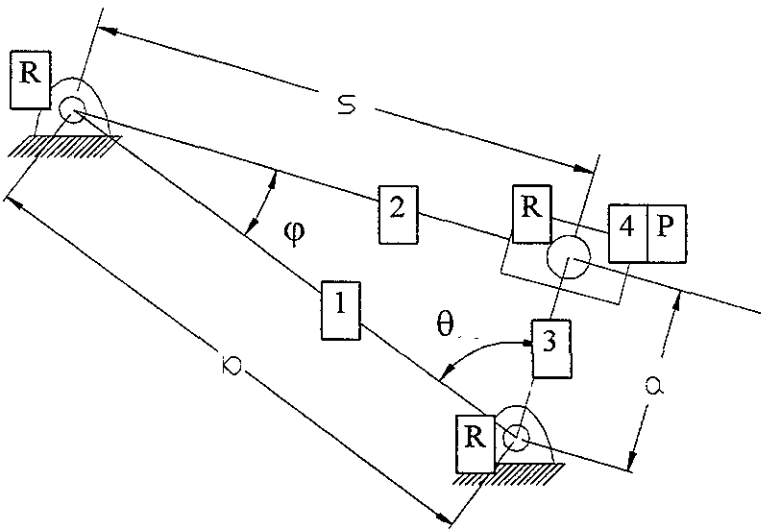


FIGURA 4.16 Modelo Matemático de Cilindro Hidráulico.

Del mecanismo anterior obtenemos según Gröbler;

$$G = 3(n - 1) - 2l - K \quad \dots\dots (17)$$

Donde;

G = Grado de libertad

n = Número de barras o eslabones = 4

l = Número de pares cinemáticos inferiores = 4

$$K = \text{Número de pares cinemáticos superiores} = 0$$

Por lo tanto;

$$G = 3(4 - 1) - 2 * 4 - 0 = 1 \dots\dots\dots (18)$$

Esto indica que el cilindro hidráulico sí proporciona un movimiento extra a los proporcionados por el cargador frontal. Ahora por medio de la ley de los cosenos se obtendrá la carrera para que el herramental proporcione un ángulo de giro total de 100° , que van desde -20° hasta 80° con respecto a la horizontal.

De acuerdo al modelo mostrado anteriormente y a la figura 4.17, cuando la placa de montaje se encuentra horizontalmente y el martillo está en posición vertical los valores de $\theta = 130^\circ$, $\varphi = 9.4^\circ$, $a = 475$ mm y $b = 1864$ mm.

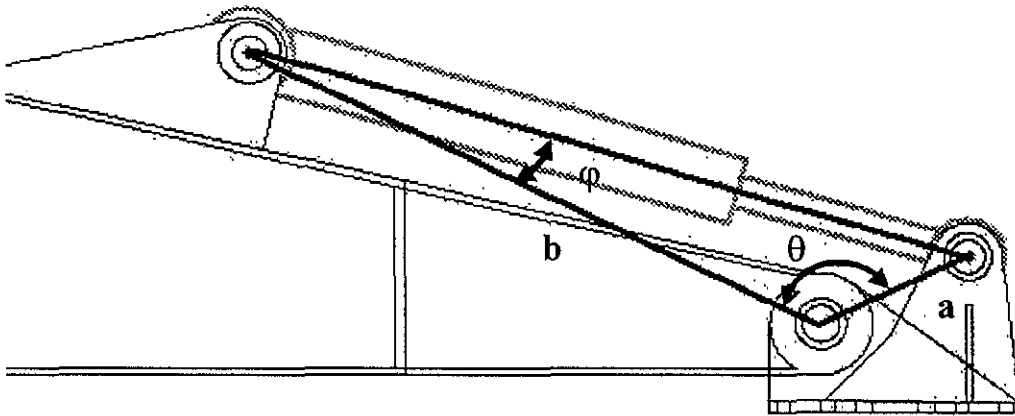


FIGURA 4.17 Ensamble de Componentes.

La ecuación quedaría como sigue;

$$S^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta \dots\dots\dots (19)$$

$$S = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \theta} \dots\dots\dots (20)$$

Para $\theta = -20^\circ$ $S = 2286.81$ (mm)(21)

Para $\theta = 80^\circ$ $S = 1601.04$ (mm) (22)

Por lo tanto $\Delta S = 685.77$ (mm), que corresponde a la carrera del vástago.

El cargador frontal cuenta con un cilindro hidráulico con carrera de vástago de 724 mm. Con la finalidad de hacer homogéneos los componentes, y de esta manera tener una reducción en costos de mantenimiento reduciendo el stock de refacciones, se decide instalar un cilindro hidráulico con una carrera de 724 mm x 197 mm de diámetro de vástago para una presión de 69 Bar.

**ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA**

4.5.2. DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA (CAD).

La computación ha creado una verdadera revolución dentro de la ingeniería en las áreas de diseño y análisis. Problemas cuyos métodos de solución han sido conocidos por siglos pero hace solo algunas generaciones no tenían prácticamente solución, debido a sus altas demandas computacionales, ahora pueden ser resueltos en minutos por computadoras poco costosas. Tediosos métodos gráficos de solución fueron desarrollados en el pasado para cubrir la carencia del poder computacional disponible de la regla de cálculo. Algunos de estos métodos gráficos de solución continúan teniendo valor en aquellos casos donde se muestran los resultados en forma comprensible. Pero ya no es posible hacer ingeniería sin usar la última y más poderosa herramienta que es la computadora.

Como el diseño progresó, los crudos borradores a mano (sketch) hechos en etapas anteriores están siendo suplantados por dibujos formales hechos por equipo convencional de dibujo o, como cada vez es más común, con el diseño asistido por computadora (CAD). Los sistemas originales de CAD de generaciones atrás fueron esencialmente herramientas de dibujo que permitían la creación de dibujos multi-vistas similares a aquellos hechos antes a mano en un restirador. Los datos almacenados en esos sistemas de CAD fueron estrictamente representaciones en dos dimensiones de las proyecciones ortogonales de la verdadera geometría en tres dimensiones. Solo los bordes de la parte eran definidos en la base de datos. A esto se le llama modelos de malla de alambre. Algunos paquetes de CAD en tres dimensiones también usan la representación en malla de alambre.

Muchas de las versiones actuales de paquetería de software de CAD permiten (y en algunas ocasiones requieren) que la geometría de las partes sea codificada en base de datos de tres dimensiones como modelos sólidos. En un modelo sólido los bordes y las superficies de las partes son definidas. De esta información tridimensional las convencionales vistas ortogonales en dos dimensiones pueden ser automáticamente generadas si se desea. La mayor ventaja en la creación de geometrías sólidas, en bases de datos de tres dimensiones, es que la información de sus propiedades de masa pueden ser rápidamente calculadas, lo cual no es posible en un modelo de malla de alambre en dos o tres dimensiones.

En el presente estudio se utilizó la paquetería de software llamada SOLID-WORKS, herramienta que permitió elaborar el modelo en tres dimensiones del brazo de extensión y la placa de montaje, que se muestran en las figuras 4.18 y 4.19, respectivamente, y como se comentó anteriormente, este paquete permitió rápidamente obtener las propiedades de los elementos diseñados. Además estos modelos servirán como base para el análisis por elemento finito y para la elaboración de los planos correspondientes.

En el punto 4.5.3. se muestran los valores obtenidos.

4.5.3. PROPIEDADES DEL BRAZO DE EXTENSIÓN Y PLACA DE MONTAJE.

Propiedades físicas de Brazo de Extensión

Densidad = 7860.000 kilogramos por metro cúbico

Masa = 3157.111 kilogramos

Volumen = 0.402 metros³

Área de superficie = 34.391 metros²

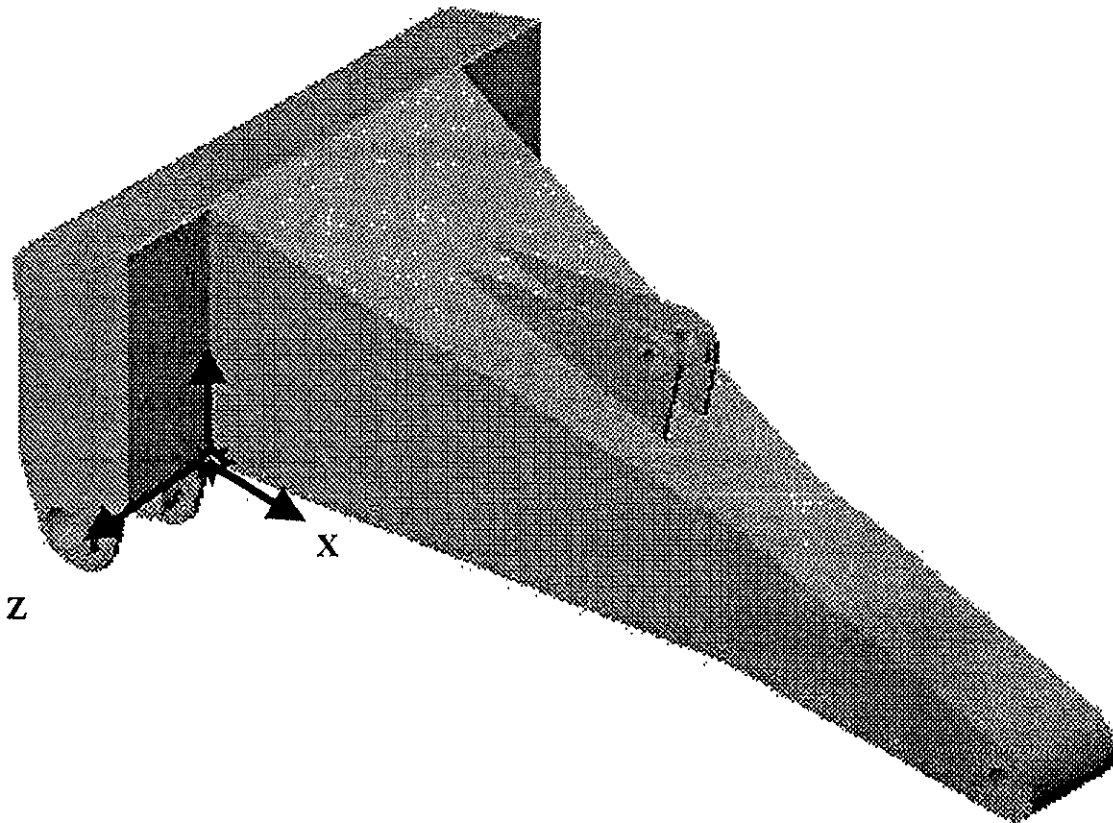


FIGURA 4.18 Brazo de extensión (modelado en CAD)

Tomando como base el origen mostrado en la figura 4.18, se tiene lo siguiente:

Centro de masa: (metros)

$$X = 0.574$$

$$Y = 0.382$$

$$Z = -0.575$$

Propiedades físicas de Placa montaje

Densidad = 7860.000 kilogramos por metro cúbico

Masa = 237.089 kilogramos

Volumen = 0.030 metros³

Área de superficie = 2.666 metros²

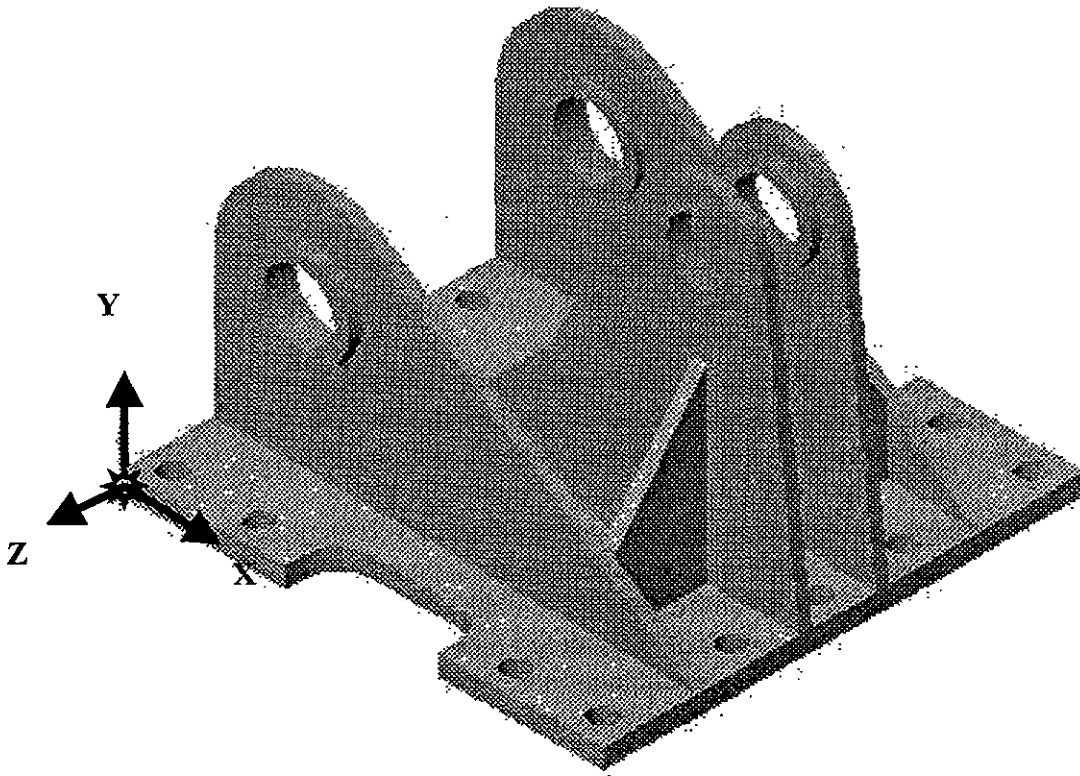


FIGURA 4.19 Placa de Montaje (modelado en CAD)

Tomando como base el origen mostrado en la figura 4.19 se tiene lo siguiente:

Centro de masa: (metros)

$$X = 0.384$$

$$Y = 0.108$$

$$Z = -0.365$$

4.6. ANÁLISIS POR ELEMENTO FINITO (FEA).

Los sistemas de modelado de sólidos usualmente están provistos de una interface a uno o más paquetes de análisis de elemento finito, que permiten la transmisión directa de la geometría del modelo a paquetes de FEA para análisis de esfuerzos, vibraciones y transferencia de calor. Algunos sistemas de CAD incluyen un dispositivo de generación de malla el cual crea el mallado de la pieza automáticamente antes de enviar los datos al software de análisis.

El análisis por elemento finito o método del elemento finito es un procedimiento numérico para el análisis de estructuras y medios continuos. Usualmente está enfocado a problemas que son demasiado complicados para resolver por métodos analíticos clásicos.

En el corto período de década y media, desde que el concepto de "Elemento Finito" fue conocido en mecánica estructural, las investigaciones y desarrollo en este campo ha crecido rápidamente. Este método que se originó como un método de análisis de esfuerzos, hoy en día es usado para problemas de transferencia de calor, flujo potencial de flujos ideales, lubricación, campos eléctrico y magnético, etc. Problemas que no hace mucho eran intratables por su complejidad y que ahora con este método son resueltos rutinariamente.

En este método de análisis, una región compleja que define un continuo, se discretiza en formas geométricas simples llamadas elementos finitos. Las propiedades del material y las relaciones gobernantes son consideradas sobre esos elementos y, expresadas en términos de valores desconocidos en los bordes del elemento. Un proceso de ensamble, cuando se consideran debidamente las cargas y restricciones, da lugar a un conjunto de ecuaciones. La solución de esas ecuaciones nos da el comportamiento aproximado del continuo.

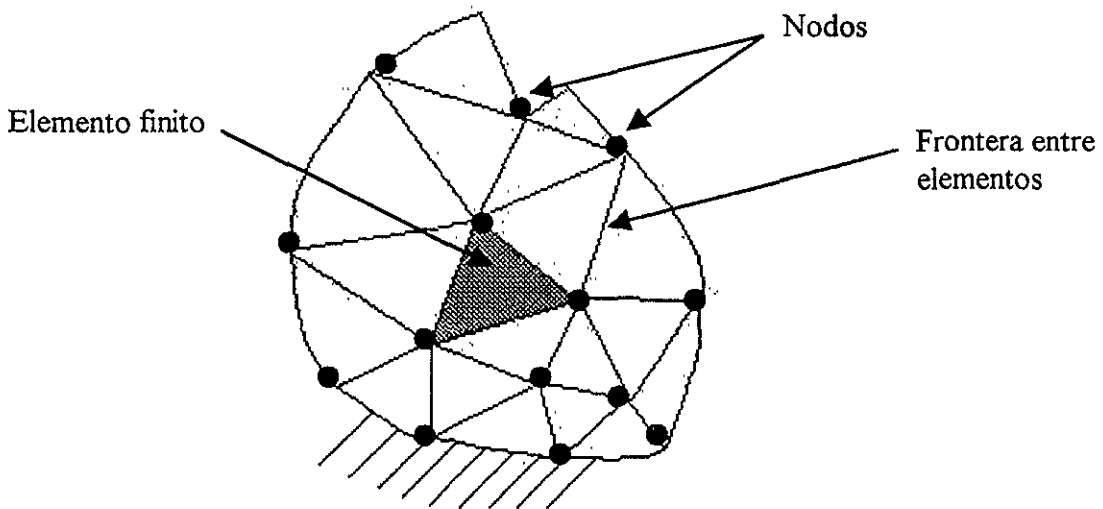


FIGURA 4.20 Modelo de elemento finito

En el método del elemento finito, las fronteras y el interior de la región están subdivididas por líneas (ó superficies) en un número finito de subregiones de tamaño discreto ó elementos finitos, como lo muestra la figura 4.20. Un número de puntos nodales son establecidos con la malla. Los nodos pueden estar a lo largo o dentro de las subdivisiones de la malla, pero usualmente están localizadas en las líneas (ó superficies) de intersección de la malla. Los elementos pueden tener fronteras rectas ó fronteras curvas.

Un análisis de elemento finito típico involucra los siguientes pasos:

- A. Discretizar (dividir) la estructura o medio continuo en elementos finitos. Los programas de generación de malla, llamados preprocesadores, ayudan a hacer este trabajo.
- B. Formular las propiedades de cada elemento.
- C. Ensamble de elementos para obtener el modelo de elemento finito del sistema.
- D. Aplicación de condiciones de frontera. (Cargas y restricciones en análisis de estructuras)
- E. Solución del sistema de ecuaciones algebraicas para determinar las respuestas.

Para el análisis por elemento finito del herramental se utilizó el programa de software llamado COSMOS-WORKS, aplicándolo en los modelos que se elaboraron anteriormente en SOLID-WORKS. Con este análisis se determinarán los esfuerzos y deformaciones a los que estará sometido el herramental.

El análisis debe de realizarse al herramental completo, esto es, deben de estar todas sus partes ensambladas. Esto no fue posible debido a la complejidad del ensamble y a la falta de memoria del sistema de cómputo. Por tal motivo se optó por realizar un análisis alterno en el cual se pudieran obtener los resultados requeridos.

El análisis que se desarrolló fue estático, en el que se aplicó la carga máxima al momento de que el martillo hidráulico está dando un golpe, suponiendo que la roca no absorbe nada de la energía de impacto y, esta es regresada hacia el herramental a través del propio martillo.

En el estudio se utilizó únicamente el brazo de extensión, el cual se restringió en la parte trasera, la cual va ensamblada en el cargador frontal y, se le aplicó la carga total en la unión con la placa de montaje.

Para el análisis se realizaron los siguientes pasos:

El primero fue la generación del mallado eligiendo la opción de elementos sólidos. Para la creación de la malla se utilizó un mallado mediano con elementos tetraédricos como se

muestra en la figura 4.21. Al finalizar el mallado se tienen los siguientes valores de elementos y nodos;

Número de elementos.- 21763

Número de nodos.- 43299

Martilorauf-1

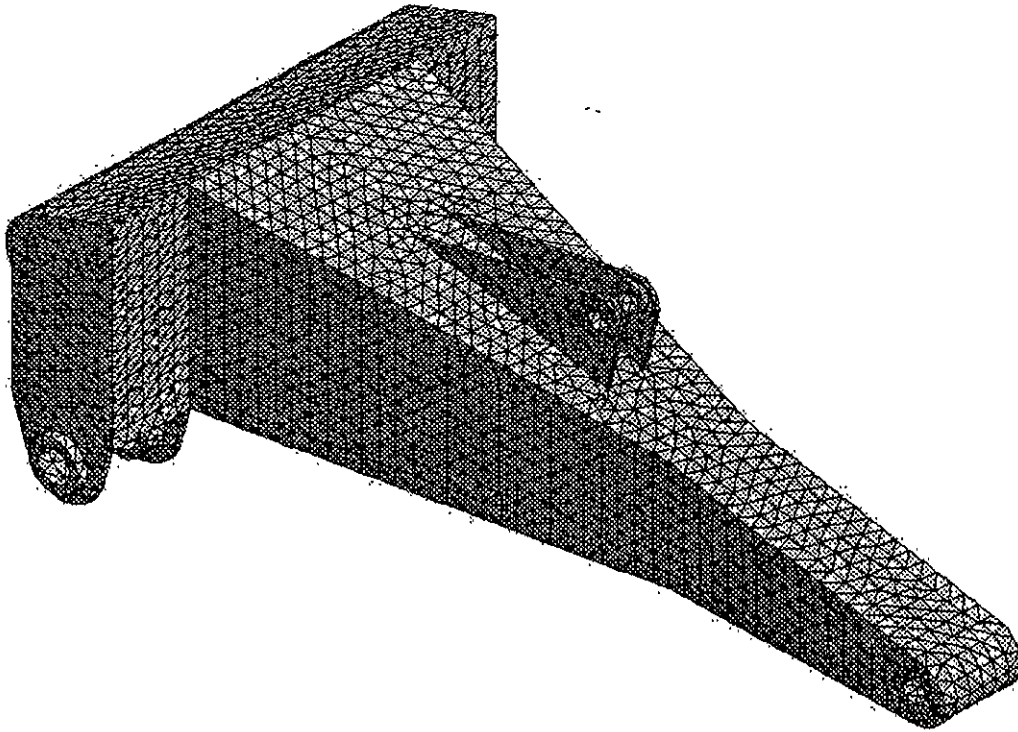


FIGURA 4.21. Generación de malla.

Como segundo paso se establecieron las propiedades del material (A-36) del brazo de extensión, las cuales se muestran en la tabla 4.8.

PROPIEDAD	
Módulo de elasticidad	200 (GPa)
Relación de Poisson	0.29
Módulo de rigidez	77.49 (GPa)
Coefficiente de expansión térmica	0.000012 /°K
Densidad	7860 (Kg/m³)
Conductividad térmica en x	436510.00 W/mts/°K
Calor específico	0.001463 J/Kgm/°K
Resistencia a la fluencia	250 (MPa)
Resistencia de tracción	400 (MPa)

TABLA 4.8. Propiedades del material A-36

Por último se establecieron las condiciones de frontera del herramental, las cuales se muestran en la figura 4.22.

Como se puede observar, el herramental tiene restricciones en la parte trasera, en las superficies que ensamblan con el cargador frontal, además tiene una carga en el extremo donde es ensamblado el martillo hidráulico.

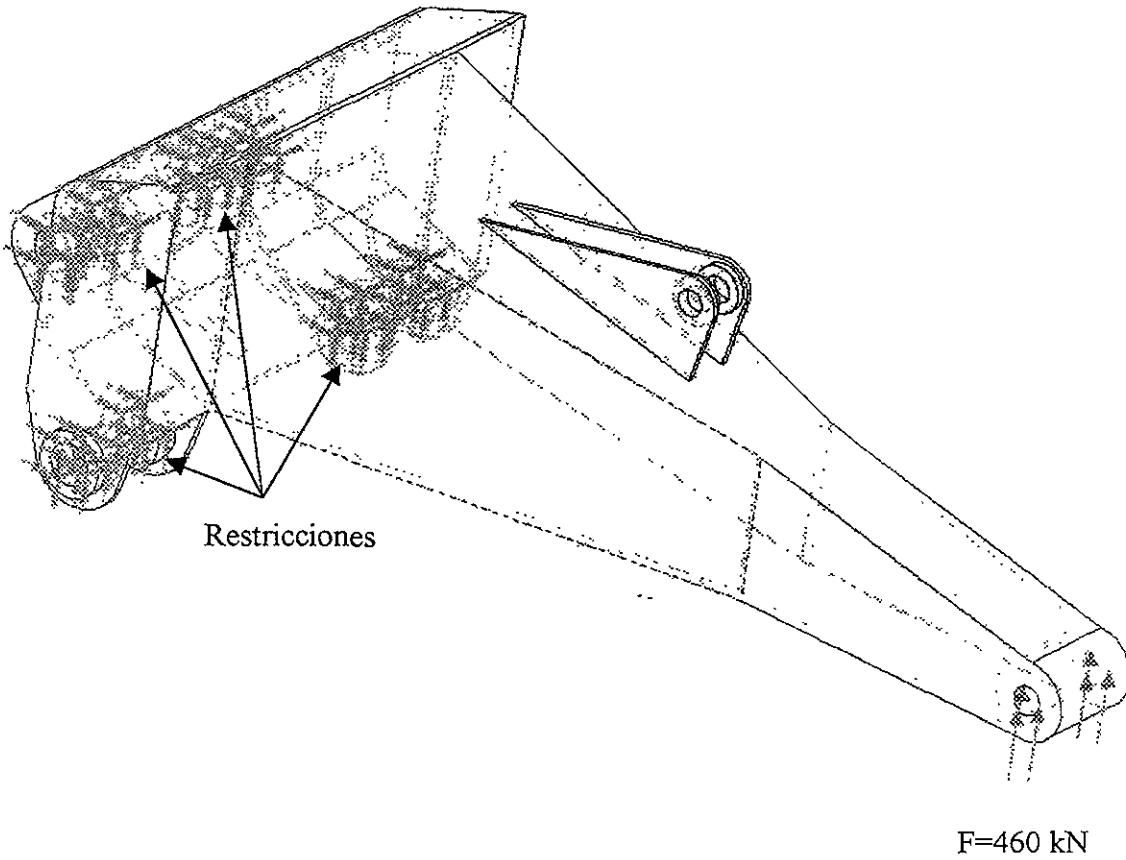


FIGURA 4.22. Condiciones de frontera.

