

*Centros de Estudios y Desarrollo de la  
Oleohidráulica y la Neumática  
Colectivo de Mecánica Aplicada*

*Diseño de Equipo Rompe Rocas  
Gravitacional para la Cantera de la  
Empresa de Cemento "Cienfuegos S.A."*

*Autor: Rohary Padilla Rodríguez*

*Tutores: Dr. Rafael Goytisoló Espinosa  
Ing. Eloy. A. Soto Gómez*

*Junio 2007  
"Año 49 de la Revolución"*

## **PENSAMIENTO**

***"Nuestra libertad y su sostén cotidiano tienen color de sangre y están  
hinchados de sacrificio".***

*Che, Carta a Carlos Quijano, del 12 de marzo de 1965*

## DEDICATORIA

*A los que han apostado porque este, mi sueño, se hiciera realidad.*

## **AGRADECIMIENTOS**

Quiero agradecer a todos los que han puesto su empeño para la realización de esta tesis, en especial:

A mi familia, por esperar por mí tantos años,

A mis amigos por ser valerosos y fieles,

A mis tutores, por brindarme todo de sí en cada momento,

A todos,

***Gracias.***



## RESUMEN

En vistas de solucionar el problema de las rocas sobremedidas presentado con el suministro de la materia prima a la Planta de Caliza de la Empresa Mixta Cementos Cienfuegos SA se realizó este trabajo. En él se aborda el tema de la fabricación de cemento, tipos de materiales, formas de explotación y tipos de canteras, modos y vías de extracción del material de las mismas y equipos utilizados en la extracción y rotura de la piedra. Se analiza el estado actual de las canteras que suministran directamente a esta fábrica y todo lo concerniente a manejos y formas de explotación.

El análisis comparativo realizado entre los equipos Rompe Rocas de energía gravitacional y los Martillos Hidráulicos y Neumáticos fue el comienzo de una serie de análisis que hicieron posible el diseño de este equipo.

Se realizó el cálculo de la resistencia mecánica de los diferentes elementos del equipo Rompe Rocas Gravitacional y de los distintos parámetros y piezas necesarios para la ejecución del proyecto.

La conformación de todos los planos de ensamble y de piezas, incluyendo las especificaciones técnicas de cada uno fue otra de las tareas realizadas.

Se determinaron los parámetros de explotación del equipo, previendo la posibilidad del vuelco tanto lateral como frontal.

El cálculo económico se basó en el costo real de cada una de las operaciones realizadas, así como los materiales tanto reales como adicionales necesarios para la fabricación del equipo. Fue imprescindible también el gasto en mano de obra, energía, entre otros.

## ÍNDICE

|                                                                                                                                                                                                                  |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| PENSAMIENTO -----                                                                                                                                                                                                | i  |
| DEDICATORIA -----                                                                                                                                                                                                | ii |
| AGRADECIMIENTOS -----                                                                                                                                                                                            | iv |
| RESUMEN -----                                                                                                                                                                                                    | v  |
| INTRODUCCIÓN -----                                                                                                                                                                                               | 1  |
| CAPÍTULO I. Características generales de las canteras de rocas caliza y de la maquinaria empleada en la explotación y características de la cantera de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A -----                  | 3  |
| 1.1 Características generales del cemento como material aglomerante y de su composición de acuerdo con la clase -----                                                                                            | 3  |
| 1.2 Características generales de los yacimientos de materias primas para el cemento, orientaciones generales para la explotación, marcha de la explotación, instalaciones técnicas y organización de la misma -- | 7  |
| 1.2.1 Generalidades y requerimientos de los yacimientos de materias primas para la producción de cemento -----                                                                                                   | 7  |
| 1.2.2 Generalidades sobre la explotación de los yacimientos-----                                                                                                                                                 | 9  |
| 1.2.3 Marcha de la explotación. Instalaciones técnicas y organización de la misma -----                                                                                                                          | 11 |
| 1.2.3.1 Equipos empleados en la evacuación de la piedra ----                                                                                                                                                     | 11 |
| 1.2.3.2 Extracción de la piedra de la cantera. Distintos tipos de explosivos y equipos empleados en la extracción.-----                                                                                          | 13 |
| 1.2.3.3 Cargas de la piedra extraída de la cantera -----                                                                                                                                                         | 18 |
| 1.2.3.4 Transportación de la piedra desde la cantera hasta la planta trituradora. -----                                                                                                                          | 22 |
| 1.2.4 Equipamiento para la rotura de las piedras en el propio frente de cantera -----                                                                                                                            | 25 |
| 1.2.5 Comparación entre los equipo Rompe Rocas de Energía Gravitacional y los Martillos Hidráulicos y Neumáticos -----                                                                                           | 25 |
| 1.3 Características específicas de la Cantera de Caliza de la Empresa                                                                                                                                            | 26 |

|                                                                                                                                                |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Cementos Cienfuegos S.A. -----                                                                                                                 |    |
| 1.3.1 Caracterización de los yacimientos -----                                                                                                 | 26 |
| 1.3.2 Caracterización de la minería de cemento -----                                                                                           | 28 |
| CAPÍTULO II. Cálculo de la resistencia mecánica de los diferentes<br>elementos del Equipo Rompe Rocas Gravitacional -----                      | 33 |
| 2.1 Fuerza requerida para fracturar una roca de caliza -----                                                                                   | 33 |
| 2.2 Cálculo del coeficiente de carga dinámica durante el impacto<br>Punzón – Roca. -----                                                       | 36 |
| 2.3 Cálculo del coeficiente de carga dinámica durante el impacto<br>Punzón – Brida. -----                                                      | 42 |
| 2.4 Características del muelle de las esteras del bulldozer T-100 ó T-<br>150. -----                                                           | 43 |
| 2.5 Cálculo del coeficiente de carga dinámica durante el impacto<br>bloque muelles y la evaluación de resistencia de los muelles -----         | 45 |
| 2.6 Cálculo de la resistencia del tubo a la tracción bajo condiciones de<br>impacto punzón – muelle -----                                      | 53 |
| 2.7 Cálculo de la resistencia de los tornillos de fijación de la brida<br>inferior bajo condiciones de impacto bloque punzón – muelle -----    | 54 |
| 2.8 Cálculo del eje de las poleas de izaje del bloque. -----                                                                                   | 57 |
| 2.9 Cálculo del espesor de las planchas que cubren al tubo por la<br>parte superior y que sirven de soporte al eje de izaje con las poleas. -- | 60 |
| CAPÍTULO III. Diseño del Equipo Rompe Rocas y de su Sistema de<br>Sujeción a la Máquina Base -----                                             | 64 |
| 3.1 Planos de Ensamble de los diferentes conjuntos del Equipo<br>Rompe Rocas -----                                                             | 64 |
| 3.2 Planos de Taller de los diferentes Elementos que componen el<br>Equipo Rompe Rocas. -----                                                  | 64 |
| 3.3 Selección y Datos Técnicos de la Máquina Base -----                                                                                        | 64 |
| 3.3.1 Identificación y descripción del equipo -----                                                                                            | 64 |
| 3.3.2 Datos técnicos -----                                                                                                                     | 66 |
| 3.3.2.1 Máquina completa con cazo de carga -----                                                                                               | 66 |

|                                                                                                                                                     |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.3.2.2 Motor -----                                                                                                                                 | 69 |
| 3.3.2.3 Ejes -----                                                                                                                                  | 70 |
| 3.3.2.4 Frenos -----                                                                                                                                | 71 |
| 3.3.2.5 Dirección -----                                                                                                                             | 71 |
| 3.3.2.6 Hidráulica de trabajo -----                                                                                                                 | 71 |
| 3.3.2.7 Equipo de trabajo -----                                                                                                                     | 72 |
| 3.4 Determinación de los Pesos de cada uno de los elementos componentes y del conjunto del Equipo Rompe Rocas y del Centro de Masa del Equipo ----- | 74 |
| 3.5 Diseño del Sistema de Fijación del Equipo Rompe Rocas a la Máquina Base -----                                                                   | 75 |
| 3.6 Determinación del Centro de Masa del Equipo Base -----                                                                                          | 76 |
| 3.7 Análisis de la estabilidad de la Máquina Base durante la explotación del Equipo Rompe Rocas -----                                               | 78 |
| 3.7.1 Análisis de la posibilidad de vuelco lateral de la Máquina Base durante la explotación del Equipo Rompe Rocas -----                           | 78 |
| 3.7.2 Análisis de la posibilidad de vuelco frontal o posterior de la Máquina Base durante la explotación del Equipo Rompe Rocas ----                | 81 |
| 3.8 Costo de Fabricación del Equipo Rompe Rocas -----                                                                                               | 83 |
| 3.8.1 Componentes del Costo de Fabricación -----                                                                                                    | 83 |
| 3.8.2 Gastos en Materiales y Materias Primas durante la fabricación -----                                                                           | 83 |
| 3.8.3 Gastos en Salarios -----                                                                                                                      | 86 |
| 3.8.4 Costos generados por la amortización de equipos -----                                                                                         | 86 |
| 3.8.5 Costos generados por el consumo de energía eléctrica -----                                                                                    | 87 |
| 3.8.6 Total de Gastos Directos -----                                                                                                                | 88 |
| 3.8.7 Total de Gastos Indirectos -----                                                                                                              | 89 |
| 3.8.8 Costo Total de Fabricación del Equipo Rompe Rocas -----                                                                                       | 89 |
| CONCLUSIONES -----                                                                                                                                  | 90 |



|                                  |     |
|----------------------------------|-----|
| RECOMENDACIONES -----            | 92  |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS ----- | 93  |
| ANEXOS -----                     | 96  |
| Anexo I -----                    | 96  |
| Anexo II -----                   | 107 |

## INTRODUCCIÓN

La Empresa Mixta Cementos Cienfuegos SA presenta una situación difícil con el suministro de la materia prima a la Planta de Caliza, ésta debía llegar a la misma lo más triturada posible evitándose de esta forma las enormes cargas de impacto que se producen al caer las grandes piedras sobre la criba, sin embargo, se suministra la materia prima en ocasiones con piedras de hasta 2 metros de diámetro o más, con pesos que alcanzan hasta las 7 u 8 toneladas.

Por otro lado, en la Cantera de Caliza la situación es también muy difícil producto de la reducción del frente de canteras a causa de la presencia de grandes rocas dispersas en el patio de la misma que obstaculizan la labor de los cargadores encargados de recolectar la materia prima para su envío en camiones hacia la Planta de Caliza.

Esta situación la arrastra la Empresa desde hace muchos años y en determinadas ocasiones se ha visto obligada a contratar los servicios de un martillo hidráulico de 12 000 joules / golpe montado sobre una retroexcavadora de esteras, pero su baja productividad y las frecuentes averías hacen ineficiente y costosa esta vía de solución.

Ante la **Situación Problemática** planteada el Colectivo de Mecánica Aplicada de la Facultad de Mecánica de la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” se ha planteado la siguiente **Hipótesis**:

- Es posible diseñar un Equipo Rompe Rocas Gravitacional con una energía de hasta 70 000 joules / golpe que pueda ser montado sobre una retroexcavadora de esteras o un cargador de neumáticos, de relativamente sencilla construcción, la cual puede incluso ser enfrentada por la propia Empresa de Cemento y que por su elevada eficiencia y fácil acoplamiento o desacoplamiento no tiene que estar permanentemente acoplado al Equipo Base, pudiendo éste ser empleado el resto del tiempo en sus funciones habituales.

Como **Objetivo General** del presente Trabajo se ha formulado el siguiente:

Diseñar y evaluar la resistencia mecánica de todos los elementos componentes de un equipo Rompe Rocas gravitacional de hasta 70 000 joules / golpe para ser montado sobre una retroexcavadora o cargador de esteras o de neumáticos.

Para el cabal cumplimiento de este objetivo en el trabajo se proponen realizar las siguientes **Tareas de Investigación:**

1. Profundizar en la bibliografía específica acerca de las características generales de los Equipos Rompe Rocas en General y de sus particularidades de acuerdo con el tipo de energía empleada en la acción de rotura de las rocas.
2. Caracterizar las cualidades del Equipo Rompe Rocas a diseñar.
3. Diseñar y calcular sus partes componentes.
4. Elaborar los planos de piezas y los de ensamble.
5. Seleccionar el Equipo Base de entre los disponibles en la Cantera y diseñar el sistema de acoplamiento.
6. Determinar el costo de fabricación.

## **Capítulo I. Características generales de las canteras de rocas caliza y de la maquinaria empleada en la explotación y características de la cantera de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A.**

### **1.1- Características generales del cemento como material aglomerante y de su composición de acuerdo con la clase.**

Cemento se le llama a aquellos materiales que se endurecen tanto en el aire como en el agua y que después de su endurecimiento son aglomerantes resistentes a la acción del agua, que están compuestos principalmente por combinaciones del óxido cálcico con sílice, alúmina y óxido férrico, que además cumplen con las normas dictadas para tales materiales, especialmente en lo relativo a resistencia y estabilidad de volumen. El material crudo, o por lo menos los componentes principales de los materiales de partida, tienen que ser calentados como mínimo hasta clinkerización (Principio de fusión).

En la antigüedad se preparaban los morteros con cal blanca y arena; como estos morteros no eran hidráulicos o estables al agua se emplearon adiciones hidráulicas como por ejemplo: el tras, la puzolana, la tierra de Santorin, la arcilla cocida; cuyas propiedades son estimuladas por el contacto con la cal o bien se empleaba directamente cal hidráulica. Éstas se obtienen de las margas cociéndolas por debajo del límite de clinkerización, hidratándolas después y afectando su trituración o pulverización hasta la finura deseada.

Se denominan hidráulicos a los aglomerantes que amasados con agua se endurecen tanto al aire como en el agua y luego de fraguar son insolubles en ella. Adiciones hidráulicas o coadyuvantes activos son aquellos materiales que poseen la propiedad de endurecerse cuando, mezclados con cal, se amasan con agua.

El cemento Portland fue nombrado así ya que mediante la cocción de calizas arcillosas se obtenía una materia aglomerante que también se endurecía fuera del contacto del aire y bajo el agua y que era insoluble en ésta; al asemejarse en aspecto y color a una piedra de construcción empleada en Inglaterra denominada piedra de Portland se le llamó de la misma forma.

La relación de la cal a la arcilla en el cemento así como la temperatura de cocción, son determinantes en la resistencia adquirida por el material al fraguar.

Compuestos contenidos en el clinker del cemento Portland capaces de fraguar y reaccionar con el agua son anhidros y se hidratan al ponerse en contacto con esta. El cemento, al ser amasado con una cantidad adecuada de agua, forma una masa plástica que progresivamente fragua y se endurece. Para explicar la naturaleza de éste, su poder aglomerante y su endurecimiento, existen diferentes hipótesis pero ninguna es todavía completamente clara o evidente.

Los primeros cementos se cocían débilmente hasta llegar al punto de clinkerización. Pronto se dieron cuenta que, sin embargo, por medio de una cocción intensa, por encima de la temperatura de descarbonatación, llegando a una fusión incipiente, se logran mayores resistencias. La aptitud de reacción del cemento se logra mediante la cocción del crudo y aumenta al elevarse la temperatura. Primeramente ocurre la expulsión del agua de hidratación de la arcilla y la expulsión del anhídrido carbónico de caliza, esto ocurre a temperaturas entre 700 y 1000 °C y se convierte en cal viva, que es una base enérgica (CaO) y que al aumentar la temperatura entra en reacción con otras sustancias existentes en el crudo, adquiriendo un color amarillento, formando silicatos y aluminatos de calcio obteniendo propiedades hidráulicas; pero formándose todavía únicamente lo que se denomina "incocidos" o "poco cocidos". Cuando la temperatura de cocción rebasa 1200 °C el producto adquiere una coloración gris, correspondiente su hidráulica al denominado cemento romano o natural. A la temperatura de 1350 °C empieza a iniciarse la fusión incipiente de material que ya es normal de 1400 °C a 1450 °C caracterizada por la formación de los aluminos-ferritos de calcio. Se forma entonces el clinker en el que predomina una coloración negro verdoso.

Las primeras materias que en su estado natural tendrán la correcta composición, sólo se encuentran en escasos puntos aunque en ellos suele fluctuar algo tal composición. Se da por consiguiente la preferencia y de hecho existe en el mercado predominio de los cementos fabricados con mezcla de los primeros materiales inicialmente preparados; para asegurar una buena y uniforme calidad de estos cementos. Se dictaron normas para su fabricación que suelen ser diferentes en distintos países por ejemplo: Tabular Review of the Portland

Cement Standards of the World, editada por: "Cembureau: The Cement Statistical and Technical Association Malmo, Suecia."

**Clasificación de los cementos según el tiempo de fraguados:**

- Fraguado Instantáneo = hasta 5 minutos
- Fraguado Rápido = desde 5 a 20 minutos
- Fraguado Normal = de 20 minutos a 3 horas
- Fraguado Lento de 3 a 12 horas.

El tiempo de fraguado se prolonga con el frío y se acorta con el calor. Influyen también otros factores como:

1. Se acelera con una débil cocción del clinker, un alto contenido de aluminio, los álcalis, la sosa cáustica, una molturación fina, el cloruro de calcio y el cloruro de sodio.
2. Se retarda con una fuerte cocción del clinker con un alto contenido de sílice, una molturación gruesa, el cloruro sódico, el cloruro bórico, los sulfatos; por ejemplo el yeso, el sulfato ferroso, las aguas de gran dureza y otras.

**Clases de Cemento:**

I – El Cemento Portland es fabricado con una mezcla adecuada de piedra caliza y arcilla o con margas de composición intermedia, molida muy fina y bien mezclada que se calcinan hasta la clinkerización añadiéndoles después sulfato cálcico.

II – El Cemento Natural se prepara a base de margas que en estado natural tengan ya la composición adecuada, calcinándolas hasta clinkerización y moliendo luego el clinker.

Teniendo en cuenta la extraordinaria intimidad de la mezcla en las primeras materias en la piedra natural, el límite de cal puede ser un poco más elevado que en el Cemento Portland.

III – El Cemento Metalúrgico o Siderúrgico. Se distinguen dos clases:

- a) Cemento Portland Férrico o Ferro-Portland.
- b) Cemento de Altos Hornos

Ambos cementos se fabrican por la molturación conjunta del clinker de Cemento Portland y escorias granuladas de altos hornos enfriados rápidamente. Las escorias a emplear en estos casos deben tener una composición que cumpla con la condición siguiente:

$$\frac{C_AO + M_gO + Al_2O_3}{SiO_2(sol)} \geq 1 \quad (1.1)$$

- a) Cemento Portland Férrico o Ferro-Portland es una mezcla que contiene por lo menos, 60 % de clinker de Cemento Portland y como máximo, un 40 % de arena de escoria, molidos conjuntamente.
- b) Cemento de Altos Hornos (o de Horno Alto) se obtiene moliendo conjuntamente de un 15 a un 59 % de clinker de cemento Portland y de un 85 a un 91 % de arena de escoria (escorias granuladas de Altos Hornos), con adición de sulfato de calcio.

IV- Aglomerantes mixtos. Se hace moliendo conjuntamente aglomerantes hidráulicos como por ejemplo la cal hidráulica, el Cemento Portland con adiciones hidráulicas tales como puzolanas, escorias, trass, etc.

V – El Cemento Aluminoso se diferencia esencialmente del Cemento Portland por su composición. En el primer término se encuentran compuestos aluminosos de los que procede su nombre. La alúmina y la cal entran en él aproximadamente en partes iguales. Este se fabrica cociendo hasta clinkerización o hasta la fusión completa de una mezcla que contiene alúmina, cal, sílice y óxido férrico. El cemento aluminoso se caracteriza por endurecimiento extraordinariamente enérgico y por resistencia rápidamente crecientes.

VI – Cemento sobresulfatado. Cuando se activan las escorias de Altos Hornos con el  $SO_3$  (por lo menos un 3%) se produce el cemento sobresulfatado. Está normalizado desde 1953 y consta de una escoria aluminosa de Alto Horno de una adición de clinker que puede llegar al 5% y otra de sulfato superior al 3% a esta composición se le atribuye una elevada aptitud de resistencia contra las soluciones sulfatadas.



VII – Cemento puzolánico o de trass (TZ). Se obtiene moliendo conjuntamente a gran finura del 60 al 80 % de clinker de cemento Portland y respectivamente del 20 al 40 % de puzolana o trass, con adición de sulfato de cálcico.

## **1.2- Características generales de los yacimientos de materias primas para el cemento, orientaciones generales para la explotación, marcha de la explotación, instalaciones técnicas y organización de la misma.**

### **1.2.1- Generalidades y requerimientos de los yacimientos de materias primas para la producción de cemento.**

Las primeras materias primas para la fabricación del cemento han de ser de extracción económica, su composición debe permitir una preparación sencilla y una trituración cómoda, así como fácil de moler y buena aptitud de reacción durante el proceso de cocción. Los yacimientos que contienen todos los componentes de un “cemento natural” son relativamente raros; en la mayor parte de los casos es necesaria la adición de arcillas o de materiales portadores de sílice. Para lograr la composición deseada se recurre a añadir una caliza de alto porcentaje de carbonato de calcio, cuanto mayor es el número de componentes que tengan que mezclarse tanto más cara será en la mayoría de los casos la extracción y preparación de las materias necesarias para conseguir una mezcla apta para una buena cocción. Las calizas puras no son tan convenientes como las margas calizas que contienen algo de arcillas, pues estas últimas son de preparación más baratas y de dosificación más fácil, este tipo de arcilla contiene una proporción considerable de agua de absorción (de superficie) y de cristalización, lo cual facilita ciertamente su molturación, pero exige en cambio, cuando el proceso de vía seca se trata, una costosa desecación. Las arcillas que contienen montmorillonita pueden exigir cantidades mucho mayores de agua cuando hay que lograr la necesaria fluidez de la pasta para su trasiego por medio de bombas, cuando se trata del proceso de vía húmeda. Las pizarras arcillosas, las arcillas pizarrosas y las pizarras ordinarias presentan otras variedades modificadas de las arcillas (metamorfósicas); su amplitud de molturación disminuye al crecer su grado de metamorfosis al mismo tiempo que baja su contenido de agua. También hay en las arcillas que tener en cuenta que su

contenido de álcalis se mantenga dentro de límites que no perturben el proceso de cocción. Cuando se agregan arenas y piedras areniscas es importante, además de su composición, ante todo su buena moldurabilidad.

Las primeras materias propias para hacer cemento; especialmente la piedra caliza y las margas, se encuentran en numerosas formaciones geológicas.

En lo referente al orden de antigüedad se clasifican en:

- Terciarias
- Cretácicas
- Jurásicas
- Conchíferas
- Devónicas

Las arcillas, en la mayoría de los casos, pertenece al diluvial y al terciario; las pizarras arcillosas, las arcillas pizarrosas y las pizarras y esquistos, son de épocas más antiguas; en su mayor parte proceden del devónico o de formaciones geológicas anteriores.

Una de las faltas que con más frecuencia se comenten por negligencia al abrir una cantera nueva o durante su curso de explotación, estriba en no cerciorarse con seguridad suficiente de la cantidad de las primeras materias de que se podrá disponer. Verdadera claridad acerca de esos puntos sólo se logra mediante perforaciones y calicatas que permiten la extracción muestras y que si es posible deben ser efectuados de máxima profundidad a la que puede esperarse llevar la plataforma de la futura cantera. Una regla empírica internacionalmente conocida es que hay que destinar de un 10 a un 15% del costo de adquisición de una nueva explotación, para perforaciones con trépano y demás trabajos. Las mismas deben hacerse a un diámetro comprendido entre 40 y 80 mm. La situación de tales perforaciones debe quedar señaladas en los planos correspondientes, en cada una se marca con un signo especial la estratificación a la cual hay que añadir la situación según las coordenadas de Gauss-Krùger. Si se omiten esas indicaciones suele suceder que al cabo de algunos años, los resultados de la exploración son inútiles por haberse perdido los planos de los sondeos.

Según la Ley, los resultados de esas exploraciones deben ser comunicados a la Oficina Estatal de Estudios Geológicos, que no podrá permitir que terceras personas puedan aprovecharse de ellos.

En los casos difíciles se someterán, además, las muestras extraídas con el trépano, preferiblemente a un geólogo que facilitará su interpretación; si es posible se llevará a cabo un análisis completo de los núcleos extraídos, pues el gasto que esto representa es insignificante comparado con los prejuicios a que puede dar lugar una información equivocada.

La adquisición de un tren o equipo propio de sondeo y perforación, solo resulta aconsejable en el caso que haya que efectuar unos 600 m de perforación al año o cuando tenga ante sí un programa que abarque unos 3000 m de perforaciones. Antes de emprender la explotación de una nueva cantera hay que hacer un cálculo o evaluación de cantidades de las reservas previsibles.

La clasificación tan usada en minería, de las reservas en: seguras, probables y posibles es también aplicable a las canteras. Para tener en cuenta aquellas zonas cuya explotación no vale la pena o que son de valor dudoso, conviene siempre hacer importantes encuentros porque en esta clase de cálculos debe prevalecer siempre un prudente pesimismo.