La fuerza aplicada al dispositivo es la siguiente:

$$N = \frac{F_l}{F_a} \quad \dots\dots(23)$$

Donde: N = Factor de seguridad

F_l = Carga límite

F_a = Carga admisible

La carga admisible es la siguiente:

$$F_a = F_m + P_m \dots\dots\dots(24)$$

Donde; F_m = Fuerza del martillo

$$F_m = P_t * A_p \dots\dots\dots(25)$$

P_t = Presión de trabajo del martillo hidráulico

A_p = Área del pistón del martillo hidráulico

P_m = Peso de trabajo del martillo hidráulico

El pistón cuenta con un diámetro de 170 mm, el cual es proporcionado por el fabricante del martillo hidráulico, la presión de trabajo y el peso de trabajo del martillo hidráulico se encuentran indicados en el capítulo 2 en la tabla 2.5.

$$F_m = 155 \times 10^5 * 0.0227 = 351,850(N) \dots\dots\dots(26)$$

$$P_m = 33,844.50(N) \dots\dots\dots(27)$$

Sustituyendo en la ecuación (24);

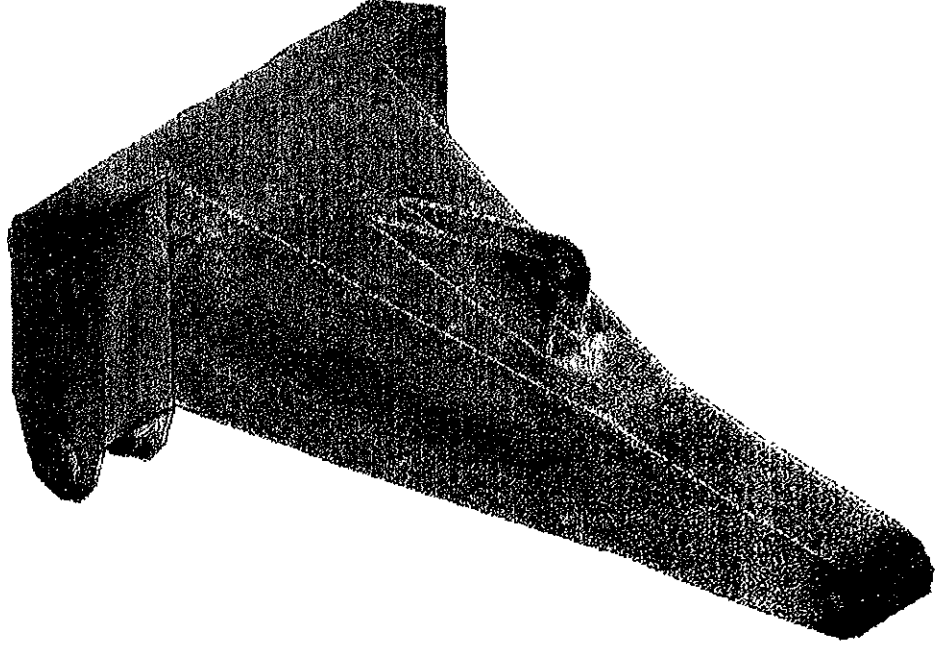
$$F_a = 351,850 + 33,844.50 = 385,694.50(N) \dots\dots\dots(28)$$

y despejando la carga límite con un factor de seguridad de 1.2 en la ecuación (23) tenemos que,

$$F_l = 385,694.50 * 1.2 = 462,833.40 \cong 460(kN) \dots\dots\dots(29)$$

En las figuras 4.23, 4.24, 4.25 y 4.26 se observan los resultados de esfuerzo, desplazamiento y deformación en el brazo de extensión al aplicar la carga de 460 (kN).

Unidad: N/mm²



Von Mises

1.562e+008
1.524e+008
1.398e+008
1.248e+008
1.109e+008
9.710e+007
6.327e+007
5.944e+007
5.562e+007
4.179e+007
2.796e+007
1.413e+007
2.894e+006

FIGURA 4.23. Análisis de esfuerzos en el brazo de extensión.

Unids. N4tr*2

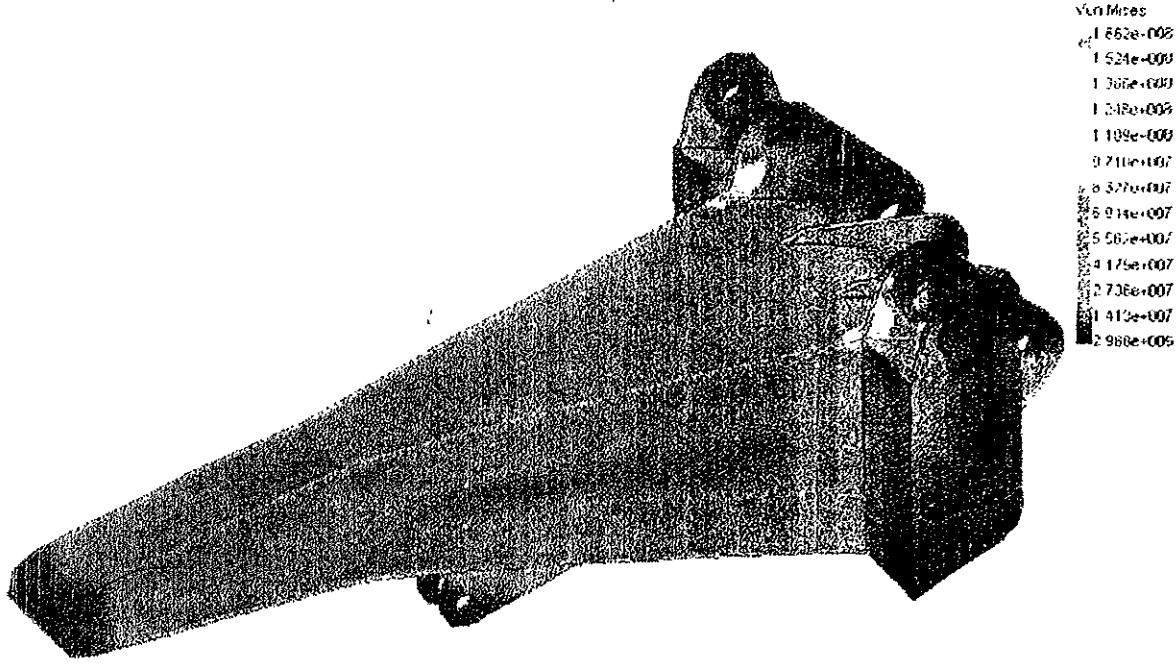
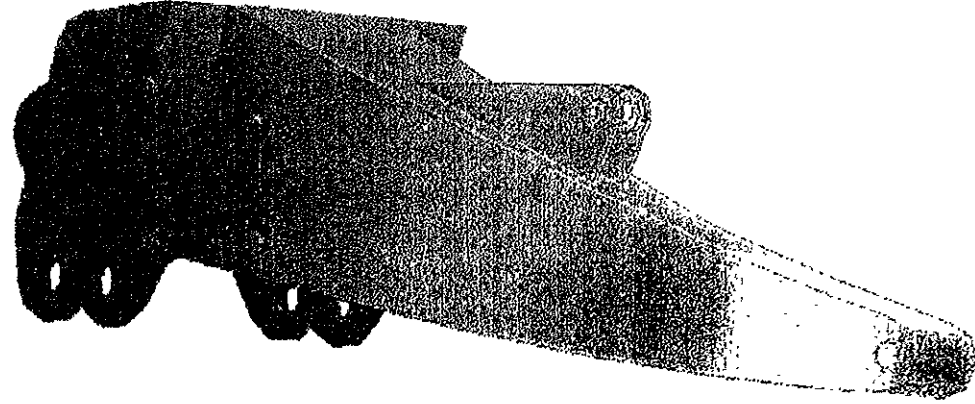


FIGURA 4.24 Análisis de esfuerzos en el brazo de extensión.
(Vista inferior)

Units: m



URES
7.734e-002
7.067e-001
6.465e-001
5.801e-001
5.150e-011
4.512e-001
3.857e-001
3.223e-001
2.578e-001
1.934e-001
1.292e-001
6.445e-004
1.000e-001

FIGURA 4.25 Análisis de desplazamiento en brazo de extensión.

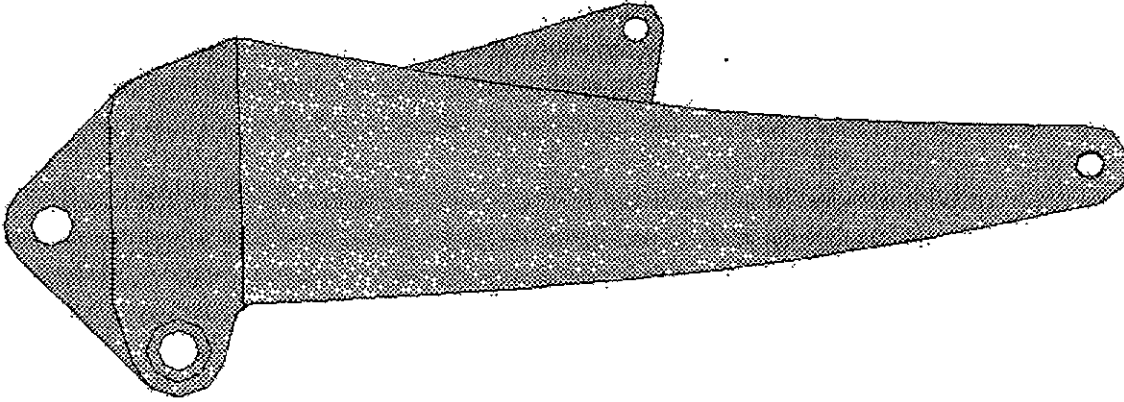
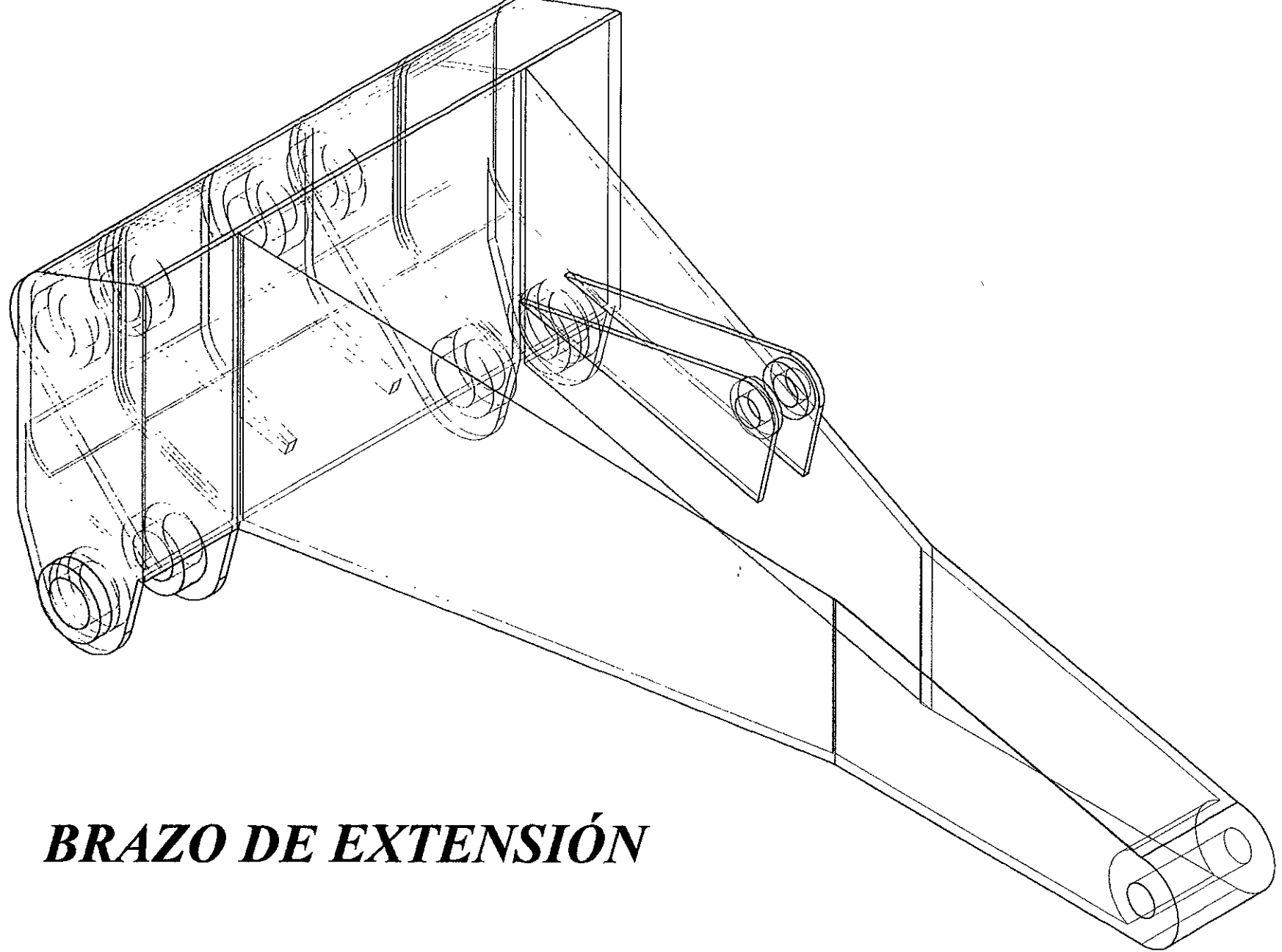


FIGURA 4.26 Deformación de brazo de extensión.

Como se puede observar en la figura 4.23 y 4.24 los mayores esfuerzos se encuentran sólo en unas pequeñas partes (en la parte de unión de las placas traseras del herramental y las placas donde se sujeta con el pistón hidráulico) y tienen un valor entre 1.248×10^8 y $1.662 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, lo que indica que el material se encuentra trabajando en su región elástica casi a la mitad de su esfuerzo de cedencia. Esto implica que el material no se deformará permanentemente y mucho menos se fracturará. Además en la figura 4.25 se observa que la deformación máxima se encuentra en la parte donde se une con la placa de montaje y esta tiene un valor de 0.007 m.

Los resultados que se muestran en las figuras se encuentran con una escala mayor, con el fin de observar de una mejor manera como se comporta el brazo de extensión.

Finalmente mediante los análisis anteriores se puede asegurar que el herramental diseñado cumple con las necesidades de carga a las que estará sometido en su trabajo real.

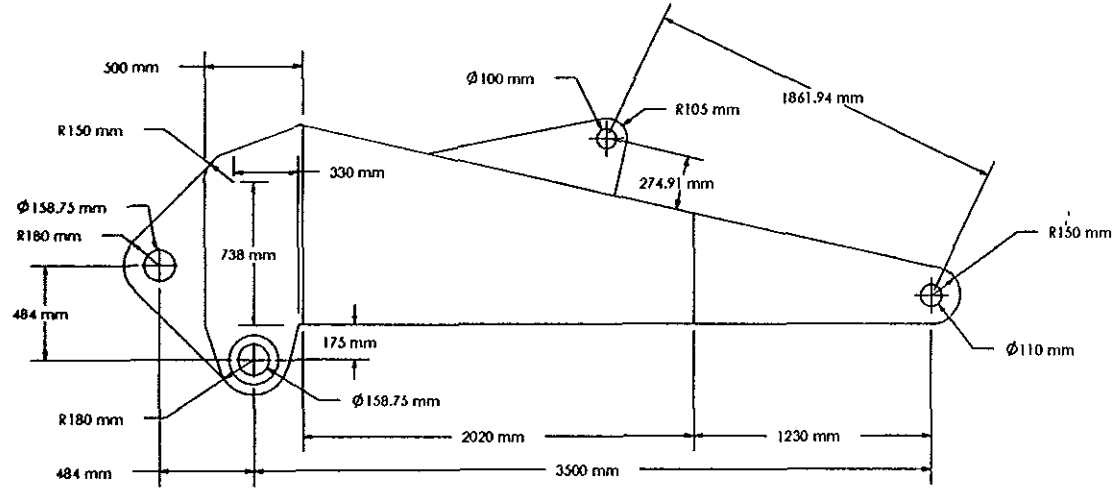
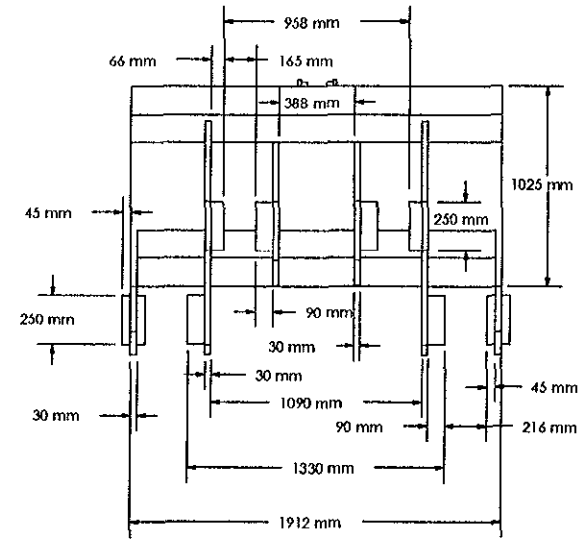
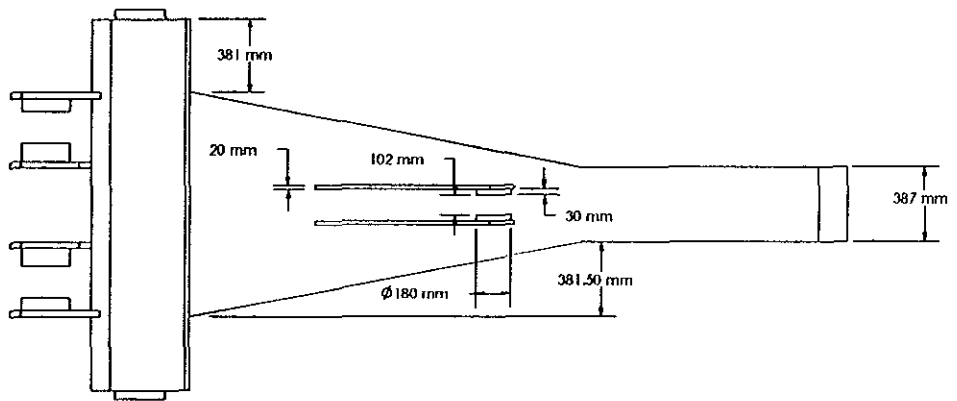


BRAZO DE EXTENSIÓN

4.7 PLANOS.

A continuación se presentarán los planos necesarios para la fabricación del herramental y la placa de montaje, ya que los demás elementos, como lo son el cilindro hidráulico y las rótulas, son elementos comerciales y con los datos proporcionados anteriormente pueden ser fácilmente adquiridos, por lo que no es necesario realizar los planos de dichos componentes.

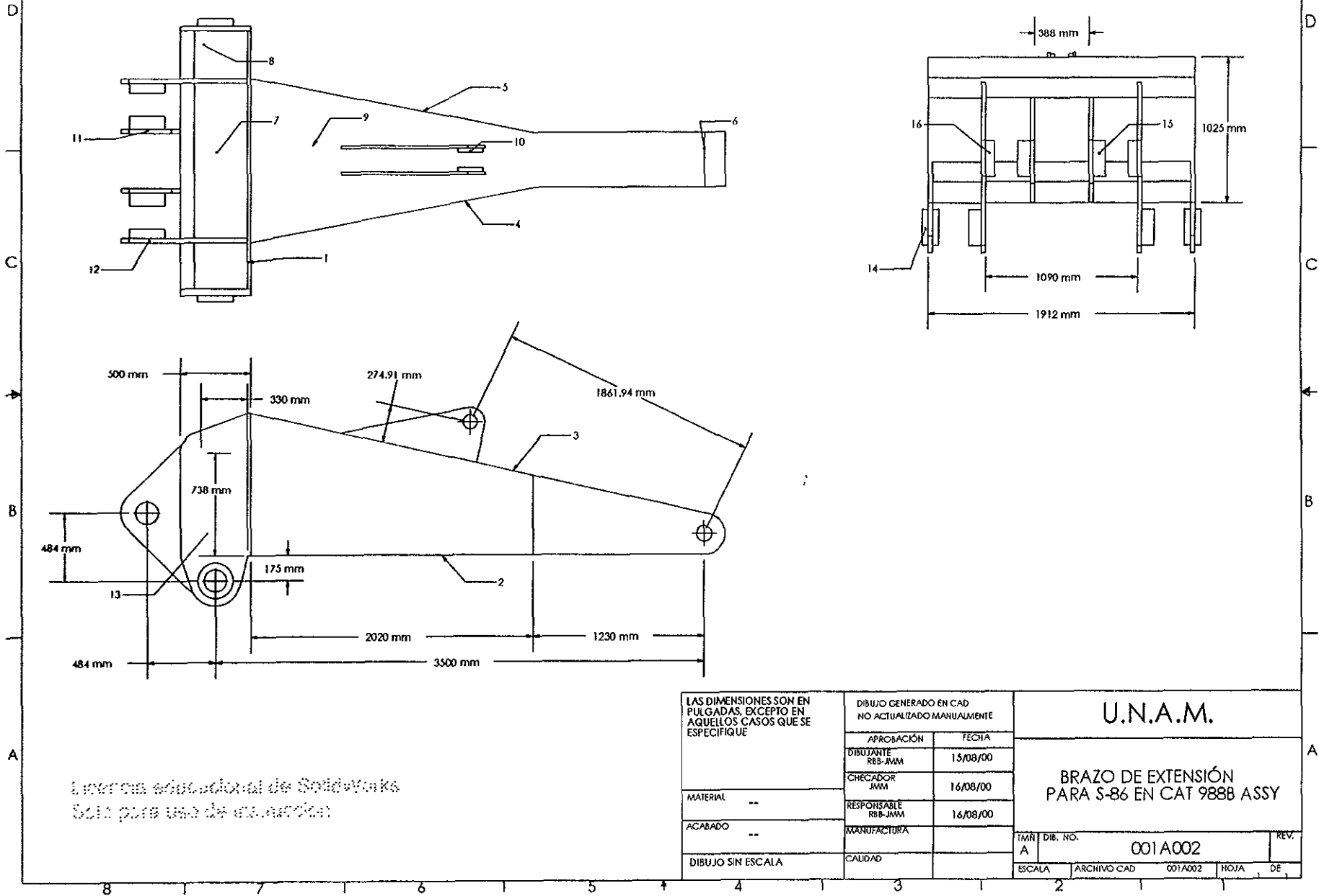
Además se presentarán dos planos extras, en donde el primer dibujo (número 005A001) muestra la configuración final del herramental ensamblado en el cargador frontal, mientras que el segundo dibujo (número 006A001) indica la instalación hidráulica para el funcionamiento tanto del cilindro hidráulico como del martillo hidráulico.



Escuela Nacional de Politecnico
Solo para uso de instruccion

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS. EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
	APROBACIÓN	FECHA		
MATERIAL --	DIBUJANTE RBB	14/08/00	BRAZO DE EXTENSION PARA S-86 EN CAT 988B	
	CHECADOR JMM	15/08/00		
ACABADO --	RESPONSABLE RBB-JMM	15/08/00	TAMN	DIB NO
	MANUFACTURA		A	001A001
DIBUJO SIN ESCALA	CAIDAD		ESCALA	ARCHIVO CAD . 001A001 HOJA DE

NOTA 1: VER LAS PARTES EN LA LISTA DE DIBUO 001A002



Licencia educativa de SolidWorks
Solo para uso de enseñanza

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.				
	APROBACIÓN	FECHA					
	DIBUJANTE RBB-JMM	15/08/00	BRAZO DE EXTENSIÓN PARA S-86 EN CAT 988B ASSY				
	CHECADOR JMM	16/08/00					
MATERIAL	--	RESPONSABLE RBB-JMM	16/08/00	TAMN	DIB. NO.	REV.	
ACABADO	--	MANUFACTURERA		A	001A002		
DIBUJO SIN ESCALA	CALIDAD			ESCALA	ARCHIVO CAD	001A002	HOJA 1 DE 1

LISTA DE DIBUJO

Página: 1/2

Nombre: Brazo de Extensión para
S-86 en CAT 988B

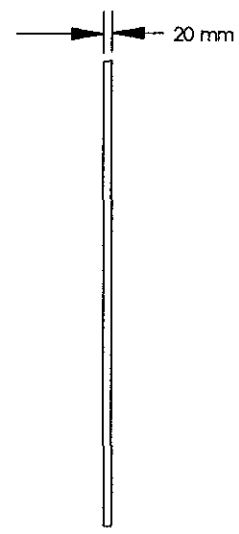
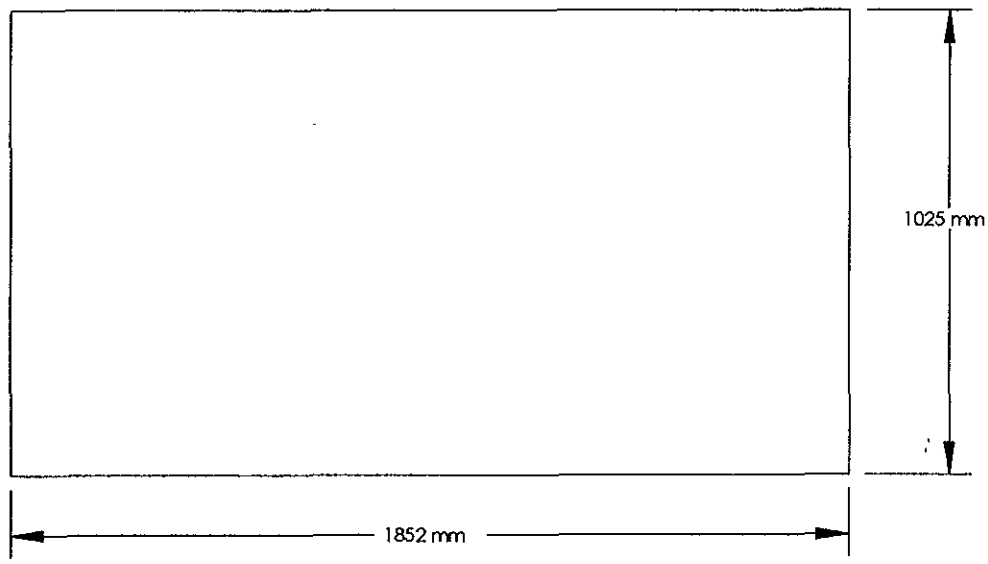
Fecha: 15/08/00

Dibujo No.
001A002

Artículo	Nombre	Dib. No.	Forma, Dimensión, Material	Cant.	Peso Kg.	
1	Placa trasera	002A001	Placa 20x1025x1852 mm A36	1	298.41	
2	Placa inferior	002A002	Placa 20x1150x3250 mm A36	1	587.53	
3	Placa superior	002A003	Placa 20x1150x3329 mm A36	1	601.82	
4	Placa lateral derecha	002A004	Placa 20x1025x3286 mm A36	1	529.47	
5	Placa lateral izquierda	002A005	Placa 20x1025x3286 mm A36	1	529.47	
6	Cilindro	002A006 G01	Barra 300x380 mm A36	1	211.12	
7	Placa central rolada	002A007	Placa 20x1090x1610 mm A36	1	275.87	
8	Placa lateral rolada	002A008	Placa 20x352x1610 mm A36	2	89.08	
9	Placa soporte	002A009	Placa 20x987x380 mm A36	2	58.88	
10	Cilindro soporte	002A006 G02	Barra 180x30 mm A36	2	6.00	
Número	Locación	Revisión		Fecha	Dib.	Aprob.

D
C
B
A

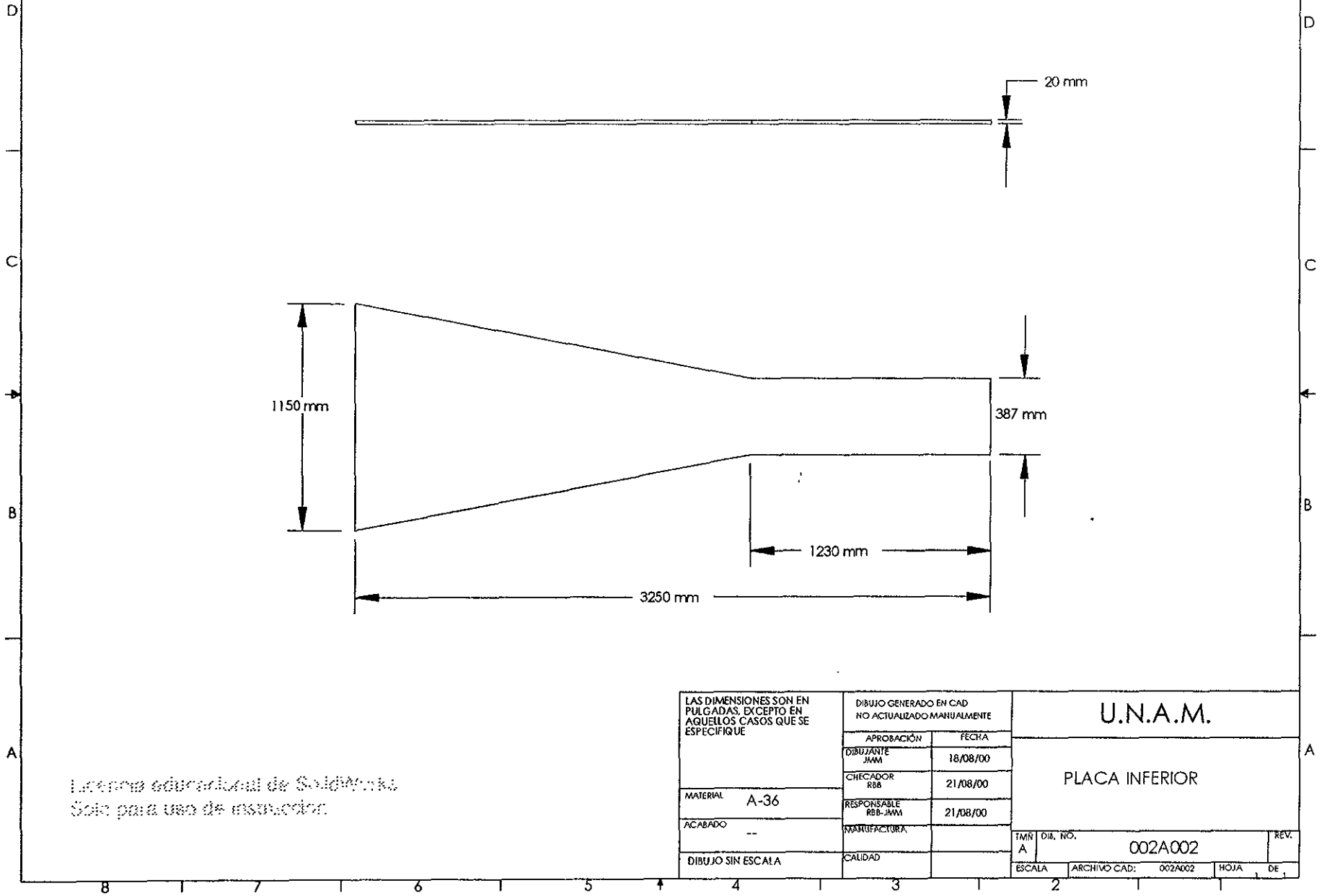
D
C
B
A



Licencia educacional de SolidWorks
Solo para uso de instrucción

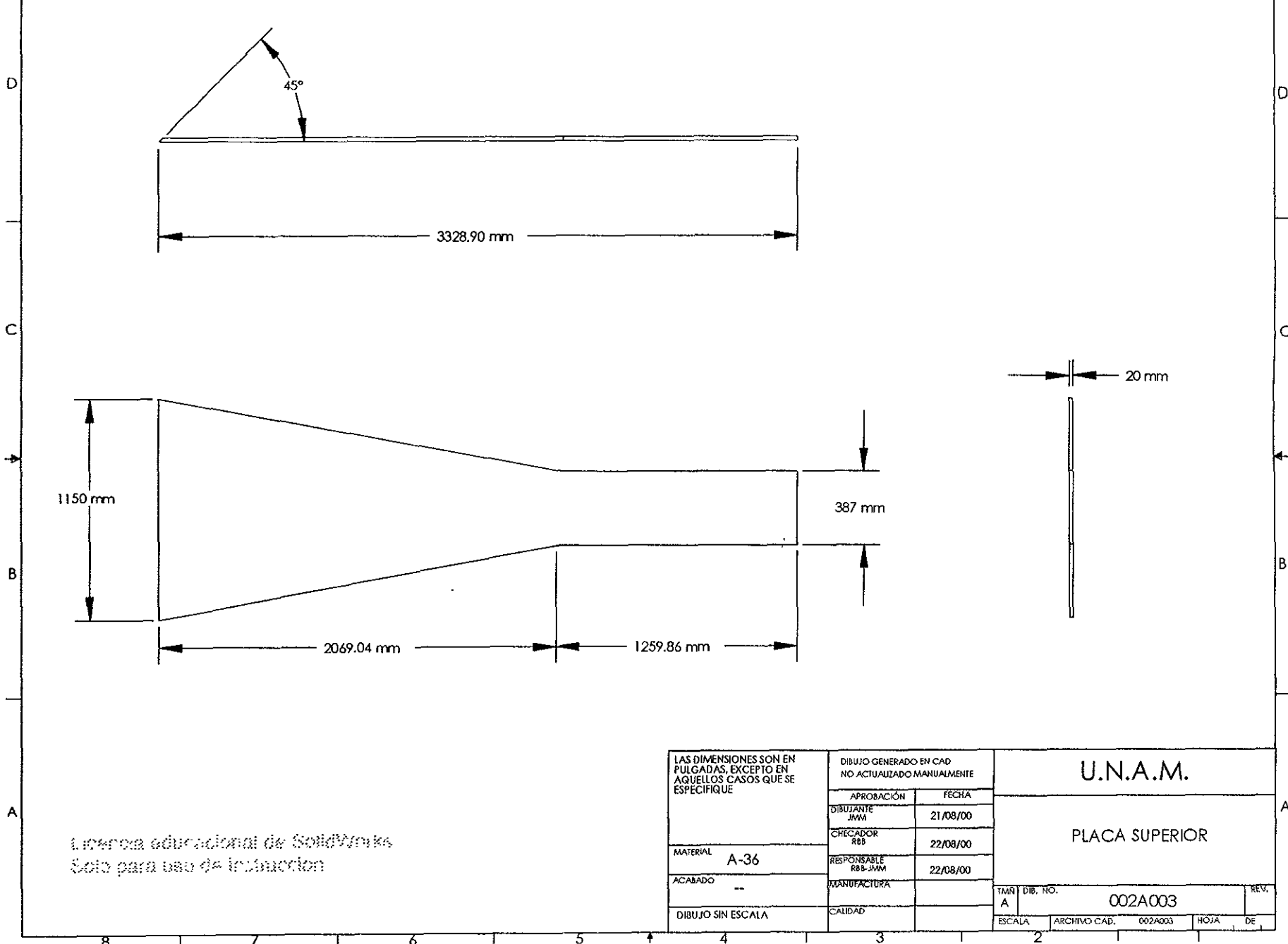
LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.				
	APROBACIÓN	FECHA	PLACA TRASERA				
	DIBUJANTE JMM	17/08/00					
	CHECADOR RBS	18/08/00					
MATERIAL A-36	RESPONSABLE RBS-JMM	18/08/00	TMR A	DIB NO. 002A001	REV		
ACABADO --	MANUFACTURA		ESCALA	ARCHIVO CAD	002A001	HOJA	DE
DIBUJO SIN ESCALA	CALIDAD						

8 7 6 5 4 3 2 1



Licencia educacional de SolidWorks
Solo para uso de instructor.

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE		DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
		APROBACIÓN	FECHA		
MATERIAL A-36		DIBUJANTE JMM	18/08/00	PLACA INFERIOR	
		CHECADOR RBB	21/08/00		
ACABADO --		RESPONSABLE RBB-JMM	21/08/00	TMR A	
DIBUJO SIN ESCALA		MANUFACTURA			
		CALIDAD		ESCALA	ARCHIVO CAD: 002A002
				HOJA	DE 1

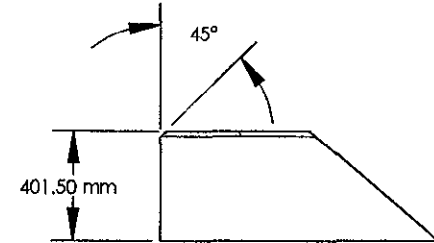
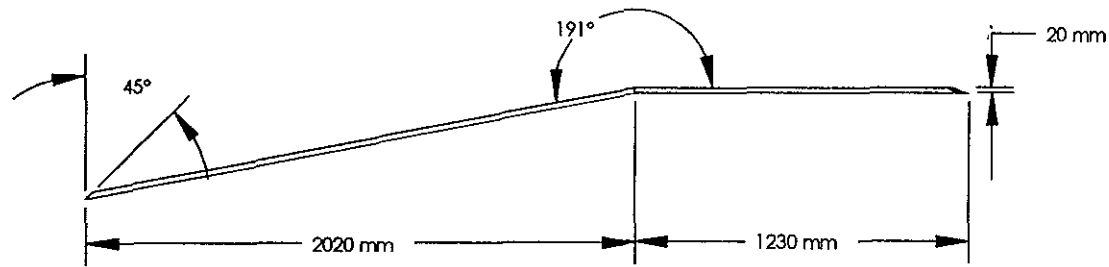
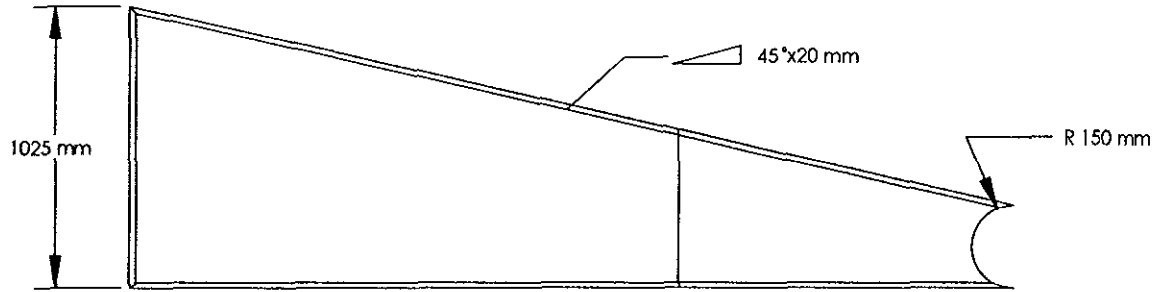


licencia educacional de SolidWorks
Solo para uso de instrucción

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE		DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
		APROBACIÓN	FECHA		
		DIBUJANTE JMM	21/08/00		
		CHECADOR RBB	22/08/00		
		RESPONSABLE RBB-JMM	22/08/00		
MATERIAL	A-36	MANUFACTURA		TMN	DIB. NO.
ACABADO	--	CALIDAD		A	002A003
DIBUJO SIN ESCALA				ESCALA	ARCHIVO CAD.
				002A003	HOJA DE

D
C
B
A

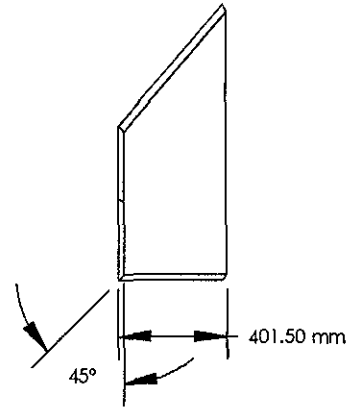
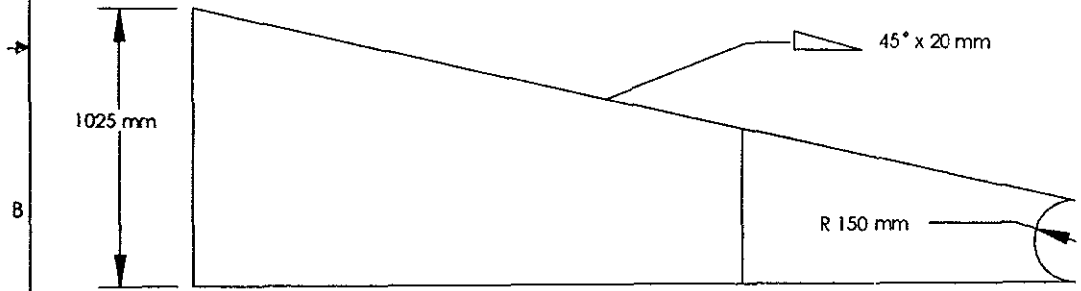
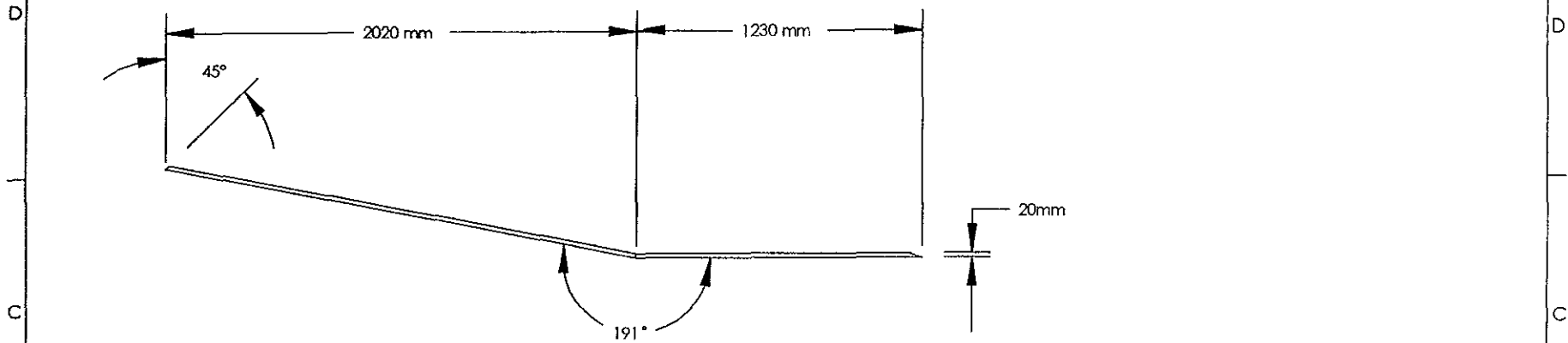
D
C
B
A



Licencia educacional de SolidWorks
Solo para uso de instrucción

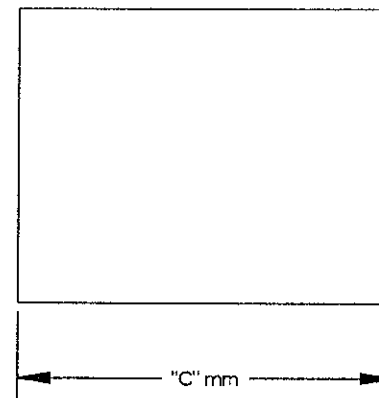
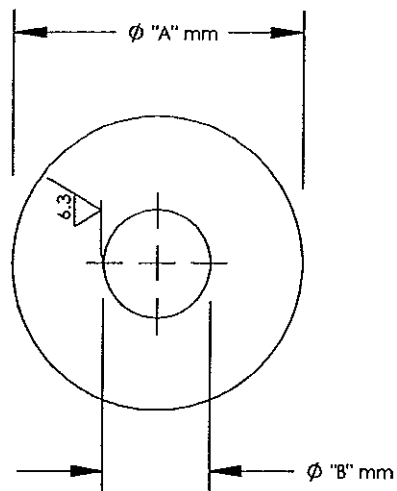
LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE		DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
		APROBACIÓN	FECHA		
MATERIAL A-36		DIBUJANTE JMM	21/08/00	PLACA LATERAL DERECHA	
		CHECADOR RBB	22/08/00		
ACABADO --		RESPONSABLE RBB-JMM	22/08/00	TMN DE NO A 002A004	
		MANUFACTURA			
DIBUJO SIN ESCALA		MANUFACTURA		REV	
		CALIDAD			
		ESCALA	ARCHIVO CAD.	002A004	HOJA DE

8 7 6 5 4 3 2 1



Universidad de Bolívar
Escuela de Ingeniería

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
	APROBACIÓN	FECHA		
	DIBUJANTE JMM	22/08/00	PLACA LATERAL IZQUIERDA	
	CHECADOR RBB	23/08/00		
MATERIAL A-36	RESPONSABLE RBB-JMM	23/08/00	TMM DIB NO A 002A005	
ACABADO --	MANUFACTURA			
DIBUJO SIN ESCALA	CALIDAD		ESCALA ARCHIVO CAD 002A005 HOJA DE	REV



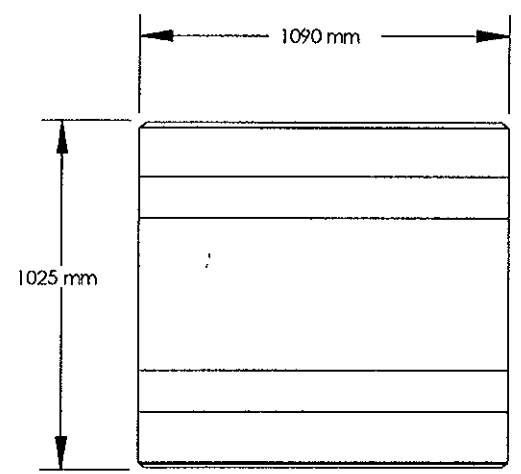
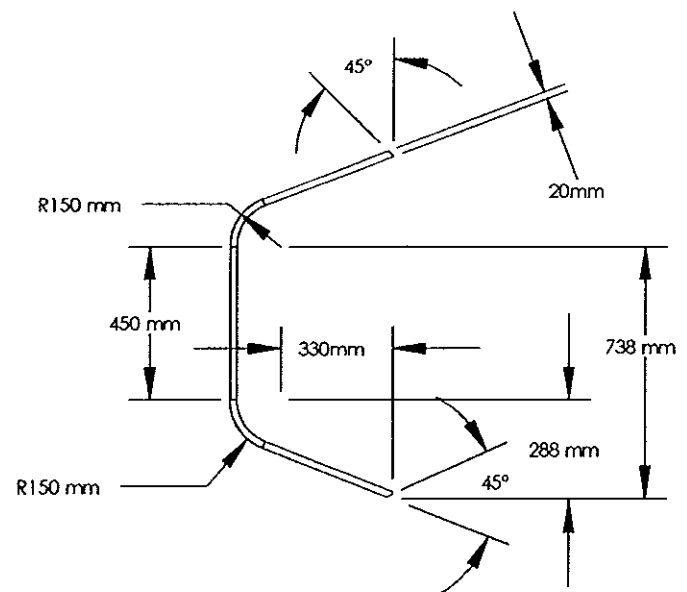
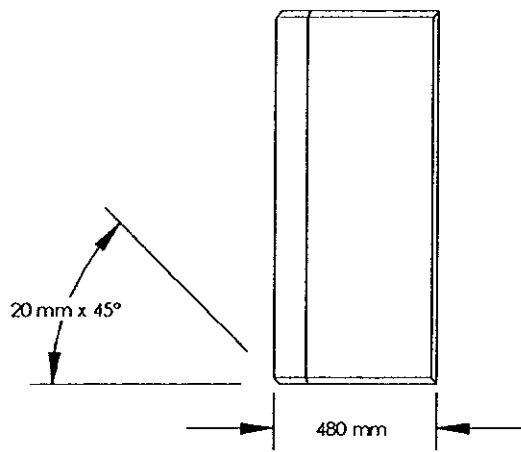
GROUP	Ø "A"	Ø "B"	"C"
01	300	110	388
02	180	100	30
03	250	158.75	45
04	250	158.75	90
05	250	158.75	66
06	140	100.00	16
07	150	110.00	10
08	150	110.00	20

Las medidas están dadas en milímetros.
 Estas medidas son de referencia.

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE		DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
MATERIAL A-36		APROBACIÓN	FECHA		
ACABADO --		DIBUJANTE RBB	22/08/00		
DIBUJO SIN ESCALA		CHECADOR JMM	23/08/00		
		RESPONSABLE RBB-JMM	23/08/00		
		MANUFACTURA		MAN DIB NO	
		CALIDAD		A 002A006	
				ESCALA	REV
				ARCHIVO CAD.	DE
				002A006	
				HOJA	
				2	

D
C
B
A

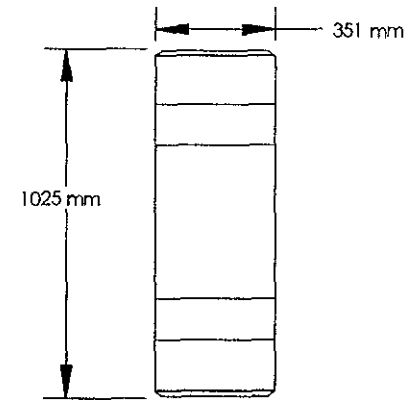
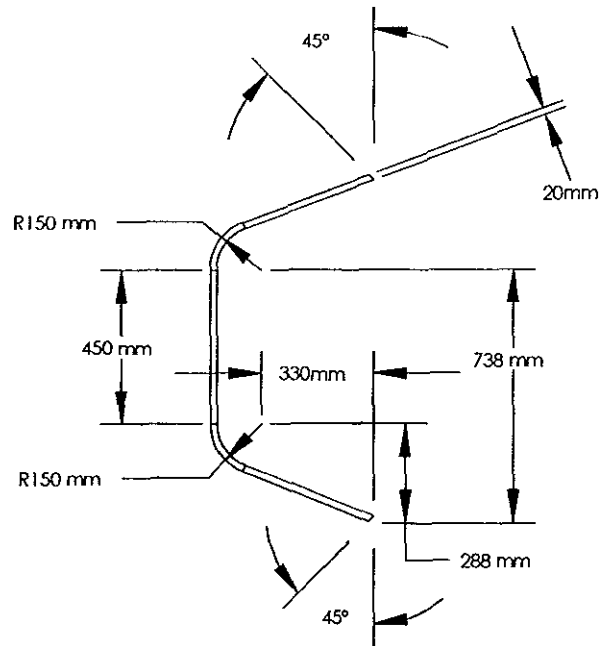
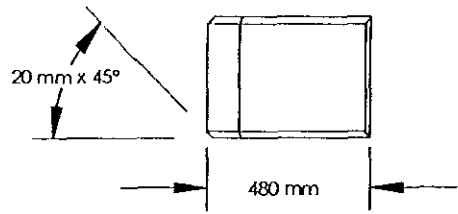
D
C
B
A



Información adicional de SolidWorks
Solo para uso de instalación

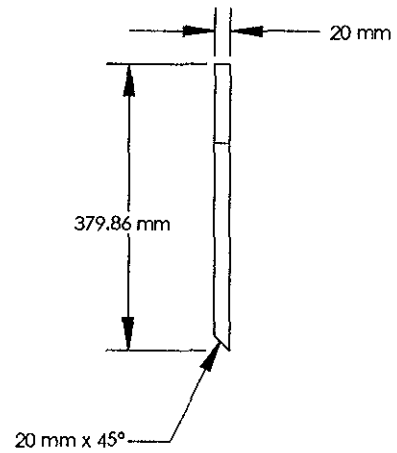
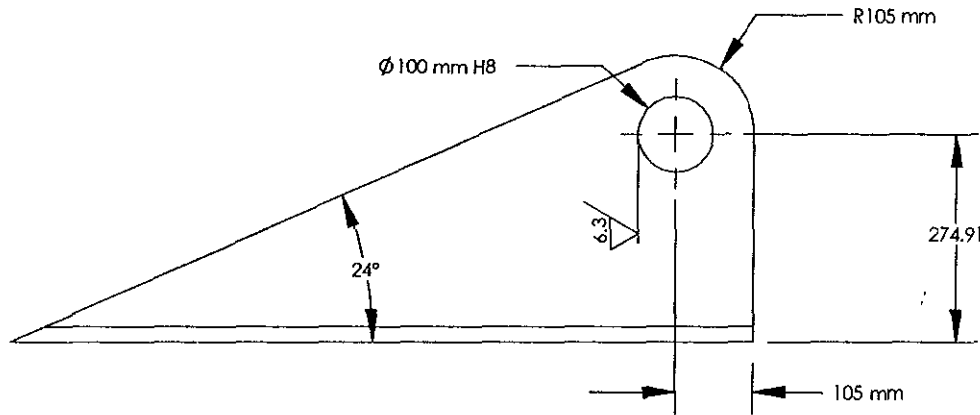
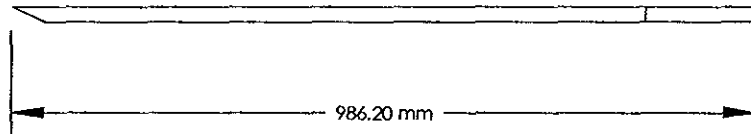
LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS. EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.		
	APROBACIÓN	FECHA			
	DIBUJANTE JMM	23/08/00	PLACA CENTRAL ROLADA		
	CHECADOR RBB	24/08/00			
MATERIAL A-36	RESPONSABLE RBB-JMM	24/08/00	IMR A	Dib NO 002A007	REV
ACABADO --	MANUFACTURA	CALIDAD	ESCALA	ARCHIVO CAD	002A007
DIBUJO SIN ESCALA	ESCALA	ARCHIVO CAD	002A007	HOJA	DE

8 7 6 5 4 4 3 1 2 1



© 2004 Autodesk, Inc. All rights reserved.
 Autodesk reserves the right to alter product offerings and specifications at any time without notice, and is not responsible for typographical or graphical errors that appear in this document.