### **1.2.2 Generalidades sobre la explotación de los yacimientos.**

Para la explotación de yacimientos se tendrá en cuenta, en primer lugar, las condiciones que impongan las circunstancias geológicas; luego habrá que atender a los problemas del transporte a la fábrica y también a los casos particulares derivados de los terrenos y propiedades de los alrededores así como las edificaciones existentes.

Cuando las capas que se quieren explotar se levantan en forma de montículos sobre el terreno, la explotación se hará en sentido horizontal o descendente, solución que siempre resulta ser la más barata, tanto para el arranque como para el transporte. Si hay que operar desde el nivel del terreno hacia abajo, se produce pronto una fosa o excavación que obliga a elevar el material arrancado. Con frecuencia, este problema se complica con el de una contención de agua o de su evacuación aunque, en el caso de tratarse de una fábrica que haya de trabajar

por vía húmeda, puede incluso ser de utilidad para mejorar el abastecimiento de agua para la población.

Si hay que quitar tierras procedentes de la montera, hay que atenerse a la importantísima regla que dice que nunca hay que depositar tierras en lugares que contengan subsuelos de materias aprovechables y cuya extracción algún día pueda interesar, pues suele ocurrir que llegue la ocasión de tener que volver a desplazar las tierras a costa de nuevos gastos que se agregan a los ya efectuados. El verdadero criterio acerca de estos puntos, solo puede tenerse caso de que se haya estudiado y reconocido geológicamente el yacimiento total, antes de empezar su explotación.

Una empresa bien dirigida debería procurar disponer de reservas de primeras materias, cuando menos para cincuenta o cien años de producción si se tiene en cuenta el ritmo acelerado con que va a aumentar la producción de cemento, esas orientaciones no parecen nada exagerado.

Recientemente se ha señalado la tendencia a situar las machacadoras inmediatamente en la cantera o hacerlas transportables. La trituradora de preparación debería, en lo posible, ser instalada en la excavación o al borde de ella con lo cual los trayectos pueden ser cortos. El transporte sin vía férreas se hace con auto camiones pesados y en tal forma resulta lo más reducido posible. El transporte desde la machacadora a las instalaciones subsiguientes se hace mediante cintas transportadoras.

En el caso de disponer de sitio suficiente deberá instalarse un depósito intermedio detrás de la trituradora de preparación. Éste en determinadas ocasiones puede absorber la producción de varios días, se logra que en los casos de averías o perturbaciones no tenga que parar la excavación. Además, las fluctuaciones de la calidad, si son de corto plazo pueden ser compensadas o neutralizadas. Las trituradoras se montan sobre orugas o encima de instalaciones de avance hidráulico gracias a cintas transportadoras móviles que están en condiciones de seguir la marcha de las excavaciones. Con frecuencia se efectúa la entrega del material directamente por la misma excavadora o por los cargadores de ruedas, a la torva receptora de la machacadora; en tal caso se suprime el transporte intermedio hecho con camiones pesados. Para distancias

de unos 2 kilómetros vale la pena montar un sencillo taller. En canteras importantes debería organizarse con un torno, una cepilladora, un taladro o perforadora y suficientes aparejos, elevadores y grúas.

Cuando el suelo lo permite, y hasta los 800 metros de distancia, el medio de transporte más barato es el camión. Se debe hacer la observación de que este medio de transporte sólo resulta más económico cuando los caminos se encuentran en buen estado.

Si se utiliza el transporte por carriles, las vías de transporte y de acceso al lugar de carga pueden colocarse en forma radial saliendo de un punto central hacia el frente de canteras o en una vía circular única tangente en este punto. En esta última forma resulta más fácil realizar mezclas previas cuando las primeras materias son poco homogéneas; además, en general, el tráfico adquiere mayor fluidez. Tiene, en cambio, el inconveniente de que un paro de carga en un punto puede a menudo provocar la detención del trabajo en la totalidad del frente de canteras. En las explotaciones en forma radial sólo se puede llegar a los puntos de carga con vehículos aislados o a lo más con dos a la vez y, además hay mucho consumo de mano de obra en la alineación de los mismos.

En el tránsito circular se pueden emplear trenes de vagonetas tan largos como se quiera. Lo que perturba más en esta clase de circulación es que no se pueden amontonar más que pequeñas masas de materiales si previamente no se retiran hacia atrás las vías.

El transporte a mano en las canteras debería ya, en lo adelante, quedar reducido a casos aislados en que no se pueda hacer de otro modo la selección de calidades y tamaños de las piedras.

El trabajo con las palas mecánicas sale a cuenta a partir de un movimiento de 400 t diarias. Por debajo de esta capacidad pueden, sin embargo, emplearse otros aparatos cargadores más ligeros con los que suelen lograrse buenos resultados.

### **1.2.3 Marcha de la explotación. Instalaciones técnicas y organización de la misma.**

#### **1.2.3.1 Equipos empleados en la evacuación de la piedra.**

Cuando se trata de cantidades grandes casi siempre se carga la piedra con palas mecánicas. Si la roca arrancada es dura puede eventualmente ser necesario el empleo de explosivos. El aparato más adecuado es la excavadora de cuchara, que en la mayor parte de los casos es de manejo más sencillo que las excavadoras de cantera propiamente dichas. Además, tales excavadoras suelen requerir mayores cuidados y aún deberían ser tratadas con más miramientos de los que hasta ahora se han empleado con ellas. Las mencionadas anteriormente, sólo han de trabajar en capas más altas. En cambio, las de cuchara baja o las palas de cantera son adecuadas para laborar en capas más bajas.

En algunos casos y con piedra de calidad adecuada pueden emplearse dragalinas y norias de cadenas.

Por regla general, para el transporte del material extraído de la cantera, lo que va mejor es el autocamión, que economiza mucha persona. El transporte por medio de vías y vagonetas sólo debe emplearse cuando la excavadora es de cuchara, porque en la mayoría de los casos se circula mejor por el terreno intacto sin roturar que por una superficie irregular ocupada por desechos; resulta, por ejemplo, una buena combinación la de los camiones con la de las cucharas excavadoras o con palas mecánicas para poder trabajar en profundidad.

En el caso de ser imprescindible quitar grandes cantidades de piedra arrancada o desmontar monteras muy importantes, se hace uso de la posibilidad de transformación de la excavadora “Universal” y se dispone en el centro la pista para su desplazamiento. Las palas o excavadoras tipo “Universal”, en pocas horas pueden quedar transformadas de palas para trabajar en alturas a palas en profundidad.

Si es necesario que haya que descombrar grandes masas de piedra arrancada (del orden de 100.000 metros cúbicos al año) y trasladarlas a distancias menores de 500 m, pueden montarse con ventaja cucharas excavadoras sobre orugas. Estas máquinas llevan entre las orugas un recipiente de unos 6 metros cúbicos y de vaciado automático.

Si hay que evacuar grandes cantidades de piedra arrancada a distancias inferiores a 1 km, pueden emplearse rastrilladoras combinadas con cargadoras o

bulldozers. Incluso en aquellos casos en que la composición del material de la escombrera comprobada por el cálculo se adapta, en conjunto, a la composición del crudo, se suele preferir transportar por separado esta piedra y la caliza, y añadir en proporción exactamente calculada a la caliza, pues al verter juntos la piedra de la cantera y la caliza en cualquier forma podrían dar origen a mezclas crudas de dosificación incontrolables.

La instalación y emplazamiento de la escombrera requiere una cuidadosa planificación. La altura de caída tiene que ser calculada de manera que todo el material de yacimiento tenga cabida en ella. Adonde es posible, se rellena el hueco dejado al explotar la cantera, haciendo un frente de descarga paralelo al frente de arranque y a una distancia apropiada. Es recomendable el empleo de bulldozers para igualar el suelo y formar anchas plataformas para bascular los camiones, especialmente en las explotaciones en las cuales no se utilizan vías férreas.

Cuando las instalaciones están a media ladera hay que tener cuidado de que no se produzcan desmoronamientos.

#### **1.2.3.2 Extracción de la piedra de la cantera. Distintos tipos de explosivos y equipos empleados en la extracción.**

En este aspecto se comprende la preparación de montones apropiados para ser cargados. En la mayor parte de las canteras se necesita recurrir al empleo de los explosivos para voladuras importantes mediante barrenos en el frente de la cantera, se arranca la piedra en trozos grandes que caen sobre la plataforma o solera y que, en parte tienen que ser troceadas mediante el llamado “taqueo” para dejarlos en condiciones de ser cargados. En estos barrenos de taqueo no debe invertirse más de un 20% del costo total de la extracción, de lo contrario el método de voladuras empleado no está correctamente escogido. Los métodos empleados en las voladuras son muy diversos. Se aplican unos u otros, según la clase de piedra, su dureza, su estratificación, la altura del frente y las instalaciones de cada cantera.

El manejo y aplicación de los barrenos exige mucha práctica y precaución. Si no se tiene el debido cuidado aumenta considerablemente el porcentaje de accidentes y el costo de la explotación. Un dato característico de la marcha de la explotación de la cantera es el consumo específico de explosivo en gramos por

tonelada de piedra arrancada, esta cifra oscila entre amplios límites y viene a ser de 30 a 130 g/t, el mismo no depende sólo de la piedra y de su naturaleza, sino también de la destreza de los equipos barrenadores así como del método que se aplique.

En las canteras se emplean preferentemente los explosivos siguientes:

1. Explosivos Gelatinosos. Estos son muy enérgicos e inalterables al agua; por consiguiente, son muy apropiados para las cargas en partes bajas de los grandes barrenos. Estos tienen el inconveniente de que son muy costosos.
2. Explosivos pulverulentos en cartuchos. Respecto a su contenido de energía y a su inalterabilidad por el agua ocupa una situación intermedia. Su precio es inferior al de los explosivos gelatinosos
3. Explosivo ANC Este explosivo (en los EE.UU. el ANC no está considerado explosivo sino como combustible) se prepara mezclando nitrato de amonio con aceite Diesel en la proporción de 94 es a 6, se introduce a granel en los barrenos y su contenido energético es casi igual al del explosivo en polvo y no requiere ir encerrado en cartuchos, pudiendo llenarse totalmente el barreno, representa un excelente explosivo, no puede ser explosionado con seguridad con un fulminante o con una mecha detonante, su detonación debe provocarse mediante una carga inicial, puede para este fin utilizarse un explosivo tipo gelatinoso. El ANC es muy sensible al agua, en barrenos Húmedo no puede ser empleado por dicha razón. Frecuentemente, los barrenos muy profundos se cargan en su parte más baja con explosivos gelatinosos a causa de su elevado contenido energético y su estabilidad ante el agua, tanto que el resto de la columna de explosivos hasta arriba es de ANC. El precio de este explosivo es notablemente más bajo que el del explosivo pulveriforme en cartuchos. En una serie de países, por ejemplo en los EE. UU. Y en Gran Bretaña, se hace la mezcla del ANC en el mismo sitio de su empleo y se introduce en los barrenos por medio de un tubo flexible, este método, es excelente por su economía y seguridad (la mezcla con el explosivo no se hace hasta un momento antes del llenado o carga de los barrenos).



4. Explosivos militares elaborados. Los explosivos sólo permiten un limitado almacenaje, por lo que los explosivos militares se destinan a determinadas finalidades concretas y específicas; estos suelen ser granulados o pulveriformes y van suministrados en envoltentes plásticos, su contenido energético cuando van encartuchados, es algo menor que el de los explosivos gelatinosos. Para iniciar su detonación se requieren cargas iniciales. El precio de tales explosivos elaborados es intermedio entre el de los explosivos pulveriformes y el del ANC.

La clase de explosivo que mejor y más económico resulta para determinada aplicación sólo puede determinarse a base de prolongados ensayos cuando menos de medio año de duración; en tales ensayos con explosivos hay que tener en cuenta lo siguiente:

El costo del trabajo con explosivos comprende dos partidas: el costo de la perforación de los barrenos y el costo del explosivo. Si se elige un explosivo rompedor, puede en la mayoría de los casos, aumentarse la distancia entre los barrenos, lo que equivale a disminuir el trabajo de perforación reduciendo su costo, en diversas ocasiones se compensa así el elevado precio del explosivo rompedor; con ello además se reduce la partida de jornales que, en general tiene tendencias a elevarse, a costa de la partida del gasto de explosivos que es más constante. Los sistemas empleados para provocar la explosión de los barrenos pueden ser:

1. Mecha ordinaria con cebo fulminante.
2. Explosor eléctrico.
3. Mecha detonante.

Las precauciones que hay que tener al emplear una de esas formas de cebar las explosiones de barreno están detalladas en las prescripciones por la prevención de accidentes de trabajo y en la de instrucciones publicadas por el Gremio de Canteras.

El sistema de dar fuego a los barrenos mediante la mecha ordinaria sigue siendo el más económico y el más usado para los trabajos de taqueo. El disparo de numerosos barrenos a la vez dificulta frecuentemente la claridad de la operación y en las grandes explotaciones exige una gran cantidad de personal para dar

fuego a los barrenos, el camino de huida, a pesar de las reglas que prescriben la longitud de las mechas, no está exento de peligros cuando se trata de frentes de canteras de mucha altura o de grandes montones de bloques a los que se le aplica taqueo. Cuando se trata del encendido con el explosor eléctrico hay que distinguir el encendido instantáneo con el encendido con retardo. Los cebos para este último de tipo normal suelen emplear intervalos de medio a un segundo y se aplican con muy buen resultado a grandes series de barrenos. El encendido instantáneo del cebo es de milisegundos, estos han aumentado su empleo con el devenir de los años. Su empleo ofrece las siguientes ventajas:

- Mejores troceos de la piedra, pocas proyecciones, amontonamientos poco voluminosos, amortiguado ruido de la detonación.
- Como inconvenientes merecen citarse:
- Su mayor costo
- El retardo de milésimas de segundos
- Pueden también ser obtenidos por medio de un conmutador de tiempos o bien por un retardador de la detonación.
- La mecha o cordón detonante tiene una velocidad de propagación de unos 7000 m/s y puede dar fuego directamente a las cargas de los barrenos. Para encenderla puede hacerse, sea con mecha ordinaria provista de cebo fulminante; sea por medio de cebos eléctricos. La ventaja de la mecha detonante es que no hace falta colocar ningún cebo en inmediato contacto con el explosivo de la carga y por consiguiente, los barrenos fallados pueden ser retirados sin peligro.

Hay que dedicarle mucha atención a la formación del personal dedicado a las voladuras.

Las canteras modernas emplean voladuras con retardo (barrenos en serie), voladuras de cámaras y el método de los grandes diámetros de barrenos como son:

Los barrenos lanzadores u ordinarios representan el método más antiguo y sigue siendo el método preferido en las explotaciones de pequeña importancia. Las perforaciones u orificios de los barrenos de 4 a 7 metros de longitud y de pequeño calibre (de 35 a 45 milímetros) pueden ser horizontales (barrenos

lanzadores) o verticales (de cabecera); casi siempre se abre con martillos de aire comprimido y en su mayor parte son de fondo ensanchado con el objetivo de poder dar cavidad a mayor cantidad de explosivo. Requieren un gran consumo de mano de obra para la instalación de soporte de perforación y para el transporte de los aparatos y del explosivo hasta los frentes de canteras, los operarios están sumamente expuestos a accidentes por lanzamientos de piedras. En cambio, tienen ventaja en el troceo y desmenuzado de la piedra arrancada.

En las voladuras de cámaras se abre en frentes de canteras de galerías horizontales que sean cargadas en uno o dos de sus puntos con grandes cantidades de explosivos. En montañas de roca sólida y con una instalación de refugio con cubierta suficientemente protectora, el peligro de los trabajadores en las galerías es reducido; el costo en horas de salario es también relativamente pequeño. La piedra arrancada lo es en trozos de gran tamaño y exige mucha labor de taqueo. Las sacudidas o trepidaciones del terreno son grandes, como es natural, por lo que este método no puede ser autorizado en las proximidades de lugares habitados. El encargado de la vigilancia, en las voladuras de cámaras, tiene que ser conocido por el gremio de operarios de canteras; los planos y cálculos de las cargas deben someterse previamente a la aprobación de dicha entidad.

Voladuras a base de barrenos de gran diámetro: Los barrenos de gran diámetro son aquellos que en perforaciones verticales o ligeramente inclinadas, cuyo diámetro varía entre 60 y 300 mm y cuya profundidad va de 12 a 60 metros. Evidentemente el diámetro y la profundidad dependen de las circunstancias especiales de las capas de piedra, pero, desde el punto de vista de la técnica de explosivos y de la de perforación, los resultados más favorables se obtienen con profundidades de 20 a 30 metros. Las perforaciones de barrenos pueden hacerse, sea con el aparato de cable, aplicando el método de perforación rotatoria, sea por el método belga "Steenwijk"; al perforar con el aparato de cable, la barrena, suspendida de un cable cuyo peso conjunto oscila entre 500 y 2000 Kg., sube y baja gracias a un torno con manivela, al mismo tiempo va girando sobre su longitud por efecto de la torsión del cable. El residuo de piedra desmenuzado, convertido en papilla por la adición de una pequeña cantidad de

agua (de 20 a 40 l por metro de perforación), es captado y extraído por una cápsula con válvula de fondo. Este aparato es muy apropiado, sobre todo para formaciones margosas.

El aparato belga Steenwijk consiste, en principio, en un martillo percutor introducido en el orificio del barreno en el que trabaja con una barrena equipada con boca de acero duro. La rotación de la barrena se consigue con toda la barra perforadora por medio de un motor auxiliar de aire comprimido situado en el exterior. La masa a mover está representada únicamente por la barrena y es, por consiguiente, pequeña. El arrastre de polvo de la perforación se consigue, como en los aparatos rotatorios, mediante aire comprimido, que lo hace salir por el espacio anular, hacia arriba. Es importante que los trabajos auxiliares puedan quedar reducidos al mínimo con el fin de aprovechar al máximo el tiempo posible a los trabajos de perforación propiamente dicho y economizar personal.

#### **1.2.3.3- Cargas de la piedra extraída de la cantera.**

En este epígrafe va comprendido el trabajo de la carga de la piedra amontonada, a granel, en los vehículos o elementos de transporte. Puede hacerse a mano o mecánicamente. El aparato principal para el trabajo mecanizado en las canteras es la pala excavadora, equipada con cuchara alta y montada sobre orugas. Los puntos de vista para elegir y especificar dicha máquina son:

- Tipo de motores de accionamiento.
- Número de los mismos.
- Cubicación de la cuchara.
- Fuerza de arranque.
- Radio de acción.
- Altura que puede alcanzar.
- Presión sobre el terreno.

Para cucharas de más de  $2,5 m^3$  de cabida debería emplearse siempre, el accionamiento por medio de motores eléctricos, pues las excavadoras eléctricas exigen menos reparaciones y siempre se hallan en condiciones de funcionamiento inmediato. El accionamiento con motores diesel es adecuado cuando hay que cambiar con frecuencia el lugar de trabajo; las palas menores

van siempre equipadas con este tipo de motor. Las palas pequeñas y evidentemente todas las palas diesel se construyen a base de un solo motor; a partir de cucharas de  $2\text{ m}^3$ , en cambio predomina el equipo de tres motores. Al excavar uno de los motores efectúa el empuje de la cuchara hacia delante, otro se encarga del movimiento de giro y el tercero es el que produce la elevación de la pluma. El movimiento de las orugas se obtiene mediante embragues. La transmisión de fuerza de las excavadoras de tres motores es sencilla y fácil de vigilar. Las reparaciones son de ejecución cómoda. El mando de los motores eléctricos por resistencias es preferible para obtener de cada uno de ellos las arrancadas suaves en sus distintos movimientos.

En las grandes palas de grandes dimensiones la distribución que se utiliza de conexión es la denominada "Ward – Leonhard" en la que la corriente alterna de alimentación se convierte en corriente continua; se logra con ella una regulación sin pérdidas y una marcha flexible y de gran sensibilidad. Desde luego, el precio de adquisición es mucho mayor. El accionamiento de los frenos en las grandes palas se consigue casi siempre con auxilio de un motor de aire comprimido. Se ha generalizado el empleo de mandos hidráulicos con aceite a presión para los movimientos. No debe quedarse sin mencionar que, en la construcción de las excavadoras para canteras, no está fuera de lugar cierto conservadurismo, porque precisamente se trata de máquinas que por la dureza del trabajo a que están sometidas y ante la ausencia de posibilidades de reparaciones solo deben estar en manos del personal experimentado y que hay que prestar mucha atención a que resulte cómodo el manejo de las palancas y que la cabina y el conductor esté todo lo protegida posible contra ruidos, a fin de poder concentrar su atención en el trabajo y no se distraiga. La capacidad de la cuchara determina, en primer término, la capacidad de producción y el tamaño de la excavadora.

El tamaño de la cuchara debe fijarse en armonía con la capacidad de los medios de transporte que ha de ser múltiplo de la cuchara, triple por lo menos. Tener en cuenta esta regla nos mejoraría el rendimiento de esta máquina porque de obviarse la misma se pierde tiempo al usar vehículos demasiado pequeños.

Muy conveniente se hace cumplir con la regla de que toda la piedra que se cargue por la cuchara, debe poder pasar a la trituradora sin ocasionar en ella perturbación alguna.

En esta idea está precisamente fundada una condición que recomienda elegir un sistema de barrenos que desmenuce la piedra arrancada todo lo posible; en tal caso, pueden emplearse palas pequeñas y es que el costo de la excavadoras aumenta.

El esfuerzo de arranque se determina en la punta de los dientes de la cuchara y da la medida de la robustez y estabilidad del excavadora. La fuerza mínima de arranque que habría de exigir es de 20 t. Las palas grandes para terreno de roca llegan a tener hasta 60 t para dicho esfuerzo de arranque. Las distancias a alcanzar, tanto en horizontal como en altura, deben establecerse de acuerdo con las condiciones del frente de canteras. En general, la distancia en sentido horizontal debe ser por lo menos igual a la mitad de la altura de dicho frente, para que el operador de la excavadora goce de suficiente seguridad y se halle lo suficientemente apartado para que las masas de la piedra que puedan rodar o desprenderse no puedan afectarle. Lo mismo ocurre con la altura que se debe alcanzar. La presión sobre el suelo cuando se trata de excavadoras de grúas, oscila entre  $0.9 \text{ kg/cm}^2$  y  $22 \text{ kg/cm}^2$ . Este último valor solo es posible cuando el subsuelo es muy firme (roca). Los terrenos arcillosos o margosos y los terraplenes de escombros o tierras vertidas, solo permiten preparaciones de  $10 \text{ kg/cm}^2$ ; ocasionalmente, en terrenos blandos, pueden utilizarse para repetir la carga sobre mayor superficie, unos emparrillados de durmientes que se atan empleando trozos de cables viejos.

Casi todas las excavadoras modernas son de tipo "Universal", es decir, de una construcción que permite transformarlas, en breve tiempo, del tipo de cuchara alta o baja, en dragalina o en cucharas prensoras (almejas). También hay montajes especiales que pueden ser utilizados así mismo en el trabajo de las canteras.

Llamando 100% al rendimiento de una excavadora equipada con cuchara alta, la cuchara baja de una producción de un 70%, la dragalina un 90% y la almeja un

50%. Los tres equipos adaptables tienen la ventaja de poder operar en un nivel inferior al de la plataforma, cosa que permite evitar la instalación de nuevas explanadas o la construcción de afirmados para el avance.

La vida de duración de las excavadoras aumentan al ser mayores sus dimensiones. Las palas pequeñas, bien cuidadas pueden durar de 10 a 15 años, una excavadora para roca de unos dos o tres metros cúbicos de cuchara puede trabajar bien 25 años de servicio siendo aún soportables los gastos de reparación que es necesario hacerle. En comparación con las grandes excavadoras modernas, los modelos antiguos, en la mayoría, trabajan mucho más lentamente. En cada caso hay que decir si, a pesar del elevado precio de adquisición de una gran excavadora moderna resultará más económica su explotación.

El perfeccionamiento de las cargadoras sobre ruedas ha tenido lugar estos últimos años de manera rápida. Cuando se trata de materiales de fácil carga sustituyen con facilidad a las excavadoras. Hay actualmente funcionando máquinas con cucharas cuya cabida llega hasta los 5  $m^3$  y las potencias de sus motores hasta los 300 CV.

Las cargadoras con ruedas que se han construido en los últimos años llegan a tener cucharas de una cabida de 10 a 13  $m^3$  y potencia de accionamiento de 600 a 700 CV. Si se trabaja con cargadoras de ruedas, el desgarrar de los neumáticos representa una importante parte de los gastos del funcionamiento. Cuando esas máquinas trabajan en circunstancias duras como, por ejemplo, al cargar piedra de amontonamientos producidos por voladuras, resulta conveniente coger neumáticos con corazas de cadenas. El precio de adquisición de una cargadora con ruedas viene a ser una tercera parte del costo de una excavadora de igual capacidad de cuchara. Su vida es de 3 ó 4 años trabajando dos turnos diarios de 8 horas. La ventaja principal de éstos es su gran movilidad y esta posibilidad adquiere especial utilidad cuando por motivos de calidad hay que cargar en diferentes puntos.