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.		
	APROBACIÓN DIBUJANTE JMM	FECHA 23/08/00			
	MATERIAL A-36	CHECADOR RBB	RESPONSABLE RBB JMM	FECHA 24/08/00	PLACA LATERAL ROLADA
	ACABADO ---	MANUFACTURA	CALIDAD	TMR A	
DIBUJO SIN ESCALA	ESCALA		DIB NO 002A008	REV	
		ARCHIVO CAD 002A008	HOJA DE		

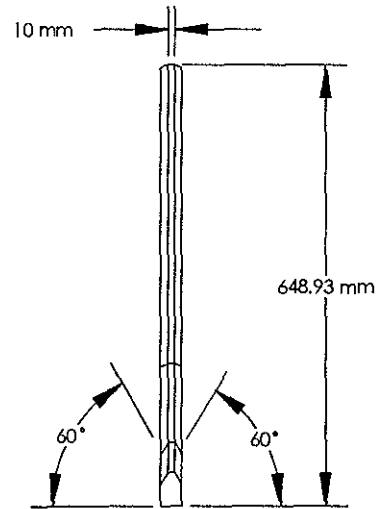
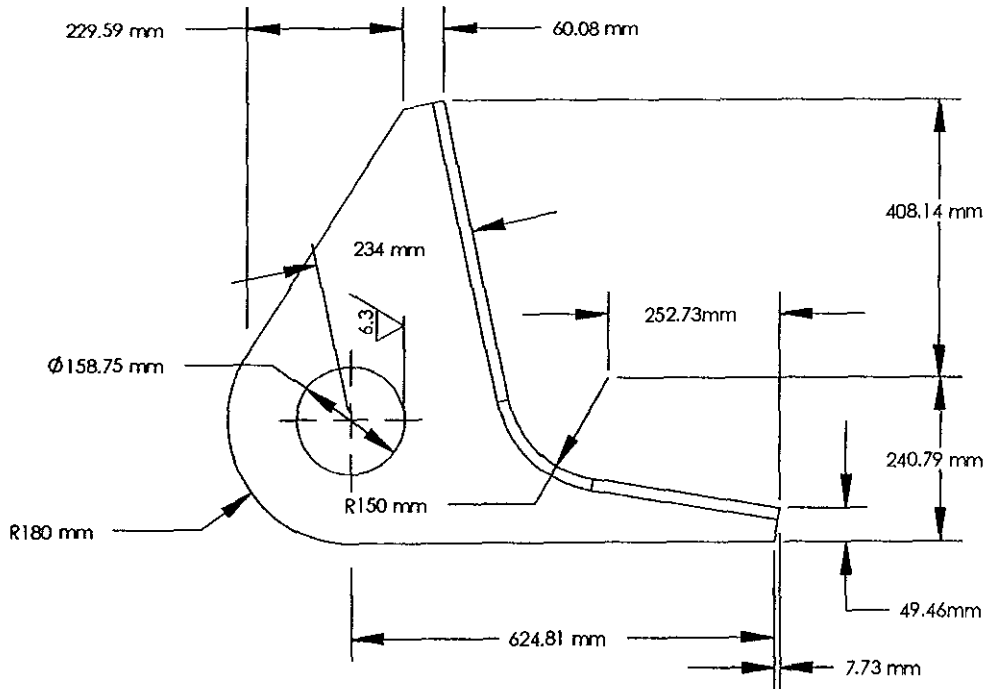
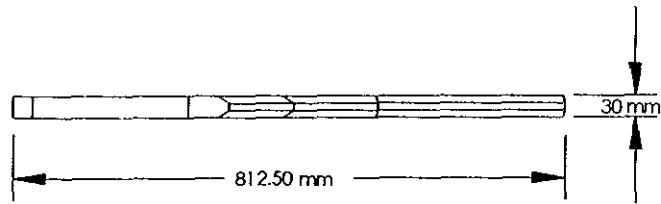


Este archivo fue generado por SolidWorks
 para su uso en el entorno de simulación.

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.		
	APROBACIÓN RBB	FECHA 24/09/00	PLACA SOPORTE		
	CHECADOR JMM	25/08/00			
	MATERIAL A-36	RESPONSABLE RBB-JMM	25/08/00	TAMAÑO DIB. NO. A 002A009	
ACABADO --	MANUFACTURA		ESCALA	ARCHIVO CAD. 002A009	
DIBUJO SIN ESCALA	CALIDAD		HOJA	DE	

D
C
B
A

D
C
B
A



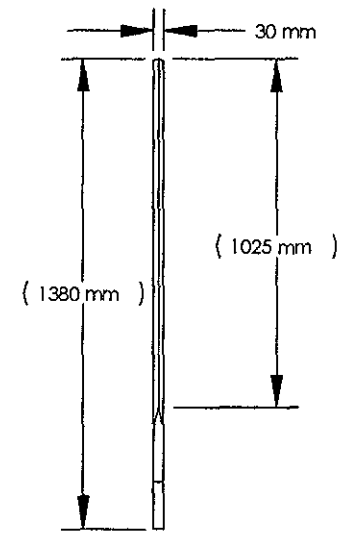
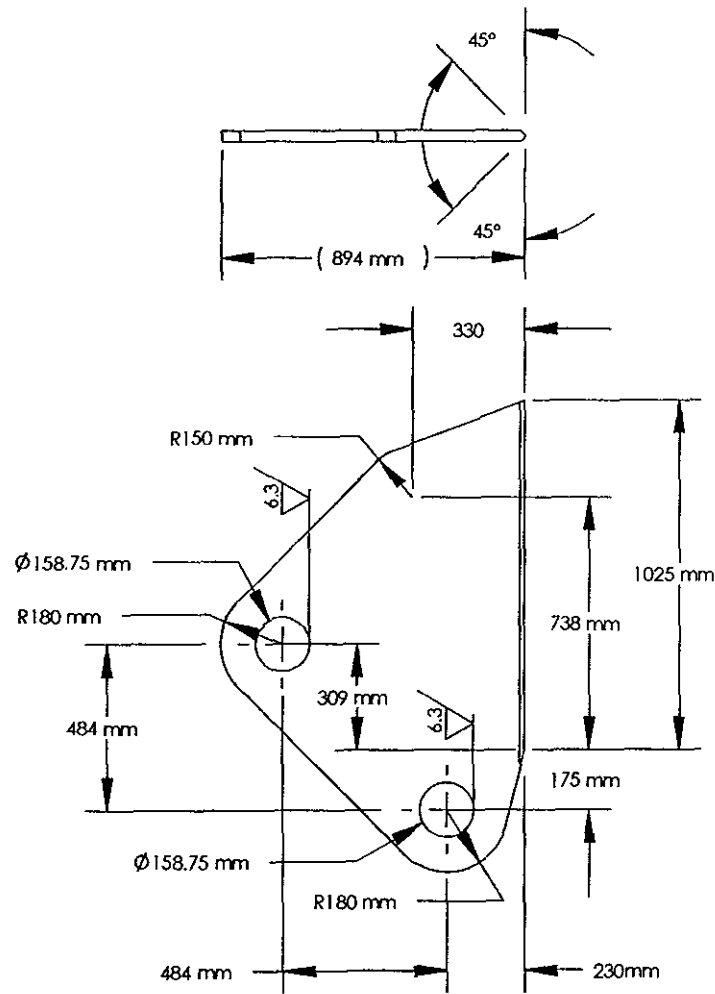
Unidad de apoyo al eje de transmisión
 Unidad de apoyo al eje de transmisión

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
	APROBACIÓN	FECHA	PLACA SOPORTE TRASERO (INTERIOR)	
	DIBUJANTE RBB	24/08/00		
	CHECADOR JMM	25/08/00		
MATERIAL A-36	RESPONSABLE RBB-JMM	25/08/00	TAMAÑO A	DIB. NO. 002A010
ACABADO --	MANUFACTURA		ESCALA	REV
DIBUJO SIN ESCALA	CALIDAD		ARCHIVO CAD 002A010	ROJA DE

8 7 6 5 4 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A



La escuela educacional de Soldadura
 Centro de la Industria y el Comercio

LAS DIMENSIONES SON EN
 PULGADAS, EXCEPTO EN
 AQUELLOS CASOS QUE SE
 ESPECIFIQUE

DIBUJO GENERADO EN CAD
 NO ACTUALIZADO MANUALMENTE

U.N.A.M.

MATERIAL

A-36

ACABADO

DIBUJO SIN ESCALA

APROBACIÓN

DIBUJANTE

CHECADOR

RESPONSABLE

MANUFACTURA

CALIDAD

FECHA

25/08/00

28/08/00

28/08/00

TMN

A

DIB. N°

002A011

REV.

ESCALA

ARCHIVO CAD

002A011

HOJA

DE

8

7

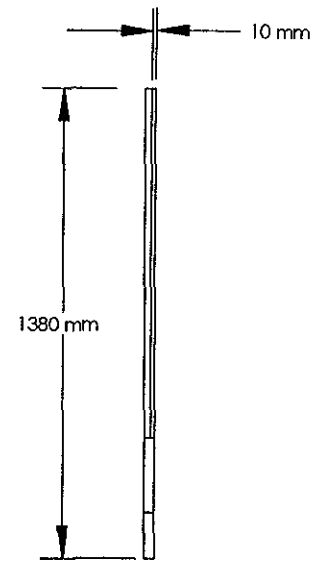
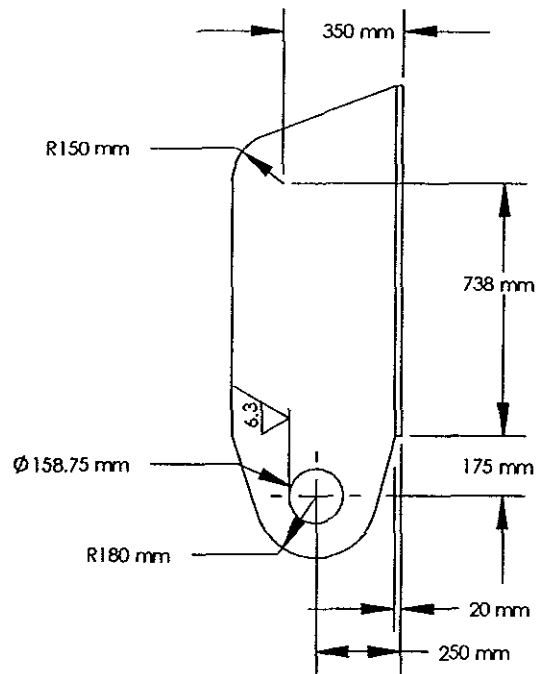
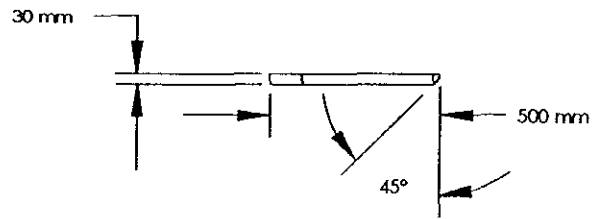
6

5

4

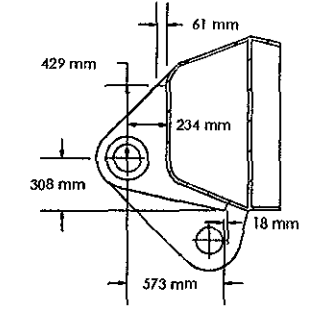
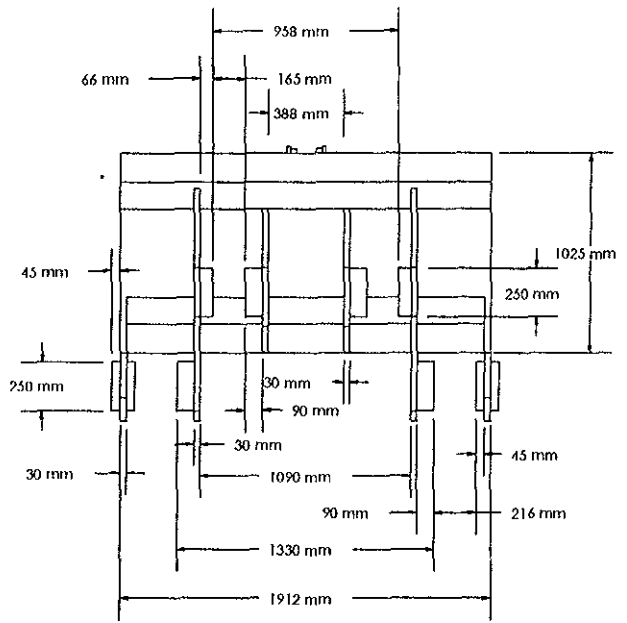
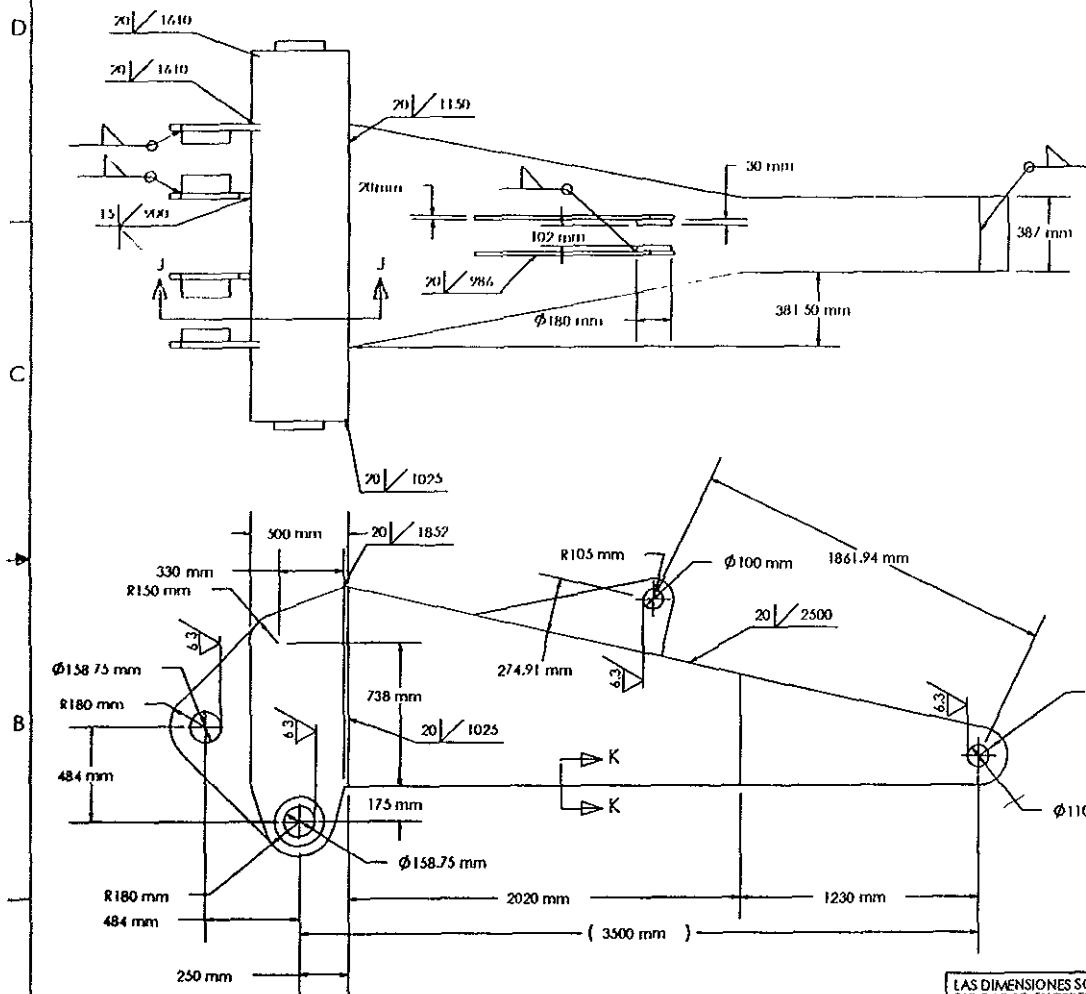
3

2

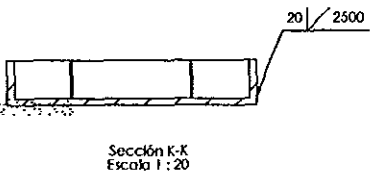


U.N.A.M. - Universidad Nacional Autónoma de México
 S.A. para fines de instrucción

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
	APROBACIÓN	FECHA		
MATERIAL	DIBUJANTE	RBB	PLACA SOPORTE TRASERO LATERAL	
	CHECADOR	JMM		
ACABADO	RESPONSABLE	RBB-JMM		
DIBUJO SIN ESCALA	MANUFACTURA			
	CAIDAD		IMR	DIB. NO.
			A	002A012
			ESCALA	ARCHIVO CAD
			002A012	HOJA
				DE



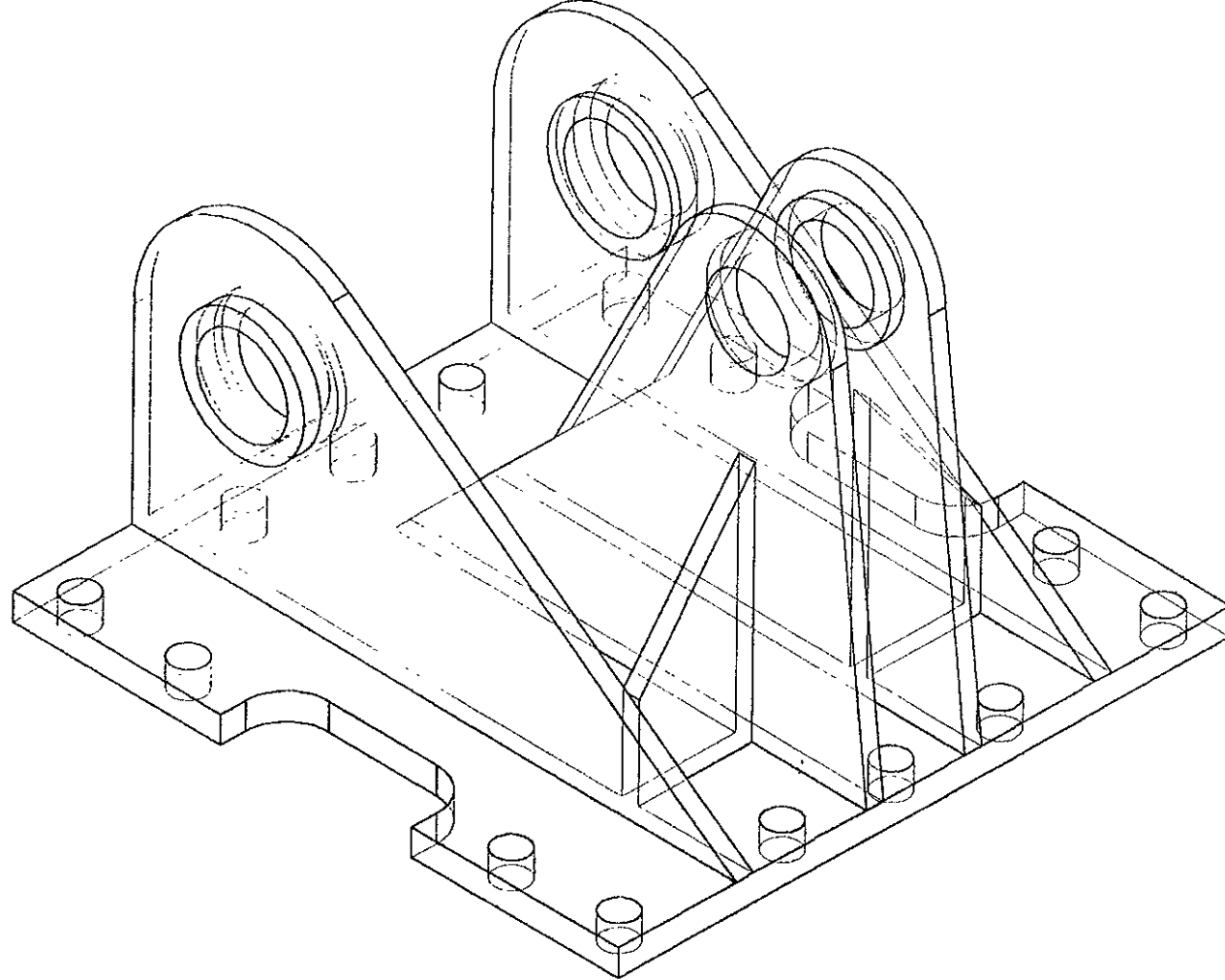
Sección J-J
Escala 1:40



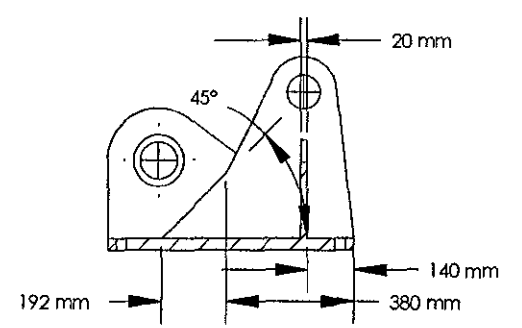
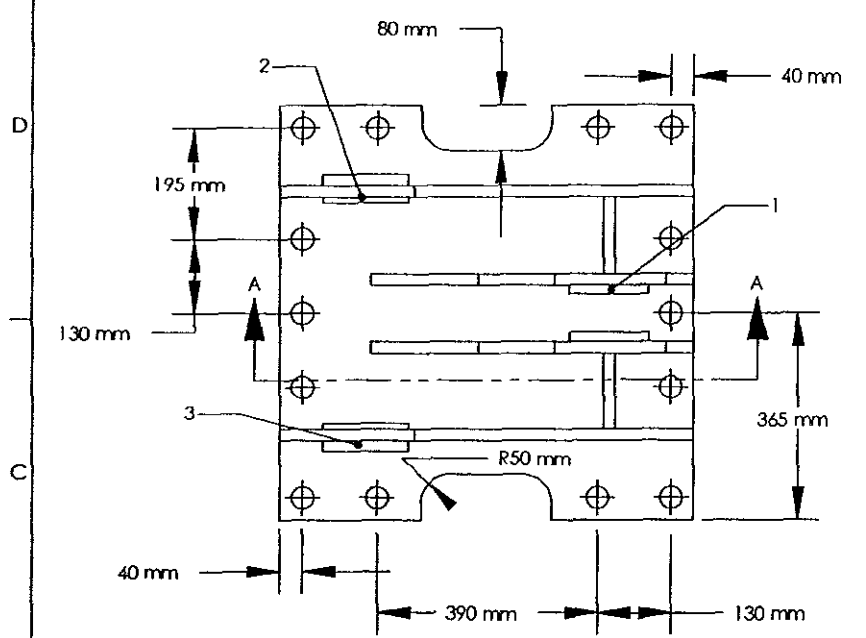
Sección K-K
Escala 1:20

Libro de educación de Soldadura
Solo para uso de instrucción

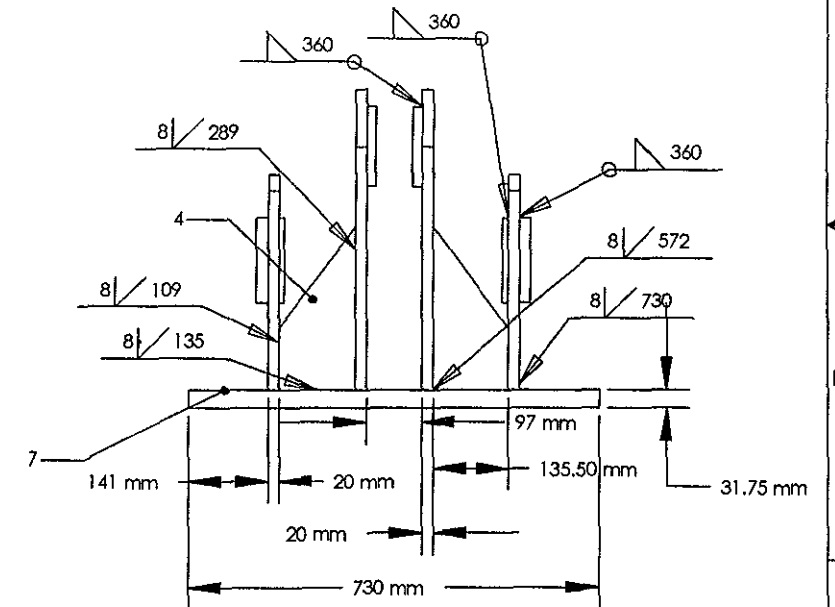
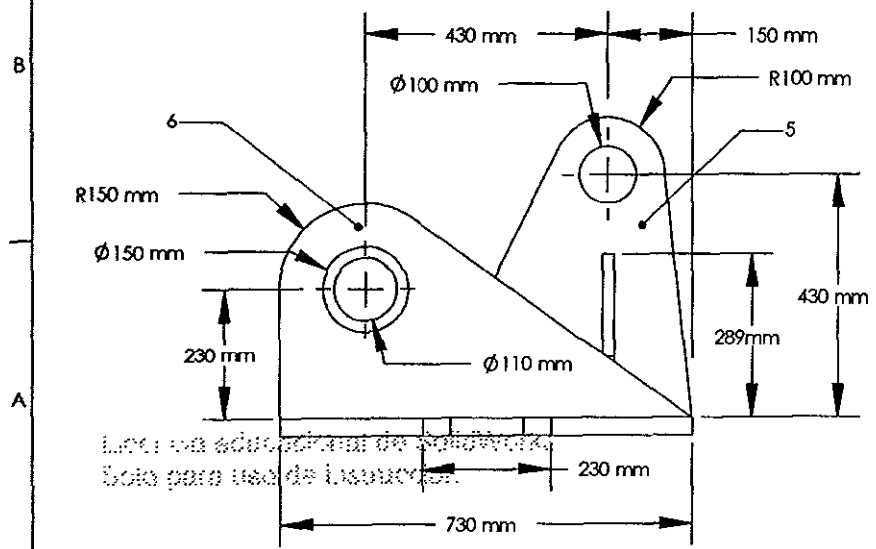
LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.		
	APROBACIÓN	FECHA			
	DIBUJANTE RBB	16/08/00	BRAZO DE EXTENSION PARA S-86 EN CAT 988B FABRICACION		
	CHECADOR JMM	17/08/00			
MATERIAL A-36	RESPONSABLE RBB-JMM	17/08/00	TMR	DIB NO	REV
ACABADO --	MANUFACTURA		A	001A003	
DIBUJO SIN ESCALA	CALIDAD		ESCALA	ARCHIVO CAD	001A003
			HOJA	DE	



PLACA DE MONTAJE

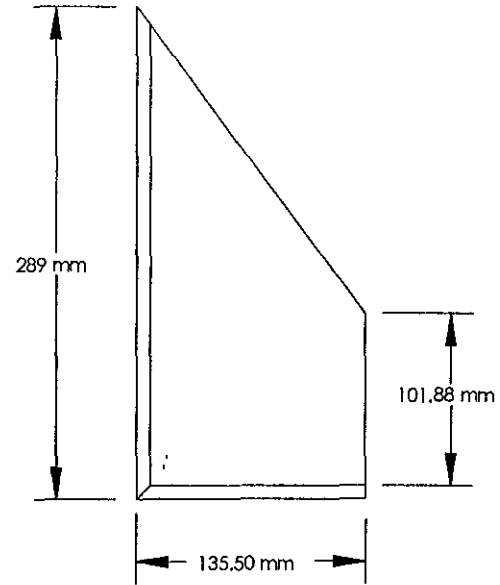
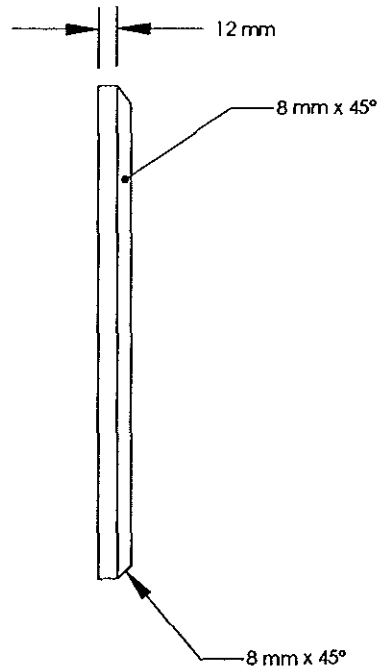


Sección A-A
Escala 1 : 20



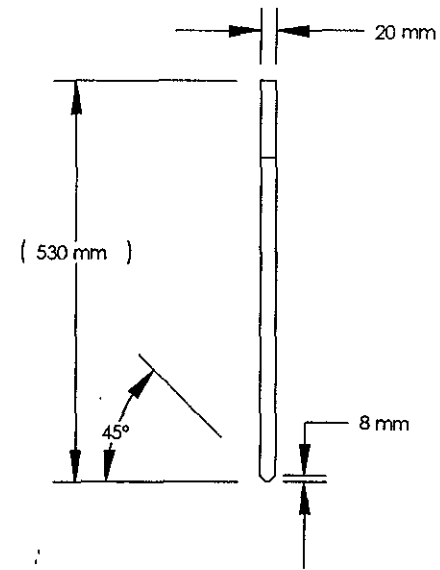
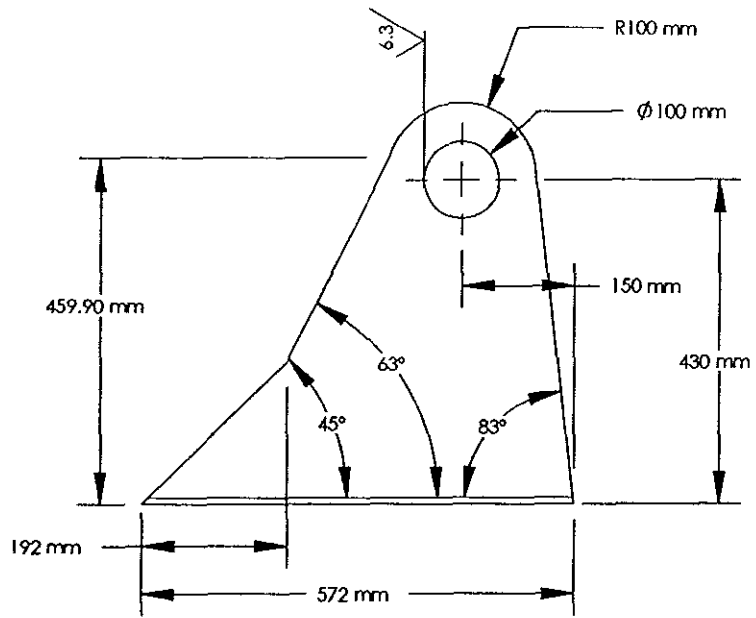
Logo de educación de Schöckel.
Solo para uso de Licencia.