Para pequeñas explotaciones, como por ejemplo, no lleguen a las 400 t diarias, resulta antieconómico en la mayoría de los casos, la adquisición de una

excavadora o pala mecánica de cantera. Los cargadores mecánicos vienen a llenar, en este caso, el hueco correspondiente.

En aparatos pequeños de esta clase es recomendable, antes de proceder a su adquisición, exigir una demostración bajo condiciones que se asemejen lo más posible a las que más tarde deberá trabajar. Su vida o duración en buenas condiciones solo debe ser de 4 a 5 años en la mayoría de los casos, ya que pasado este período de tiempo las reparaciones van siendo excesivamente caras si se trata de calizas blandas o margas arcillosas que pueden arrancarse sin recurrir al empleo de explosivos, se utiliza algunas veces la excavadora noria. Este aparato barato y poco complicado, tiene pocos gastos de reparación y larga vida; en la mayoría de los casos trabaja en profundidad. Se recomienda para aquellos casos en que por una razón cualquiera, hay que seleccionar calidades especiales, cosa que en general sólo puede efectuarse a mano. En camiones de serie o en tractores especiales (Robustos) pueden elevarse con ayuda de juegos de dos brazos hidráulicos cubetas de 60 a 70 cm de altura. Esas cubetas se colocan en posición de carga ante el frente de cantera y una vez cargadas a mano, los vehículos se las llevan al lugar donde deben ser vaciadas; el volcado se hace hidráulicamente sin que luego halla que volver a levantar la cubeta. Para distancias entre 300 m y transporte entre 200 y 300t diarias se pueden lograr con seguridad una disminución en los costos, incluido el servicio financiero del capital invertido.

#### **1.2.3.4- Transportación de la piedra desde la cantera hasta la planta trituradora.**

El transporte se engloba en el de la cantera a la machacadora o a la fábrica respectivamente. Se clasifican cuatro grandes grupos según el procedimiento de transporte a emplear:

- 1. Transporte sin vía férrea:** Este tipo de transporte a base de camiones con neumáticos ha ido adquiriendo cada vez mayor preponderancia. Es condición indispensable que el piso de rodadura sea transitable. Los trayectos por donde se transitan muchos deben pavimentarse en forma regular como si se tratase de carreteras; el hormigón es lo que resulta más costoso de primera instalación, pero luego el pavimento es más económico



de conservar. Pueden también emplearse adoquines de hormigón premoldeados de forma rectangular que se colocan con un pisón especial, estos tienen la ventaja de poderse utilizar inmediatamente y de poder rehacer el firme o trasladarlo a otro punto y ser utilizados de nuevo. Existen entre otras, una ventaja esencial en el máximo aprovechamiento del trabajo de la excavadora que es mejor que con las vagonetas, puede contarse, desde luego, con un aumento de la producción de ésta del 50%, porque el ángulo de rotación al cargar es menor y los camiones pueden situarse siempre en la posición más favorable para ser cargados y a veces pueden cargarse camiones alternados a ambos lados de la pala. El autocamión permite adaptarse mejor a las irregularidades de las capas de la cantera que las vías férreas. Hay que escoger camiones de tipo extraordinariamente robustos. Pueden utilizarse lo mismo los de 2 ejes que los de tres, e incluso los remolques. Estos últimos referidos a la carga útil, son los que pesan menos en el costo de la primera adquisición; sin embargo, son relativamente sensibles al mal estado del piso, las rampas y pendientes. Se suele admitir que el camión de 3 ejes, con sus 10 neumáticos, es caro por el consumo que tiene de goma, pero no es realmente así, los camiones sin muelle rara vez han dado satisfacción. En las canteras suele adoptarse el camión de 10 a 20 t de carga. Está demostrado que con él, el costo de explotación, incluido el servicio financiero del capital invertido, disminuye al aumentar las dimensiones de los camiones. Los autocamiones pueden ser volquetes de vertido lateral o de vertido posterior. Si las circunstancias lo permiten, suele preferirse el volquete de vertido por atrás, porque la disposición de sus mecanismos hidráulicos es de colocación más fácil, las maniobras mejor equilibradas y el centro de gravedad está mejor situado, la construcción de los camiones al suprimir los mecanismos hidráulicos se simplifica mucho y el centro de gravedad puede situarse muy bajo. Hay volquetes cuyo vaciado se hace sin mecanismos hidráulicos, desplazando únicamente el centro de gravedad de la caja, siendo iniciado el movimiento basculante por un ancho exterior que el conductor puede accionar desde su asiento. Han

dado excelentes resultados las cajas o cubetas de aceros especiales con por ciento de NA. Las cajas o cubetas basculantes constituyen las partes más trabajadas y castigadas del vehículo. En la mayoría de los casos su fondo se construye de 3 piezas. Las cajas o cubetas bien construidas deben poder resistir el transporte hasta de un millón de toneladas sucesivamente. La partida más importante del transporte sin vía férrea lo constituyen los neumáticos. Los del tipo EM especial suelen durar de 1500 a 4000 horas de servicio, una reparación periódica, hecha sistemáticamente, disminuye el gasto de neumáticos. Es condición precisa que los neumáticos restaurados, antes de ser nuevamente puestos en servicio, se tengan dos o tres meses en almacén. Casi todos los fallos sobrevenidos en neumáticos restaurados se deben a no haber tenido en cuenta dicha precaución.

2. **Transporte con vías férreas y vagonetas:** Es la forma más antigua que prácticamente no se utiliza en ninguna cantera de fábrica de cemento. Los anchos de vía normalizados son de 600 a 900 mm. El ancho de vía de 600 mm debía ser suprimido definitivamente porque no permite el empleo de vagonetas de capacidad superior a los 4 m<sup>3</sup>. Los carriles se clasifican según su peso. Las vías pueden disponerse sea en forma radial, hacia la cantera, según una trayectoria circular junto a la misma. Cuando se emplean varias excavadoras en el frente de carga, el tránsito circular produce una defectuosa utilización de las mismas porque los trenes de vagones tienen que esperar que les toque el turno de cargar. En la mayoría de los casos se usan vagones plataformas volcables por uno de sus costados o por dos que puedan llevar hasta 30 t. La vagoneta normal sigue siendo la de 3 a 4 m<sup>3</sup>. Cuanto mayores son los vehículos tanto más suave es su rodadura y mejor puede efectuarse su carga, aparte, su precio por m<sup>3</sup> de carga es más económico. Como elemento de tradición se utilizan locomotoras de vapor, de motor Diesel y eléctricas.
3. **Transporte por cinta:** Este transporte puede efectuarse cuando hay que efectuar un largo trayecto entre la machacadora y la fábrica y sobre todo

cuando la machacadora está en la misma cantera. Existen transportadores instalados que tienen varios kilómetros de recorrido suelen ser de cinta de caucho y resultan económicamente factibles, en general, a partir de transportes de unas 1000 t por turnos de trabajo, y también en instalaciones de menor importancia si las condiciones son suficientemente difíciles para justificar su empleo. El transporte por cinta exige que la piedra esté desmenuzada lo suficiente para que no pasen de los 300 mm, que suele ser la forma en que las machacadoras que están instaladas en la mayoría de canteras de fábricas de cemento trabajan. La velocidad de transporte puede llegar sin inconveniente, a 3 m/seg, cuando se utilicen, para grandes capacidades de transporte, anchos de hasta 650 mm, y sobre todo si no se emplean la concavidad Standard DIN de 20°, sino concavidades profundas de 25 a 30°. Para alimentar la banda transportadora, se utilizan pequeñas cintas distribuidoras que tengan igual velocidad que la cinta principal, permitiendo así una pequeña altura de caída.

- 4. Transporte de cable:** En las instalaciones de nueva construcción pueden convenir únicamente, hoy día, cuando las circunstancias del terreno lo justifiquen (travesía de ríos o valles profundos, etc.) y que no quepan otras posibilidades de solución práctica. Su mayor inconveniente, a pesar de su costo relativamente reducido de primera instalación, tiene gran tendencia a las averías cuando se trabaja a plena capacidad de carga y la gran dificultad de las reparaciones que tales averías exigen. Además, las ampliaciones o aumentos de capacidad en cables ya existentes casi nunca es posible, cuando no han sido previstas de antemano, si lo son es a costa de crecidos gastos.

#### **1.2.4- Equipamiento para la rotura de las piedras en el propio frente de cantera.**

Como regla en las canteras como resultado de las voladuras quedan grandes piedras en el terreno que no resulta conveniente transportarlas hasta la trituradora sin que sean previamente tratadas con algún equipo rompe rocas para reducir su tamaño. Con este fin se emplean dos tipos básicos de equipos rompe rocas:

- Los Martillos Hidráulicos o Neumáticos.
- Los Rompe Rocas de Energía Gravitacional.

#### **1.2.5- Comparación entre los equipo Rompe Rocas de Energía Gravitacional y los Martillos Hidráulicos y Neumáticos.**

Los equipos Rompe Rocas de Energía Gravitacional presentan una serie de ventajas con relación a los Martillos Hidráulicos y Neumáticos.

- Los martillos hidráulicos, como regla, no son capaces de entregar una energía superior a los 15 000 Joules / golpe, mientras que los de energía gravitacional pueden alcanzar valores de hasta 70 000 Joules / golpe y son capaces de romper una roca de 2 m de diámetro en uno o dos golpes.
- El consumo de combustible es solo del 30% con relación a los martillos hidráulicos.
- Dada la sencillez de su construcción el costo inicial es muy pequeño y su mantenimiento es mínimo.
- Puede ser montado sobre retroexcavadoras de esteras, o sobre cargadores de neumáticos lo que hace al equipo muy maniobrable y productivo.
- No tiene que estar montado permanentemente sobre el equipo base, pues su elevada productividad, a diferencia de los martillos hidráulicos hace que pueda tener un trabajo intermitente y se pueda aprovechar el equipo base, en sus trabajos habituales.

### **1.3- Características específicas de la Cantera de Caliza de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A.**

#### **1.3.1- Caracterización de los yacimientos:**

**Lomas Cantabria:** Esta cantera de calizas se encuentra localizada a 2.5 Km. de las instalaciones de la fábrica, actualmente la explotación se ejecuta principalmente en el nivel +120,+130 y +140 pues el resto de los frentes explotados anteriormente se encuentran copados de rocas sobre medidas y requieren de una notable preparación previa. Los trabajos que se proyectan están orientados a la preparación de nuevos frentes y a la consolidación de los actuales, con el objetivo de crear condiciones mineras adecuadas e ir buscando un restablecimiento paulatino de los parámetros técnicos de los diferentes

elementos del sistema de explotación. Otro aspecto importante de la nueva estrategia de desarrollo de la cantera es la continuidad de apertura de las calizas margosas. La utilidad de este material en el logro de adecuados niveles de alúmina en la mezcla que se alimenta a los hornos en planta es un hecho, por lo que el nuevo plan contempla acelerar los trabajos de nivelación y drenaje en esta zona de desarrollo de la cantera.

Desde el punto de vista geológico, el depósito de calizas Lomas Cantabria, consiste en una secuencia de estratos de calizas de origen bioclástico con intercalaciones margosas. Estas rocas son de edad Cretácico Superior Maechstristiano, morfológicamente las rocas que lo forman están expuestas a lo largo de una colina, los estratos buzan con poca inclinación (10-15°) y tienen una extensión de unos 3900 m por el rumbo y un ancho de 1050 m. La parte principal del mismo está delimitada por dos fallas longitudinales, numerosas fallas secundarias subdividen el depósito en bloques. Las zonas de fallas son relativamente poco voluminosas, pero contienen apreciables cantidades de margas y arcillas. En este depósito se dispone de la información de más de 318 pozos de exploración que representan un volumen superior a 11800 m perforados y analizados químicamente. La mayor parte del depósito está cubierto por una red de 100x100 m, densada con un pozo central en las zonas de mayor categoría y el resto a 200x200 m.

**Marga las Pailas:** La Marga es otro de los componentes principales que se usan actualmente en la fabricación de cemento de la planta de Cienfuegos, representa un 22-25 % en la mezcla, está compuesta básicamente por 4 óxidos: El  $\text{CaO}$  (25%),  $\text{SiO}_2$  (36%),  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (6%), y el  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  (6%), es el componente que aporta la mayor cantidad de sílice al pomposito. Su extracción se realiza de un yacimiento conocido con el nombre de Las Pailas que está asociado geológicamente a la formación Vaquería de edad eoceno superior, representados por conglomerados polimícticos, tobas, margas, margas calcáreas, arcillas con intercalaciones de areniscas y calizas, los cuales a su vez yacen discordantemente sobre los sedimentos de la formación Habana de edad Maestrichtiano. El horizonte productivo de esta formación y que forma nuestro

depósito está compuesto por margas arcillosas, margas calcáreas y margas. Las margas arcillosas, llamadas por nosotros como intercalaciones arcillosas, se encuentran generalmente debajo de la escasa cubierta vegetal descansando sobre las margas calcáreas y margas, estas últimas dispuestas en la parte central del depósito y rodeadas de las margas calcáreas, las cuales por su parte presentan también cierta zonación del contenido de CaO. En resumen, a pesar de que en el yacimiento están presentes algunas variedades litológicas, puede hablarse de un solo gran cuerpo mineral, con dimensiones de unos 1800 m de largo por 700 m de ancho, pues todas las variedades son, desde el punto de vista químico, útiles.

**Palanquete:** Yacimiento del cual se extrae un corrector de hierro llamado perdigones de hierro, El hierro: es otro de los componentes principales que se usan actualmente en la fabricación de cemento de la planta de Cienfuegos representa un 3-5 % en la mezcla, esta compuesta básicamente por 4 óxidos: El CaO (1.5%),  $SiO_2$  (27%),  $Fe_2O_3$  (6%), y el  $Fe_2O_3$  (45%), es el componente que aporta la mayor cantidad de hierro al compuesto. Su extracción se realiza de un yacimiento conocido con el nombre de Palanquete localizado en el municipio de Rodas, cercano al poblado de Jibacoa, distante a 50 kms de la planta de Cienfuegos. Geológicamente este yacimiento está formado por lateritas ricas en perdigones de  $Fe_2O_3$  de color pardo rojizo, representadas básicamente por concentraciones en forma de goletita y hematina acompañada por una arcilla limonitita, todos minerales de hierro, constituyendo ésta la zona mineralizada del yacimiento que apenas alcanza una potencia promedio de 2 m.

### 1.3.2- Caracterización de la minería de cemento.

La minería del cemento define la programación de la extracción de los 4 componentes principales que se extraen de las siguientes canteras:

- La Caliza y Caliza Margosa de “Lomas Cantabria” los cuales constituyen un 75 % de la mezcla utilizada en la fabricación de clínker.
- La Marga de “Las Pailas” representa un 22-25 % en la mezcla.

- El corrector de hierro de “Palanquete” representa un 3-5 % en la mezcla.

Los trabajos mineros que comprenden en lo fundamental una serie de actividades que tienen como objetivo principal garantizar que llegue la tonelada de roca a la tolva principal, por medio de una secuencia de actividades que van desde la preparación de los frentes, estado de las viales, plataformas de trabajo en la que operan los equipos, conformación de taludes, bermas, pisos, drenajes, labores de desarrollo minero a corto mediano y largo plazo, perforación para voladuras y para la exploración de explotación, voladuras primarias que aportan el volumen fundamental de rocas y voladuras secundarios que permiten la eliminación de rocas sobre tamaños, labores de acarreo, reapike de materiales, mantenimiento de patios de acopios, evacuación de estériles, materiales no condicionados, capa vegetal, desbroce de vegetación, carga y transporte de materiales útiles a la tolva principal, etc así como tareas de medio ambiente como riego de caminos para la mitigación del polvo que genera la operación, saneamiento de áreas minadas, seguridad minera, tareas técnicas como la planificación minera, la topografía y la geología de campo, que todas son importantes para que un servicio minero sea eficiente y satisfaga los requerimientos de una operación minera.

Teniendo en cuenta estas actividades, los trabajos que se proyectan pretenden en primer lugar satisfacer en cantidad y calidad la actual demanda de estas materias primas en nuestra planta, a la vez de dar continuidad a la estrategia de desarrollo de la cantera concebida para la misma en el proyecto de explotación de cada yacimiento, encaminada a sustentar una explotación más racional de los recursos y reservas, gran parte de la cual puede materializarse al disponer de algunas herramientas mineras que nos permiten manejar con flexibilidad la planificación minera de corto, mediano y largo plazo, el diseño de cantera, manejo de topografías, así como otras múltiples tareas del trabajo técnico minero. Las operaciones mineras son realizadas por una contratista minera la cual tiene a su cargo todo cuanto se relaciona con la naturaleza, estado físico y localización de las mismas, con la planificación de explotación a mediano y corto plazo, con la supervisión de la operación y el control de los parámetros de mezclas, calidades, etc.

Para la ejecución de los servicios mineros se cuenta con equipos de alto tonelaje y capacidad suficiente como cargadores de 5 m<sup>3</sup>, pala frontal de 5 m<sup>3</sup>, buldózer de 320HP, perforadoras, camiones de 60 toneladas etc, que permiten mantener la preparación, la extracción y el desarrollo de las canteras.

La extracción se produce por medio de un sistema de explotación que tiene en cuenta la morfología del cuerpo geológico, la cual aflora a la superficie y las características geotécnicas de las rocas, el material será minado por el método convencional a cielo abierto (cantera). El acceso a la cantera se efectuará por medio de caminos mineros, rampas temporales y permanentes, trincheras de acceso y otros laboreos necesarios, así como controles para el desagüe, colectores temporales para la precipitación, etc. El arranque de la materia prima se realizará por medio de voladuras masivas controladas, lo que facilitará la granulometría necesaria de las zonas más competentes, un mejor contorno de los bancos y un aumento en la productividad de los equipos de carga y corte. Los caminos diseñados para camiones de 50-60 t, tendrán una pendiente máxima de 8% y un ancho de 12 m, incluyendo el canal de desagüe y las bermas de seguridad. En las zonas blandas arcillosas, los mismos serán mejorados con material rocoso, suavizadas sus curvas y rasantes, garantizando el máximo de seguridad.

Para una correcta explotación se sigue una secuencia de minado que tiene en cuenta el avance por medio de bancos de 10 m de altura, para los que ha sido diseñada una nueva cantera y un nuevo modelo de bloques, constituyendo un bloque la unidad mínima de selectividad minera. Para cada uno de estos bloques se han calculado sus reservas, contenido y localización espacial por lo que el plan de minado está diseñado para la extracción y mezclas de un determinado número de bloques, que garantizan las guías químicas establecidas por la planta y el balance cualitativo de la materia prima que se enviará a la tolva de alimentación o a los almacenes.

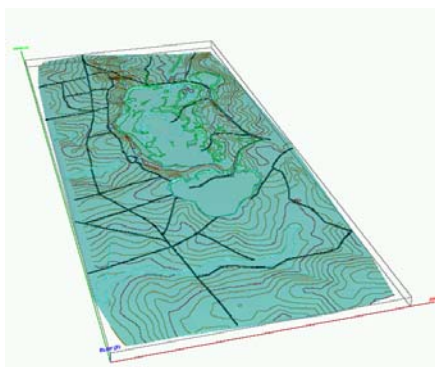
El diseño de canteras contempla el acceso a cada banco y a cada uno de estos bloques comenzando la extracción en los bancos superiores. Una vez avanzado lo suficiente, se inicia el arranque en los bancos inferiores, guardando un



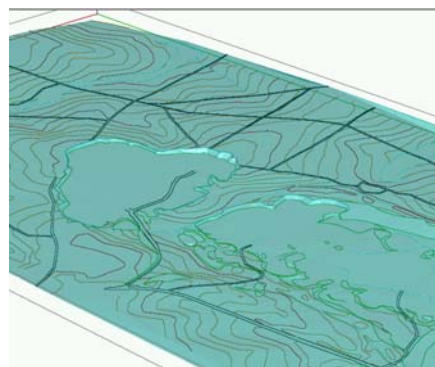
desfasaje entre bancos, a fin de disponer de una plataforma de trabajo mínima para que operen los equipos a su máximo rendimiento. De esta forma se garantiza la existencia de varios frentes y el cumplimiento de la secuencia de minado, que incluye barrenación, análisis de los resultados de los detritos de barrenación, carga de los barrenos y voladura, señalización de los límites de corte, carga y transporte de los diferentes materiales.

El programa de producción concebido para un régimen de trabajo de 2 turnos de 12 horas diarias, 7 días a la semana, con una productividad de 450 t/h de alimentación a la tolva, no obstante con la entrada del equipo nuevo y la adquisición de otros equipos todavía necesarios, este régimen de operación y planificación de la producción puede sufrir cambios durante el transcurso del año, los que estará en correspondencia con los niveles de estabilidad y productividad que se logren entre la cantera y el procesamiento en planta, este régimen deja hoy márgenes de cobertura con los cuales se cubren todavía los déficit o carencia de algunos equipos mineros básicos.

A continuación se mostrarán algunas vistas en tres dimensiones de la superficie topográfica de las canteras de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A.

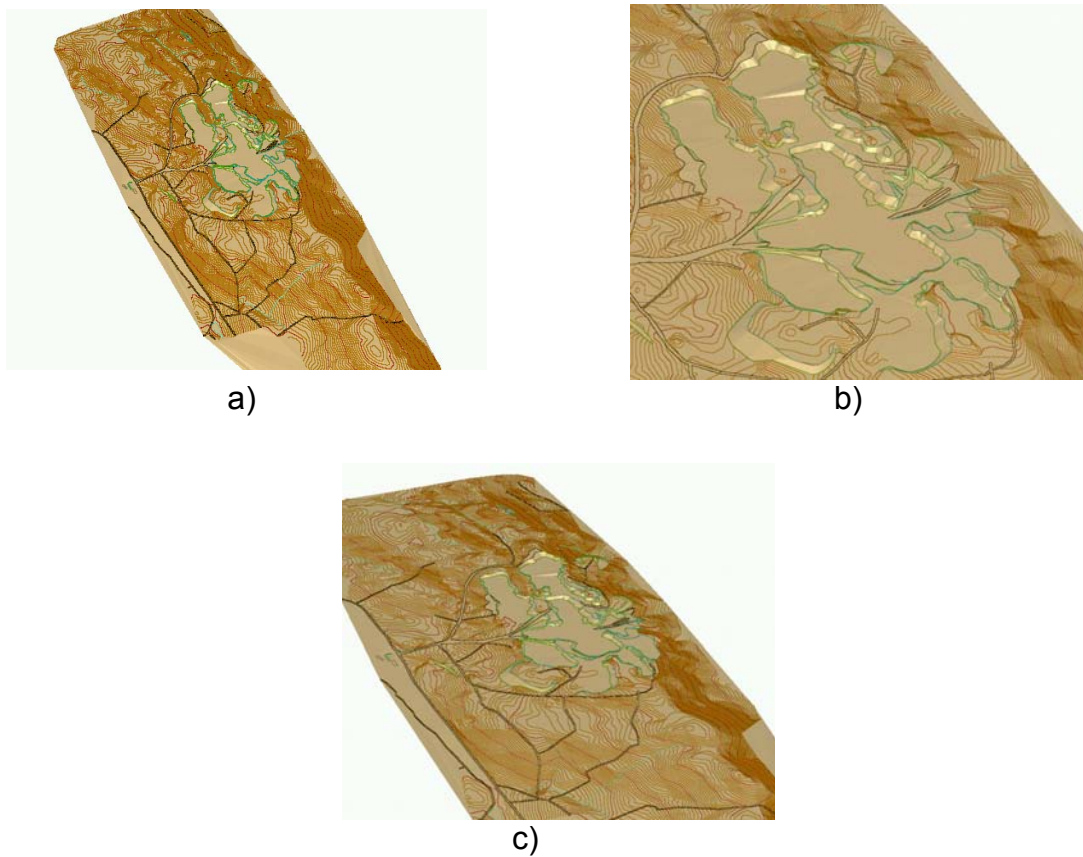


a)

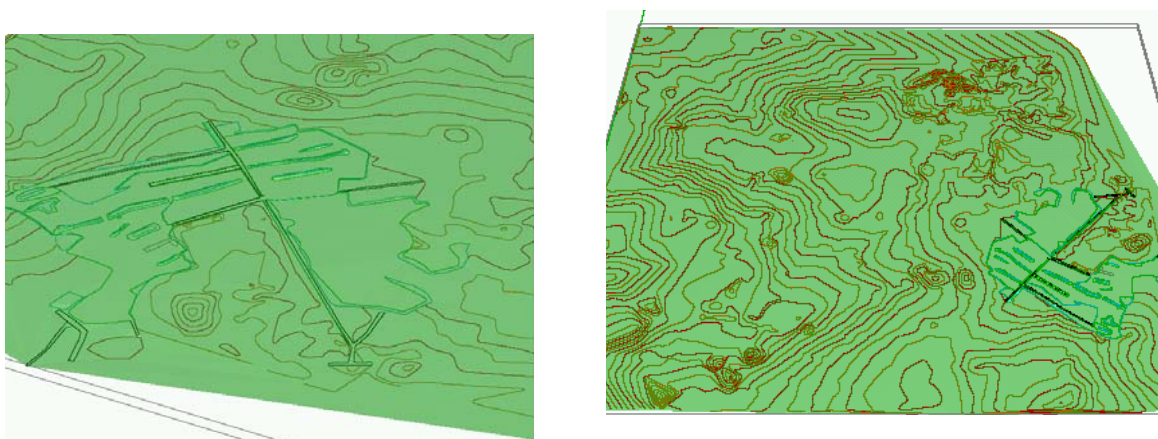


b)

**Fig. 1.1 Vista en 3D de la superficie topográfica actual (Febrero 2007) de la Cantera de Margas Las Pailas.**



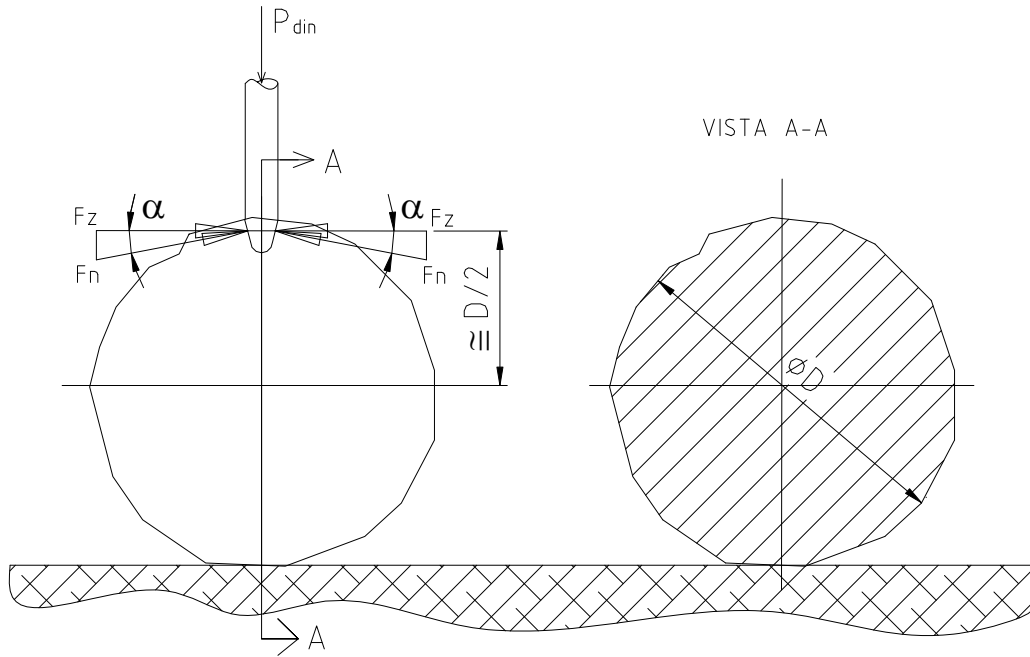
**Fig. 1.2 Vista 3D de la superficie topográfica actual (Febrero 2007) de la cantera de Calizas Lomas Cantabria**



**Fig. 1.3 Vista 3D de la superficie topográfica actual (Febrero 2007) del área de extracción en el yacimiento de Perdigón de Hierro Palanquete.**

## Capítulo II. Cálculo de la resistencia mecánica de los diferentes elementos del Equipo Rompe Rocas Gravitacional.

### 2.1- Fuerza requerida para fracturar una roca de caliza.



**Fig. 2.1 Fuerza transversal  $F_z$  originada por el impacto del punzón**

Para evaluar la resistencia mecánica de los diferentes elementos del Equipo Rompe Rocas a diseñar se partirá del hecho de que se trata de un Equipo Rompe Rocas Gravitacional, en el cual el Bloque-Punzón, si se deja caer desde cierta altura  $H$  provoca sobre la roca una fuerza dinámica  $P_{din}$  que debe ser capaz de penetrarla por compresión y rajarla por flexión.

Para que la punta del punzón penetre la roca, la tensión de compresión originada por ésta debe ser mayor que la resistencia máxima a la compresión de la caliza.

O sea:

$$\sigma = \frac{P_{din}}{\frac{\pi \cdot (d_i)^2}{4}} \geq \sigma_{nc} \quad (2.1)$$

Después que la punta del punzón penetra, se genera una fuerza transversal  $F_z$  por el efecto de cuña de la punta cónica del mismo.

Se verá a continuación que la fuerza  $F_z$  se requiere para romper por flexión una piedra caliza de 2 m de diámetro. La condición de rotura será:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_x} = \frac{F_z \cdot \frac{D}{2}}{0,1 \cdot D^3} = \frac{F_z}{0,2 \cdot D^2} \geq \sigma_{Ut} \quad (2,2)$$

De donde se obtiene que:

$$F_z \geq 0,2 \cdot D^2 \cdot \sigma_{Ut} \quad (2,3)$$

Las rocas del tipo de calizas existentes en la cantera de la Empresa “Cementos Cienfuegos S.A.” tienen una resistencia máxima a la compresión, según los datos suministrados por la propia empresa que varía entre:

$$\sigma_{Uc} = 6,0 \text{ a } 10 \text{ kN} / \text{cm}^2$$

En otras fuentes, por ejemplo Pisarenko [23] se da para la caliza en general un rango un poco más amplio:

$$\sigma_{Uc} = 5 \text{ a } 15 \text{ kgf} / \text{mm}^2$$

Para la realización de los cálculos se tomará una resistencia media a la compresión:

$$\sigma_{Uc} \cong 8 \text{ kN} / \text{cm}^2$$

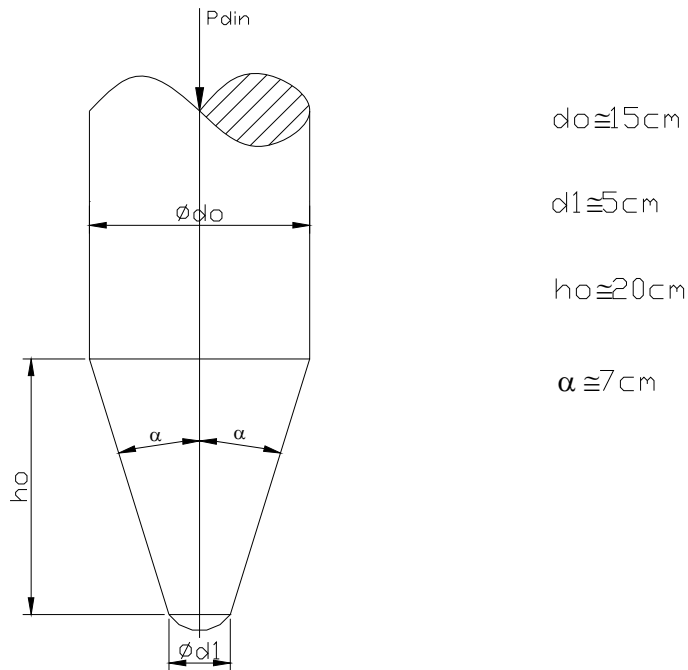
La resistencia a la tracción de las piedras naturales según Orus Asso [22] varía entre 1/8 y 1/50 de la resistencia a la compresión. Se tomará:

$$\sigma_{Ut} \cong 0,1 \sigma_{Uc}$$

Utilizando esta relación para estimar la resistencia a tracción  $\sigma_{Ut}$  de la caliza:

$$\sigma_{Ut} \cong 0,1 \cdot 8 = 0,8 \text{ kN} / \text{cm}^2$$

Si se parte de un punzón con las siguientes proporciones:



**Fig. 2.2 Proporciones de la punta del punzón**

Para que la punta del punzón penetre la roca tendrá que aplicarse una fuerza:

$$P_{din} \geq \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \sigma_{Uc} \geq \frac{\pi}{4} \cdot 5 \cdot 8 \geq 157 \text{ kN}$$

La fuerza transversal requerida para fracturar por flexión la roca será, para una roca de  $D = 2 \text{ m} = 200 \text{ cm}$ :

$$F_z \geq 0,2 \cdot (200)^2 \cdot 0,8 = 6400 \text{ kN}$$

Del equilibrio de fuerzas de punzón en la dirección del eje “y”, se obtiene que:

$$P_{din} = 2F_z \cdot \sin \alpha$$

Despejando  $\alpha$  para los valores calculados de  $P_{din}$  y  $F_z$  se obtiene que:

$$\alpha \geq \sin^{-1} \left( \frac{P_{din}}{2F_z} \right) \geq 0,7^\circ \quad (2.4)$$

Para que se produzca esta fuerza transversal, el punzón tendrá que penetrar hasta la parte cilíndrica donde  $\alpha = 0^\circ$  y el efecto de compresión, unido al efecto de cuña puedan producir la fractura de la roca.

De acuerdo con la literatura técnica para lograr una máxima penetración y una eficiencia óptima del efecto de cuña se recomienda en [2] que el punzón sea cónico y de material acero S6 utilizado en herramientas de penetración por golpes. De acuerdo con el nivel de transferencia de la energía que logran estos punteros cónicos incluso en estado desafilado se recomiendan específicamente para rocas sedimentarias (caliza, piedra arenisca, grauvaca, toba calcárea, etc.) en estado monolítico o poco fisurado.

## 2.2. Cálculo del coeficiente de carga dinámica durante el impacto Punzón - Roca.

Este cálculo se realiza mediante la ecuación dada por Pisarenko [23]:

$$k_{din} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}} \cdot \frac{1}{1 + k_m \cdot \frac{m_0}{m}}} \quad (2,5)$$

Para el cálculo se necesitan los siguientes datos:

$H \rightarrow$  Altura de caída del cuerpo que golpea.

$m_0 \rightarrow$  Masa del cuerpo golpeado.

$m \rightarrow$  Masa del cuerpo que golpea.

$\delta_{est} \rightarrow$  Desplazamiento estático provocado en el cuerpo golpeado por el cuerpo que golpea en su caída.

$k_m \rightarrow$  Coeficiente de reducción de la masa del cuerpo golpeado al punto donde ocurre el impacto.

En el caso analizado el cuerpo golpeado y el que golpea pueden ser considerados como partículas, sobre todo por el hecho de que el impacto se produce en la misma línea de acción de los centros de masa por lo que se considera:  $k_m \approx 1$

Para:

$$H = 3 \text{ m} = 300 \text{ cm}$$

$$m = 2,5 \text{ t} = 2\,500 \text{ kg}$$

Considerando la máxima roca posible, teniendo en cuenta la más grande existente en la cantera, de diámetro 2,5 m, de forma esférica y conociendo el peso específico de la caliza,  $\gamma = 2,69 \text{ g/cm}^3 \approx 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$ , según Orus Asso [22].

$$m_0 = V \cdot \gamma = \frac{3}{4} \pi R^3 \gamma$$

$$m_0 = \frac{3}{4} \pi (125)^3 2,6 \cdot 10^{-3}$$

$$m_0 = 11\,965,05 \text{ kg}$$

$R \rightarrow$  Radio de la esfera

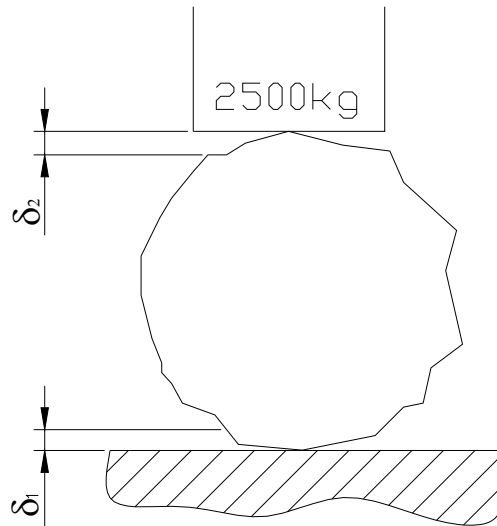
$V \rightarrow$  Volumen de la esfera

El desplazamiento estático se puede calcular como la suma del desplazamiento de la zona de contacto roca - suelo ( $\delta_1$ ) y el desplazamiento estático de la zona de contacto punzón - roca ( $\delta_2$ )

$$\delta_{est} = \delta_1 + \delta_2$$

Según Pisarenko [23]:

$$\delta_1 = 0,8255 \cdot \sqrt[3]{\frac{P^2}{R} \left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)^2}$$



**Fig. 2.3 Desplazamiento estático de la roca**

Donde:

$P \rightarrow$  Carga aplicada sobre la roca en condiciones estáticas.

$\mu_1 \rightarrow$  Coeficiente de Poisson de la roca caliza.

$\mu_2 \rightarrow$  Coeficiente de Poisson del suelo.

$E_1 \rightarrow$  Módulo de elasticidad a las tensiones normales de la roca.

$E_2 \rightarrow$  Módulo de elasticidad a las tensiones normales del suelo.

Para determinar las propiedades mecánicas del suelo, se consideró este último como arcilloso, a pesar de que el suelo allí existente es heterogéneo (esta consideración ofrece seguridad por parte del diseñador, ya que sus propiedades mecánicas no son las mejores), según datos tomados de Iturralde [15] para este tipo de suelo.

$$E_2 = 200 \text{ kgf} / \text{cm}^2 \approx 20 \text{ MPa}$$

$$\mu_2 = 0,42$$

Según datos tomados de Pisarenko [23] se pudo conocer que:

$$E_1 = 42 \cdot 10^4 \text{ kgf} / \text{cm}^2 \approx 4,2 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

El coeficiente de poisson para la roca caliza no fue encontrado en la literatura consultada, pero se precisó mediante la información disponible por la Empresa



Nacional de Investigaciones aplicadas (*ENIA N°9*) del MICONS que su valor es aproximadamente:

$$\mu_1 = 0,27$$

En resumen:

$$P = 2500 \text{ kG}$$

$$R = 125 \text{ cm}$$

$$E_1 = 42 \cdot 10^4 \text{ kG/cm}^2$$

$$E_2 = 200 \text{ kG/cm}^2$$

$$\mu_1 = 0,27$$

$$\mu_2 = 0,42$$

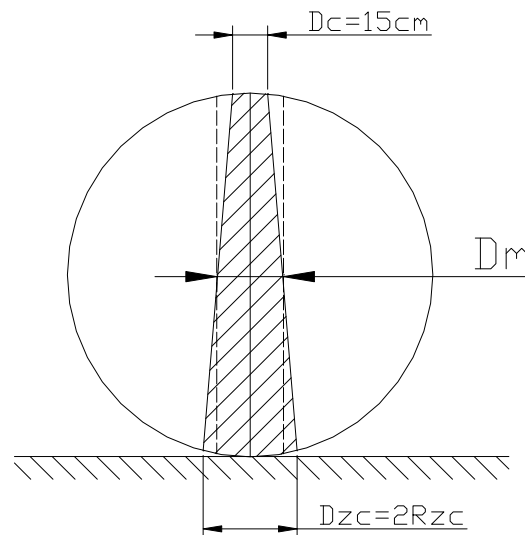
$$\delta_1 = 0,82553 \sqrt{\frac{(2500)^2}{125} \left( \frac{1-0,27^2}{42 \cdot 10^4} + \frac{1-0,42^2}{200} \right)^2} = 0,782 \text{ cm}$$

Para determinar el desplazamiento estático de la zona de contacto punzón - roca se parte de que la zona de la roca que más sufre la deformación es el con truncado formado por los diámetros de la zona de contacto superior, que se considera igual al diámetro del punzón, propuesto de  $150 \text{ mm} = 15 \text{ cm}$  y la zona de contacto inferior como se muestra en la figura:

Donde:

$D_c \rightarrow$  Diámetro del cuerpo que golpea

$D_{zc} \rightarrow$  Diámetro de la zona de contacto roca - suelo



**Fig. 2.4 Área de compresión de la roca**

Para la realización del cálculo se considera un cilindro de diámetro medio ( $D_m$ )

$$\delta_2 = \frac{P \cdot l}{E_1 \cdot A_R}$$

Donde:

$l \rightarrow$  Longitud del cilindro que coincide con el diámetro de la roca.

$A_R \rightarrow$  Área de la sección transversal del cilindro.

$$A_R = \frac{\pi \cdot D_m^2}{4} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{D_{Zc} + D_C}{2} \right)^2$$

Según Pisarenko [23] el radio medio de la zona de contacto entre una esfera y una superficie lisa es:

$$R_{Zc} = 0,9086 \cdot \sqrt[3]{\left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) PR}$$

$$R_{Zc} = 0,9086 \cdot \sqrt[3]{\left( \frac{1 - 0,27^2}{42 \cdot 10^4} + \frac{1 - 0,42^2}{200} \right) 2500 \cdot 125}$$

$$R_{Zc} = 9,885 \text{ cm}$$

y

$$D_{Zc} = 19,77 \text{ cm}$$

Entonces:

$$A_R = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{19,77 + 15}{2} \right)^2 \approx 237,37 \text{ cm}^2$$

$$A_R = 237,37 \text{ cm}^2$$

Para:

$$l = D = 250 \text{ cm}$$

$$\delta_2 = \frac{2500 \cdot 250}{42 \cdot 10^4 \cdot 237,37} \approx 0,0063$$

$$\delta_2 = 0,0063 \text{ cm}$$

Con los datos calculados se puede determinar el desplazamiento estático total:

$$\delta_{est} = \delta_1 + \delta_2 = 0,782 + 0,0063 \approx 0,788$$

$$\delta_{est} = 0,788 \text{ cm}$$

El coeficiente de carga dinámica y la carga dinámica serán:

$$k_{din} = 1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot 300}{0,788} \cdot \frac{1}{1 + \frac{11965,05}{2500}} \right)}$$

$$k_{din} = 12,5$$

$$P_{din} = k_d \cdot P = 12,5 \cdot 2500$$

$$P_{din} = 31250 \text{ kGf} \approx 306,6 \text{ kN}$$

La cual es mayor que la necesaria para que el punzón penetre la roca.

Se calculará a continuación el coeficiente de carga dinámica y la fuerza dinámica para una roca de diámetro  $D = 1,8 \text{ m}$ ,  $R = 90 \text{ cm}$ .

$$m_0 = \frac{3}{4} \pi \cdot 90^3 \cdot 2,6 \cdot 10^{-3}$$

$$m_0 = 4465,93 \text{ kG}$$

El desplazamiento estático en la zona de contacto roca-suelo ( $\delta_1$ ).

$$\delta_1 = 0,8255 \cdot \sqrt[3]{\frac{2500^2}{90} \cdot \left( \frac{1-0,27^2}{42 \cdot 10^4} + \frac{1-0,42^2}{200} \right)^2}$$

$$\delta_1 = 0,872 \text{ cm}$$

El desplazamiento estático en la zona de contacto punzón-roca ( $\delta_2$ ).

$$l = D = 180 \text{ cm}$$

$$A_R = \frac{\pi}{4} \left( \frac{17,72 + 15}{2} \right)^2$$

$$A_R = 210,21 \text{ cm}^2$$

$$\delta_2 = \frac{Pl}{E_1 A_R}$$

$$A_R = \frac{\pi \cdot D_m^2}{4} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{D_{Zc} + D_C}{2} \right)^2$$

$$\delta_2 = \frac{2500 \cdot 180}{42 \cdot 10^4 \cdot 210,21}$$

$$\delta_2 = 0,0051 \text{ cm}$$

$$D_{Zc} = 2 \left[ 0,90863 \sqrt{\left( \frac{1-0,27^2}{42 \cdot 10^4} + \frac{1-0,42^2}{200} \right) 2500 \cdot 90} \right]$$

$$D_{Zc} = 17,72 \text{ cm}$$

$$\delta_{est} = \delta_1 + \delta_2 = 0,8771 \text{ cm}$$

El coeficiente de carga dinámica:

$$k_{din} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 300}{0,8771} \cdot \frac{1}{1 + \frac{4465,93}{2500}}}$$

$$k_{din} = 16,7$$

La carga dinámica  $P_{din}$ :

$$P_{din} = 16,7 \cdot 2500$$

$$P_{din} = 41\,750\,kG \approx 409,43\,kN$$

Como se aprecia en la medida que la roca reduce su diámetro la carga dinámica es mayor y la posibilidad de que el bloque - punzón la destruya de un golpe aumenta.

### 2.3 Cálculo del coeficiente de carga dinámica durante el impacto Punzón - Brida.

Con el objetivo de garantizar la resistencia del equipo bajo cualquier circunstancia que provoque el impacto sobre los elementos que lo componen, por ejemplo: descuido del operador, falla del sistema de izaje, golpeo sobre una roca de resistencia mínima (golpe en falso), etc, se realizó el cálculo del coeficiente de carga dinámico durante el impacto punzón-brida, así como la carga dinámica correspondiente; para lo cual se propuso utilizar un tubo de diámetro exterior 720 mm y 10 mm de espesor, de acero BCT3 Sp2, se dimensionaron las bridas inicialmente y se precisó la cantidad de tornillos a utilizar en la fijación de la brida inferior a la brida superior, esta última soldada al tubo (datos necesarios para el cálculo antes mencionado).

Posteriormente se procedió al cálculo de la resistencia del tubo bajo las condiciones de carga antes expuestas de lo cual resultó que no garantizaba la resistencia a la tracción del tubo por lo que era necesario el diseño de un sistema de amortiguamiento o de lo contrario sería necesario aumentar el área de la sección transversal del tubo, lo cual arrojaría tener que utilizar un tubo demasiado grande incluso imposible de maniobrar para nuestro objetivo y no existen en las normas de fabricación.

Después de analizar la posibilidad de utilizar muelles existentes de diferentes equipos tales como: locomotoras, diferentes tipos de bulldozers, etc, se determinó, después de realizar una visita a la Base de Reparaciones de Equipos y Agregados de la Construcción “José González Guerra” de la EREA-4 de Cienfuegos, que el muelle de las esteras de bulldozers T-100 era adecuado para nuestros propósitos. Allí se obtuvo la información de que este tipo de muelle en su régimen de trabajo pueden llegar a deformarse hasta su altura límite, pero en ocasiones se rendían por esta causa, por lo que eran sustituidos, en nuestro caso esto no es objeto de preocupación pues el impacto sobre el muelle sólo ocurrirá en situaciones no habituales mencionadas anteriormente.

Después de realizar cálculos en diferentes cantidades y diferentes tipos de muelles se concluyó que era preciso utilizar 6 muelles del tipo antes mencionado. A continuación se muestran sólo los cálculos finales en la selección.

#### 2.4 Características del muelle de las esteras del bulldozer T-100 ó T-150.

Diámetro del alambre:

$$d = 4,5 \text{ cm}$$

Número de espiras activas:

$$i = 10$$

Dimensiones del muelle:

$$D_{ext} = 23 \text{ cm}$$

$$D_{int} = 14 \text{ cm}$$

Número de espiras totales:

$$i' = 11$$

Altura libre del muelle:

$$H_0 = 78 \text{ cm}$$

Paso de las espiras:

$$h = 7,7 \text{ cm}$$

Altura límite ( $H_d$ ):

$$H_d = (i' - 0,5)d = (11 - 0,5)4,5$$

$$H_d = 47,25 \text{ cm}$$

Diámetro medio ( $D_m$ ):

$$D_m = \frac{D_{ext} + D_{int}}{2} = \frac{23 + 14}{2} = 18,5 \text{ cm}$$

Relación diámetro medio - diámetro del alambre del muelle:

$$C = \frac{D_m}{d} = \frac{18,5}{4,5}$$

$$C = 4,1$$

Coeficiente  $k$  del muelle:

$$k \cong \frac{4C + 2}{4C - 8} = \frac{4(4,1) + 2}{4(4,1) - 8} = 2,19$$

$$k = 2,19$$

Considerando una deformación del muelle  $\lambda = 20 \text{ cm}$  que representa un 65% de lo que se deformaría hasta la altura límite (con el objetivo de garantizar determinada seguridad con respecto a que el muelle se rinda) podemos calcular la tensión permisible para el material del muelle a la torsión mediante la ecuación que combina la resistencia del muelle a la torsión mediante la ecuación que combina la resistencia del muelle a la torsión y la condición de deformación que se debe cumplir:

$$i = 2,54 \cdot 10^5 \frac{d}{D_m^2} \cdot \frac{\lambda \cdot k}{[\tau]}$$

Donde:

$\lambda \rightarrow$  Deformación elástica del muelle

$[\tau] \rightarrow$  Tensión admisible para el material del muelle a la torsión

$$[\tau] = 2,54 \cdot 10^5 \frac{d}{D_m^2} \frac{\lambda \cdot k}{i} = 2,54 \cdot 10^5 \cdot \frac{4,5}{(18,3)^2} \cdot \frac{20 \cdot 2,2136}{10}$$

$$[\tau] = 15\,106,21 \text{ kG} / \text{cm}^2$$

Para determinar la tensión a la que está sometido el muelle bajo carga de impacto es necesario conocer la deformación que sufre bajo estas condiciones para lo cual es necesario conocer el coeficiente de carga dinámica.

## 2.5: Cálculo del coeficiente de carga dinámica durante el impacto bloque muelles y la evaluación de resistencia de los muelles.