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
	APROBACIÓN	FECHA	PLACA DE MONTAJE S-86 EN CAT 988B FABR.	
DIBUJANTE RBB	29/08/00			
CHECADOR JMM	30/08/00			
RESPONSABLE RBB-JMM	30/08/00			
MATERIAL A36	MANUFACTURA	TAM A	DIB NO 003A001	REV.
ACABADO ---	CALIDAD	ESCALA	ARCHIVO/CAD 003A001	HOJA DE
DIBUJO SIN ESCALA				



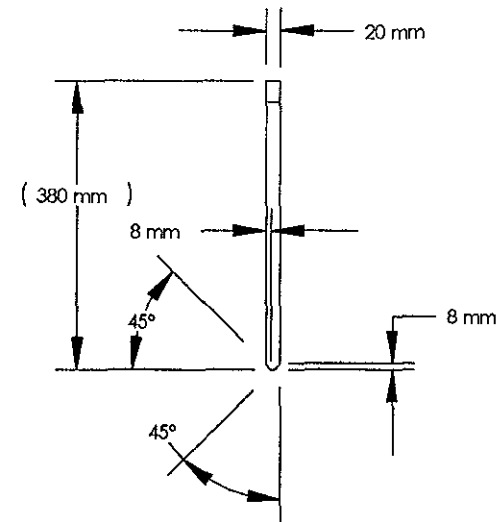
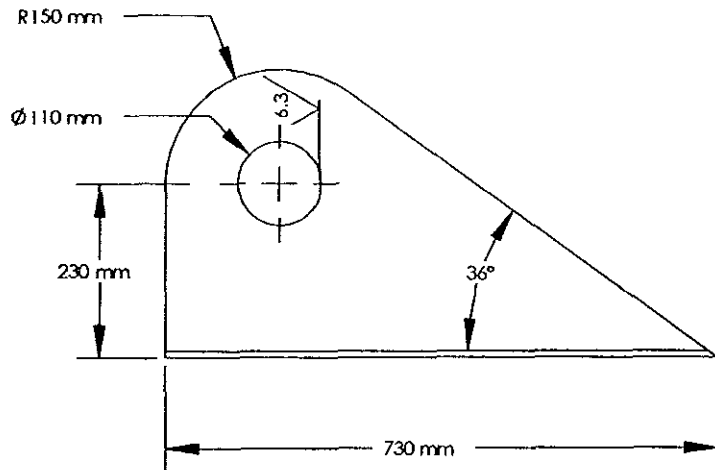
Licencia educativa de SolidWorks
Solo para uso de instructor

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
	APROBACIÓN	FECHA		
	DIBUJANTE JMM	30/08/00	PLACA DE SOPORTE	
	CHÉCADOR RBS	1/09/00		
RESPONSABLE RBS-JMM	1/09/00			
MATERIAL A-36	MANUFACTURA	IMN A	DIB. NO. 004A001	REV
ACABADO --	CALIDAD	ESCALA	ARCHIVO CAD* 004A001	HOJA DE
DIBUJO SIN ESCALA				



Licencia educacional de SolidWorks
Solo para uso de Instrucción

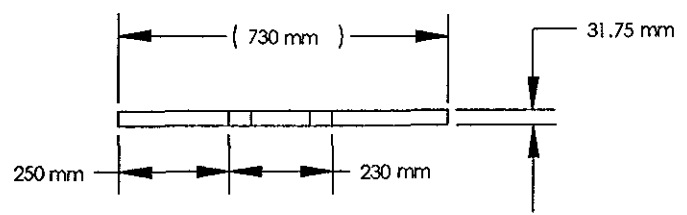
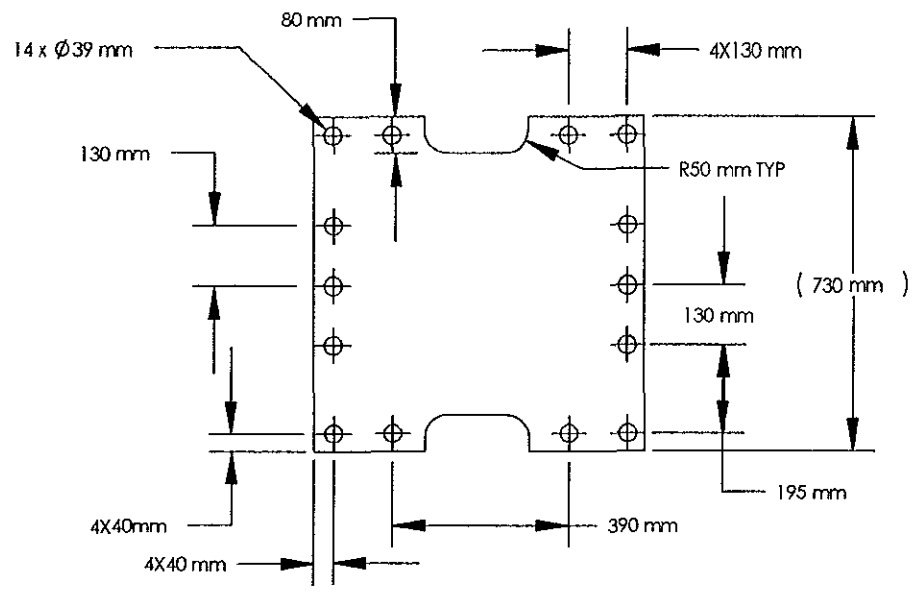
LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.		
	APROBACIÓN	FECHA	PLACA LATERAL INTERIOR		
	DIBUJANTE JMM	30/08/00			
	CHECADOR RBB	1/09/00			
MATERIAL A-36	RESPONSABLE RBB-JMM	1/09/00	TMN DIB NO. A 004A002		
ACABADO --	MANUFACTURA				
DIBUJO SIN ESCALA	CAUDAD		ESCALA	ARCHIVO CAD 004A002	HOJA



Licencia educacional de SolidWorks
 Solo para uso de instructores.

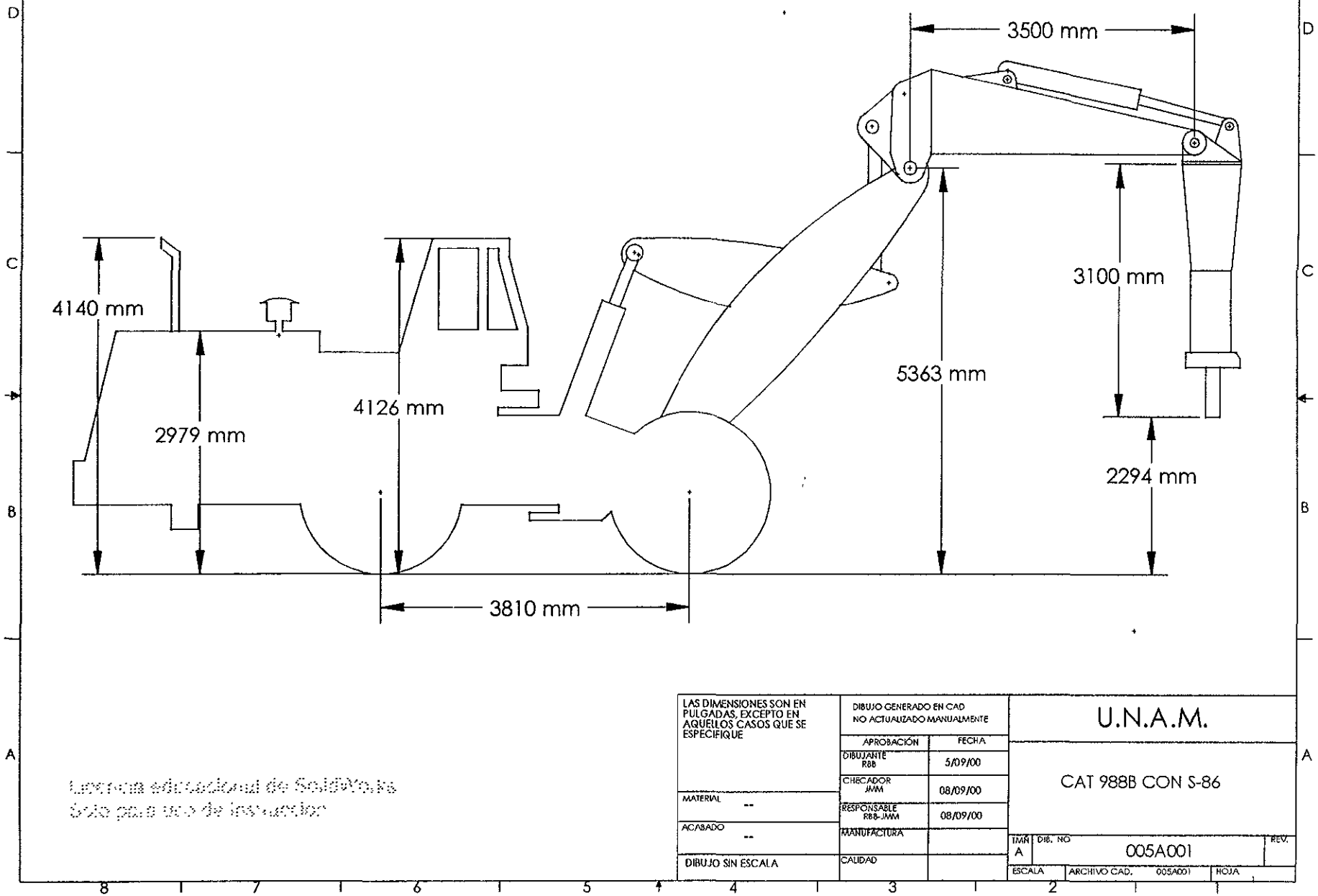
LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE		DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
		APROBACIÓN	FECHA		
MATERIAL A-36		DIBUJANTE JMM	31/08/00	PLACA LATERAL EXTERIOR	
		CHECADOR RBB	4/09/00		
ACABADO --		RESPONSABLE RBB-JMM	4/09/00	T.M.N. DIB. NO. A 004A003	
		MANUFACTURA			
DIBUJO SIN ESCALA		CALIDAD		ESCALA	ARCHIVO CAD: 004A003
				HOJA	

8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1



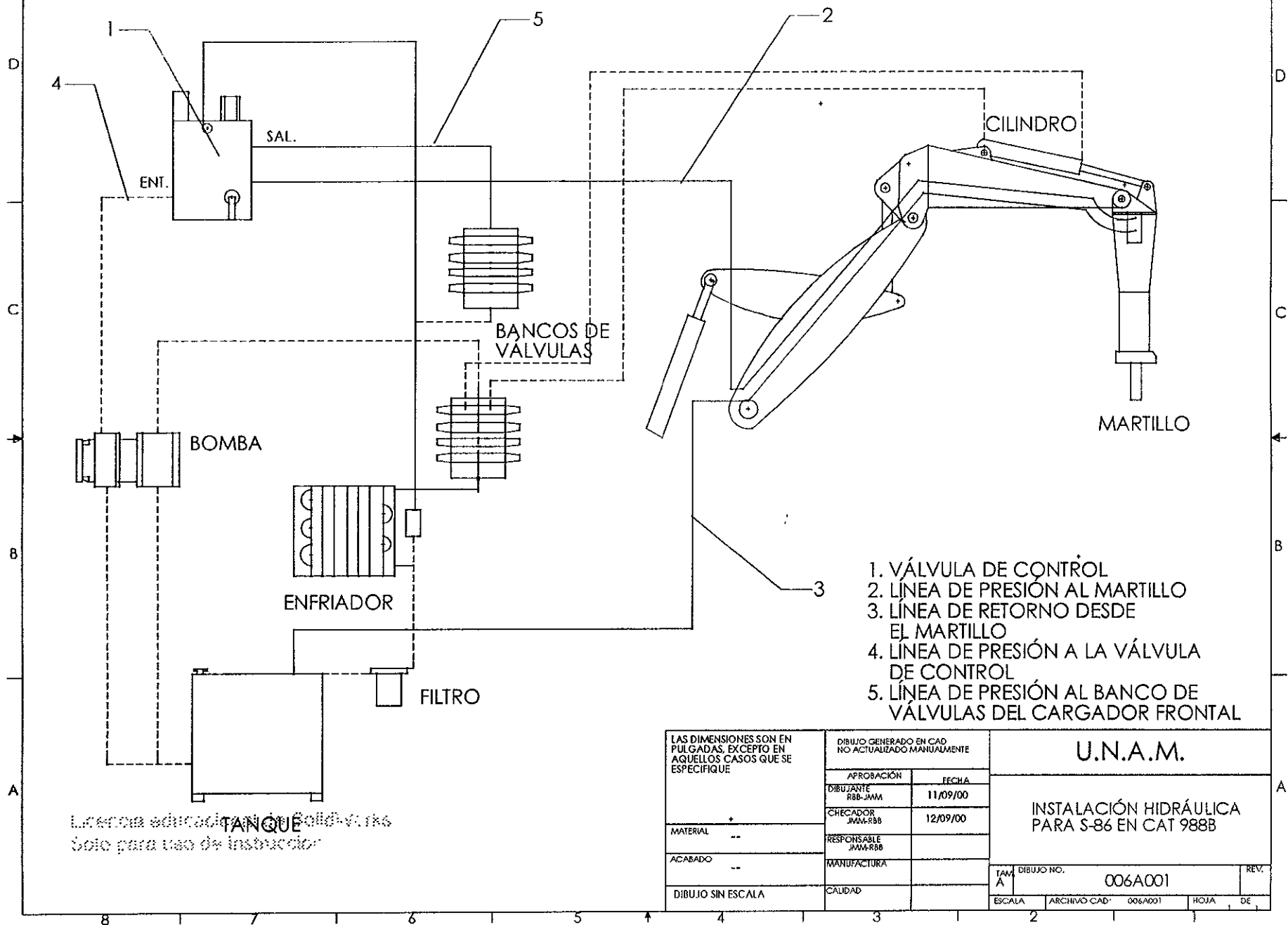
Licencia educativa de SolidWorks
Solo para uso de instrucción

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
	APROBACIÓN	FECHA		
	DIBUJANTE JMM	31/08/00	PLACA BASE	
	CHECADOR RBB	4/09/00		
MATERIAL A-36	RESPONSABLE RBB-JMM	4/09/00	TMR DIB NO A 004A004	
ACABADO --	MANUFACTURA			
DIBUJO SIN ESCALA	CALIDAD		ESCALA	ARCHIVO CAD: 004A004
			HOJA 1	DE 1



Equipo educacional de Soldadura
Solo para uso de instructor

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.	
	APROBACIÓN	FECHA		
	DIBUJANTE RBB	5/09/00	CAT 988B CON S-86	
	CHECADOR JMM	08/09/00		
	RESPONSABLE RBB-JMM	08/09/00		
MATERIAL	--	MANUFACTURA	IMM	DIB. NO
ACABADO	--	CALIDAD	A	005A001
DIBUJO SIN ESCALA			ESCALA	ARCHIVO CAD. 005A001
				HOJA



- 1. VÁLVULA DE CONTROL
- 2. LÍNEA DE PRESIÓN AL MARTILLO
- 3. LÍNEA DE RETORNO DESDE EL MARTILLO
- 4. LÍNEA DE PRESIÓN A LA VÁLVULA DE CONTROL
- 5. LÍNEA DE PRESIÓN AL BANCO DE VÁLVULAS DEL CARGADOR FRONTAL

Librería editorial de SolidWorks
Solo para uso de instructor

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS, EXCEPTO EN AQUELLOS CASOS QUE SE ESPECIFIQUE	DIBUJO GENERADO EN CAD NO ACTUALIZADO MANUALMENTE		U.N.A.M.		
	APROBACIÓN DIBUJANTE RBB-JMM	FECHA 11/09/00	INSTALACIÓN HIDRÁULICA PARA S-86 EN CAT 988B		
	CHECADOR JMM-RBB	12/09/00			
	MATERIAL --	RESPONSABLE JMM-RBB	MANUFACTURA	TAMAÑO A	DIBUJO NO. 006A001
ACABADO --	CALIDAD	ESCALA	ARCHIVO CAD: 006A001	HOJA DE	DE

"Diseño Mecánico de un Herramental para Instalar
un Martillo Hidráulico en un Cargador Frontal"

CONCLUSIONES

Conclusiones

Este estudio permite confirmar que el ingeniero Mecánico Electricista en el área de Mecánica tiene los conocimientos de planear sistemas, procesos y conjuntos mecánicos, evaluando sus consecuencias técnicas y sociales, y proponer alternativas de solución para lograr el bienestar de la comunidad y la preservación del medio ambiente; así mismo tiene la capacidad de diseñar, construir y optimizar los recursos disponibles, con el objetivo de buscar una mayor calidad, productividad, rentabilidad y beneficio social, estas características fueron analizadas durante el desarrollo de la tesis y tomaron forma hasta llegar a estas conclusiones.

Con este estudio de tesis se ha logrado presentar una propuesta para solucionar la problemática, en cuanto a la adquisición de maquinaria necesaria en la explotación de mineral, dentro de la industria minera y de esta manera no afectar la operación diaria.

Se desarrolló un herramental, el cual permite la instalación de un martillo hidráulico en un cargador frontal, aumentando de esta manera las actividades que realizan este tipo de vehículos (carga y descarga de mineral). Cabe señalar que este mismo herramental también puede permitir la instalación de otros aditamentos con un ensamble semejante al martillo hidráulico como lo son las perforadoras, quebradoras, etc.

El herramental obtenido resulta ser de un alcance de 3.5 metros, permite un grado de libertad independiente al cargador frontal, es de fácil ensamble, tiene un tiempo de vida largo, es de alta resistencia, su mantenimiento es mínimo y es de fácil manufactura, por lo que se pueden ofrecer, con dicho herramental, las mismas ventajas de operación de una excavadora, misma que es usada para este tipo de operación (trituration de mineral).

Este trabajo permite dejar a un lado aquellas simples placas elaboradas por experiencia de los herreros o gente de mantenimiento y ofrece las bases documentadas para cualquier persona interesada en el diseño, rediseño o fabricación de un herramental de esta naturaleza.

Se proporcionan los planos necesarios para la fabricación del brazo de extensión y placa de montaje y, además se dan las características de los demás elementos que intervienen en el ensamble del herramental.

"Diseño Mecánico de un Herramental para Instalar
un Martillo Hidráulico en un Cargador Frontal"

Con los resultados obtenidos se puede concluir que, la tesis es satisfactoria y, de acuerdo al análisis realizado al brazo de extensión, el herramental cumple con las características de trabajo idóneo, es factible su fabricación y además se puede asegurar su buen funcionamiento bajo las condiciones de trabajo a las que será sometido.

Como todo diseño se considera que aún existe mucho material por estudiar y aún más por desarrollar. Cabe mencionar que el herramental diseñado es un prototipo, el cual debe ser sujeto a pruebas reales y corroborar su funcionamiento óptimo. Como prototipo debe aceptarse que puede tener muchas variantes y/o cambios, pero se ha logrado un acercamiento favorable.

APÉNDICE A

SELECCIÓN DE MATERIAL.

Telefax

SCHOPFF

SCHOPFF Maschinenbau GmbH
 PARKSTRASSE 21
 D-73760 OSTPILDERN
 eMail: SchopfSale@aol.com

An/Tx: PROMOTORA	Von/From: Dr. G. Fleisch Tel. +49 (0) 711 34 000 -42 Fax +49 (0) 711 34 110 87
z.Hd. / att: Mr. Raúl Buendía Blancas	Seiten / Pages: 1 Gesamt / Total:
Fax:	Datum / Date:
Ref.:	CC:
Empfänger verteilt hauselgene Kopien Addressees to ensure distribution of internal copies	

Dear Mr. Buendía,

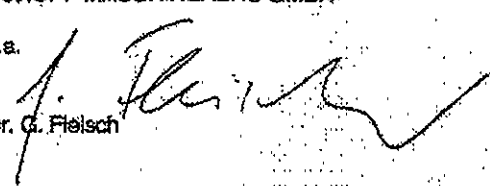
Attached are some spec's - unfortunately in German language with the data of the ST-52,3, which is used in our front frame and booms.

Best regards

SCHOPFF MASCHINENBAU GMBH

b.a.

Dr. G. Fleisch



№ 6461 §. 3/4

SCHEIFE MASCHINENBAU GUSTEINER

Schweißbarkeit Schweißleistung der allgemeinen Baustähle nach Schweißverfahren	DIN 8528 Blatt 2
Wichtigste Merkmale für diesen Katalog sind: 1. Die Angabe der Schweißbarkeit ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.	
<p>1. Geltungsbereich Dieser Katalog ist für die Schweißarbeiten der allgemeinen Baustähle nach DIN 8528 Blatt 2 anzuwenden.</p> <p>2. Beurteilung der allgemeinen Schweißbarkeit nach dem Schweißverfahren Die Schweißbarkeit der allgemeinen Baustähle nach DIN 8528 Blatt 2 ist in der Tabelle 1 angegeben. Die Tabelle 1 ist in 4 Gruppen unterteilt. Die Tabelle 1 ist in 4 Gruppen unterteilt.</p> <p>3.1.2. Schweißverfahren Die Angabe in der Tabelle 1 ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.</p>	<p>3.2. Beurteilung der Schweißbarkeit Die Schweißbarkeit der allgemeinen Baustähle nach DIN 8528 Blatt 2 ist in der Tabelle 1 angegeben. Die Tabelle 1 ist in 4 Gruppen unterteilt.</p> <p>3.2.1. Schweißverfahren Die Angabe in der Tabelle 1 ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.</p> <p>3.2.2. Schweißverfahren Die Angabe in der Tabelle 1 ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.</p> <p>3.2.3. Schweißverfahren Die Angabe in der Tabelle 1 ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.</p> <p>3.2.4. Schweißverfahren Die Angabe in der Tabelle 1 ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.</p>
<p>Technische Zeichnung der Schweißbarkeit (DIN 8528 Blatt 2) (DIN 8528 Blatt 2)</p> <p>Technische Zeichnung der Schweißbarkeit (DIN 8528 Blatt 2) (DIN 8528 Blatt 2)</p>	

Tabelle 1. Schweißbarkeit der allgemeinen Baustähle nach DIN 8528 Blatt 2. *Properties for use*

Gruppe	Stoffklasse nach DIN 17100	Gefügezustand	Behandlung	Eigenschaften		
				Streckbruch	Bruchenergie	Temperaturbereich
1	St 37-2	HR	R	25	27	-20
	St 45-2	HR	R	25	27	-20
	St 50-2	HR	R	25	27	-20
	St 52-2	HR	R	25	27	-20
	St 55-2	HR	R	25	27	-20
	St 60-2	HR	R	25	27	-20
	St 65-2	HR	R	25	27	-20
	St 70-2	HR	R	25	27	-20
	St 75-2	HR	R	25	27	-20
	St 80-2	HR	R	25	27	-20
2	St 37-3	HR	R	25	27	-20
	St 45-3	HR	R	25	27	-20
	St 50-3	HR	R	25	27	-20
	St 52-3	HR	R	25	27	-20
	St 55-3	HR	R	25	27	-20
	St 60-3	HR	R	25	27	-20
	St 65-3	HR	R	25	27	-20
	St 70-3	HR	R	25	27	-20
	St 75-3	HR	R	25	27	-20
	St 80-3	HR	R	25	27	-20
3	St 37-4	HR	R	25	27	-20
	St 45-4	HR	R	25	27	-20
	St 50-4	HR	R	25	27	-20
	St 52-4	HR	R	25	27	-20
	St 55-4	HR	R	25	27	-20
	St 60-4	HR	R	25	27	-20
	St 65-4	HR	R	25	27	-20
	St 70-4	HR	R	25	27	-20
	St 75-4	HR	R	25	27	-20
	St 80-4	HR	R	25	27	-20
4	St 37-5	HR	R	25	27	-20
	St 45-5	HR	R	25	27	-20
	St 50-5	HR	R	25	27	-20
	St 52-5	HR	R	25	27	-20
	St 55-5	HR	R	25	27	-20
	St 60-5	HR	R	25	27	-20
	St 65-5	HR	R	25	27	-20
	St 70-5	HR	R	25	27	-20
	St 75-5	HR	R	25	27	-20
	St 80-5	HR	R	25	27	-20

1) Nachweisdaten für die Druckbelastung
R: Bruchenergie (mechanisch) Schweißbarkeit
HR: Bruchenergie (chemisch)
U: Bruchenergie

2) Kennzeichnung für die Schweißbarkeit
U: Schweißbarkeit vorhanden
N: Schweißbarkeit nicht vorhanden

3. Hinweise für Fertigungsbedingungen
Die Schweißbarkeit der allgemeinen Baustähle nach DIN 8528 Blatt 2 ist in der Tabelle 1 angegeben. Die Tabelle 1 ist in 4 Gruppen unterteilt.

3.1. Schweißverfahren
Die Angabe in der Tabelle 1 ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.

3.2. Schweißverfahren
Die Angabe in der Tabelle 1 ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.

3.3. Schweißverfahren
Die Angabe in der Tabelle 1 ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.

3.4. Schweißverfahren
Die Angabe in der Tabelle 1 ist für die praktische Ausführung der Schweißarbeiten maßgebend.

PROPIEDADES A-36.



Designation: A 36/A 36M - 98

Standard Specification for Carbon Structural Steel¹

This standard is issued under the steel designation A 36/A 36M; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript symbol (²) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense. Consult the DoD Index of Specifications and Standards for the specific year of issue which has been adopted by the Department of Defense.