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m_0}{m}}}$$

La masa del cuerpo golpeado (muelles)  $[m_o]$

$\gamma \rightarrow$  Peso específico del acero

$l \rightarrow$  Longitud del muelle

$$\gamma = 7,8g / cm^3 \approx 7,8 \cdot 10^{-3} kg / cm^3$$

$$m_0 = 6V_{muelle}\gamma$$

$$m_0 = \frac{6\pi d^2}{4} \cdot l \cdot \gamma$$

$$l = \frac{\pi D_m i'}{\cos \alpha}$$

$$\tan \alpha = \frac{h}{\pi D_m} = \frac{7,7}{\pi \cdot 18,5} = 0,1325$$

$$\alpha = 7,55^\circ$$

$$l = \frac{\pi \cdot 18,5 \cdot 11}{\cos 7,55^\circ} = 644,9 \text{ cm}$$

$$m_0 = \frac{6\pi(4,5)^2}{4} \cdot 644,9 \cdot 7,8 \cdot 10^{-3}$$

$$m_o = 480 \text{ kG}$$

La deformación estática en este caso se puede considerar como la suma de las deformaciones estáticas que sufren los muelles, tornillos de fijación de la brida inferior y el tubo.

$$\lambda_{est} = \frac{P}{C_T} = \frac{P}{6C_m} + \frac{P}{6C_{Tubo}} + \frac{P_Z}{C_T}$$

Donde:

$P \rightarrow$  Carga total sobre el sistema, en condiciones estáticas

$P_Z \rightarrow$  Incremento de la carga sobre un tornillo con relación a la pretensión inicial, en condiciones estáticas.

$C_m \rightarrow$  Constante de rigidez del muelle

$C_T \rightarrow$  Constante de rigidez del tubo

$C_{TUBO} \rightarrow$  Constante de rigidez del tubo

$Z \rightarrow$  Número de tornillos

- Cálculo de la constante de rigidez del tubo.

$$C_{TUBO} = \frac{EA}{l}$$

Donde:

$E \rightarrow$  Módulo de elasticidad del acero

$A \rightarrow$  Área de la sección transversal del tubo

$l \rightarrow$  Longitud de la parte del tubo que está bajo carga

Para seleccionar el tubo es necesario conocer cuál es la circunferencia mínima en la cual se pueden colocar seis muelles, cada uno de diámetro exterior 22 cm .

$l \rightarrow$  Longitud de la circunferencia  $l = \pi \cdot D$

La circunferencia mínima es la que cumple:  $\frac{\pi \cdot D}{23} = 6$   
 $D = 44 \text{ cm}$

Podemos tomar  $D = 48 \text{ cm}$  de modo que quede un determinado espacio entre cada muelle, es decir:

$S \rightarrow$  Espacio entre muelles  $S = \frac{\pi \cdot 48 - \pi \cdot 44}{6} = 2,1 \text{ cm}$

A partir de estos resultados se determinó utilizar un tubo de acero soldado de material BCT-3 Sp 2, de diámetro exterior 780 mm y 10 mm de espesor.

El área de la sección transversal es:

$$A = \frac{\pi(D_{Ext}^2 - D_{Int}^2)}{4} = \frac{\pi(78^2 - 76^2)}{4}$$

$$A = 241,9 \text{ cm}^2$$

Para:

$$l = 15 \text{ cm}$$

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$C_{TUBO} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 241,9}{115}$$

$$C_{TUBO} = 4,207 \cdot 10^6 \text{ kg} / \text{cm}$$

- Cálculo de la constante de rigidez del muelle.

Según Dobrovolski [6] éste se realiza mediante la ecuación:

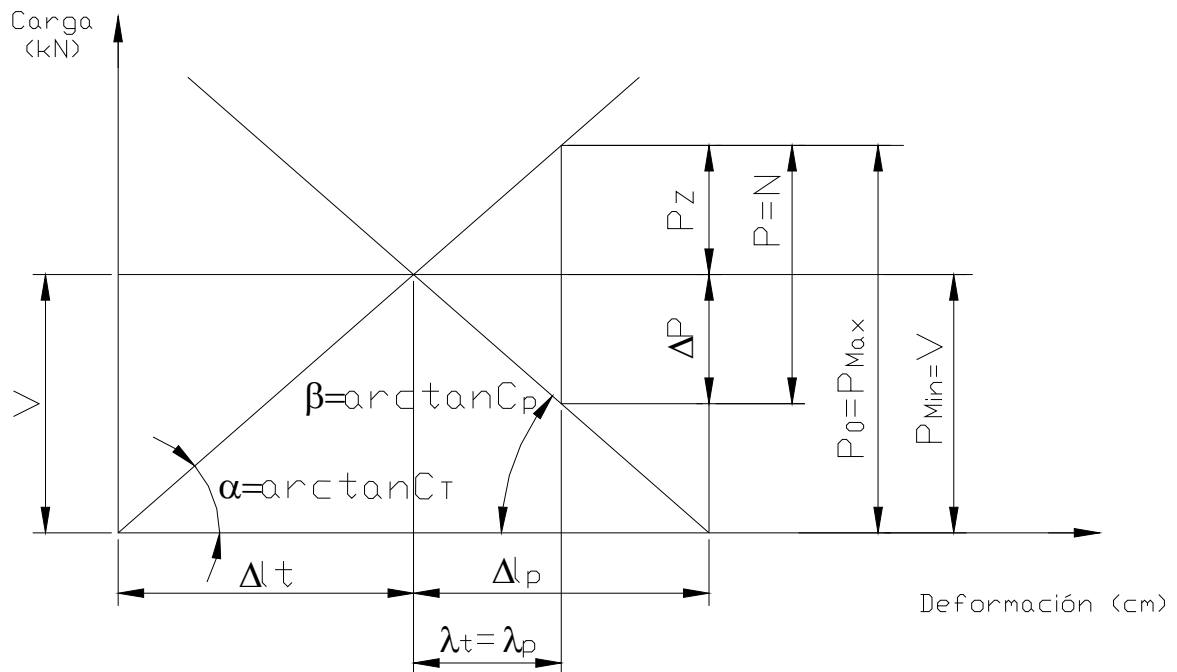


$$C_m = \frac{10^5 \cdot d}{C^3 \cdot i} = \frac{10^5 \cdot (4,5)}{4,1^3 \cdot 10}$$

$$C_m = 652,92 \text{ kg / cm}$$

Cálculo del incremento de la carga sobre un tornillo, con la relación a la pretensión inicial, en condiciones estáticas.

La unión de la brida inferior y la superior constituye una unión pretensada donde el esquema carga - deformación de la unión se muestra en la Fig. 2.5.



## Fig. 2.5 Esquema carga - deformación de la brida

Donde:

$C_T \rightarrow$  Constante de rigidez del tornillo  
tornillo

$\lambda_p \rightarrow$  Deformación del

$C_p \rightarrow$  Constante de rigidez de la pieza  
piezas

$\lambda_T \rightarrow$  Deformación de las

$\Delta l_t \rightarrow$  Alargamiento del tornillo

$\Delta l_p \rightarrow$  Compresión de las piezas

$P = N \rightarrow$  Carga de trabajo sobre el tornillo

$V \rightarrow$  Pretensión inicial del tornillo

$V' \rightarrow$  Compresión residual de las piezas

$P_0 \rightarrow$  Carga máxima que actúa sobre el tornillo

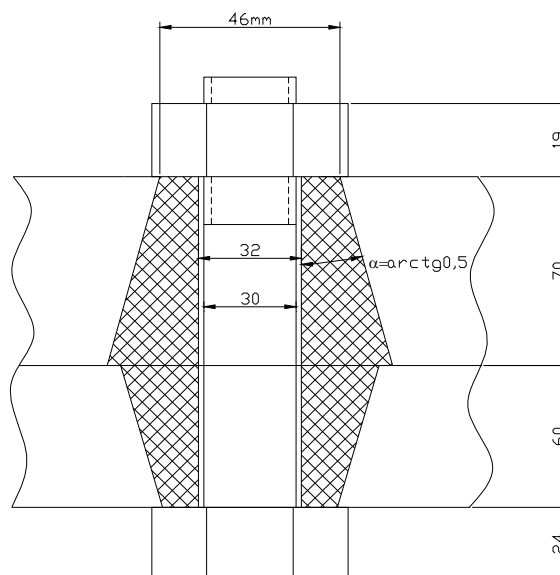
$P_{\min} \rightarrow$  Carga mínima que actúa sobre el tornillo

En las uniones pretensadas, la deformación que sufre el tornillo al aplicar una carga, a partir de la deformación que ya tenía provocada por la pretensión inicial es la provocada por el incremento de la carga ( $P_z$ ) la cual se observa en la Fig.2.5.

$$P_z = \frac{P \cdot C_T}{Z(C_p + C_T)}$$

Donde las constantes de rigidez del tornillo y de las piezas se calculan por la metodología siguiente:

- **Constante de rigidez del tornillo.**



**Fig. 2.6 Esquema de la unión tornillo – brida.**

$$C_T = \frac{A_t \cdot E_t}{l_t}$$

Para tornillo M30:

$$d = 30 \text{ mm} = 3 \text{ cm}$$

$$d_h = 32 \text{ mm} = 3,2 \text{ cm}$$

$$H = 19 \text{ mm} = 1,9 \text{ cm}$$

$$S_2 = 46 \text{ mm}$$

$$h = 24 \text{ mm} = 2,4 \text{ cm}$$

$$S_1 = 46 \text{ mm} = 4,61 \text{ cm}$$

El área de la sección transversal del cuerpo del tornillo es:

$$A_t = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (3)^2}{4} = 7,068 \text{ cm}^2$$

La longitud del tornillo se considera desde la mitad de la altura de la tuerca hasta la mitad de la altura de la cabeza, o sea:

$$l_t = l_1 + l_2 + \frac{h}{2} + \frac{H}{2}$$

Los espesores de las piezas de la unión son:

$$l_1 = 7 \text{ cm}$$

$$l_2 = 6 \text{ cm}$$

Ver Fig. 2.6

De donde:

$$l_t = 7 + 6 + \frac{2,4}{2} + \frac{1,9}{2}$$

$$l_t = 15,15 \text{ cm}$$

El módulo de elasticidad del acero se toma como  $E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ , la constante de rigidez de un tornillo será:

$$C_T = \frac{A_t \cdot E_t}{l_t} = \frac{7,068 \cdot 2 \cdot 10^6}{15,15}$$

$$C_T = 9,33 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}$$

- Constante de rigidez de las piezas.

Durante el apriete de las piezas el volumen que se deforma se considera como dos conos truncados con un orificio central circular de diámetro igual al del agujero para la colocación de los tornillos y un ángulo del cono  $\alpha = \arctan 0,5 = 26^\circ 40'$  (Dobrovolski [6], Reshetov [24]).

Estos conos pueden ser sustituidos a los efectos de los cálculos por cilindros huecos con diámetros exteriores:

$$D_1 = S_1 + \frac{l_1}{2} \quad \text{y} \quad D_2 = S_2 + \frac{l_2}{2}$$

Donde  $S_1$  y  $D_1$  son las distancias entre conos de la tuerca y la cabeza del tornillo respectivamente.

Las áreas de las secciones transversales de estos cilindros son:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \left[ \left( S_1 + \frac{l_1}{2} \right)^2 - d_h^2 \right] = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 4,6 + \frac{7}{2} \right)^2 - 3,2^2 \right] = 43,5 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \left[ \left( S_2 + \frac{l_2}{2} \right)^2 - d_h^2 \right] = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 4,6 + \frac{6}{2} \right)^2 - 3,2^2 \right] = 37,32 \text{ cm}^2$$

La constante de rigidez de las piezas:

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{p1}} + \frac{1}{C_{p2}} = \frac{l_1}{EA_1} + \frac{l_2}{EA_2}$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{7}{2 \cdot 10^6 \cdot 43,5} + \frac{6}{2 \cdot 10^6 \cdot 37,32}$$

$$C_p = 6,217 \cdot 10^6 \text{ kgf / cm}$$

Con los datos anteriores se puede calcular  $P_z$

$$P_z = \frac{PC_T}{Z(C_p + C_T)} \quad \text{Para: } z = 28 \text{ tornillos y } P = 2\,500 \text{ kgf .}$$

$$P_z = \frac{2500 \cdot 9,33 \cdot 10^5}{28(6,217 \cdot 10^6 + 9,33 \cdot 10^5)}$$

$$P_z = 11,651 \text{ kgf}$$

La deformación estática del sistema es:

$$\lambda_{est} = \frac{P}{6C_m} + \frac{P}{C_{Tubo}} + \frac{P_z}{C_T}$$

$$\lambda_{est} = \frac{2500}{6 \cdot 652,92} + \frac{2500}{4,207 \cdot 10^6} + \frac{11,651}{9,33 \cdot 10^5}$$

$$\lambda_{est} = 0,64 \text{ cm}$$

El coeficiente de carga dinámica será:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m_o}{m}}}$$

Para:

$$H = 300 \text{ cm}$$

$$m_o = 474,92 \text{ kG}$$

$$m = 2500 \text{ kG}$$

$$\delta_{est} = 0,64 \text{ cm}$$

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 300}{0,64} \cdot \frac{1}{1 + \frac{480}{2500}}} = 29$$

$$P_{din} = 2500 \cdot 29$$

$$P_{din} = 72\,500 \text{ kG} \approx 711 \text{ kN}$$

Calculado el coeficiente de carga dinámica podemos calcular la deformación que sufre un muelle bajo la carga dinámica de la siguiente forma:

$$\lambda_{din} = k_d \cdot \lambda_m = k_d \cdot \frac{P}{C_m \cdot 6}$$

$$\lambda_{din} = \frac{29,54 \cdot 2500}{672,41 \cdot 6} = 18,3 \text{ cm}$$

$\lambda_m \rightarrow$  Deformación del muelle bajo la carga estática.

$\lambda_{din} \rightarrow$  Deformación del muelle bajo la carga dinámica.

Como se ha explicado anteriormente, esta deformación no es significativa desde el punto de vista de la falla del muelle ya que es menor que la deformación límite del mismo por lo que se demuestra que es posible utilizar seis muelles de este tipo para cumplir el propósito.

La tensión admisible mínima requerida en el material del muelle para estas condiciones de trabajo es:

$$[\tau] = 2,54 \cdot 10^5 \frac{d}{D_m^2} \cdot \frac{\lambda \cdot k}{i}$$

$$[\tau] = 2,54 \cdot 10^5 \frac{4,5}{(18,3)^2} \cdot \frac{18,3 \cdot 2,2136}{10}$$

$$[\tau] = 13\,825,93 \text{ kg/cm}^2$$

Los muelles de los bulldozers T-100 ó T-150 se fabrican de aceros al cromo – manganeso – silicio de la marca 35 XGCA el cual según la referencia [3] con temple isotérmico en una mezcla de nitrato de sodio y potasio desde 880 °C a 280 – 310 °C, alcanza una resistencia máxima de 16 500 kgf/cm<sup>2</sup> y un límite de fluencia de 13 000 kgf/cm<sup>2</sup>, la cual satisface estas condiciones límites.

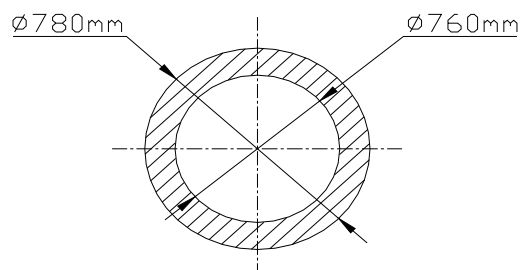
## 2.6 Cálculo de la resistencia del tubo a la tracción bajo condiciones de impacto punzón - muelle.

La tensión normal sobre el tubo es:  $\sigma = \frac{P_{din}}{A_t}$

Donde:

$P_{din}$  → Fuerza dinámica durante el impacto punzón-muelles.

$A_t$  → Área de la sección transversal del tubo.



### Fig. 2.7 Sección transversal del tubo principal del cuerpo.

Para garantizar la resistencia del tubo a la tracción debe cumplirse la siguiente condición:

$$\sigma_t = \frac{P_{din}}{A_t} \leq [\sigma]_t$$

La tensión admisible a la tracción ( $[\sigma]_t$ ) se calcula como:

$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{n}$$

Según Pisarenko [23], la tensión de fluencia ( $\sigma_f$ ) del acero Ct 3 es:

$$\sigma_f = 21 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Con un factor de seguridad  $n = 1,5$

$$[\sigma]_t = \frac{21}{1,5} = 14 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

El área de la sección transversal del tubo es:

$$A_t = \frac{\pi}{4} (780^2 - 760^2) = 24\,190,26 \text{ mm}^2$$

Para:

$$P_{din} = 73\,850 \text{ kg}$$

$$\sigma_t = \frac{73850}{24190,26} = 3 \text{ kg} / \text{mm}^2 \leq [\sigma]_t = 14 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Se demuestra que el tubo es resistente bajo estas condiciones.

### 2.7 Cálculo de la resistencia de los tornillos de fijación de la brida inferior bajo condiciones de impacto bloque punzón - muelle.

En una unión pretensada la compresión entre las piezas ( $V'$ ) se calcula de acuerdo a la magnitud de la carga de trabajo para la fórmula  $V' = \gamma \cdot P$  (Dobrovolski [6]), siendo  $\gamma$  un coeficiente experimental que varía en el rango de 0,2 a 0,8, los valores mayores se toman para uniones herméticas. En una unión sin requerimientos particulares de hermeticidad se puede adoptar

$\gamma = 0,5$  a  $\gamma = 1,5$  la pretensión inicial  $V$  requerida para lograr la unión, depende de la rigidez de los tornillos y de las piezas que conforman la unión y se calcula por la expresión:

$$V = V' + \Delta P = V' + P \cdot \frac{C_p}{C_p + C_t}$$

Esta fórmula se deduce rápidamente del esquema de carga - deformación de la unión que se muestra en la figura, las constantes de rigidez de las piezas y del tornillo fueron calculados anteriormente.

El valor  $\Delta P / P$  será:

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{C_p}{C_p + C_t} = \frac{6,217 \cdot 10^6}{6,217 \cdot 10^6 + 9,33 \cdot 10^5} = 0,8695$$

Y el valor  $P_z / P$  se calcula por la expresión:

$$\frac{P_z}{P} = \frac{C_t}{C_t + C_p} = \frac{9,33 \cdot 10^5}{9,33 \cdot 10^5 + 6,217 \cdot 10^6} = 0,1305$$

Estos valores no dependen de la carga, sino solamente de las rigideces respectivas del tornillo y de las piezas.

Si asumimos una compresión residual media

$$V' \approx P = N = \frac{F_d}{Z}$$

Donde:  $N=P$  es la fuerza que actúa sobre un tornillo

$Z \rightarrow$  es el número de tornillos en la brida

$P_{din} \rightarrow$  Fuerza dinámica

$$P_{din} = 73\,850\,kg = 724,2\,kN$$

$$Z = 28$$

$$N = \frac{724,2}{28} = 25,86\,kN$$

La pretensión requerida será:

$$V = V' + \Delta P = P + 0,8695 = 25,86 + 0,8695 \cdot 25,86$$

$$V = 48,35\,kN$$

Y la carga máxima sobre el tornillo



$$P_0 = V + P_z = V + 1,0305P = 48,35 + 1,035 \cdot 25,86$$

$$P_0 = 51,72kN$$

La tensión normal máxima  $\sigma_0 = \frac{P_0}{A_{It}} kN / cm^2$  y  $A_{It} 5,96 cm^2$ , es el área de la sección transversal del tornillo correspondiente a la raíz de la rosca [16]

$$\sigma_0 = \frac{51,72}{5,96} = 8,678 kN / cm^2$$

Durante el apriete del tornillo surge una tensión tangencial

$$\tau_0 = \frac{M_T}{W_p} = 0,5\sigma_0 = 0,5 \cdot 8,678 = 4,339 kN / cm^2$$

Comprobemos inicialmente si el tornillo es capaz de soportar la combinación de tensiones normales de trabajo y las tensiones tangenciales que surgen durante el apriete y que perduran en el mismo durante el funcionamiento del equipo.

Según la cuarta hipótesis de resistencia de Hubert – Misses - Hencki

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau_0^2} \leq [\sigma]_t$$

La tensión admisible de los tornillos se elige en función del diámetro del tornillo y el límite de fluencia del material, para  $d = 30$  a  $60$  mm (Dobrovolski [6]).

$$[\sigma]_t = (0,4 - 0,6)\sigma_f$$

El límite de fluencia del acero 45 es:  $\sigma_f = 353MPa = 35,3kN / cm^2$  y la tensión admisible media  $[\sigma]_t = 0,5 \cdot 35,3 = 17,65kN / cm^2$

la tensión equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{8,678^2 + 3 \cdot 4,339^2}$$

$$\sigma_{eq} = 11,48kN / cm^2 \leq [\sigma]_t = 17,65kN / cm^2$$

Los tornillos de la bridas soportan ampliamente las cargas dinámicas.

Se determinará el factor de seguridad a la fatiga de estos tornillos para poder evaluar la probabilidad de la falla la tensión máxima del ciclo.

$$\sigma_{max} = \sigma_0 = 8,678kN / cm^2$$

Y la tensión mínima

$$\sigma_{min} = \frac{V}{A_{It}} = \frac{48,35}{5,96} = 8,12kN / cm^2$$

La razón de asimetría del ciclo  $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{8,12}{8,678} = 0,936$

La razón de asimetría, límite entre las zonas II y III de límites de fatiga para acero 45 es

$$r_s = 1 - \frac{\sigma_0(\sigma_U - \sigma_Y)}{\sigma_Y(\sigma_U - \sigma_0)}$$

$$\sigma_U = 598 \text{ MPa} \qquad \sigma_f = 353 \text{ MPa}$$

$$\sigma_0 = 0,6 \sigma_U \leq \sigma_f$$

$$\sigma_0 = 0,6 \cdot 598 = 539 > \sigma_f$$

Se toma  $\sigma_0 = \sigma_f = 353 \text{ MPa}$

Por lo tanto:

$$r_s = 1 - \frac{353(598 - 353)}{353(598 - 353)} = 0$$

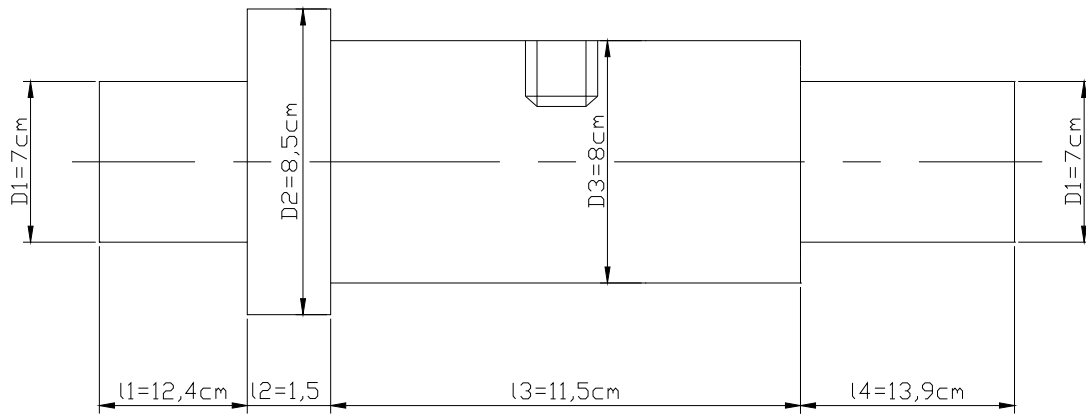
Como  $r > r_s$  el ciclo en la zona III donde solo existe probabilidad de falla por fatiga después de la falla por fluencia o sea, con deformaciones plásticas. El factor de seguridad con relación a la fluencia es:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_f}{\sigma_{\max}} = \frac{35,3}{8,678} = 4,067$$

Como se puede apreciar la resistencia a la fatiga está garantizada.