1. Scope

1.1 This specification² covers carbon steel shapes, plates, and bars of structural quality for use in riveted, bolted, or welded construction of bridges and buildings, and for general structural purposes.

1.2 Supplemental requirements are provided where improved internal quality and notch toughness are important. These shall apply only when specified by the purchaser in the order.

1.3 When the steel is to be welded, it is presupposed that a welding procedure suitable for the grade of steel and intended use or service will be utilized. See Appendix X3 of Specification A 6/A 6M for information on weldability.

1.4 The purchaser should consider specifying supplemental requirements, such as fine austenitic grain size and Charpy V-Notch Impact requirements, when Group 4 or Group 5 wide flange shapes are specified for use in other than column or compression applications.

1.5 The values stated in either inch-pound units or SI (metric) units are to be regarded separately as standard. Within the text, the SI units are shown in brackets. The values stated in each system are not exact equivalents, therefore, each system must be used independent of the other. Combining values from the two systems may result in nonconformance with this specification.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

- A 6/A 6M Specification for General Requirements for Rolled Structural Steel Bars, Plates, Shapes, and Sheet Piling³
- A 27/A 27M Specification for Steel Castings, Carbon, for General Application⁴
- A 307 Specification for Carbon Steel Bolts and Nuts, 60 000 psi Tensile Strength⁵
- A 325 Specification for Structural Bolts, Steel, Heat Treated, 120/105 ksi Minimum Tensile Strength⁵
- A 325M Specification for High-Strength Bolts for Structural Steel Joints [Metric]⁵

¹ This specification is under the jurisdiction of ASTM Committee A-1 on Steel, Stainless Steel, and Related Alloys, and is the direct responsibility of Subcommittee A01.02 on Structural Steel for Bridges, Buildings, Hoisting Stock, and Bars. Current edition approved May 10, 1998. Published July 1998. Originally published as A 36 - 60 T. Last previous edition A 36/A 36M - 94.

² For ASME Boiler and Pressure Vessel Code Applications, see related Specification SA-36 in Section II of that Code.

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.04.

⁴ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.02.

⁵ Annual Book of ASTM Standards, Vol 15.01.

TABLE 1 Apparent Material Specifications

Note—The specifier should be advised of the suitability of these materials for the intended application. Galvanizing and/or mechanical protection may be different from specified in A 36/A 36M.

Material	ASTM Designation
Steel rivets	A 307, Grade 1
Bolts	A 307, Grade A or F 568M, Class 4.6
High-strength bolts	A 325 or A 325M
Steel nuts	A 307 or A 307M
Cast steel	A 27/A 27M, Grade 65-95 (400-540)
Forgings (carbon steel)	A 505, Class B
Hot-rolled sheet and strip	A 570/A 570M, Grade 55
Cold-formed tubing	A 500, Grade B
Hot-formed tubing	A 501

- A 500 Specification for Cold-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing in Rounds and Shapes⁶
- A 501 Specification for Hot-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing⁶
- A 502 Specification for Steel Structural Rivets⁶
- A 503 Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts⁶
- A 563M Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts [Metric]⁶
- A 570/A 570M Specification for Steel, Sheet and Strip, Carbon, Hot-Rolled, Structural Quality⁶
- A 660 Specification for Steel Forgings, Carbon and Alloy, for General Industrial Use⁶
- F 568M Specification for Carbon and Alloy Steel Externally Threaded Metric Fasteners⁶

3. Apparent Materials

3.1 When components of a steel structure are identified with this ASTM designation but the product form is not listed in the scope of this specification, the material shall conform to one of the standards listed in Table 1 unless otherwise specified by the purchaser. Table 1 does not provide any specification requirements to a manufacturer or processor. Orders to a manufacturer or processor should describe the required ASTM designation for product forms not listed in the scope of this specification. Unless otherwise specified, all plain and threaded bars used for anchorage purposes shall be subjected to mechanical tests and shall conform to the tensile requirements of Section 5; headed bolts used for anchorage purposes shall conform to Specification A 307 or F 568M; and all nuts shall conform to the

⁶ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.01.

⁶ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.02.

⁶ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.02.

A 56/A 56M

TABLE 2. Chemical Requirements

Note.—When “—” appears in this table there is no requirement. The heat analysis for manganese shall be determined and reported as described in the heat analysis section of Specification A 5/A 5M.

Product	Shapes ^a		Plates ^b				Bars			
	All	To 1/4 [20] incl	Over 1/4 to 1/2 [20 to 40] incl	Over 1/2 to 2 1/2 [40 to 300] incl	Over 2 1/2 to 4 [65 to 100] incl	Over 4 [100]	To 1/2 [20] incl	Over 1/2 to 1 1/2 [20 to 40] incl	Over 1 1/2 to 4 [40 to 100] incl	Over 4 [100]
Carbon, max, %	0.26	0.26	0.26	0.26	0.27	0.28	0.28	0.27	0.26	0.26
Manganese, %	—	—	0.25-1.25	0.25-1.25	0.25-1.25	0.25-1.25	—	0.25-0.50	0.25-0.50	0.25-0.50
Phosphorus, max, %	0.034	0.034	0.034	0.034	0.04	0.04	0.034	0.04	0.04	0.04
Sulfur, max, %	0.035	0.035	0.035	0.035	0.05	0.05	0.035	0.05	0.05	0.05
SiCon, %	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
Copper, min, % when copper steel is specified	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20

^a Manganese content of 0.25-1.25% and silicon content of 0.15-0.40% is required for shapes over 425 h/ft (1254 kg/m).

^b For each reduction of 0.03% below the specified carbon requirement, an increase of 0.05% manganese above the specified maximum will be permitted up to the maximum of 1.25%.

requirements of Specification A 563, Grade A, or A 563M, Class 5.

4. General Requirements for Delivery

4.1 Material furnished under this specification shall conform to the requirements of the current edition of Specification A 6/A 6M, for the ordered material, unless a conflict exists in which case this specification shall prevail.

5. Bearing Plates

5.1 Unless otherwise specified, plates used as bearing plates for bridges shall be subjected to mechanical tests and shall conform to the tensile requirements of Section 8.

5.2 Unless otherwise specified, mechanical tests shall not be required for plates over 1/2 in. [40 mm] in thickness used as bearing plates in structures other than bridges, subject to the requirement that they shall contain 0.20 to 0.33% carbon by heat analysis, that the chemical composition shall conform to the requirements of Table 2 in phosphorus and sulfur content, and that a sufficient discard shall be made to secure sound plates.

6. Process

6.1 The steel shall be made by one or more of the following processes: open-hearth, basic-oxygen, or electric-furnace.

6.2 No rimmed or capped steel shall be used for plates and bars over 1/2 in. [12.5 mm] thick or for shapes other than Group 1.

7. Chemical Requirements

7.1 The heat analysis shall conform to the requirements prescribed in Table 2, except as specified in 5.2.

7.2 The steel shall conform on product analysis to the requirements prescribed in Table 2, subject to the product

TABLE 3. Tensile Requirements^a

Plates, Shapes ^b and Bars:	
Tensile strength, ksi [MPa]	58-69 [400-500]
Yield point, min, ksi [MPa]	36 [250] ^c
Plates and Shapes ^b :	
Elongation in 6 in. [200 mm], min, %	20
Elongation in 2 in. [50 mm], min, %	23
Shapes:	
Elongation in 6 in. [200 mm], min, %	20
Elongation in 2 in. [50 mm], min, %	23 ^d

^a See Specimen Orientation under the Tensile Tests section of Specification A 5/A 5M.

^b For wide flange shapes over 425 h/ft (1254 kg/m), the 68 ksi (469 MPa) minimum tensile strength does not apply and a minimum elongation in 6 in. (200 mm) of 19% applies.

^c Yield point 32 ksi (220 MPa) for plates over 8 in. (200 mm) thickness.

^d Elongation not required to be guaranteed for 80% plate.

^e For plates wider than 24 in. (610 mm), the elongation requirement is reduced two percentage points. See elongation requirement subject to under the Tensile Tests section of Specification A 5/A 5M.

analysis tolerances in Specification A 5/A 5M.

7.3 When tension tests are waived in accordance with 5.2, chemistry consistent with the requirements in Table 2, and with the mechanical properties desired must be applied.

8. Tensile Requirements

8.1 The material as represented by the test specimen, except as specified in 5.2 and 6.2, shall conform to the requirements as to the tensile properties prescribed in Table 3.

8.2 Shapes less than 1 in.² (645 mm²) in cross-section and bars, other than flats, less than 1/2 in. [12.5 mm] in thickness or diameter need not be subjected to tension tests by the manufacturer.

9. Keywords

9.1 bars; bolted construction; bridges; building; carbon; plates; riveted construction; shapes; steel; structural steel; welded construction

 A 36/A 36M

SUPPLEMENTARY REQUIREMENTS

These requirements shall not apply unless specified in the order.
Standardized supplementary requirements for use at the option of the purchaser are listed in Specification A 36/A 36M. Those that are considered suitable for use with this specification are listed by title:

- S5. Charpy V-Notch Impact Test.
S16. Bend Test.

ADDED SUPPLEMENTARY REQUIREMENTS

In addition, the following optional supplementary requirements are also suitable for use with this specification.

S91. Fine Austenitic Grain Size

S91.1 The steel shall be killed and have a fine austenitic grain size.

S97. Limitation on Rimmed or Capped Steel

S97.1 The steel shall be other than rimmed or capped.

The American Society for Testing and Materials takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, 100 Barr Harbor Drive, West Conshohocken, PA 19428.

CÁLCULO ESTÁTICO DE VIGA MODELO.

El diseño de una viga basado en la resistencia en primer lugar requiere hallar el cortante y momento máximos en la viga. Los diagramas de cortante y momento para la viga mostrada en la figura 1 son los siguientes,

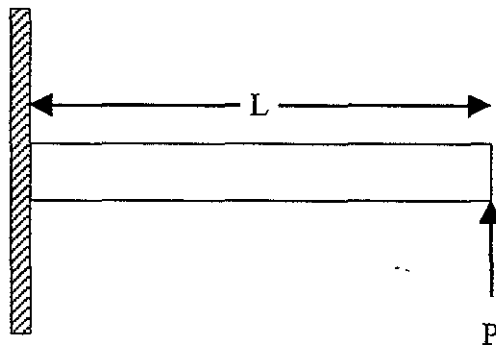


FIGURA 1.

Las reacciones se muestran en el diagrama de cuerpo libre de la figura 2,

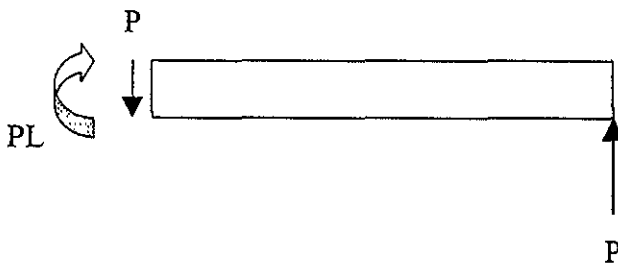


FIGURA 2.

Para obtener el diagrama del cortante primero se marca el cortante en cada extremo de la viga, es decir en $X = 0$, $V = -P$ y en $X = L$, $V = -P$, como se muestra en la figura 3. Como se trata de una fuerza concentrada y despreciamos las cargas distribuidas ($w = 0$) para $0 < x < L$, la pendiente del diagrama de cortante será cero ($dV/dx = -w = 0$), y, por consiguiente, una línea recta horizontal conecta los dos puntos.

APÉNDICE B

CÁLCULO ESTÁTICO DE VIGA MODELO.

El diseño de una viga basado en la resistencia en primer lugar requiere hallar el cortante y momento máximos en la viga. Los diagramas de cortante y momento para la viga mostrada en la figura 1 son los siguientes,

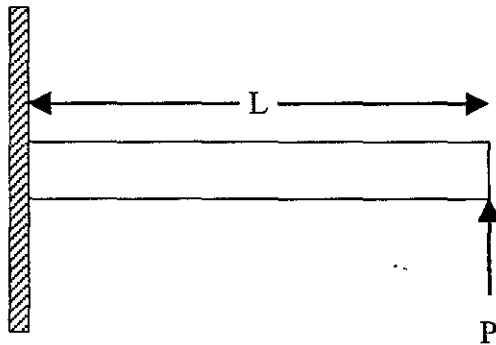


FIGURA 1.

Las reacciones se muestran en el diagrama de cuerpo libre de la figura 2,

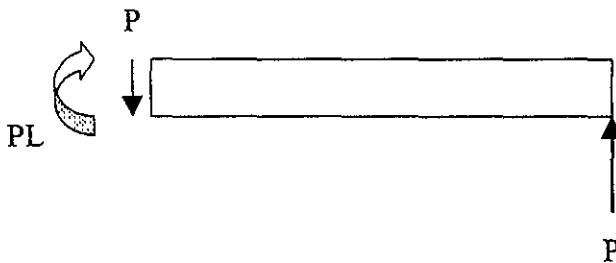


FIGURA 2.

Para obtener el diagrama del cortante primero se marca el cortante en cada extremo de la viga, es decir en $X = 0$, $V = -P$ y en $X = L$, $V = -P$, como se muestra en la figura 3. Como se trata de una fuerza concentrada y despreciamos las cargas distribuidas ($w = 0$) para $0 < x < L$, la pendiente del diagrama de cortante será cero ($dV/dx = -w = 0$), y, por consiguiente, una línea recta horizontal conecta los dos puntos.

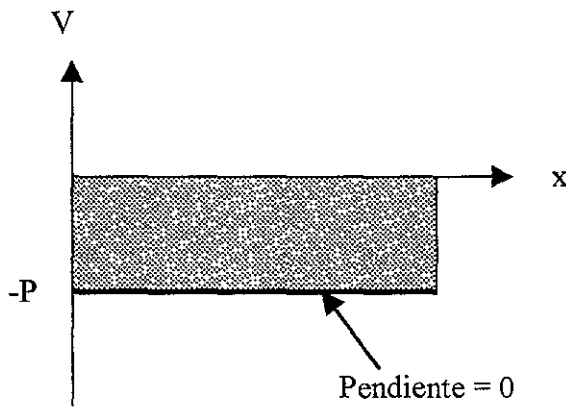


FIGURA 3.

Para obtener el diagrama de momento primero se marca el momento en cada extremo de la viga, es decir, en $x = 0$, $M = PL$ y en $x = L$, $M = 0$, como se muestra en la figura 4. Por consiguiente los puntos extremos están conectados por una línea recta de pendiente negativa.

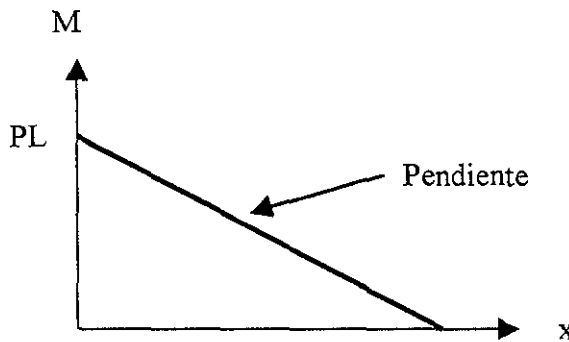


FIGURA 4.

CÁLCULO DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL POR RESISTENCIA.

Utilizando la fórmula de flexión;

$$\sigma_d = \frac{Mc}{I} \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

σ_d = Esfuerzo flexionante de diseño.

M = Momento flexionante máximo.

c = Distancia del centroide a la fibra más alejada de la sección.

I = Momento de inercia.

S_y = Esfuerzo de cedencia del material (obtenido de tablas) = 250 (MPa)

N = Factor de seguridad.

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = \frac{250}{2} = 125(\text{MPa}) \dots\dots\dots(2)$$

Basándose en la figura 5 se obtendrá el momento de inercia para sustituirlo en la fórmula de flexión.

FIGURA 5. Sección transversal de una viga rectangular.

El momento de inercia para un rectángulo es;

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

Por lo tanto I para una caja rectangular es;

$$I = \frac{1}{12}bh^3 - \frac{1}{12}(b-2e)(h-2e)^3 = \frac{1}{12}(bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3) \quad \dots\dots (4)$$

Sustituyendo el momento de inercia en la ecuación (1) tenemos;

$$\sigma_d = \frac{Fd\left(\frac{h}{2}\right)}{\frac{1}{12}(bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3)} = \frac{6Fdh}{bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3} \quad \dots\dots(5)$$

Utilizando la fórmula del cortante;

$$\tau_d = \frac{VQ}{Ie} \quad \dots\dots\dots (6)$$

Donde:

τ_d = Esfuerzo cortante de diseño.

Q = Momento de primer orden.

V = Fuerza cortante en la sección de interés.

I = Momento de inercia.

e = Espesor del alma.

τ_y = Esfuerzo Cortante del material (obtenido de tablas)= 145 (MPa)

N= Factor de seguridad.

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{145}{2} = 72.5 \text{ (MPa)} \quad \dots\dots\dots (7)$$

Basándose en la figura 6 se obtendrá el primer momento del área Q.

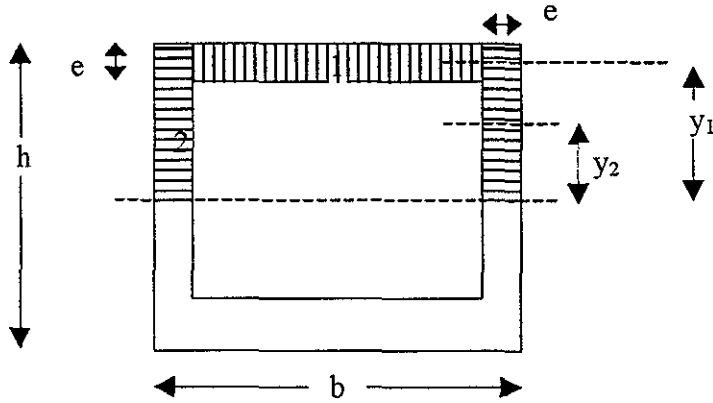


FIGURA 6. Sección transversal de una viga rectangular.

$$Q = \sum \bar{y}A \quad \dots\dots\dots (8)$$

Donde; $y_1 = \frac{h}{2} - \frac{e}{2} = \frac{h-e}{2}; \quad \dots\dots\dots (9)$

$$A_1 = (b - 2e)e = (b - 2e^2) \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$Q_1 = \frac{1}{2}(h - e)(be - 2e^2) = \frac{1}{2}(hbe - be^2 - 2he^2 + 2e^3) \dots\dots\dots (11)$$

$$y_2 = \frac{h}{2} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$A_2 = \left(\frac{h}{2}\right)e \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$Q_2 = 2\left(\frac{h}{2}\right)\left(\frac{h}{2}\right)e = \frac{1}{2}h^2e \quad \dots\dots\dots (14)$$

Sustituyendo las ecuaciones (11) y (14) en la ecuación (8) tenemos;

$$Q = \frac{1}{2}e(h^2 + hb - be - 2he + 2e^2) \quad \dots\dots\dots (15)$$

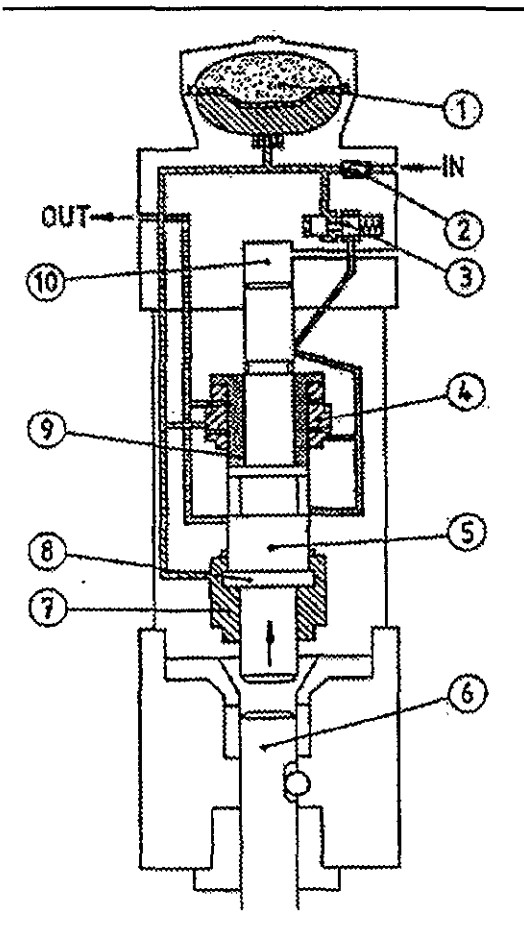
Y sustituyendo en la ecuación (6) las ecuaciones (4) y (15) tenemos que el esfuerzo cortante de diseño es:

$$\tau_d = \frac{V \left[\frac{1}{2}e(h^2 + hb + be - 2he - 2e^2) \right]}{\frac{1}{12}(bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3)e} = \frac{6V(h^2 + hb + be - 2he + 2e^2)}{(bh^3 - (b-2e)(h-2e)^3)} \quad \dots\dots (16)$$

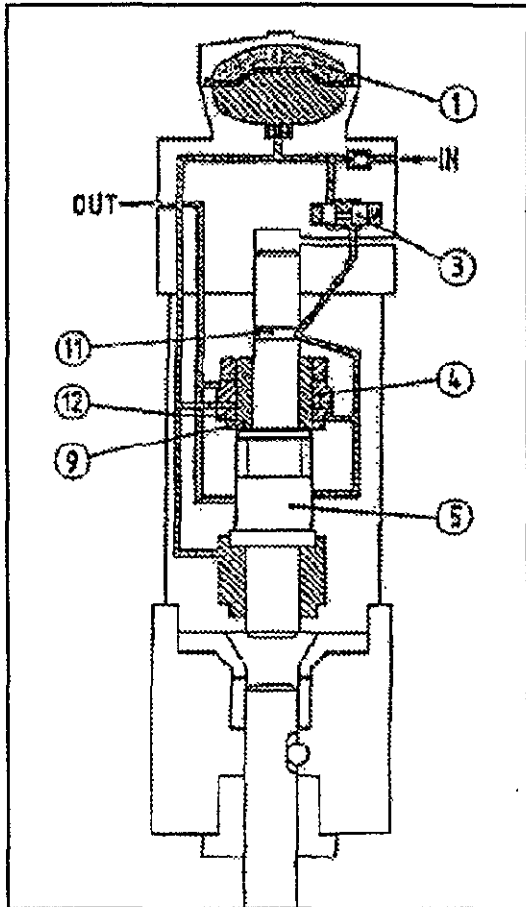
APÉNDICE C

PRINCIPIO DE OPERACIÓN DE UN MARTILLO HIDRÁULICO.

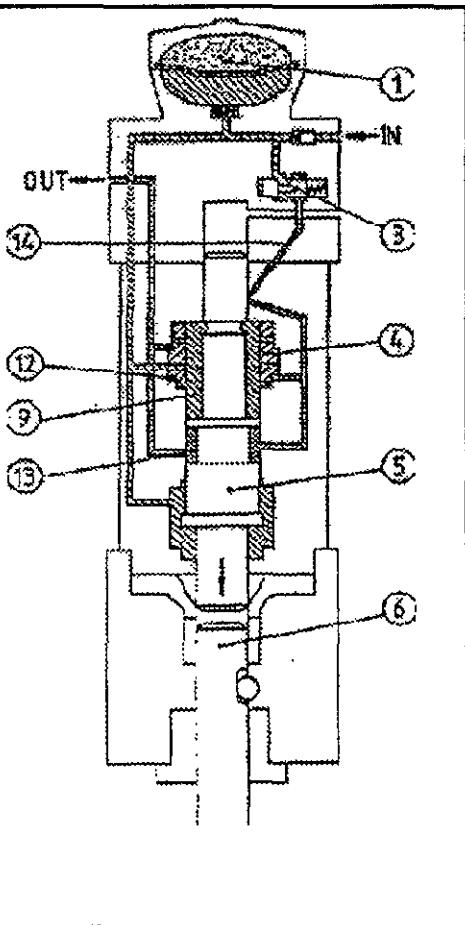
El funcionamiento elemental de los martillos hidráulicos se fundamenta en las siguientes características:



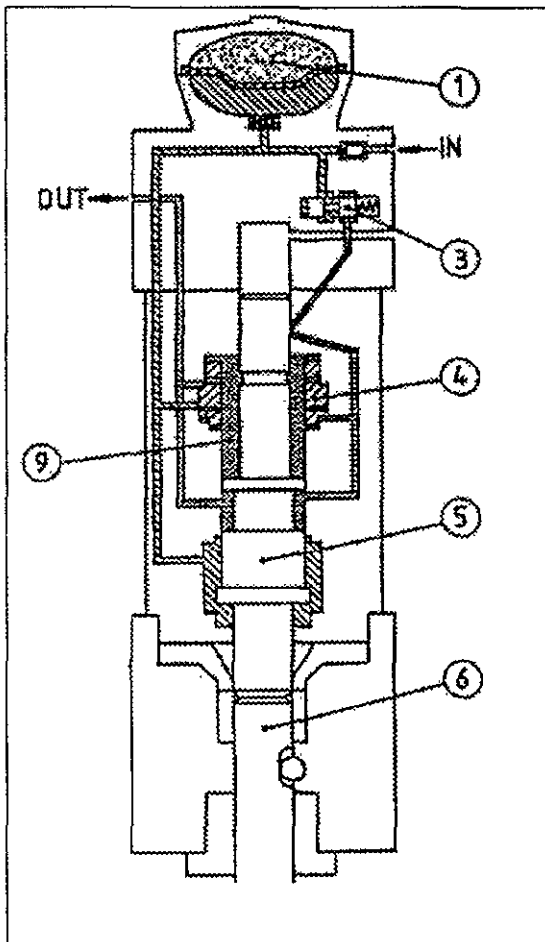
1) El aceite fluye hacia el martillo a través del acoplamiento de presión (IN) y la válvula de retención (2). Fluye dentro del canal de presión y hacia el espacio bajo el pistón (7). El pistón empieza a subir debido a la diferencia en las superficies del eje del pistón sobre y bajo el borde. Parte del aceite fluye hacia el acumulador de presión (1) y guarda energía y, por lo tanto, presuriza el nitrógeno detrás de una membrana de goma. La presión también afecta la válvula de ajuste de presión (3) y comprime el vástago de la válvula contra un resorte. La diferencia en la superficie del vástago se consigue con la ayuda de un pequeño vástago auxiliar ó una aguja. El distribuidor (4) conecta el espacio sobre el pistón (9) con la línea de retorno y el aceite sale de la máquina a través del acoplamiento de la línea de retorno (OUT) a una presión casi cero. El distribuidor ha cerrado el canal de presión al espacio sobre el pistón (9). En esta etapa, la presión en el martillo sube continuamente. El espacio sobre el pistón (10) se conecta con el orificio del respiradero de aire. Se cierra el canal de control de presión.



2) El pistón (5) ha llegado a su posición superior. El acumulador (1) está presurizado. La presión del aceite ha subido hasta el valor prefijado de abertura de la válvula de ajuste de presión (3). Este valor se ajusta mediante una carga del resorte. La válvula se abre y le da presión de impulso al distribuidor (4), el que sube a su posición superior y conecta la presión con el espacio situado sobre el pistón (9). Al mismo tiempo, el distribuidor cierra el canal del estanque. La presión de impulso en el distribuidor llega a través de una ranura en la parte superior del pistón. De este modo, el pistón se encuentra en la posición correcta antes del golpe. El pistón comienza su trabajo de percusión.