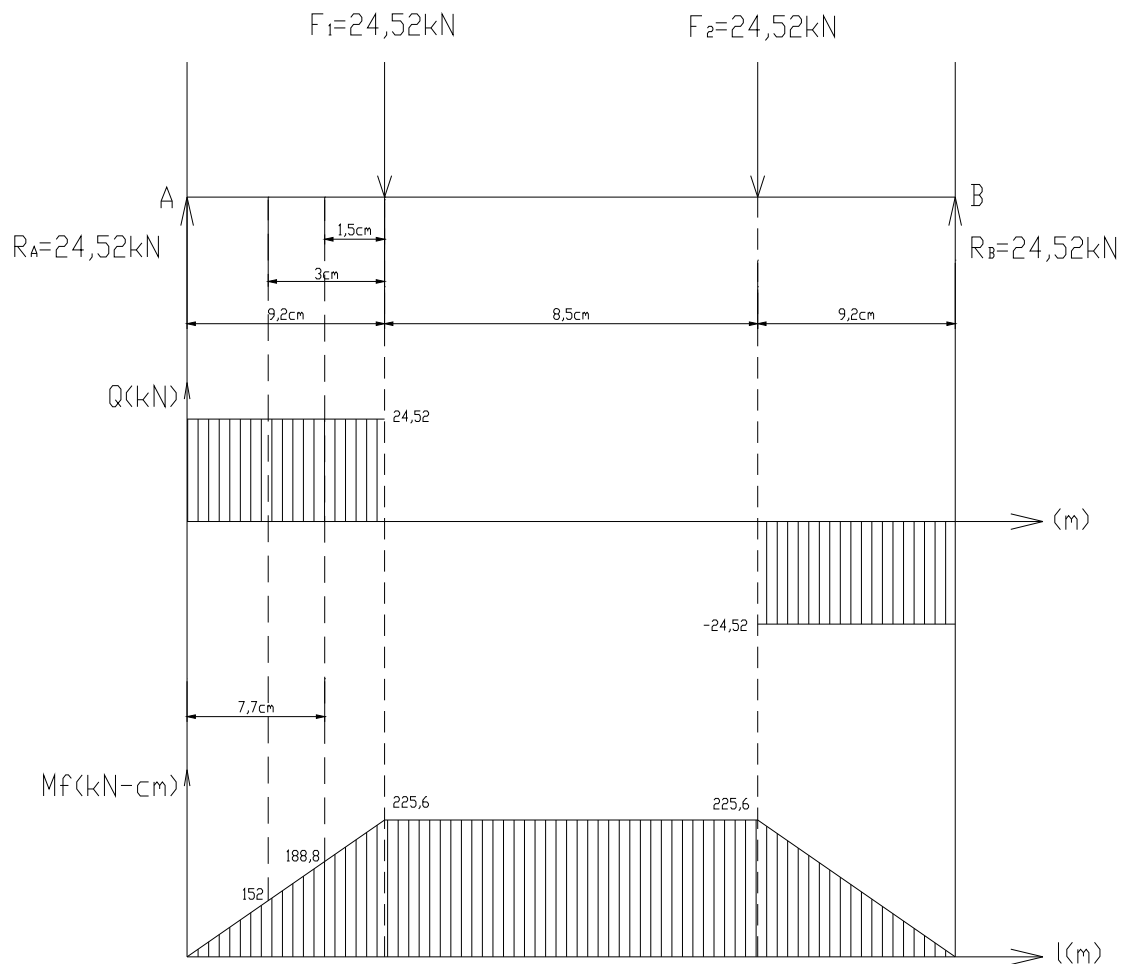
## 2.8 Cálculo del eje de las poleas de izaje del bloque.

El esquema del eje es el que se muestra:



**Fig. 2.8 Esquema del eje de las poleas de izaje.**

El esquema de análisis y los diagramas de cortante y momentos flectores:



**Fig. 2.9 Esquema de análisis y diagrama de cortante momentos flectores.**

Según la 3<sup>ra</sup> hipótesis:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]_t$$

$$\sigma = \frac{M_f}{W} = \frac{M_f}{0,1 \cdot d^3}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{0,1 \cdot d} \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \leq [\sigma]$$

En el caso analizado es el régimen III (ciclo simétrico)

$$[\sigma]_f = \frac{\sigma_U}{11,51}$$

Para el acero 45:  $\sigma_U = 6100 \text{ kg} / \text{cm}^2 = 59,82 \text{ kN} / \text{cm}^2$

$$[\sigma]_f = \frac{59,82}{11,51} = 5,2 \text{ kN} / \text{cm}^2$$

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{0,1 \cdot d^3} \cdot 225,6 = 4,4 \text{ kN} / \text{cm}^2$$

En la zona de las poleas

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 \cdot [\sigma]_f}} = \sqrt[3]{\frac{225,6}{0,1 \cdot 5,2}} \geq 7,6 \text{ cm}$$

En la zona del cojinete

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 \cdot [\sigma]_f}} = \sqrt[3]{\frac{152}{0,1 \cdot 5,2}} \geq 6,64 \text{ cm}$$

La evaluación de la resistencia a la fatiga del eje de las poleas se realizará en la sección de transición del diámetro de  $8\text{cm}$  al diámetro de  $8,5\text{cm}$ , donde se supondrá un radio de transición de  $r = 0,1\text{cm}$  muy pequeño para considerar una situación crítica. El ciclo de trabajo a la flexión es simétrico, ya que el eje rota.

El momento flector en esa sección es  $M_f = 188,8\text{kN} - \text{cm}$ .

La tensión máxima del ciclo es:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f}{0,1 \cdot D^3} = \frac{188,8}{0,1 \cdot (8)^3} = 3,69$$

$$\sigma_{\max} = 3,69\text{kN} / \text{cm}^2$$

La expresión para el cálculo del factor de seguridad a la fatiga en el caso de ciclo simétrico es a flexión es:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon \cdot \beta}{k_{\sigma} \sigma_u}$$

Se tomará acero 45 en estado normalizado  $\sigma_u = 60\text{kN} / \text{cm}^2$ . Según Dobrovolski [6] el límite de fatiga bajo ciclo simétrico en flexión se puede estimar como:

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_u = 0,43 \cdot 60 = 25,8\text{kN} / \text{cm}^2$$

El factor de tamaño, según Feodosiev [8] para  $d = 80\text{mm}$  y acero al carbono con concentrado es:

$$\varepsilon \cong 0,65$$

Según Goytisolo [12], el factor de superficie para torneado fino con  $\sigma_u = 60\text{kN} / \text{cm}^2 = 60\text{kgf} / \text{mm}^2$  es:

$$\beta = 0,85$$

El factor real de concentrador de tensiones es:

$$k_{\sigma} = 1 + q_{\sigma}(\alpha_{\sigma} - 1)$$

Para un cambio de diámetro desde  $d = 8\text{cm}$  hasta  $D = 8,5\text{cm}$ , o sea  $D/d \cong 1,1$  y  $r/d = 1/80 = 0,0125$  se tiene según Goytisolo [12], que  $\alpha_\sigma = 2,4$  y el factor de sensibilidad para  $\sigma_u = 60\text{kgf/mm}^2$  y  $\alpha \geq 2$  es  $q_\sigma = 0,6$  de donde:

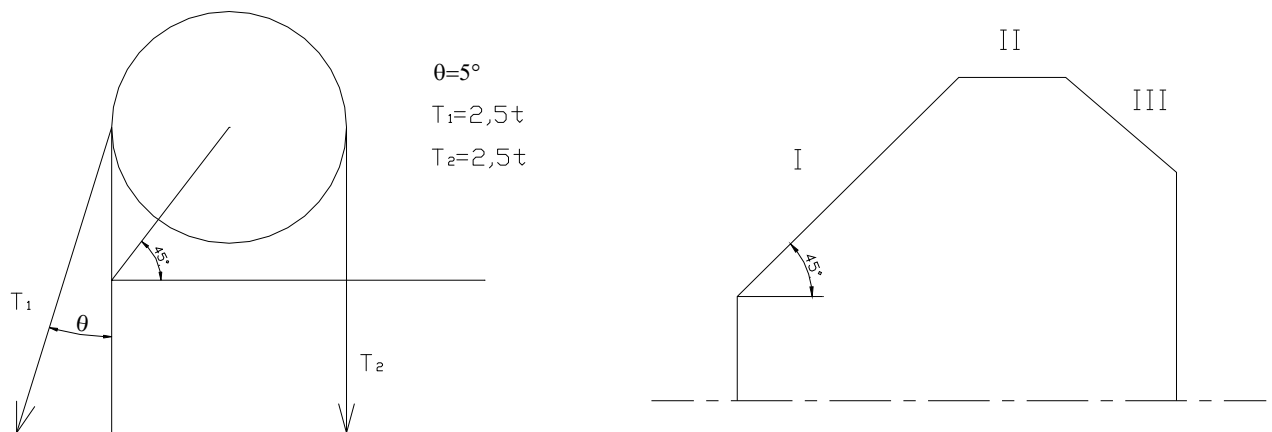
$$k_\sigma = 1 + 0,6(2,4 - 1) = 1,84$$

Calculamos el factor de seguridad a la fatiga

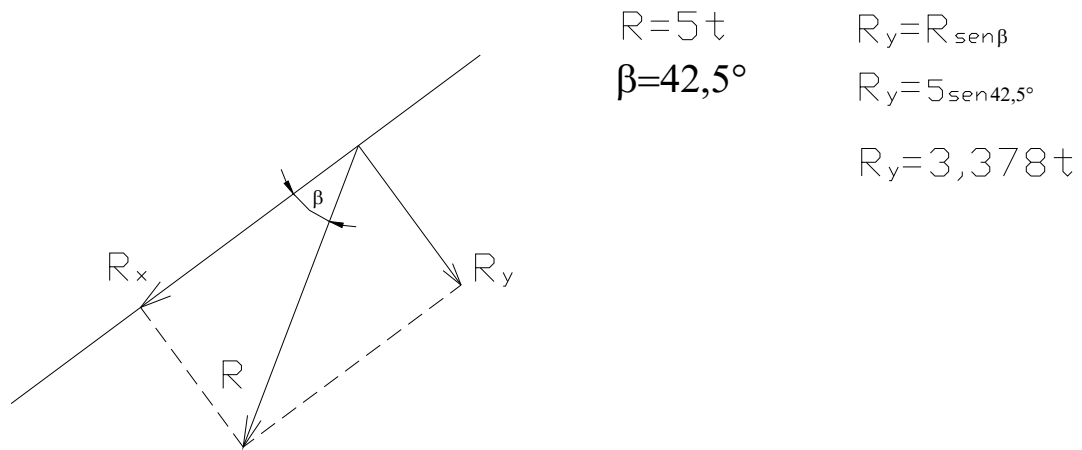
$$n_\sigma = \frac{25,8 \cdot 0,65 \cdot 0,85}{1,84 \cdot 3,69} = 2,1 \quad \text{Que es un factor de seguridad aceptable.}$$

## 2.9. Cálculo del espesor de las planchas que cubren al tubo por la parte superior y que sirven de soporte al eje de izaje con las poleas.

- Cálculo del espesor de la plancha.

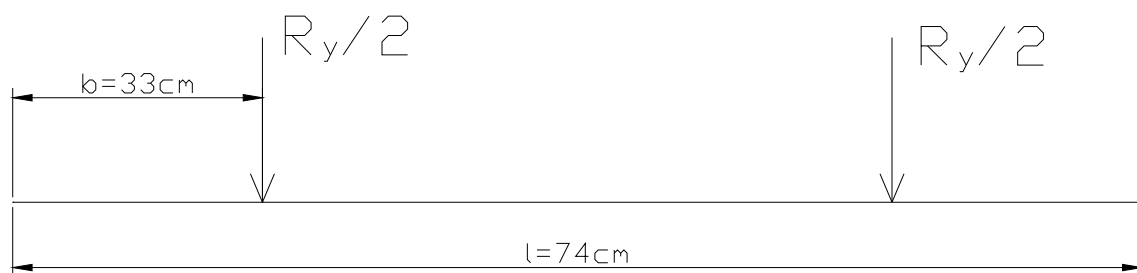


**Fig. 2.10 Fuerzas y superficie de apoyo del eje con las poleas.**



**Fig. 2.11 Fuerza resultante sobre la superficie de apoyo**

Se considerará la plancha como una viga.



**Fig. 2.12 Esquema de la plancha considerada como una viga.**

El espesor mínimo necesario es:

$$\sigma = \frac{M_f}{W} \leq [\sigma]$$

$$M_f = \frac{R_y \cdot b}{2}$$

$$W = \frac{l \cdot S^2}{6}$$

$$\sigma = \frac{\frac{R_y \cdot b}{2}}{\frac{l \cdot S^2}{6}} \leq [\sigma]$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_f}{n} = \frac{2100}{2}$$

$$\text{Acero} \rightarrow Ct - 3$$

$$[\sigma] = 1050 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$S \geq \sqrt{\frac{6R_y b}{2l[\sigma]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 3378 \cdot 33}{2l[\sigma]}}$$

$$S \geq 2,075 \text{ cm}$$

Tomamos  $S = 2 \text{ cm}$ .

- **Cálculo del diámetro necesario en el pasador de fijación de la polea al eje para transmitir el momento de fricción en los apoyos.**

$$F_R = 5000 \text{ kg}$$

$$\mu = 0,01$$

(Para cojinetes de rodamientos el coeficiente de fricción según Dobrovolski)

$$F_{fr} = 5000 \cdot 0,01$$

$$F_{fr} \cdot R = M_t = 5000 \cdot 0,01 \cdot 3 = 150 \text{ kg} - \text{cm}$$

$R \rightarrow$  Radio de la pista del cojinete.



$$Q = \frac{M_t}{R_{eje}} = \frac{150}{8} = 18,75kg$$

$$\tau = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]$$

Donde:

$$[\tau] = 0,6[\sigma] = 0,6 \cdot \frac{3600}{4} = 540kgf / cm^2$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18,75}{\pi \cdot 540}} = 0,21cm$$

Se tomará un pasador de  $d = 3 \text{ mm}$ .

## **Capítulo III Diseño del Equipo Rompe Rocas y de su Sistema de Sujeción a la Máquina Base.**

### **3.1 Planos de Ensamble de los diferentes conjuntos del Equipo Rompe Rocas.**

Las especificaciones técnicas que van acompañadas del plano de ensamble general del equipo Rompe Rocas y los cuatro planos de las unidades ensambladas que componen el mismo junto a sus respectivas especificaciones técnicas se encuentran reflejadas en el Anexo 1.

### **3.2 Planos de Taller de los diferentes Elementos que componen el Equipo Rompe Rocas.**

Los planos de las numerosas piezas que componen el equipo Rompe Rocas se encuentran en el Anexo 2.

### **3.3 Selección y Datos Técnicos de la Máquina Base.**

Los datos técnicos de esta máquina fueron extraídos del Manual del Cargador.

#### **3.3.1 Identificación y descripción del equipo.**

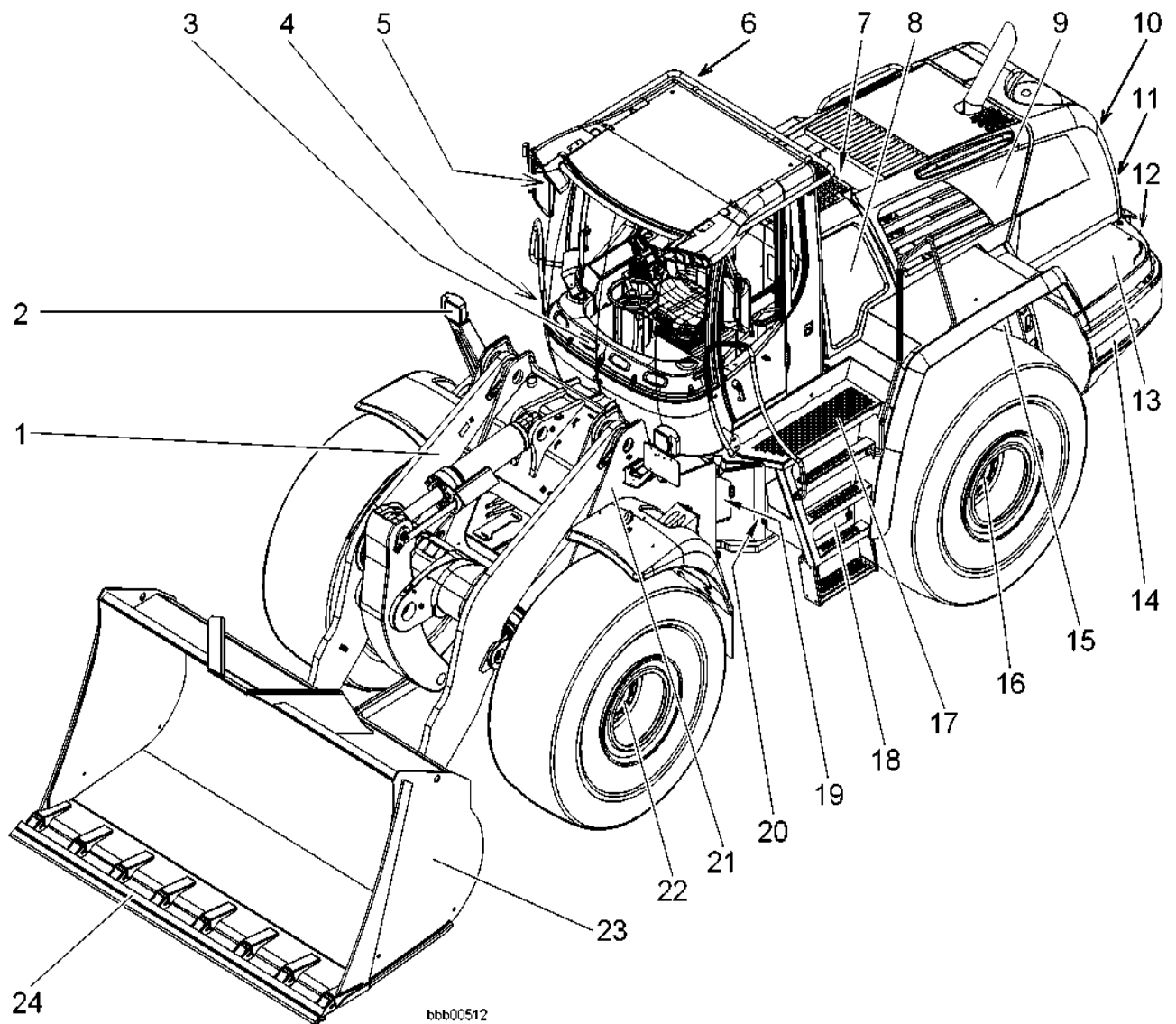
Identificación del Equipo:

Modelo: LIEBHERR L580

N° de modelo: 459

N° de serie: A partir de 11780

Este apartado contiene una vista general de la máquina junto con la denominación de los componentes representados.



**Fig. 3.1 Vista del equipo LIEBHERR Modelo L580**

1. Cuadro de elevación
2. Iluminación delantera
3. Cabina del conductor
4. Depósito de combustible
5. Faros de trabajo delanteros
6. Faros de trabajo traseros (opcionales)
7. Sistema de refrigeración
8. Cubierta del sistema de refrigeración

9. Capó del compartimiento del motor
10. Tapa del compartimiento del motor
11. Enganche de tiro
12. Iluminación trasera
13. Cubierta del compartimiento de la batería
14. Pesos lastre
15. Chasis trasero
16. Eje trasero
17. Acceso a la cabina
18. Caja de herramientas
19. Cilindro de giro
20. Bloqueo de la articulación
21. Chasis delantero
22. Eje delantero
23. Cazo de carga
24. Protección de dientes

### **3.3.2 Datos técnicos**

#### **3.3.2.1 Máquina completa con cazo de carga**

Los valores indicados corresponden a la máquina:

- en modelo estándar,
- con cuadro de elevación en  $Z = 3050$  mm
- sin acoplador rápido hidráulico,
- con neumáticos 26.5 R25 Michelin XHA,
- inclusive todos los lubricantes,
- con el depósito de combustible lleno.
- con cabina ROPS/FOPS y conductor.

El tamaño de los neumáticos y los equipamientos opcionales modifican el peso en servicio y también la carga de vuelco.



Fig. 3.2 Variantes de cazo

Leyenda para la tabla:

Z = porta dientes soldado con las puntas de dientes insertadas,

U = cuchilla de 4 partes virable y atornillable, en la parte inferior.

1. Cazo de carga que descarga hacia atrás con base inclinada.

2. Cazo para rocas con cuchilla Delta y rejilla rebosadero.

En la práctica, la capacidad de cazo puede ser aprox. un 10% mayor de lo prescrito por el cálculo conforme a la norma ISO 7546. El grado de llenado del cazo depende del material en cuestión.

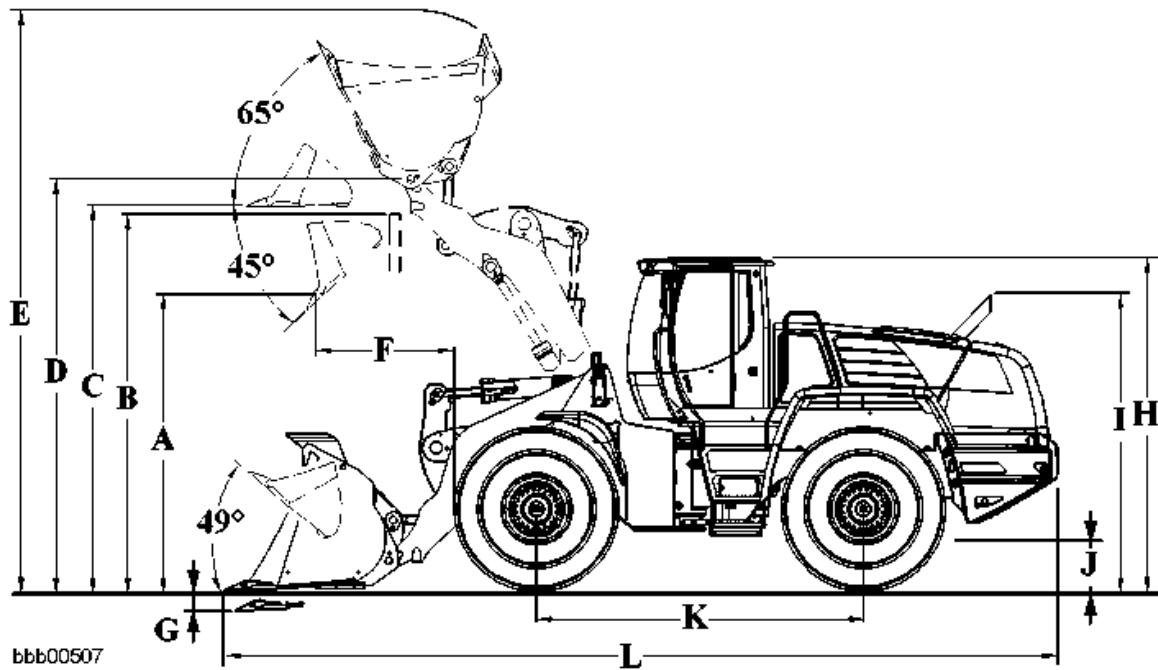


Fig. 3.3 Dimensiones del equipo

|   | Denominación                                                                  | Unidad            | Valor |      |      |      |                    |
|---|-------------------------------------------------------------------------------|-------------------|-------|------|------|------|--------------------|
|   | Herramienta de corte                                                          |                   | Z 1)  | U 1) | Z 1) | U 1) | DZ <sup>2)</sup>   |
|   | Capacidad de cazo según ISO 7546                                              | m <sup>3</sup>    | 5,0   | 5,0  | 5,5  | 5,5  | 4,0 m <sup>3</sup> |
|   | Ancho de cazo                                                                 | mm                | 3300  | 3300 | 3300 | 3300 | 3200               |
|   | Peso específico del material                                                  | T /m <sup>3</sup> | 1,8   | 1,8  | 1,6  | 1,6  | 1,8                |
| A | Altura de descarga con altura de elevación máxima y ángulo de descarga de 45° | mm                | 3320  | 3320 | 3250 | 3250 | 3265               |
| B | Altura máx. de descarga                                                       | mm                | 4100  | 4100 | 4100 | 4100 | 4100               |
| C | Altura máx. de la base del cazo                                               | mm                | 4270  | 4270 | 4270 | 4270 | 4310               |
| D | Altura máx. del punto de rotación del cazo                                    | mm                | 4580  | 4580 | 4580 | 4580 | 4620               |
| E | Altura máx. del borde superior del cazo                                       | mm                | 6340  | 6340 | 6420 | 6420 | 6195               |

|   |                                                                    |     |       |       |       |       |       |
|---|--------------------------------------------------------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|
| F | Alcance con altura de elevación máxima y ángulo de descarga de 45° | mm  | 1150  | 1150  | 1220  | 1220  | 1205  |
| G | Profundidad de rascado                                             | mm  | 100   | 100   | 100   | 100   | 80    |
| H | Altura por encima de la cabina                                     | mm  | 3550  | 3550  | 3550  | 3550  | 3590  |
| I | Altura por encima del tubo de escape                               | mm  | 3100  | 3100  | 3100  | 3100  | 3140  |
| J | Luz al suelo                                                       | mm  | 565   | 565   | 565   | 565   | 565   |
| K | Distancia entre los ejes                                           | mm  | 3700  | 3700  | 3700  | 3700  | 3700  |
| L | Longitud total                                                     | mm  | 9300  | 9120  | 9400  | 9220  | 9425  |
|   | Radio de giro sobre el canto exterior del cazo                     | mm  | 7420  | 7370  | 7450  | 7400  | 7390  |
|   | Fuerza de elevación (SAE)                                          | kN  | 250   | 250   | 248   | 248   | 246   |
|   | Fuerza de penetración del cazo (SAE)                               | kN  | 175   | 175   | 160   | 160   | 160   |
|   | Carga de vuelco en posición                                        | kgf | 20470 | 20022 | 19991 | 19672 | 19781 |
|   | Carga de vuelco girada 37°                                         | kgf | 18409 | 18006 | 17978 | 17691 | 17789 |
|   | Carga de vuelco girada 40°                                         | kgf | 18076 | 17680 | 17653 | 17371 | 17467 |
|   | Peso en servicio                                                   | kgf | 24580 | 24780 | 24730 | 24980 | 26140 |
|   | Fuerza de tracción                                                 | kN  | 173,3 | 173,3 | 173,3 | 173,3 | 173,3 |

**TABLA 3.1 Datos técnicos****3.3.2.2 Motor**

Tipo de motor Detroit de 6 cilindros en línea, refrigerado por agua con turboalimentación y refrigeración por “intercooler”.

El sistema de filtración del aire es un filtro de aire seco con elemento principal y elemento de seguridad, separador previo, indicación de mantenimiento en el “display” LCD. Las emisiones de gas quedan por debajo de los valores límite de emisión establecidos en la directiva de la UE 97/68/CE, nivel III A.

| Denominación        | Valor      | Unidad |
|---------------------|------------|--------|
| Motor diesel        | D 936 L A6 |        |
| Número de cilindros | 6          | pzs.   |

|                                                                           |                     |                   |
|---------------------------------------------------------------------------|---------------------|-------------------|
| Potencia nominal según ISO 9249 a 2000 min <sup>-1</sup>                  | 200 / 272           | kW / CV           |
| Par del motor máx. a 1000 min. <sup>-1</sup> hasta 1500 min <sup>-1</sup> | 1270                | N - m             |
| Cilindrada                                                                | 10,5                | litros            |
| Régimen inferior de marcha en vacío                                       | 830 <sup>±30</sup>  | min <sup>-1</sup> |
| Régimen superior de marcha en vacío                                       | 2060 <sup>+30</sup> | min <sup>-1</sup> |
| Inclinabilidad: longitudinal / transversal                                | 45 / 45             | °                 |

**TABLA 3.2 Especificaciones del motor****3.3.2.3 Ejes**

Este vehículo posee diferenciales autobloqueantes en ambos ejes, de efecto automático. Tiene como eje delantero un eje planetario rígido y como eje trasero un eje planetario oscilante.

| Denominación            | Valor | Unidad |
|-------------------------|-------|--------|
| Ancho de vía            | 2230  | mm     |
| Bloqueo del diferencial | 45    | %      |

**TABLA 3.3 Datos del eje delantero.**

| Denominación                    | Valor | Unidad |
|---------------------------------|-------|--------|
| Ancho de vía                    | 2230  | mm     |
| Bloqueo del diferencial         | 45    | %      |
| Ángulo de oscilación hacia cada | 13    | °      |
| Altura de obstáculo rebasable   | 560   | mm     |

**TABLA 3.4 Datos del eje trasero.****3.3.2.4 Frenos**



Los frenos de trabajo poseen un sistema de frenado automático de la transmisión hidrostática de efecto en las 4 ruedas y un sistema hidráulico de frenos adicional con acumulador por bomba con discos de freno en baño de aceite dispuesto en los cubos de la rueda (dos circuitos de freno separados).

El freno de estacionamiento contiene un sistema de frenos con acumulador por resorte con accionamiento electro-hidráulico en la caja de cambios.

### 3.3.2.5 Dirección

El sistema de dirección está dotado de la siguiente forma:

- Bomba de caudal variable “Load-Sensing” en diseño de placa oscilante y con regulador de caudal y corte de presión;
- Articulación central pivotante con dos cilindros de giro amortiguados de doble efecto.

El equipo tiene un sistema electro-hidráulico de dirección de emergencia.

| Denominación                           | Valor | Unidad |
|----------------------------------------|-------|--------|
| Ángulo de articulación hacia cada lado | 40    | °      |
| Ángulo de oscilación hacia cada lado   | 13    | °      |
| Presión máx. de trabajo                | 210   | bares  |

**TABLA 3.5 Datos de la dirección.**

### 3.3.2.6 Hidráulica de trabajo

La hidráulica de trabajo está compuesta por:

- Bomba de caudal variable “Load-Sensing” en diseño de placa oscilante y con regulador de potencia y de caudal.

- Refrigeración por aceite hidráulico a través del ventilador y radiador de aceite regulados por termostato.
- Filtro de retorno en el depósito hidráulico.
- Control de palanca única con control piloto hidráulico.
- Corte de presión, modelo LUDV (distribución del caudal independiente de la presión de carga).

Circuito de elevación:

- elevar, posición intermedia, descender.
- posición flotante por medio de palanca multifunción Liebherr que se puede enclavar.
- desconexión automática de fin de carrera.

Circuito de vuelco:

- voltear, posición intermedia, descargar
- retroceso automático del cazo.

| Denominación            | Valor | Unidad |
|-------------------------|-------|--------|
| Caudal máx.             | 290   | l/min  |
| Presión máx. de trabajo | 350   | bares  |

**TABLA 3.6 Datos de la bomba hidráulica.**

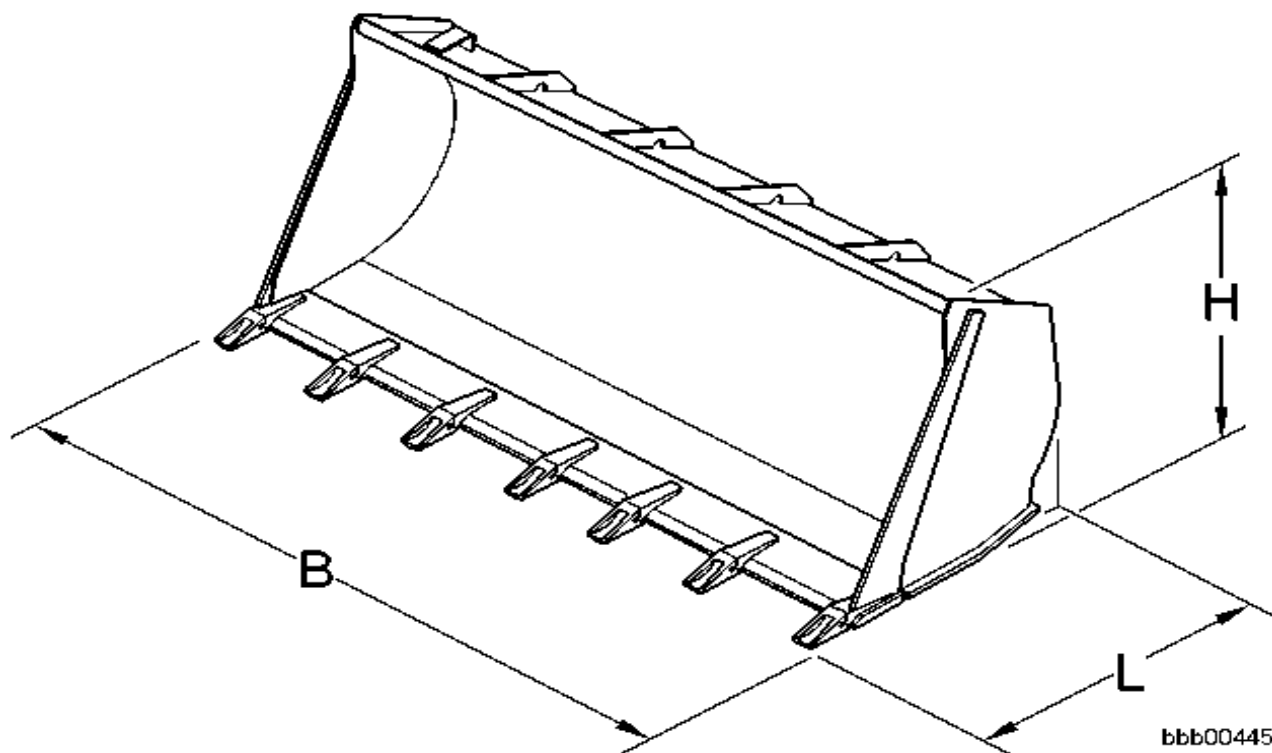
### 3.3.2.7 Equipo de trabajo

El cuadro de elevación consta de:

- Longitud (distancia entre los agujeros) = 3050 mm
- Cinemática en Z con un cilindro de volteo.
- Cojinetes estancos. Ciclo de trabajo con carga nominal:

| Denominación | Valor | Unidad |
|--------------|-------|--------|
| Elevar       | 5,6   | seg.   |
| Descargar    | 2,0   | seg.   |

|                   |     |      |
|-------------------|-----|------|
| Descender (vacío) | 3,5 | seg. |
|-------------------|-----|------|

**TABLA 3.7 Datos del tiempo de cargado del cazo.****Fig. 3.4 Cazo de carga.**

| Denominación                     | Valor | Unidad           |
|----------------------------------|-------|------------------|
| Capacidad de cazo según ISO 7546 | 5,0   | m <sup>3</sup>   |
| Peso específico del material     | 1,8   | t/m <sup>3</sup> |
| B - Ancho de cazo                | 3300  | mm               |
| H - Altura                       | 1675  | mm               |
| L - Longitud                     | 1900  | mm               |
| Masa                             |       | kg               |
| Capacidad de cazo según ISO 7546 | 5,5   | m <sup>3</sup>   |
| Peso específico del material     | 1,6   | t/m <sup>3</sup> |
| B - Ancho de cazo                | 3300  | mm               |
| H - Altura                       | 1760  | mm               |
| L - Longitud                     | 2000  | mm               |
| Masa                             | 2500  | kg               |

**TABLA 3.8 Dimensiones principales del cazo de carga.**

### 3.4 Determinación de los Pesos de cada uno de los elementos componentes y del conjunto del Equipo Rompe Rocas y del Centro de Masa del Equipo.

La determinación de los pesos de cada uno de los elementos componentes del equipo y del conjunto como tal, se realizó valiéndose de la funcionalidad extraordinaria de uno de los paquetes más completos que poseemos para el diseño mecánico: Mechanical Desktop 6. Primeramente nos dimos la tarea de dibujar las piezas por separadas en tres dimensiones para obtener el peso de cada una, luego ensamblamos el equipo y obtuvimos su peso. Los pesos de las piezas y del equipo en general, se relacionan en la siguiente tabla:

| <b>Nombre de la Pieza</b> | <b>Cantidad</b> | <b>Masa (Kg)</b> | <b>Masa todas (Kg)</b> |
|---------------------------|-----------------|------------------|------------------------|
| Refuerzo lateral superior | 2               | 41,34            | 82,68                  |
| Refuerzo lateral inferior | 2               | 4,31             | 8,62                   |
| Refuerzo posterior        | 1               | 50,56            | 50,56                  |
| Brida inferior            | 1               | 409,56           | 409,56                 |
| Brida superior            | 1               | 108,59           | 108,59                 |
| Media caña                | 4               | 22,7             | 90,8                   |
| Suplemento del bloque     | 4               | 30,29            | 121,16                 |
| Eje de polea              | 1               | 13,16            | 13,16                  |
| Polea                     | 1               | 39,02            | 39,02                  |
| Chumacera                 | 2               | 28,82            | 57,64                  |
| Tapasete                  | 1               | 7,18             | 7,18                   |
| Pieza que une 1           | 4               | 15,31            | 61,24                  |
| Pieza que une 2           | 6               | 9,27             | 55,62                  |
| Pieza que une 3           | 2               | 11,95            | 23,9                   |

|                      |   |        |         |
|----------------------|---|--------|---------|
| Pieza que une 4      | 3 | 5,95   | 17,85   |
| Muelles              | 6 | 79,15  | 474,9   |
| Caja de acople       | 3 | 141,56 | 424,68  |
| Punzón               | 1 | 165    | 165     |
| Tubo                 | 1 | 1038   | 1038    |
| Sombrero             | 1 | 112,57 | 112,57  |
| Bloque               | 1 | 1992   | 1992    |
| Guía de cable        | 2 | 0,12   | 0,24    |
| Soporte del tapacete | 2 | 0,18   | 0,36    |
| Otros                | 1 | 535    | 535     |
| Peso Total           |   |        | 5890,33 |

**TABLA 3.9 Peso de las piezas y del equipo.**

### **3.5 Diseño del Sistema de Fijación del Equipo Rompe Rocas a la Máquina Base.**

El diseño del sistema de fijación del Equipo Rompe Rocas al Cargador se realizó partiendo de la distancia entre las barras de elevación del Cargador que fijan el caso. A partir de este momento se logró el conjunto de medidas necesarias para el posterior dimensionamiento de las placas de agarre lateral y frontal. Los tres agujeros que tienen las canales de fijación fueron colocados dependiendo de la altura máxima y mínima a la que puede estar el Rompe Rocas según el diámetro de las Rocas reflejado en el esquema de mecanismo Fig. 3.5. Los tres agujeros son para distintos tipos de rocas de diámetros:

1. Agujero inferior, diámetro de roca 2.5 m.
2. Agujero medio, diámetro de roca 2.0 m.
3. Agujero superior, diámetro de roca 1.5 m.

### **3.6 Determinación del Centro de Masa del Equipo Base.**

El centro de masa del cargador se determinó por el momento que ejerce el peso del Rompe Roca y el momento que ejerce el peso del cazo lleno, este último es de 9000 kg, el del cargador es de 15000 kg y el brazo del cazo es 2350 mm. De la formula de momento se obtiene la distancia de la rueda delantera al centro de masa del cargador:

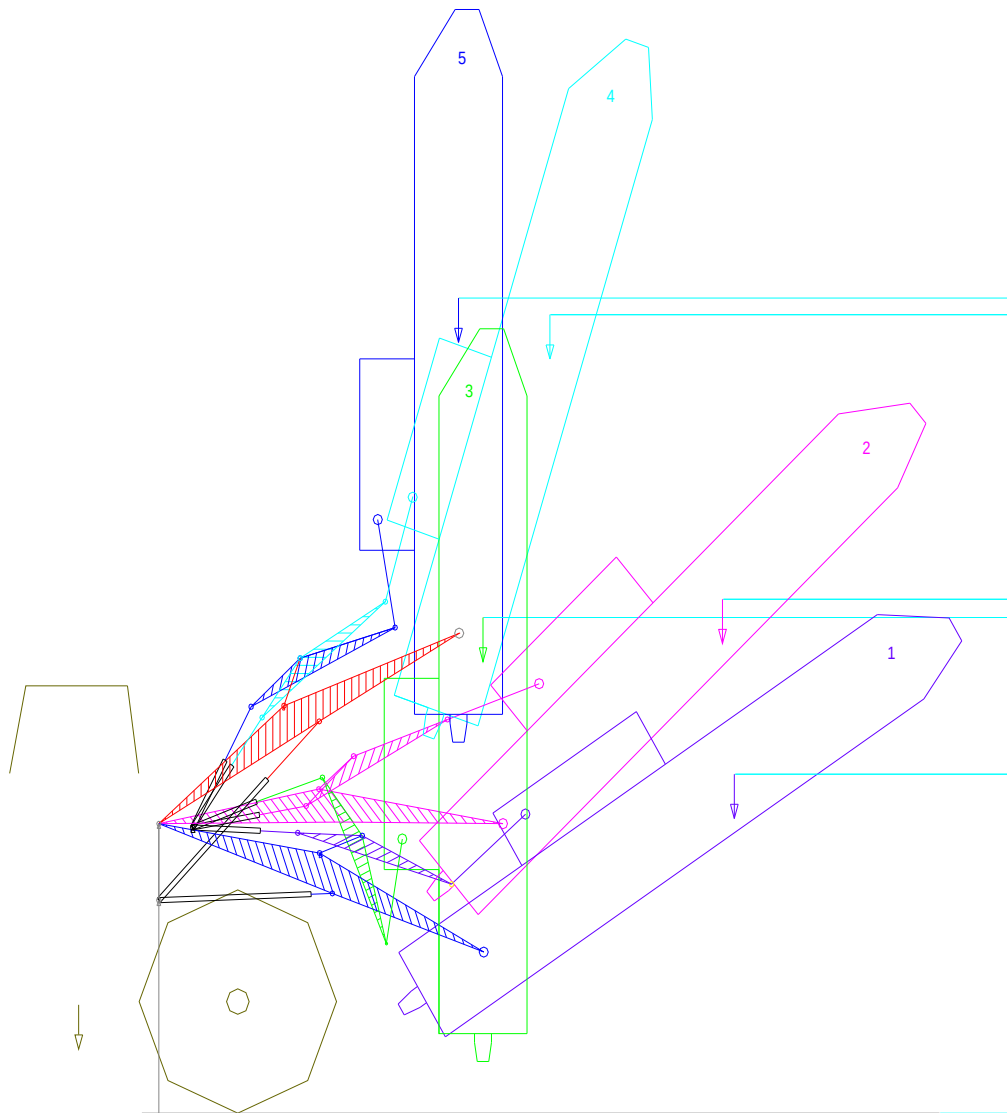
$$\sum M_R = Z_{cazo} \cdot G_{cazo} - Z_{car} \cdot G_{car} = 0$$

$$Z_{car} = \frac{Z_{cazo} \cdot G_{cazo}}{G_{car}} = \frac{9000 \cdot 2350}{15000} = 1410 \text{ mm}$$

La altura a la que se encuentra el centro de masa del suelo fue asumida guiándonos por el Catálogo del Equipo:

$$h_{car} = 850 \text{ mm}.$$

Por tanto las coordenadas con respecto al punto de apoyo de la rueda delantera con el suelo es:  $Z_{car} = 1410 \text{ mm}$ ;  $h_{car} = 850 \text{ mm}$ .



### 3.7 Síntesis del mecanismo de elevación del cargador.

Leyenda:

1. Posición de máxima inclinación a la menor distancia del suelo.
2. Posición a la cual el centro de masa del Rompe Rocas está a la mayor distancia que le permite el mecanismo en todas las posiciones.
3. Posición vertical del Rompe Rocas a la menor distancia del suelo.
4. Posición a la cual el Rompe Rocas está a la mayor inclinación que le permite el mecanismo en su punto más alto con respecto al suelo.
5. Posición vertical del Rompe Rocas a la mayor distancia del suelo.

### 3.7 Análisis de la estabilidad de la Máquina Base durante la explotación del Equipo Rompe Rocas.

#### 3.7.1 Análisis de la posibilidad de vuelco lateral de la Máquina Base durante la explotación del Equipo Rompe Rocas.

Para el cálculo del vuelco lateral del cargador nos apoyamos en una hoja de cálculo de Microsoft Excel donde se calcularon los momentos que ofrece el peso del Rompe Rocas y el del cargador, para esto fue necesario plotear varios valores del ángulo de inclinación del cargador con respecto a la horizontal y con estos ángulos se calcularon los brazos que va a ir teniendo el Rompe Rocas y el cargador con respecto a la parte exterior de la rueda. Con los brazos y los pesos de ambos se calculan los momentos y el ángulo en que el momento del Rompe Rocas es igual al momento del cargador, este es el ángulo mayor permisible en el que puede estar el cargador con respecto a la horizontal. A partir de este ángulo el cargador se vuelca.

| $\alpha$ | $\text{sen}\alpha$ | $\text{cos}\alpha$ | vía/2 | G Car. | G RR. | h Car | h RR. | Z Car | Z RR   | M. RR.     | M. Car   |
|----------|--------------------|--------------------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|--------|------------|----------|
| 10       | 0,174              | 0,985              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 950,5 | -548,4 | -3290316   | 807890,7 |
| 15       | 0,259              | 0,966              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 857   | -270,5 | -1622840,7 | 728459,4 |
| 16       | 0,276              | 0,961              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 837,5 | -215,6 | -1293571,8 | 711887,7 |
| 17       | 0,292              | 0,956              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 817,8 | -161   | -965946,76 | 695099,2 |
| 18       | 0,309              | 0,951              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 797,8 | -106,7 | -640065,28 | 678099,0 |
| 19       | 0,326              | 0,946              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 777,5 | -52,67 | -316026,67 | 660892,2 |
| 20       | 0,342              | 0,94               | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 757   | 1,0117 | 6070,3660  | 643484,1 |
| 21       | 0,358              | 0,934              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 736,3 | 54,355 | 326127,71  | 625880,0 |
| 22       | 0,375              | 0,927              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 715,4 | 107,34 | 644047,88  | 608085,2 |
| 23       | 0,391              | 0,921              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 694,2 | 159,96 | 959734,03  | 590105,2 |
| 24       | 0,407              | 0,914              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 672,9 | 212,18 | 1273090    | 571945,4 |
| 25       | 0,423              | 0,906              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 651,3 | 264    | 1584020,3  | 553611,5 |
| 26       | 0,438              | 0,899              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 629,5 | 315,41 | 1892430,3  | 535108,9 |
| 27       | 0,454              | 0,891              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 607,6 | 366,37 | 2198226    | 516443,3 |
| 28       | 0,469              | 0,883              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 585,4 | 416,89 | 2501314,2  | 497620,3 |
| 29       | 0,485              | 0,875              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 563,1 | 466,93 | 2801602,7  | 478645,8 |
| 30       | 0,5                | 0,866              | 1115  | 15000  | 6000  | 850   | 3263  | 540,6 | 516,5  | 3099000    | 459525,5 |

**TABLA 3.10 Cálculo del vuelco lateral del equipo.**



Donde:

$\alpha$  – ángulo de giro lateral del cargador en grados.

$vía/2$  – mitad de la distancia entre las ruedas en mm.

G Car. – peso del Cargador en Kg.

G RR. – peso del Rompe Rocas en Kg.

h Car – altura del centro de masa del Cargador al suelo en mm.

h RR. -- altura de centro de masa del Rompe Rocas al suelo en mm.

Z Car – distancia entre la rueda y el centro de masa del Cargador en mm.

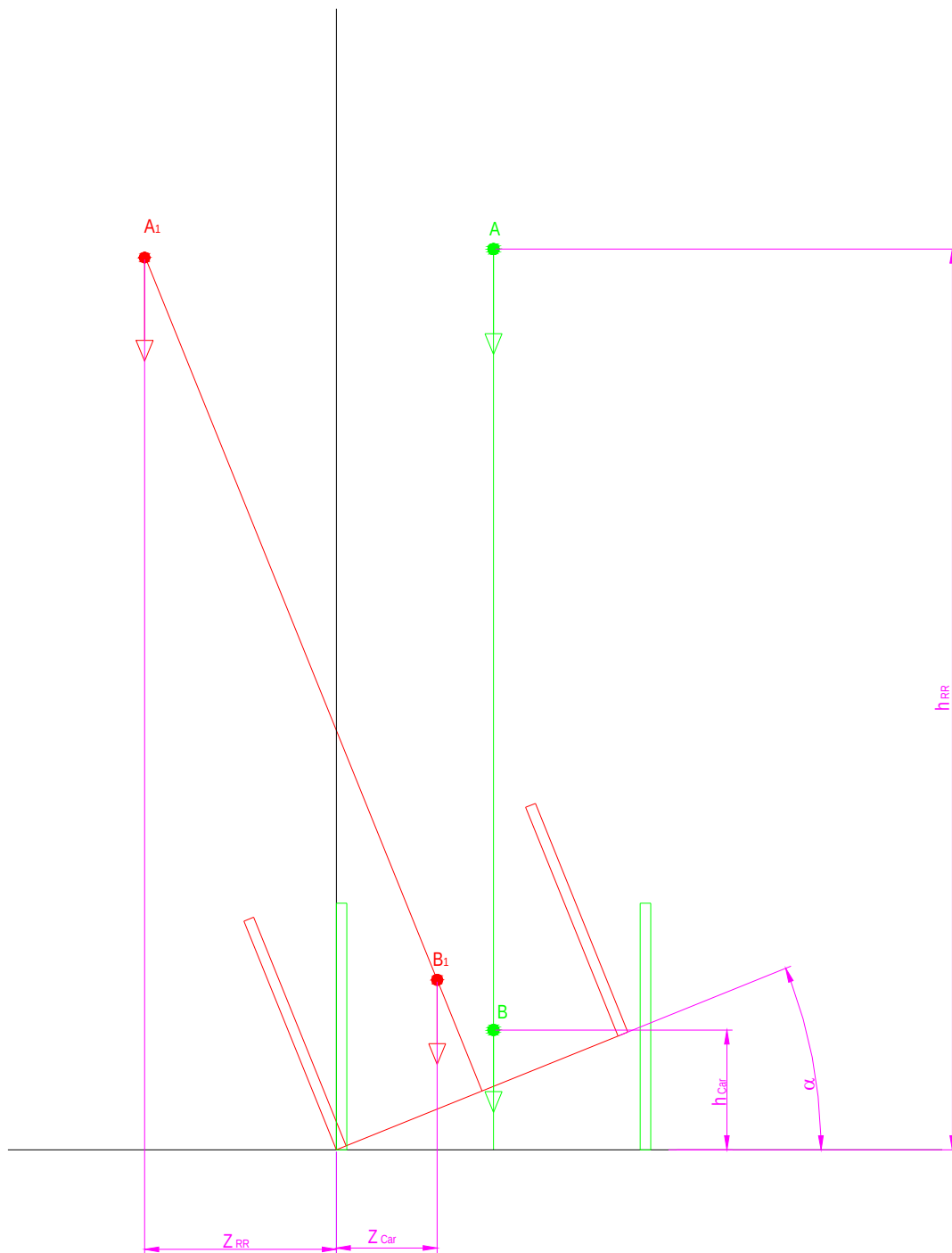
Z RR -- distancia entre la rueda y el centro de masa del Rompe Rocas en mm.

M. RR. -- momento que ejerce el Rompe Rocas con respecto a la rueda.

M. Car -- momento que ejerce el Cargador con respecto a la rueda.

Leyenda del esquema de análisis del vuelco lateral del Cargador:

- a. – Posición vertical a la altura máxima del centro de masa del Rompe Rocas.
- b. – Posición vertical del centro de masa del Cargador.
- A1. – Posición inclinada a la altura máxima del centro de masa del Rompe Rocas.
- B1. -- Posición inclinada del centro de masa del Cargador.