- 3) La presión de aceite hidráulico ha acelerado al pistón a una alta velocidad, el cual se encuentra a punto de golpear la herramienta (6). La presión baja durante el golpe y se cierra la válvula de ajuste de presión (3). Durante el trabajo de percusión del pistón, el acumulador (1) suelta la energía de presión que había guardado al descargar aceite en el canal de presión y en el espacio ubicado sobre el pistón (9). El distribuidor (4) se mantiene hidráulicamente en su posición superior durante el trabajo de percusión del pistón. La ranura en la parte media del pistón (13) conecta el espacio ubicado bajo el distribuidor (12) con la línea de retorno, y el distribuidor comienza a moverse hacia abajo.



4) El pistón (5) golpea la herramienta (6). El distribuidor está en su posición inferior, conectando el espacio ubicado sobre el pistón (9) con la línea de retorno. La presión en el martillo empieza a subir nuevamente, empieza el movimiento de retorno del pistón y se repite el ciclo.

COMO SELECCIONAR UN MARTILLO HIDRÁULICO.

Con tantos modelos de martillos que pueden instalarse en diferentes modelos de excavadoras, retroexcavadoras y mini-excavadoras, resulta un poco complicado determinar cual es el modelo ideal para ser instalado. Para poder seleccionar el indicado es necesario responder las siguientes preguntas:

- 1) ¿Cuál es el material que se va a romper: roca o concreto?
- 2) ¿Cuál portador/máquina se encuentra disponible para instalar el martillo?
- 3) ¿Cuál es la necesidad requerida o producción esperada?

1. - ROMPIMIENTO DE CONCRETO.

El rompimiento de concreto es generalmente más fácil que la roca por diferentes razones:

- A. Generalmente se encuentra expuesta y en relieve.
- B. El material generalmente tiene menor resistencia que la roca.
- C. Consistencia del material.

MATERIAL

El rompimiento de concreto ligero puede ser realizado con máquinas pequeñas tales como las mini-excavadoras o retroexcavadoras. Para concreto reforzado, como por ejemplo las carreteras de los aeropuertos, bases de puentes, etc., se requiere de más potencia para romper este material por lo que se utilizan las llamadas TLB (tractor, loader, boom) o excavadoras.

2. - ROMPIMIENTO DE ROCA.

El término roca es el nombre genérico para cualquier mineral que es encontrada en la tierra el cual es compactado y duro. Esto incluye: concreto natural llamado caliche, pizarra o, a través de la caliza y superiores, incluyendo al granito y material volcánico. Toda es roca y viene en una variada combinación de mineral, además está comprimida bajo una variedad de densidades (psi). Adicionalmente la roca está también en capas de diferentes peso (estratificada) o una sola capa sólida (continua) o rocas enterradas. En muchos casos es más económico y seguro usar un martillo hidráulico que una perforadora u explosivos o intentar sacarlas con un cucharón.

Como quiera que sea, como todas las rocas son diferentes las preguntas básicas son las siguientes:

- ¿Está la roca sobre la superficie o enterrada?
- ¿Está la roca expuesta?
- ¿Es estratificada o continua?
- ¿Qué tan dura (psi) es la roca?

Cualquier roca en la tierra (roca de zanja) es difícil de fracturar porque no tiene un área de relieve. Además si la roca tiene un porcentaje más de continua que estratificada se aumenta la dificultad para fracturarla. De otro modo, la roca por encima de la superficie de la tierra o previamente quebrada (rompimiento secundario) mientras continúe compacta es más fácil de quebrar ya que el material tiene un área mucho mayor de relieve.

3.- PORTADOR DISPONIBLE.

La próxima pregunta es ¿qué portador o máquina se encuentra disponible para instalar al martillo?. Las tres cosas a tomar en consideración son:

- A) Peso del portador y longitud de la pluma y contrapeso.
- B) Potencia hidráulica disponible del portador en términos de psi y gpm.
- C) Se encuentra la máquina acondicionada para instalar un martillo o es necesario acondicionarla.

Todos los fabricantes de martillos especifican un amplio rango de pesos de portadores aceptables para cada modelo de martillo. Este rango indica el mínimo y máximo peso para el cual un martillo en particular puede ajustarse. El concepto de peso del portador es importante, no por la capacidad de carga, sino también por la cantidad de presión de empuje que puede soportar la máquina. Esta presión es necesaria para empujar el martillo durante el impacto. Si el portador es demasiado ligero, un porcentaje de la potencia del martillo regresa o recula hacia la máquina en vez de ser transferida hacia el material que se intenta romper. Por esta simple razón, para un rango mayor de peso del portador el usuario puede esperar una mayor producción de un determinado martillo.

Además, si el portador es equipado con una pluma más larga que la estándar, esto aumenta la longitud disminuyendo la presión de empuje donde el martillo está trabajando además del recurso del peso del portador. Si éste es el caso se sugiere que el cliente adquiera un modelo de martillo menor.

La potencia hidráulica disponible (psi y gpm) indica la cantidad de flujo y presión usadas para la potencia del martillo. En la actualidad los portadores de alto flujo/alta presión cada vez son menos a como lo eran hace unos años.

Finalmente, ¿se encuentra la máquina acondicionada con un circuito auxiliar? Este circuito es necesario para tomar la potencia hidráulica interna del portador y entregarla hacia el dispositivo. Mientras este circuito es estándar en las mini-excavadoras y manos de chango, es adaptado en excavadoras y TLB.

El kit consiste de válvulas internas las cuales, obtienen aceite hidráulico del sistema hidráulico principal y lo llevan por tubos y mangueras a través de la pluma y contrapeso hacia el martillo hidráulico. Este kit es un circuito de una sola dirección, el cual transporta aceite a alta presión hacia el martillo y regresa aceite a baja presión hacia el tanque de aceite hidráulico.

4.-PRODUCCIÓN.

La decisión de cual modelo de martillo es la mejor opción para la aplicación necesaria se basa en la producción y portador disponible. Mientras más grande sea un portador puede ser usado un martillo mayor. Para un martillo mayor se obtiene una mayor producción diaria. Una regla general a seguir es que en concreto cada incremento en el tamaño de un martillo se espera un incremento de producción de 25% - 30%, mientras que en roca es del 30 - 40%.

Como se puede observar la producción esta basada en el portador disponible, tipo de material, tipo de martillo y por ultimo la habilidad del operador.

MECÁNICA APLICADA AL MARTILLO.

Un martillo hidráulico es una máquina estática la cual por encima de proveer potencia de un recurso hidráulico convierte la energía hidráulica en cinética o energía mecánica. La energía mecánica es entonces transferida hacia la roca o concreto. De este modo para entender este fenómeno se debe entender primero la física envuelta.

El pistón es el principal componente de un martillo hidráulico. El pistón transfiere el golpeo o energía cinética a la herramienta. Así como un mazo golpea a un cincel contra una roca o ladrillo pero con una energía mucho mayor.

La herramienta (conocida como pica o cincel) actúa como una barra fija, la cual mientras no se mueve, está transfiriendo la energía creada del impacto del pistón hacia el material a ser quebrado. Recupera entonces la energía que no fue utilizada y la regresa al pistón.

Por lo tanto es importante entender y clarificar esta transferencia de energía como se puede ver en las fórmulas siguientes:

El pistón es empujado hacia abajo por una fuerza "F" como un resultado de la presión hidráulica "P" aplicada a la superficie del pistón "Ω"

Sabemos que: $P = F / \Omega$

Donde : P = presión

F = fuerza

Ω = área

Por lo tanto: $F = P * \Omega$

O más exactamente: $F = P * \Delta\Omega$

La Δ es la diferencial de la superficie usada del pistón

La "P" es la presión creada por el aceite o gas (por ejemplo: nitrógeno)

Para un pistón en movimiento, "A" es la aceleración o velocidad del pistón que se desliza hacia abajo por el cilindro del martillo hidráulico y "M" es la masa o peso del pistón.

Por lo tanto tenemos que: $F = M * A$

Y consecuentemente: $F = P * \Delta\Omega = M * A$

La aceleración del pistón impacta sobre la herramienta, por lo tanto:

$$A = \frac{P * \Delta\Omega}{M}$$

Para un determinado pistón, como “ $\Delta\Omega$ ” y “ M ” son conocidas y constantes, “ A ” es consecuentemente proporcional a “ P ”; donde “ P ” no es siempre la alta presión del aceite y su valor permanece constante. “ P ” debe ser la diferencia entre alta y baja presión o una combinación de la presión del aceite y la presión del gas.

La velocidad del pistón “ V ” al impacto puede ser determinada o medida. Una vez más, “ A ” es la aceleración y “ D ” es la distancia o desplazamiento del pistón:

$$V = 2 * A * D$$

Generalmente se acepta que la energía del pistón al impacto es:

$$E = \frac{1}{2} * M * V^2$$

De esta manera podemos decir que:

$$E = \frac{1}{2} * M * V^2 = \frac{1}{2} * M * 2 * A * D = \frac{1}{2} * M * 2 * \frac{P * \Delta\Omega}{M} * D$$

$$E = P * \Delta\Omega * D$$

Por lo tanto la energía cinética/mecánica disponible al impacto es directamente proporcional a:

1. La diferencial de la superficie usada del pistón
2. La presión de trabajo (la cual debe ser constante)
3. El golpe del pistón

En otras palabras MASA * VELOCIDAD * SUPERFICIE DISPONIBLE = ENERGIA

TRANSMISIÓN DE ENERGÍA Y ONDA DE CHOQUE.

Una vez que el pistón golpea a la herramienta, la energía "E" es transferida a través de la herramienta hacia el material a quebrar. Esta transferencia es acompañada por una onda de choque.

Una onda de choque es generada cada vez que dos objetos, uno o ambos en movimiento, hacen contacto con el otro. Basado en dispositivos similares de los objetos y la intensidad de la onda, diferentes efectos de choque son producidos en el objeto que fue golpeado.

- A. Una deformación permanente es creada en el objeto si este es maleable, se puede romper, agrietar o doblar.
- B. Una deformación temporal es creada cuando el objeto colecta la energía, la cual podría ser regresada cuando el objeto recobre su forma original.

Si el objeto golpeado sostiene el esfuerzo parcial o totalmente, este puede regresar la onda de choque atravesándolo como una recuperación activa de energía y podría ser parcialmente dispersada como energía pasiva.

Para entender mejor la dinámica de una onda de choque, pensemos en tres bolas de billar, todas en la misma trayectoria (figura 1). La primera está a una cierta distancia de la segunda y la tercera que están en contacto. Cuando un vector es aplicado a la bola #1 esta se mueve y después de un cierto tiempo esta golpea las otras dos bolas. La bola #2 no se mueve mientras que la tercera sale expulsada. La onda de choque atraviesa a una frecuencia alta de la bola 2, descargando su energía hacia la bola tres. Esta energía en la bola #3 puede ser solo cinéticamente liberada por el movimiento de alejamiento.

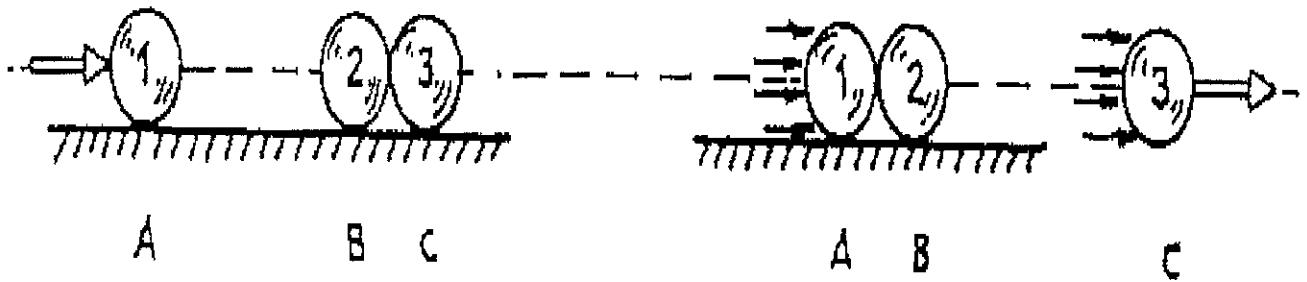


FIGURA. 1.

Si pensamos en el término de un martillo, la bola #1 representa al pistón, la bola #2 a la herramienta (figura 2) y la bola #3 al material a quebrar el cual es sometido a la carga de energía de la onda de choque.

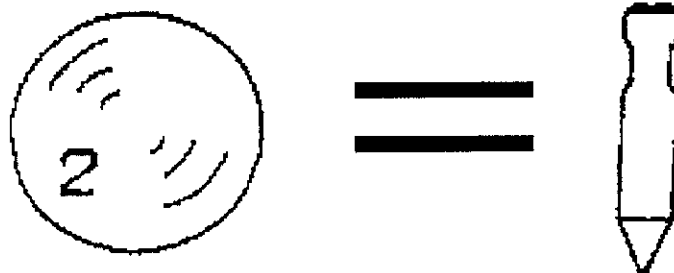


FIGURA. 2.

Si posteriormente la bola #3 encuentra un obstáculo después de ser liberada, debido a su elasticidad se regresa y transfiere la energía hacia la bola #1, a través de la bola #2 sin desplazar su posición (B). Esta energía es llamada recuperación de energía y es rehusada en la tecnología de los martillos hidráulicos (figura 3).

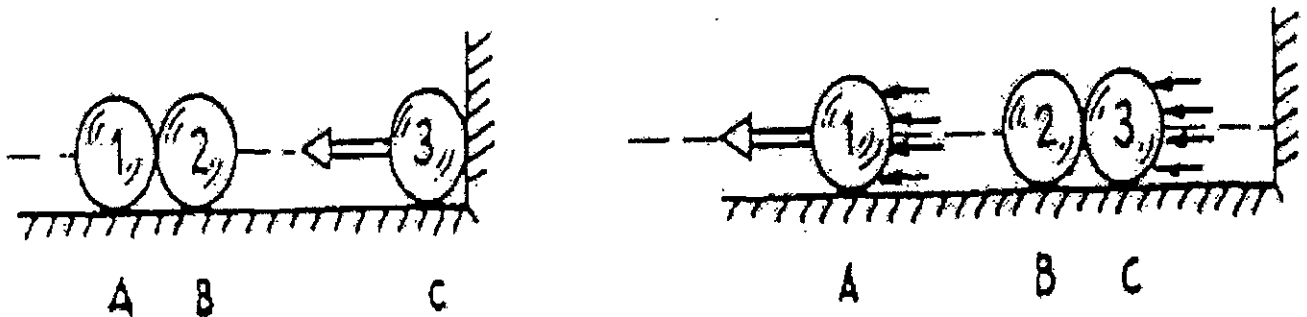


FIGURA. 3.

En un martillo cuando la herramienta se impacta al pistón este entra a una compresión y expansión temporal, como por ejemplo, los patrones mecánicos de un resorte. Este ciclo de expansión y compresión toma lugar como una onda de choque a través del objeto. La onda de choque viaja a través de la herramienta a la velocidad del sonido la cual es de 5.20 metros por segundo. Esta onda es entonces transferida hacia la roca/concreto y es instantáneamente descargada. La transmisión y absorción debida a la histéresis y a la intensidad de onda dependen de los factores de la geometría de impacto, así como de la naturaleza y morfología del material (roca/concreto) sobre el que actúa. En orden de evaluar la dinámica del choque o impacto lo siguiente puede ser tomado a consideración:

- A) La máxima amplitud de la onda de choque transferida puede solamente tomar lugar si la superficie del pistón de la parte inferior es igual a aquella de trabajo de la herramienta/cinzel.
- B) La longitud de onda de choque (determinado como el tiempo que la onda de choque ha actuado en el material causando que se rompa) es igual a por lo menos dos veces la altura del pistón. Para un pistón de igual masa, a mayor velocidad al impacto mas energía puede ser transferida y por lo tanto crear una mayor onda de choque.
- C) Dos pistones con la misma masa y velocidad al impacto pueden transmitir la misma cantidad de energía por golpe. De cualquier modo, un pistón mas corto tiene mejores rasgos dinámicos para la transferencia de la onda de choque y por lo tanto es mejor rompedor. Para entender mejor esto hay que pensar en un martillo común de mano para carpintero. Tomar el martillo y golpear un clavo con el martillo posicionado en una manera convencional.

Ahora gira el martillo de lado y golpea el clavo. La masa y velocidad son las mismas aún pero la eficiencia en el choque es diferente.

- D) El juego entre diámetro de pistón y herramienta es importante porque la transmisión de la onda de choque es mejorable. Un diámetro de herramienta grande puede resistir mejor esfuerzos mecánicos y la fatiga provocada por el flujo de energía transversal a través de él. Aún la penetración puede ser más difícil. De otra manera, una herramienta pequeña penetra más fácil, pero la desventaja de un buje demasiado fuerte crea un esfuerzo el cual podría dañar prematuramente la herramienta.
- E) Las herramientas largas tienen la ventaja de largo alcance pero una pérdida de eficiencias de choque junto con una alta fatiga y corta vida.

La búsqueda por una geometría específica de herramientas es aún crucial tanto para permitir la eficiencia mas alta de choque como la transferencia más grande de la cantidad de energía. Con rompedores comparables, el aumento de eficiencia por arriba de un 30% puede ser realizado usando una geometría adecuada del diseño de la herramienta.

4.2.3.2 POTENCIA RELEVANTE.

Los martillos hidráulicos son clasificados como máquinas reciprocantes para la transformación de una potencia inducida a un campo de potencia propulsiva. Estrictamente hablando, no es conveniente sobrepasar el límite de potencia de entrada declarado por el fabricante, forzosamente los criterios de uso deben ser inaplicables, del mismo modo una potencia baja puede ofrecer un bajo desempeño.

El radio entre el campo de potencia propulsivo y la fuerza hidráulica inducida es la actual eficiencia global.

$$\eta_{ge} = \frac{F * E}{P * Q * 100}$$

- Donde:
- P = Entrada de presión de aceite al martillo (PSI)
 - Q = Entrada de flujo de aceite al martillo (GPM)
 - E = Energía de impacto (J)
 - f = frecuencia de operación (golpes por minuto)

$$K_i = \frac{P * O}{612} = \text{Kwatt}$$

$$K_e = \frac{E * f}{6000.6} = \text{Kwatt}$$

Donde: K_i = potencia hidráulica de entrada
 K_e = campo de potencia propulsiva

En este aspecto, la atención debe ser puesta a los supuestos incrementos de eficiencia de muchos fabricantes, los cuales indican una eficiencia cercana al 100%. Este valor es casi imposible de alcanzar debido a la variación de factores envueltos.

La eficiencia volumétrica de un martillo depende del volumen perdido debido al juego en sus sellos y reflejo de la precisión de la tecnología/ingeniería de manufactura. Además es directamente proporcional al tamaño de un martillo y a la viscosidad de aceite; e inversamente proporcional al flujo de aceite y presión así como de los efectos de los componentes internos.

El valor promedio es: $\eta_v = 0.95$

La actual eficiencia hidráulica es en contrario, una función de una potencia hidráulica utilizada para el servicio, tal como un distribuidor o presión de retorno el cual incrementa la necesidad de energía para regresar el aceite hacia el tanque.

Para la mayoría de los martillos hidráulicos este valor es:

$$\eta_i = 0.72$$

La actual eficiencia para un martillo hidráulico tradicional es el producto de dos valores:

$$\eta_e = \eta_v * \eta_i = 0.95 * 0.72 = 0.684$$

La energía recobrada de los impactos dinámicos, puede dar el siguiente valor:

$$\eta_{re} = 0.29 * \eta_e = 0.29 * 0.684 = 0.198$$

De esta manera la eficiencia global para un martillo hidráulico incluyendo recuperación de energía es:

$$\eta_{ge} = \eta_{re} + \eta_e = 0.198 + 0.684 = 0.882 \text{ o } 88\%,$$

de eficiencia en convertir potencia hidráulica de un portador en energía mecánica/cinética para romper roca/concreto.

4.2.3.4 FRECUENCIA.

La frecuencia de un martillo hidráulico es el número de veces por minuto que el pistón golpea la herramienta, y es usualmente medido en golpes por minuto. Para los martillos tradicionales, los golpes por minuto son determinados por la cantidad de aceite necesario por ciclo. En los martillos más modernos el volumen de aceite de entrada es constante, el flujo actual varía por la recuperación de energía. Además la cantidad de aceite consumida por ciclo varía. De este modo la frecuencia es variable basada en la energía recuperada. La variación de frecuencia o golpes por minuto en tiempo real ofrece algunas ventajas sobre el golpe constante de un martillo tradicional que puede determinar una super imposición de resultados por un cambio continuo de onda de choque hacia el incremento de ancho e intensidad de transmisión de energía. De este modo en roca dura el pistón tiene una carrera más larga sumándole velocidad al golpe de caída y creando una mayor onda de choque. En un material ligero como por ejemplo el concreto, el pistón tiene una carrera corta creando menos impacto pero más golpes por minuto.

La ecuación básica es:

$$\text{POTENCIA} = \text{ENERGÍA} * \text{FRECUENCIA.}$$

Cada golpe (basado en el tamaño del martillo) contiene una cierta cantidad de energía. De esta manera la salida de potencia es dependiente de la frecuencia/golpes por minuto.

Si se tiene en mente que la potencia hidráulica (flujo y presión) de la bomba de un portador es constante, una cantidad igual de potencia por minuto se está moviendo dentro del martillo. El sistema variable de velocidad con el que los martillos modernos están tomando su potencia y dividiendo sus golpes por minuto se basan en el material. En roca suave o concreto, el incremento de frecuencia crea más golpes por minuto pero menos potencia por golpe. En roca dura esta frecuencia es menor por minuto pero más potencia por golpe. La

fuerza por minuto permanece igual. Como siempre este sistema garantiza que la correcta potencia/velocidad sea aplicada al tiempo que se necesita.

ADICION

FUNDAMENTOS DE MECÁNICA.

La selección de un material para una pieza de máquina o un elemento estructural es una de las decisiones que debe llevar a cabo un ingeniero de diseño. Esta decisión suele tomarse antes de determinarse las dimensiones de una pieza. Ya definidos tanto el material como el proceso (los cuales se encuentran estrechamente relacionados) se podrán fijar las dimensiones del elemento en estudio, a manera de que los esfuerzos y deformaciones tengan valores dentro de las especificaciones de fabricación, manufactura y ensamble.

Aunque el esfuerzo y la deformación son muy importantes en el diseño de las piezas mecánicas, la selección de un material no se basa siempre en esos factores. Muchas piezas no soportan carga alguna y deben diseñarse solo para complementar el diseño final. Dependiendo del proyecto se determinará el factor de importancia, ya que, por ejemplo, los efectos térmicos o de temperatura pueden ser más relevantes que el esfuerzo y la deformación, a menudo tienen que proyectarse elementos que resisten la corrosión.

Resistencia estática.

El ensayo normal a la tensión se emplea para obtener varias características y resistencias que son útiles en el diseño. Las dimensiones más usadas en una probeta para ensayos de tensión y que deben de medirse antes de iniciar el ensayo son el diámetro original d_0 y la longitud calibrada l_0 que nos sirven para medir las deformaciones. La probeta es montada en una máquina de ensayos mientras se observan los valores de carga aplicada y de deformación producida. Al concluir esta prueba los resultados son llevados a una gráfica llamada esfuerzo - deformación de la cual obtenemos los siguientes datos:

- ◆ Límite de proporcionalidad (P): también llamado como límite elástico proporcional, este es el punto donde la curva empieza a desviarse de una línea recta.
- ◆ Límite de elasticidad (E): también llamado como límite elástico verdadero. Si la carga es suprimida en este punto no se presentará ninguna deformación en la probeta.
- ◆ Punto de cedencia o fluencia (Y): o bien límite elástico aparente, en ese punto la deformación comienza a crecer rápidamente sin que haya un incremento correspondiente en el esfuerzo.
- ◆ Resistencia de cedencia (S_y): como no todos los materiales presentan un punto de cedencia fácil de determinar se define la resistencia de cedencia mediante el método de corrimiento paralelo.
- ◆ Resistencia última a la tensión (S_u) es el valor máximo de esfuerzo que se alcanza y se registra en el diagrama esfuerzo - deformación.

Deformación plástica.

La mejor explicación de las relaciones entre esfuerzo y deformación la formuló Datsko, el cual describe la región plástica del diagrama esfuerzo – deformación con valores reales mediante la ecuación:

$$\sigma = \sigma_0 \varepsilon^m$$

donde σ = esfuerzo real

σ_0 = coeficiente de resistencia o coeficiente de endurecimiento por deformación

ε = deformación plástica real

m = exponente para el endurecimiento por deformación.

Resistencia y trabajo en frío.

El trabajo en frío es el proceso de esforzamiento o deformación de un material en su región plástica sin la aplicación deliberada de calor. Los materiales pueden deformarse plásticamente mediante la aplicación de calor pero las propiedades mecánicas resultantes son completamente diferentes al labrado en frío. La ductilidad es una propiedad importante de un material para absorber sobrecargas y ser trabajado en frío por lo que operaciones de conformado como dobladura, estirado, recalcado y alargado son métodos de procesamiento de metales que requieren materiales dúctiles.

Dureza.

Es la resistencia de un material a la penetración o rayado por una herramienta aguda o con punta. Existen muchos sistemas para medir o evaluar la dureza, entre ellos tenemos las mediciones de grado de dureza Rockwell, las cuales se realizan fácil y rápidamente. Los penetradores se enumeran como 1, 2 o 3, y la carga aplicada es de 60 (A), 100 (B) o 150 (C) kgf.

En el grado de dureza Brinell (H_B) el índice de dureza se evalúa como el cociente de la carga aplicada y el área de la superficie esférica en el punto de penetración, por lo que unidades H_B son iguales a las de esfuerzo.

Propiedades ante cargas de impacto.

Una carga de impacto es una fuerza externa aplicada a una estructura o a una parte de esta si el intervalo de tiempo en la aplicación es menor que 1/3 del mínimo período natural de vibración de la pieza o estructura, por que de otra manera se llama simplemente carga estática.

Los ensayos de Izod y de Charpy utilizan barras de configuración especificada para determinar la fragilidad y la resistencia al impacto.

DESIGNACIÓN DE LOS ACEROS.

La Society of Automotive Engineers (SAE) fue la primera organización técnica que reconoció la necesidad de un método de designación numérica para los aceros y estableció un sistema. Posteriormente el American Iron and Steel Institute (AISI) adoptó un sistema semejante. Pero en 1975 la SAE publicó el Unified Numbering System for Metals and Alloys (UNS). La UNS emplea un prefijo literal para designar el material, por ejemplo G, para el carbono y los aceros de aleación; A, para las aleaciones de aluminio; C, para aleaciones a base de cobre; y S, para los aceros inoxidable o resistentes a la corrosión. Para los aceros los dos números que siguen al prefijo literal indican la composición, excluyendo al contenido de carbono. El segundo par de números indica el contenido aproximado de carbono y el quinto número es utilizado para casos especiales.

El sistema de designación numérica de la American Society for Testing and Materials (ASTM) para hierro fundido se emplea extensamente. Este sistema se basa en la resistencia a la tensión. Por lo tanto, el ASTM Núm. 30 es un hierro fundido que tiene una resistencia mínima a la tensión de 30 kpsi.

Fundición en Arena.

Este método es un proceso de bajo costo y se presta para la producción económica en grandes cantidades con prácticamente ningún límite en lo referente a tamaño, forma o complejidad de la parte o pieza producida.

Las fundiciones de acero son de lo más difícil de producir debido a que el acero tiene la más alta temperatura de fusión de todos los metales utilizados normalmente para fundición. Esta temperatura agrava todos los problemas del colado o moldeo.

Las reglas siguientes son muy útiles en el diseño de fundiciones en arena:

1. Todas las secciones deben diseñarse de modo que tengan espesor uniforme.
2. La pieza colada debe diseñarse de manera que tenga un cambio gradual de una sección a otra, donde esto sea necesario.
3. Secciones adyacentes deben diseñarse con amplios radios de borde o entalle.
4. Una parte complicada debe diseñarse considerando dos o más colados simples que habrán de ensamblarse mediante sujetadores o por soldadura.

ACEROS ALEADOS Y ELEMENTOS DE ALEACIÓN.

Aunque un acero al carbono simple es en efecto una aleación de hierro y carbono con pequeñas cantidades de manganeso, silicio, azufre y fósforo, los términos de acero de aleación o acero aleado se aplican sólo cuando uno o más elementos químicos diferentes del carbono se agregan al acero en cantidades suficientes para modificar sus propiedades en forma sustancial. Los aceros aleados no sólo poseen propiedades físicas más convenientes, sino que también permiten una mayor amplitud en el proceso de tratamiento térmico.

Cromo: la adición de cromo origina la formación de diversos carburos de cromo que son muy duros, pero el acero que resulta es más dúctil que un acero de la misma dureza producido simplemente al incrementar su contenido de carbono. El cromo refina la estructura granular, y combinados los dos aspectos anteriores se obtiene un aumento tanto en la tenacidad como en la dureza. La adición de cromo amplía el intervalo crítico de temperaturas y desplaza hacia la izquierda el punto eutéctico.

Níquel: su adición también origina que el punto eutéctico se desplace hacia la izquierda, y amplía el intervalo crítico de temperaturas. El níquel es soluble en la ferrita y no forma carburos u óxidos. Esto aumenta la resistencia sin disminuir la ductilidad. El templeado o endurecimiento superficial de aceros al níquel produce un mejor núcleo que el obtenible con aceros al carbono simples. Es usado con frecuencia con el cromo para obtener la tenacidad y ductilidad proporcionadas por el níquel, y la resistencia al desgaste y la dureza que aporta el cromo.

Manganeso: Se agrega a todos los aceros como agente de desoxidación y desulfuración, pero si el contenido de azufre es bajo y el de manganeso es superior a 1%, el acero se clasifica como un acero al manganeso. Este elemento se disuelve en la ferrita y también forma carburos. Origina que el punto eutéctico se mueva hacia la izquierda y reduce el intervalo crítico de temperaturas. También incrementa el tiempo necesario para la transformación, de modo que sea factible el templeado en aceite.

Silicio: Se agrega como desoxidante a todos los aceros. Cuando es adicionado a aceros de muy bajo contenido de carbono, produce un material frágil con baja pérdida por histéresis y alta permeabilidad magnética. Su uso principal es para estabilizar los carburos.

Molibdeno: Aunque se utiliza individualmente en pocos aceros, su mayor empleo es cuando se combina con otros elementos de aleación, como el níquel o el cromo, o con ambos. El molibdeno forma carburos y también se disuelve en ferrita hasta cierto punto, de modo que intensifica la dureza y la tenacidad. Agranda el intervalo crítico de temperatura y abate sustancialmente el punto de transformación. Debido a este abatimiento, el molibdeno es de lo más eficaz para impartir propiedades deseables de templabilidad en aceite o en aire. Exceptuando al carbono, es el que tiene el mayor efecto endurecedor y, debido a que

también contribuye al afinamiento del grano, da por resultado la retención de un alto grado de tenacidad.

Vanadio: tiene una tendencia muy fuerte a formar carburos, por lo que es utilizado en pequeñas cantidades. Es un fuerte agente desoxidante y promueve un tamaño fino de grano. Puesto que una cierta cantidad de vanadio se disuelve en la ferrita, también acrecienta la tenacidad del acero. El vanadio imparte al acero un amplio intervalo de grados de dureza, y la aleación se puede templar desde una temperatura alta. El acero al vanadio es muy difícil de suavizar por revenido, por lo que se utiliza ampliamente en aceros para herramientas.

Tungsteno (o wolframio): es empleado mucho en aceros para herramientas, porque mantendrá su dureza aún cuando estuviera candente o al rojo. Produce una estructura densa y fina, impartiendo tenacidad y dureza. Su efecto es semejante al molibdeno, excepto que debe ser agregado en mayores proporciones.

ACEROS INOXIDABLES RESISTENTES A LA CORROSIÓN.

Aleaciones a base de hierro y que contienen por lo menos 12% de cromo se denominan aceros inoxidable. Las características más importantes de estos metales es su resistencia a muchas condiciones corrosivas, aunque no a todas. Los cuatro tipos disponibles son los siguientes:

1. Aceros al cromo ferríticos: tiene un contenido de cromo que varía de 12 a 27%. Su resistencia a la corrosión depende del contenido de dicho elemento, por lo que las aleaciones que contienen menos de 12% siguen presentando alguna resistencia a la corrosión aunque pueden oxidarse o enmohecerse. La templabilidad por enfriamiento rápido de estos aceros es función del contenido de cromo y de carbono. Los aceros de muy alto carbono presentan buena templabilidad hasta casi 18% de cromo, en tanto que en los de bajo carbono desaparece aproximadamente con un 13% de cromo. Si se agrega algo de níquel, estos aceros retienen un cierto grado de templabilidad hasta con un 20% de cromo. Si el contenido de este elemento excede de 18%, se vuelven difíciles de soldar. Con muy altos contenidos de cromo la dureza se hace tan intensa que debe prestarse cuidadosa atención a las condiciones de servicio. Puesto que el cromo es costoso, el diseñador habrá de elegir el contenido de cromo más bajo compatible con las condiciones corrosivas.
2. Aceros inoxidable al cromo níquel: estos retienen la estructura austenítica a la temperatura ambiente, por lo que no son susceptibles de tratamiento térmico. Su resistencia mecánica puede mejorar notablemente por el trabajo en frío. Dichos aceros no serán magnéticos a menos que estén trabajados en frío. Sus propiedades de endurecibilidad por labrado también los hace difíciles de maquinar. Todos los aceros al cromo-níquel pueden soldarse. Tienen mayores propiedades de resistencia a la corrosión que los aceros al cromo simples. Cuanto más cromo se agregue para una

mayor resistencia a la corrosión, tanto más níquel deberá ser adicionado también para que las propiedades austeníticas se retengan.

3. Aceros inoxidable martensíticos.
4. Aceros inoxidable templables por precipitación.

MATERIALES PARA FUNDICIÓN.

Hierro colado gris: el hierro es el que más se emplea para fundición debido a su costo relativamente bajo, a la facilidad de ser fundido o colado en grandes cantidades y a su fácil maquinado. Las principales objeciones al uso del hierro fundido gris son su fragilidad y su baja resistencia a la tensión. Además de un alto contenido de carbono (más de 1.7%, y generalmente superior a 2%), este metal también tiene un alto contenido de silicio, con bajos porcentajes de azufre, manganeso y fósforo. La aleación resultante se compone de perlita, ferrita y grafito, y en ciertas condiciones la perlita se puede descomponer en grafito y ferrita, por lo que el producto resultante está constituido por ferrita y grafito el cual en forma de delgadas hojuelas distribuidas uniformemente en toda la estructura, es lo que oscurece al metal y da lugar al nombre de hierro colado gris. Este material no se puede soldar con facilidad debido a que puede agrietarse, pero esta tendencia se puede aminorar si la pieza es calentada con cuidado. Aunque los productos obtenidos generalmente son utilizados como salen del molde, un revenido ligero reducirá los esfuerzos por enfriamiento y mejorará la maquinabilidad. La resistencia a la tensión del hierro gris varía de 100 a 400 Mpa (15 a 60 kpsi), y la resistencia a la compresión son de tres a cuatro veces las resistencias a la tensión. El módulo de elasticidad varía ampliamente, y tiene valores que van de 75 a 150 Gpa (11 a 22 Mpsi).

Hierro colado blanco: si todo el carbono en un hierro para fundición está en la forma de cementita y perlita sin presencia de grafito la estructura resultante es blanca y se conoce como hierro colado blanco. Este se puede producir en dos variedades. La composición puede ajustarse manteniendo bajo el contenido de carbono y de silicio, o bien colarse este metal en moldes fríos para obtener un enfriamiento rápido. Ambos métodos dan por resultado un metal con grandes cantidades de cementita, y así el producto será muy frágil y duro para el maquinado, pero también muy resistente al desgaste. El enfriamiento rápido se utiliza generalmente en la producción de piezas fundidas grises para obtener una cubierta muy dura dentro de un área particular, y al mismo tiempo se retiene dentro de la porción restante la mayor parte de la estructura gris deseable. Lo anterior produce piezas relativamente tenaces con una zona resistente al desgaste.

Hierro colado maleable: si el hierro fundido blanco dentro de un cierto intervalo de composición, se somete a un proceso de recocido, el producto se llama hierro colado maleable. Dicho proceso libera como grafito el carbono que se halla presente, pero en forma distinta a la del hierro gris. En el hierro gris el grafito existe en forma de hojuelas delgadas y en el hierro maleable se tiene en forma nodular y se conoce como carbono de temple. Un hierro maleable de buena clase puede tener una resistencia a la tensión mayor

que 350 Mpa (50 kpsi), con una elongación de hasta de 18% (en el hierro gris la elongación rara vez es superior a 1%): Debidamente al tiempo que se requiere para el recocido (hasta seis días en el caso de piezas grandes y pesadas), el hierro maleable necesariamente es más costoso que el gris.

Hierro colado dúctil o nodular: debido al tratamiento térmico prolongado necesario para producir hierro colado maleable, era muy conveniente disponer de un hierro colado en el que se combinaran las propiedades dúctiles del hierro maleable y la facilidad de fundición y maquinado del gris, y que al mismo tiempo poseyera estas propiedades después del colado. Un proceso destinado a producir tal material, utilizando cesio con magnesio, parece cumplir estos requerimientos.

El hierro colado dúctil es esencialmente el mismo hierro maleable, debido a que ambos contienen grafito en forma esferoidal. Como el hierro dúctil sale del molde presenta propiedades muy semejantes a las del hierro maleable, y si se somete a un simple recocido de una hora, seguido de enfriamiento lento, adquirirá más ductilidad aun que el hierro maleable. El hierro dúctil se obtiene agregando magnesio al metal fundido. Como el magnesio se derrite a la temperatura del baño líquido, es necesario mezclarlo con otros elementos antes de que se le introduzca.

Hierros colados de aleación: el níquel, el cromo y el molibdeno son los elementos de aleación más utilizados con el hierro fundido. El níquel es un elemento aleativo de uso general y usualmente se agrega en cantidades superiores a 5%. Aumenta la resistencia y la densidad, mejora la resistencia al desgaste e incrementa la maquinabilidad. Si el contenido de níquel se eleva de 10 a 18%, resulta una estructura austenítica con valiosas propiedades de resistencia a la corrosión y al calor. El cromo acrecienta la dureza y la resistencia al desgaste, y cuando se utiliza con un enfriamiento rápido, acentúa la tendencia a formar hierro blanco. Cuando se agregan cromo y níquel, la dureza y la resistencia mejoran sin que haya reducción en la maquinabilidad. El molibdeno, adicionado en cantidades hasta de 1.25%, aumenta la rigidez, la dureza y la resistencia a la tensión y al impacto.

Aceros para fundición: la ventaja del proceso de colado es que piezas con formas complejas se pueden fabricar a un costo menor que por otros medios, como la soldadura. Por consiguiente, la elección de un acero para fundición es lógica cuando la pieza a fabricar es compleja, y también cuando debe tener alta resistencia.

METALES NO FÉRREOS.

Aluminio: su característica sobresaliente es su ventajosa relación de resistencia a peso, su resistencia a la corrosión y su alta conductividad eléctrica y térmica. La densidad del aluminio es de 2770 kg/m^3 en comparación con la de 7750 kg/m^3 del acero. El aluminio puro puede tener una resistencia a la tensión de aproximadamente 90Mpa. Tiene una rigidez de más o menos un tercio de la del acero. Considerando su costo y resistencia, se

encuentra dentro de los más útiles desde el punto de vista de la fabricación. Se procesa por colado en arena o en molde, trabajo en frío o en caliente, o por extrusión.

Magnesio: su densidad es de 1800 kg/m^3 , que es igual a $2/3$ de la del aluminio y a $1/4$ de la del acero. Su mayor empleo es en la industria aeronáutica por su bajo peso. Las aleaciones de magnesio tienen su mayor utilidad en aplicaciones donde la resistencia no es una consideración importante. No resiste temperaturas elevadas.

Aleaciones a base de cobre: cuando el cobre es aleado con el zinc recibe el nombre de latón. Si se liga con otro elemento se denomina bronce.

MATERIALES PLÁSTICOS.

El término termoplástico se utiliza para designar a un material plástico que se suaviza o es moldeable cuando se le aplica calor; también se aplica algunas veces a plásticos moldeables a presión que se pueden volver a moldear al recalentarlos.

Se llama termoestable o termofraguable a un material plástico para el cual el proceso de polimerización termina en una prensa de moldeo en caliente, donde el material se derrite o licúa a presión. Este tipo de materiales no pueden ser moldeados de nuevo.

UNIONES SOLDADAS Y ADHERENTES.

Actualmente son muy utilizados los procesos de unión por soldadura (directa o con metal de aporte) y con adhesivo o por pegadura. En el diseño es importante considerar que método de unión va a ser utilizado. Cuando las piezas por unir son de sección delgada, uno de estos sistemas de unión puede conducir a ahorros significativos.

SÍMBOLO ESTANDAR PARA SOLDADURA.

Una pieza soldada o un conjunto de partes soldadas se fabrican mediante la unión por soldadura de un grupo de elementos de metal cortados según configuraciones particulares. Durante el proceso de soldadura las diversas partes se mantienen firmemente en contacto por medio de abrazaderas o montajes. Los símbolos normales de soldadura han sido estandarizados por la American Welding Society (AWS) (figura 1). La flecha del extremo del símbolo señala la junta de las piezas por soldar. El cuerpo del símbolo contiene algunos de los siguientes elementos como se juzgue necesario:

- Línea base (o de referencia).
- Cabeza de flecha.
- Símbolos básicos.
- Dimensiones (y otros datos).

- Símbolos complementarios.
- Símbolos de acabado.
- Cola adicional.
- Especificación o proceso.

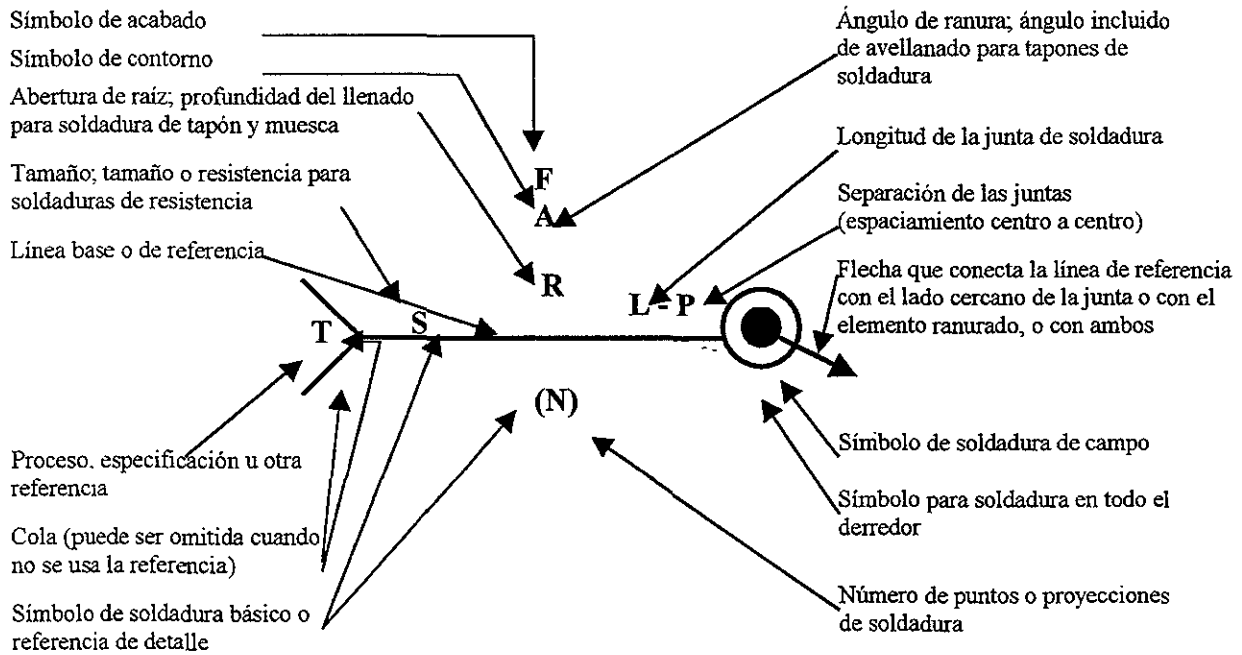


FIGURA. 1 Sistema simbólico de soldadura estándar AWS con la ubicación de los elementos del símbolo

El lado de la flecha o lado cercano de una junta es la línea, parte, área o elemento al cual apunta la citada flecha desde el quiebre del símbolo.

Las siguientes figuras indican los tipos de uniones soldadas que se utilizan con mayor frecuencia en el diseño. En los elementos de máquina generalmente se utilizan las uniones soldadas del tipo de traslape o de filete, aunque las juntas a tope se usan mucho en el diseño de recipientes sometidos a presión.

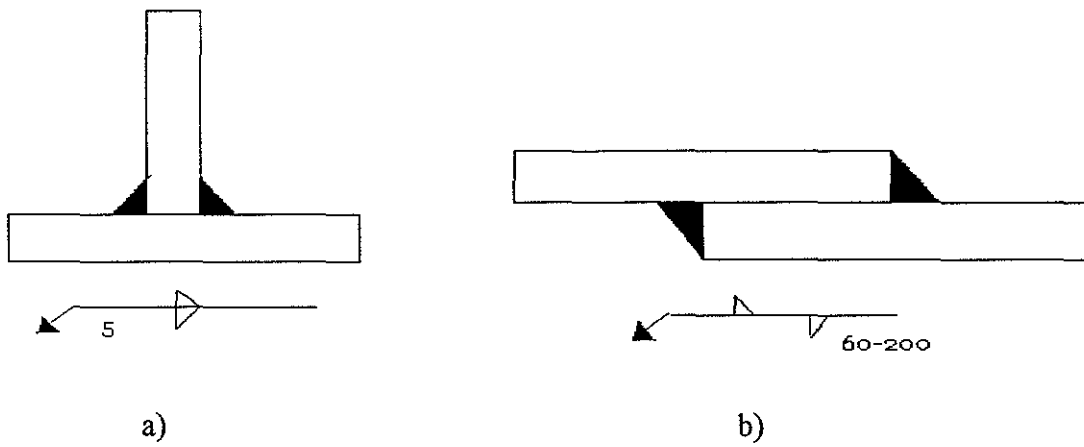


FIGURA 2 Soldaduras de Filete

Soldaduras de filete (o de listón). En la figura 2a el inverso indica el tamaño de la base del filete; la flecha debe apuntar sólo hacia una de las soldaduras cuando ambos lados sean los mismos. En la figura 2b el símbolo indica que las soldaduras son intermitentes y están desplazadas 60mm, con una distancia de 200 mm entre centros.

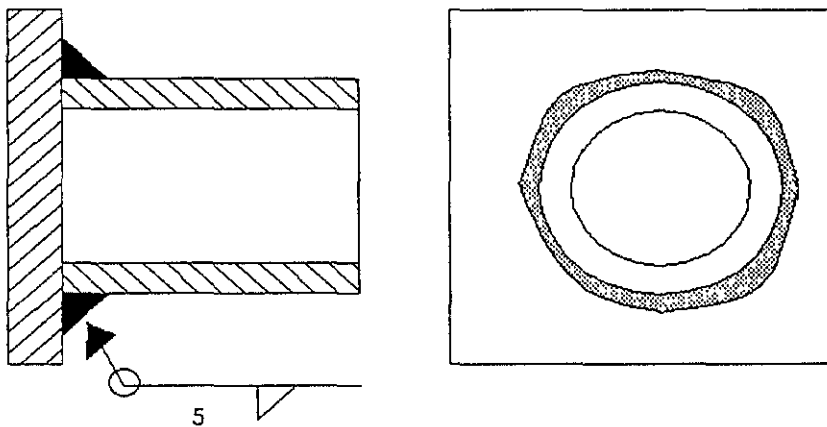


FIGURA. 3 Soldadura circular

El círculo en el símbolo de la soldadura indica que hay que soldar en todo el derredor.

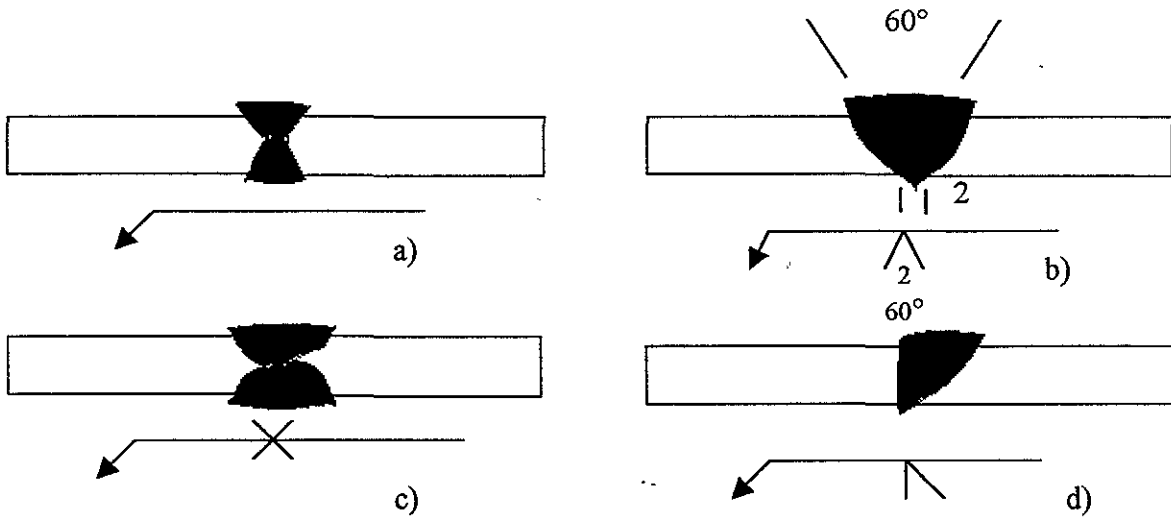


FIGURA 4 Soldaduras a Tope.

Soldaduras a tope (o en ranura): 4a) con extremos planos, soldadura por ambos lados de la junta; 4b) con ranura en V sencilla, bisel a 60° y abertura en la raíz de 2 mm; 4c) con ranura en doble V (o en X), bisel doble a 60° ; 4d) con ranura en media V, bisel sencillo a 45° .

"Diseño Mecánico De Un Herramental Para Instalar
Un Martillo Hidráulico En Un Cargador Frontal"

BIBLIografía

Referencias Bibliográficas

- ⇒ Interpretación del Dibujo Mecánico
Tercera edición
SHRIVER L. COOVER * JAY D. HELSEL
Editorial McGraw- HILL

- ⇒ Manual del Ingeniero Mecánico
Novena edición
EUGENE A. AVALLONE * THEODORE BAUMEISTER III
MARKS
Editorial McGraw – HILL

- ⇒ Mecánica de Materiales
FERDINAND P. BEER * E. RUSSELL JOHNSTON, JR.
Editorial McGraw – HILL

- ⇒ Engineering Design
GEORGE E. DIETER
Editorial McGraw – HILL

- ⇒ Conceptual Design for Engineers
Segunda edición
M. J. FRENCH

- ⇒ Engineering Design
Edición de 1988
G. PAHL * W. BEITZ
Editorial Ken Wallace

- ⇒ Diseño de Maquinas
Séptima reimpresión, 1996
Aaron Deutschman, W.J. Michels, C.E. Wilson
Editorial CESSA

- ⇒ Machine Design
Robert L. Norton
Editorial Prentice-hall, 1996

"Diseño Mecánico De Un Herramental Para Instalar
Un Martillo Hidráulico En Un Cargador Frontal"

- ⇒ Mecánica vectorial para ingenieros
Quinta edición
Ferdinand P. Beer, E. R. Johnston, Jr.
Editorial McGraw-Hill, 1990

- ⇒ American Society for Testing Materials
Handbook
Volumen 1.

- ⇒ Diseño de Elementos de Máquinas
V.M. Faires
Editorial Limusa

- ⇒ Design of Machinery
Robert L. Norton
Editorial McGraw-hill, 1992

- ⇒ Worlwide Guide to
Equivalent Irons and Steels.
Volumen 1

- ⇒ Construcción y Obras Públicas Latinoamericana
Volumen 5, Número 6
PRIMEDIA intertec
Octubre de 1998

- ⇒ Construcción Pan-americana
Volumen XXVI, Número 3
Febrero de 1998
<http://www.cpa-mpa.com>

- ⇒ Camara Mexicana de La Industria de la Construcción
<http://www.cmic.com.mx>

"Diseño Mecánico De Un Herramental Para Instalar
Un Martillo Hidráulico En Un Cargador Frontal"

- ⇒ Revista RAMMER
Volumen 10, Número 1/1997
Tamrock Corp.
Enero de 1997

- ⇒ Altos Hornos de México, S.A.
<http://www.ahmsa.com>

- ⇒ Corporación Aceros Arequipa S.A.
<http://www.acerosarequipa.com>

- ⇒ Introducción al estudio del elemento finito en ingeniería
Segunda Edición
T.R. Chandrupatla, A.D. Belegundu
Prentice Hall, 1999

- ⇒ Mecánica de Materiales
Tercera reimpresión
Russell C. Hibbeler
CECSA, 1998

- ⇒ Resistencia de Materiales
Sexta reimpresión
J. Díaz, S. Zapata
Limusa, 1994

- ⇒ Soldadura Aplicaciones y Practica
Henry Horwitz
Ediciones Alfa-Omega, 1990

- ⇒ Mechanical Engineer's
Reference Book
E.H. Smith
1998

- ⇒ Materiales y Proceso de Fabricación
R.A. Kohser, Degarmo, Black
1988

"Diseño Mecánico De Un Herramental Para Instalar
Un Martillo Hidráulico En Un Cargador Frontal"

- ⇒ Ingeniería de Diseño
P.Orlov
Ed. Mc Graw-Hill, 1974

- ⇒ Formulas for Stress and Strain
Quinta edición
Raymond J. Roark, Warren Young
Ed. Mc Graw-Hill, 1979