### 3.6 Esquema de análisis del vuelco lateral del Cargador.

La distancia entre la rueda y el centro de masa del Cargador se determinó mediante la ecuación deducida del esquema de análisis figura 3.6.

$$Z_{Car} = Vía / 2 \cdot \cos \alpha - h_{Car} \cdot \text{sen} \alpha \quad (3.2)$$

El mismo procedimiento se siguió para determinar la distancia entre la rueda y el centro de masa del Rompe Rocas.

$$Z_{RR} = h_{RR} \cdot \text{sen} \alpha - Vía / 2 \quad (3.3)$$

El cálculo del momento que ejerce el Rompe Rocas con respecto a la rueda se realizó a través de la ecuación:

$$M_{RR} = Z_{RR} \cdot G_{RR} \quad (3.4)$$

Para determinar el momento que ejerce el Cargador con respecto a la rueda se procedió de manera similar.

$$M_{Car} = Z_{Car} \cdot G_{Car} \quad (3.5)$$

Este cálculo que está reflejado en la anterior tabla de Excel nos arrojó al siguiente resultado:

- El Cargador con el implemento puesto no debe de laborar a más de una pendiente de 21 grados, pues seria peligroso porque estaría expuesto al vuelco lateral.

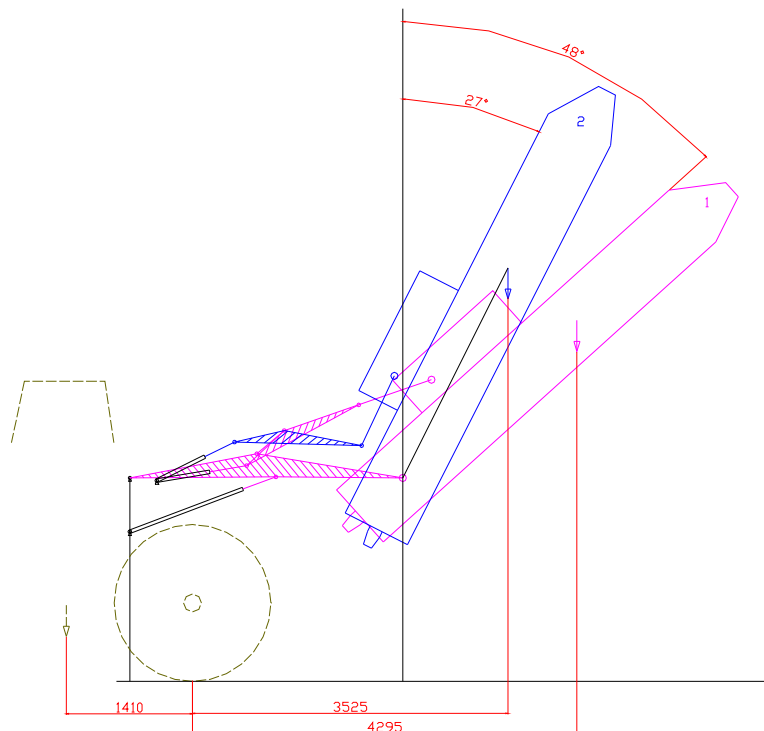
### 3.7.2 Análisis de la posibilidad de vuelco frontal o posterior de la Máquina Base durante la explotación del Equipo Rompe Rocas.

Para determinar el ángulo de vuelco frontal fue necesario calcular el brazo existente entre la rueda y el centro de masa del Rompe Rocas, el cual fue calculado por la fórmula de momento siguiente:

$$\sum M_R = Z_{car} \cdot G_{car} - Z_{RR} \cdot G_{RR} = 0$$

$$Z_{RR} = \frac{Z_{car} \cdot G_{car}}{G_{RR}} = \frac{1410 \cdot 15000}{6000} = 3\,525\,mm$$

Esta distancia es la longitud máxima a la cual el centro de masa del Rompe Rocas puede estar; pero el mecanismo de elevación del cargador permite llevarlo hasta una mayor distancia, por lo que en el análisis de mecanismo se obtiene  $\alpha_{m\acute{a}x}$  permisible para que no se vuelque es de  $27^\circ$  con respecto a la vertical.



**Fig. 3.8 Síntesis del mecanismo de elevación del cargador para el vuelco frontal.**

Leyenda:

1. Posición a la cual el centro de masa del Rompe Rocas está a la mayor distancia que le permite el mecanismo en todas las posiciones.
2. Posición a la cual el centro de masa del Rompe Rocas está a la máxima distancia para que no se vuelque el equipo.

### 3. 8 Costo de Fabricación del Equipo Rompe Rocas.

### **3.8.1 Componentes del Costo de Fabricación.**

El costo de fabricación es la expresión monetaria de los gastos de producción, es decir, los gastos en que la Empresa incurre durante la elaboración de la producción. La determinación y evaluación de este costo facilita las posibles soluciones a un diseño determinado permitiendo la selección de aquel diseño que brinde mayor beneficio productivo con el mínimo de gastos, por ello dentro de la mentalidad de un diseñador debe estar el costo como un elemento de vital importancia. Dentro de los costos de producción se incluyen: los gastos de materias primas y materiales auxiliares empleados en la producción, los gastos en salarios, el costo de la energía consumida, los gastos generales producto de la amortización de los equipos y los gastos indirectos. Por medio del costo se expresa la eficiencia en el trabajo, además de ser un indicador generalizador de la calidad, que sirve como índice principal para medir el buen funcionamiento de una Empresa en la utilización de los recursos disponibles, al comparar la producción obtenida y la magnitud de los gastos incurridos en la misma.

Los principales elementos del costo de producción expresadas en forma monetaria son:

1. El valor de las materias primas utilizadas.
2. Materiales auxiliares empleados en la fabricación de la máquina.
3. Los gastos en salario de los trabajadores.
4. Los gastos producto de la amortización de los equipos y maquinas empleadas en la producción.
5. El valor de la energía consumida.
6. Los costos indirectos.

### **3.8.2 Gastos en Materiales y Materias Primas durante la fabricación.**

Este elemento del costo es el más importante y sobre el cual recae el mayor peso desde el punto de vista monetario.

El mismo resume el valor de todas las materias primas y materiales empleados en la producción.

El costo total de los materiales se determina teniendo en cuenta el precio de adquisición, su peso específico y el consumo de unidades. En la Tabla 3.11 se dan estos gastos.

| <b>Componentes</b>    | <b>Cant.</b> | <b>Mat.</b> | <b>Precio / t<br/>ó<br/>unidad</b> | <b>Peso<br/>Bruto(t)</b> | <b>Costo<br/>USD</b> |
|-----------------------|--------------|-------------|------------------------------------|--------------------------|----------------------|
| PLANCHA S =25mm       | 1            | CT-3        | 540,5                              | 0,85                     | 459,43               |
| PLANCHA S =20mm       | 1,5          | CT-3        | 450,0                              | 0,63                     | 425,25               |
| PLANCHA S =16mm       | 2            | CT-3        | 526,2                              | 0,58                     | 610,16               |
| TUBO D = 780x5800     | 1            | CT-3        | 2739,20                            | 1,038                    | 2843,29              |
| BARRA CIL. D = 420mm  | 1            | Ac-45       | 520.15                             | 0,0480                   | 24,97                |
| BARRA CIL. D = 90mm   | 1            | Ac-45       | 419,00                             | 0,0960                   | 40,22                |
| BARRA CIL. D = 1000mm | 1            | Ac-45       | 673,5                              | 1,066                    | 717,96               |
| TORNILLO M30X90       | 56           |             | 5,15                               |                          | 288.84               |
| TORNILLO M30X70       | 8            |             | 4,85                               |                          | 38,8                 |
| TORNILLO M22X50       | 4            |             | 2,95                               |                          | 11,8                 |
| TORNILLO M20X30       | 12           |             | 2,75                               |                          | 33                   |
| TUERCA M30            | 56           |             | 1.90                               |                          | 106,4                |
| TUERCA M20            | 12           |             | 1,75                               |                          | 21                   |
| ARANDELA M30          | 64           |             | 0.50                               |                          | 32                   |
| ARANDELA M20          | 12           |             | 0.45                               |                          | 5,4                  |
| TOTAL                 |              |             |                                    |                          | 5658,09              |

**TABLA 3.11 Gastos en materiales.**

Se le añade al costo de materiales el de las piezas fundidas que fue evaluada por el tecnólogo y el analizador de la empresa SOMECH.

| <b>Artículo o Pieza</b> | <b>MATERIAL</b> | <b>Cantidad</b> | <b>Costo Total<br/>USD</b> |
|-------------------------|-----------------|-----------------|----------------------------|
| Bloque                  | ACERO 45        | 1               | 2374,86                    |

|            |                                   |   |         |
|------------|-----------------------------------|---|---------|
| Media Caña | FUNDICIÓN<br>GRIS<br>CENTRIFUGADA | 4 | 276,98  |
| TOTAL      |                                   |   | 2651,84 |

**TABLA 3.12 Gastos en Piezas Fundidas.**

Dentro de estos costos serán incluidos también aquellos que serán generados por la soldadura y corte del material

| <b>Materiales</b>  | <b>Unidades</b> | <b>Costo / Unidad</b> | <b>Costo Total<br/>USD</b> |
|--------------------|-----------------|-----------------------|----------------------------|
| ELECTRODO 7018     | 120 kg          | 1.15 (USD/kg)         | 138                        |
| BALÓN OXIGENO      | 121,2 ( $m^3$ ) | 0.71                  | 86.05                      |
| BALÓN ACETILENO    | 37,36 ( $m^3$ ) | 4.07                  | 152.05                     |
| DISCO ABRASIVO     | 2               | 5.53                  | 11.06                      |
| CEPILLO DE ALAMBRE | 2               | 2.25                  | 4.50                       |
| TOTAL              |                 |                       | 391,66                     |

**TABLA 3.13 Costo de materiales de soldadura**

Dentro de este gasto incluiremos también otros artículos adquiridos en el mercado interno y de equipos existentes en la Empresa. En la Tabla 3.3 se dan estos.

| <b>Artículo o Pieza</b> | <b>Precio / Unidad<br/>USD</b> | <b>Cantidad</b> | <b>Costo Total<br/>USD</b> |
|-------------------------|--------------------------------|-----------------|----------------------------|
| PINTURA                 | 8,35                           | 2 (L)           | 16,7                       |
| CABLE DE ACERO          | 2,25                           | 18m             | 40,5                       |
| TOTAL                   |                                |                 | 57.2                       |

**TABLA 3.14 Gastos en Accesorios****3.8.3 Gastos en Salarios.**

Los gastos en salarios dependen de la categoría y el número de horas de trabajo de cada uno de los técnicos y obreros que participan en la fabricación del equipo. El salario horario incluye el 9,0909 % correspondiente a vacaciones y el 14 % correspondiente a seguridad social. En la Tabla 3.4 se muestran estos gastos.

| <b>Trabajadores</b> | <b>Horas de Trabajo</b> | <b>Salario-Horario</b> | <b>Gastos en Salarios-Pesos</b> |
|---------------------|-------------------------|------------------------|---------------------------------|
| TORNERO B           | 53.62                   | 1.25                   | 67,025                          |
| FRESADOR B          | 57.16                   | 1.25                   | 71,45                           |
| SOLDADOR A          | 102.33                  | 1.32                   | 135,0756                        |
| TALADRADOR          | 51.28                   | 1.32                   | 67,689                          |
| MECANICO DE TALLER  | 63.00                   | 1.37                   | 86,31                           |
| MECANICO AJUSTADOR  | 45.16                   | 1.37                   | 61,869                          |
| TOTAL               |                         |                        | 489,42                          |

**TABLA 3.15 Gastos en Salarios****3.8.4 Costos generados por la amortización de equipos.**

El traspaso gradual del valor de los medios de trabajo a medida que estos se desgastan a los productos que se elaboran y la utilización de ese valor para la reproducción posterior de los fondos fijos de producción es lo que conocemos por amortización de un equipo.

En el proceso de producción las máquinas sufren un desgaste físico que lleva a la pérdida de propiedades técnicas y productivas del medio de trabajo y un desgaste moral producto del avance científico que provoca la obsolescencia de la misma y que le resta valor al producto.

Estos gastos se determinan partiendo de la amortización horaria de cada máquina y del tiempo en horas en que dicha máquina participa en la producción.



| <b>Máquinas<br/>Herramientas</b> | <b>País</b> | <b>Amort.<br/>Horaria<br/>USD/hora</b> | <b>Tiempo<br/>horas</b> | <b>Gasto<br/>Total<br/>USD</b> |
|----------------------------------|-------------|----------------------------------------|-------------------------|--------------------------------|
| TORNO UK65                       | URSS        | 0,157                                  | 6,33                    | 0,99                           |
| TORNO 16K20                      | URSS        | 0,157                                  | 54,16                   | 8,50                           |
| TALADRO 2M55                     | URSS        | 0,021                                  | 51,79                   | 1,087                          |
| SEGUETA MECANICA                 | ESPAÑA      | 0,017                                  | 5,25                    | 0,089                          |
| FRESADORA 6P12                   | URSS        | 0,036                                  | 57,73                   | 2,078                          |
| EQUIPO OXICORTE                  | URSS        | 0,041                                  | 53,45                   | 2,19                           |
| PULIDOR MANUAL                   | ESPAÑA      | 0,062                                  | 25,41                   | 1,58                           |
| MÁQUINA DE SOLD.                 | URSS        | 0,015                                  | 76,35                   | 1,15                           |
| TOTAL                            |             |                                        |                         | 17.66                          |

**TABLA 3.16 Gastos en amortización de las Máquinas Herramientas****3.8.5 Costos generados por el consumo de energía eléctrica.**

El funcionamiento de una Empresa o Taller es imposible sin el empleo de la energía eléctrica que está presente en casi todos los procesos y cubre las demandas y necesidades de estos. Los gastos de energía dependen de los equipos que intervinieron en el proceso y de las horas en que intervino cada uno.

El precio de 1 kW - hr se tomó en base a la tarifa nacional para las Empresas Cubanas en el horario de 6 a.m- 6 p.m que está normalizado como: 0,061 USD/kW – hr.

En la Tabla 3.17 se da la relación de los equipos, el tiempo empleado y el gasto en energía de cada uno de ellos, así como el gasto total de energía.

| <b>Equipo</b>    | <b>Horas de Trabajo (Horas)</b> | <b>Potencia kW</b> | <b>Energía Consumida (kW - h)</b> | <b>Gasto Total Energía USD</b> |
|------------------|---------------------------------|--------------------|-----------------------------------|--------------------------------|
| TORNO UK65       | 6,33                            | 30                 | 189,99                            | 11,58                          |
| TORNO 16K20      | 54,16                           | 13                 | 704,08                            | 42,95                          |
| TALADRO 2M55     | 51,79                           | 8,4                | 435,036                           | 26,54                          |
| SEGUETA MECÁNICA | 5,25                            | 6,5                | 34,125                            | 2,08                           |
| FRESADORA 6P12   | 57,73                           | 13,62              | 786,28                            | 47,96                          |
| PULIDORA MANUAL  | 25,41                           | 2,05               | 52.09                             | 3,17                           |
| <b>TOTAL</b>     |                                 |                    |                                   | <b>134,29</b>                  |

**TABLA 3.17 Gastos en Energía****3.8.6 Total de Gastos Directos.**

El total de Gastos Directos es igual a la suma de los Gastos en Materiales, Soldadura, Accesorios, Salarios, Amortización y Energía. Considerando solo los gastos en USD pues para que sea un patrón a la hora de comparar con un equipo semejante en el mercado mundial. Se tiene que:

Gastos Directos = 8309,93+391,66+17,66+134,29= 8853,54 USD.

El gasto en salario es en moneda nacional por lo que se considera Gasto directo también pero lo vamos a analizar aparte Gastos en salario = \$489,42

**3.8.7 Total de Gastos Indirectos.**

Los gastos indirectos son aquellos gastos en que incurre la Empresa producto de las gestiones de dirección, administración, servicios generales, transporte de personal, iluminación, etc. los cuales hay que cargárselos a los gastos de producción. Estos se estiman como regla como el 30 % de los Gastos Directos. En este caso:

Gastos Indirectos = 0,3 x Gastos Directos = 0,3 x 8853,54= 2656,06 USD.

Gastos Indirectos =  $0,3 \times \text{Gastos Directos en MN} = 0,3 \times 489,42 = \$146,83$ .

### 3.8.8 Costo Total de Fabricación del Equipo Rompe Rocas.

El Costo Total de Fabricación es definitivamente la suma de los Gastos Directos más los Indirectos, o sea:

Costo de Fabricación USD = G.D. + G.I. =  $8\,853,54 + 2\,656,062 = 11\,509,60$  USD

Costo de Fabricación MN = G.D. + G.I. =  $489,42 + 146,826 = 836,25$

Este costo está muy por debajo del Costo de Adquisición de un equipo similar en el Mercado Internacional que es de 255 150 USD (Martillo NEW HOLLAND) o de 363 825 USD (MARTILLO VOLVO Ec 290 B ) ambos neumáticos. El impacto que tiene esta máquina desde el punto de vista económico es enorme la Empresa deja de gastar por concepto de importación, en el caso de pensar en el martillo más barato de los dos que se ofertan 243 640,40 USD.

## CONCLUSIONES

1. Los Equipos Rompe Rocas de Energía Gravitacional presentan una serie de ventajas con relación a los Martillos Hidráulicos y Neumáticos.

- Los martillos hidráulicos, como regla, no son capaces de entregar una energía superior a los 15 000 Joules / golpe, mientras que los de energía gravitacional pueden alcanzar valores de hasta 70 000 Joules / golpe y son capaces de romper una roca de 2 m de diámetro en uno o dos golpes.
- El consumo de combustible es solo del 30% con relación a los martillos hidráulicos.
- Dada la sencillez de su construcción el costo inicial es muy pequeño y su mantenimiento es mínimo.
- Puede ser montado sobre retroexcavadoras de esteras, o sobre cargadores de neumáticos lo que hace al equipo muy maniobrable y productivo.
- No tiene que estar montado permanentemente sobre el equipo base, pues su elevada productividad, a diferencia de los martillos hidráulicos hace que pueda tener un trabajo intermitente y se pueda aprovechar el equipo base, en sus trabajos habituales.

2. Se logró diseñar un Equipo Rompe Rocas Gravitacional capaz de entregar una energía de 75 000 Joules. Se realizó la evaluación de la resistencia de los diferentes elementos componentes del equipo considerando los efectos dinámicos producidos durante el impacto con las rocas y los efectos dinámicos producidos por los posibles errores durante la operación, así como las cargas habituales de trabajo, lográndose una resistencia satisfactoria en todos los elementos evaluados.

3. Se calcularon o determinaron los pesos de todos los componentes y se obtuvo a través del Software Mechanical Desktop 6 el centro de masa del Equipo Rompe Rocas y el peso total del mismo que arrojó  $G = 5\,890.33 \text{ kgf}$ .

4. La elaboración de todos los planos de piezas, así como el plano de ensamble y las unidades ensambladas; además de las especificaciones técnicas de cada una

se llevaron a cabo. De esta manera se obtuvo toda la documentación técnica necesaria para la posterior fabricación del equipo.

5. Se seleccionó la Máquina Base existente en la cantera, un Cargador Frontal LIEBHERR y se diseñó el sistema de fijación del Equipo Rompe Rocas a dicha Máquina Base para diferentes tamaños de rocas.

6. Se analizó la posibilidad de vuelco y se comprobó que el equipo acoplado al cargador se vuelca frontalmente a más de 27 grados y lateralmente a más de 21 grados.

7. Se determinó el Costo de fabricación y comprobamos que desde este punto de vista la reducción de gastos por concepto de importación es de aproximadamente 243640 USD en el caso de pensar en el martillo New Holland que es el más barato en las ofertas de equipos de este tipo a la Fábrica.

.

## **RECOMENDACIONES**

1. Diseñar un Winche con accionamiento hidráulico y su sistema de acoplamiento-desacoplamiento hidráulico o mecánico, que pueda ser conectado al sistema hidráulico de la máquina base para elevar el bloque-punzón y soltarlo en el momento de romper una roca.
2. Construir un prototipo del Equipo Rompe Rocas para su evaluación en la Cantera de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A.

## **REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

1. Santamaría, Angel A. Exterminador Rompe Rocas. Tomado de:  
[www.rocktec.co.nz](http://www.rocktec.co.nz), 23/04/2007.
2. Atlas Copco. Martillos Hidráulicos y Herramientas para Demolición Silenciosa. Tomado de:  
[www.atlascopco.com](http://www.atlascopco.com), 23/04/2007
3. Beer F.P. Mecánica de los Materiales/ P. F.Beer, E.R. Jonhston.-- Colombia: Mc Graw – Hill, 1993.—738 p.
4. Birger I.A. Cálculo de Resistencia de Piezas de Máquinas/ I.A. Birger, B.F. Shorr, R.M. Shneiderovich.-- Moscú: Editorial Mashinostroenie, 1966.-- 616 p.
5. Cabello, J.J. Height Correction to Maximize Gear Resistance to Fatigue.  
Revista Applied Mechanics (Canada),4, 1997616 p.
6. Dobrovolski V. Elementos de Máquinas./V. Dobrovolski.-- Moscú: Editorial MIR, 1970.--692 p.
7. Faires V.M. Diseño de Elementos de Máquinas/V. M. Faires.-- México : Editorial UTEHA, 1985.-- 802 p.
8. Feodosiev V.I. Resistencia de Materiales/ V. I. Feodosiev.-- Moscú: Ed. MIR.1985.—583 p.
9. Fernández Levy, Gilda S. Resistencia de Materiales/ Gilda S. Fernández Levy.-- La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1983.—511p.
10. Fitzgerald F. Mecánica de Materiales/ F. Fitzgerald.-- México: Editorial Alfa omega S.A. de C.V., 1996.--560 p.
11. Fogiel M. Problem solver in Strength of Materials and Mechanics of Solids/ M. Fogiel.-- New Jersey: Editorial REA, 1988 .—1140 p.
12. Goytisoló, R. Corrección de altura en dientes rectos de engranaje cilíndricos. Tomado de:  
[www.monografias.com](http://www.monografias.com), 28/05/2007.
13. Hawkes B. Cadcam/ B. Hawkes.—Madrid. Paraninfo S.A.,1989.—336 p.

14. Houjoh, Hauro. Understanding Fluid Flow to Improve Lubrication Efficiency:  
[www.geartechnology.com](http://www.geartechnology.com), 28/05/2007.
15. Iturralde, Vinint. Manuel; Cotodinov, I. Manual de ingeniero Geólogo Hidrotécnico/ Vinint. Manuel Iturralde, I. Cotodinov.-- La Habana: Icl Organismos, 1978.---210p.
16. Ivanov, M. N. Elementos de Máquinas/ M. N. Ivanov.-- Moscú: Editorial Vichaya Schkola, 1991.—386p.
17. Labahan, Kaminsky. Prontuario del Cemento/ Kaminsky Labahn: Ed Científico-técnica, 1981.---406p.
18. Mott R.L. Applied Strength of Materials/ R. L. Mott.-- New Jersey: Editorial. Prentice- Hall, 1990.—559 p.
19. Mott R.L. Resistencia de Materiales Aplicada/ R. L. Mott.-- México:Editorial. Prentice- Hall Hispanoamericana S.A. 1996.—640 p.
20. Moya, J. Engranajes cilíndricos de dientes rectos. Tomado de:  
[www.infomecanica.com/engranajes.htm](http://www.infomecanica.com/engranajes.htm), 1/06/2007.
21. Olsen G.A. Elements of Mechanics of Materials/ G. A. Olsen.-- La Habana: Prentice- Hall, 1990.—559 p.
22. Orus Asso, Félix. Materiales de Construcción/ Félix Orus Asso.-- La Editora de la Asociación de Estudiantes de Ingeniería, 1962.—536 p.
23. Pisarenko G.S. Manual de Resistencia de Materiales/G. S. Pisarenko, A.P, Yakovlev, V.K. Matveev.-- Moscú: Editorial MIR, 1989.--- 693 p.
24. Reshetov, D. Elementos de Máquinas/ D. Reshetov.-- La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1985.—830p.
25. Roylance, T.F. Engineering Desing/ T.F. Roylance.-- Great Britain: Pergamon Press, 1966.—345p.
26. Shigley J.E. El Proyecto en Ingeniería Mecánica/ J.E. Shigley.-- La Habana: Editora Revolucionaria, 1969.-- 658 p.
27. Spiegel L. Applied Statics and Strength of Materials/ L. Spiegel, G.F



- Limbrunner.-- New Jersey: Prentice Hall, 1999.—644 p.
28. Timoshenko S. Resistencia de Materiales/ S. Timoshenko.-- Moscú : Editorial Nauka, 1965.—480p.
29. Volmir A. Problemas de Resistencia de Materiales/ A. Volmir.-- Moscú; Editorial MIR, 1986.—477 p.
30. Wilson Ch. Computer Integred Machine Design/ Ch. Wilson.-- New Jersey: Prentice Hall, 1997.—646 p.

## **ANEXO 1**

## **ANEXO 2**