

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**MODIFICACION DEL SISTEMA DE FRENOS DEL  
EQUIPO PESADO UTILITARIO MARCA EIMCO  
MODELO 975 AÑO 1980**

**INFORME DE COMPETENCIA PROFESIONAL**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECANICO**

**CARLOS WALTER ALBURQUEQUE ALBURQUEQUE**

**PROMOCION 1991-I**

**LIMA-PERU**

**2008**

## INDICE

<b>PROLOGO</b>	1
<b>CAPITULO 1</b>	
<b>INTRODUCCION</b>	3
1.1 Antecedentes	3
1.2 Objetivo	3
1.3 Alcance	4
<b>CAPITULO 2</b>	
<b>FUNDAMENTOS TEORICOS</b>	5
2.1 Estudio de la relación de transmisión	5
2.1.1 Trenes de engranajes simples	5
2.1.2 Trenes de engranajes compuestos	6
2.1.3 Trenes de engranajes epicicloidales	7
2.2 Estudio del cálculo de frenos	11
2.2.1 Diseño de frenos	12
2.2.1.1 Procedimiento considerando presión uniforme	12
2.2.1.2 Procedimiento considerando desgaste uniforme	13
2.2.2 Materiales de fricción	15
2.2.3 Fuerza de rozamiento	15
2.3 Componentes de un sistema hidráulico	17
2.3.1 Bombas hidráulicas de paletas	21
2.3.1 Válvula limitadora de presión	23

2.3.2	Válvula reductora de presión	25
2.3.3	Válvula antiretorno	26
<b>CAPITULO 3</b>		
<b>MODIFICACIONES Y CALCULOS</b>		26
3.1	Cálculo de la velocidad del equipo	26
3.1.1	Cálculo de la velocidad para el sistema modificado	27
3.1.2	Cálculo de la velocidad del equipo para el sistema antiguo	28
3.2	Cálculo de la capacidad de frenado para el sistema modificado	33
3.2.1	Torque del freno considerando presión uniforme	34
3.2.2	Torque del freno considerando desgaste uniforme	35
3.3	Modificación del sistema hidráulico	40
<b>CAPITULO 4</b>		
<b>ESTRUCTURA DE COSTOS</b>		51
<b>CONCLUSIONES</b>		55
<b>BIBLIOGRAFIA</b>		56
<b>ANEXOS</b>		57

## PROLOGO

El presente informe trata sobre la modificación del sistema de frenos del equipo pesado utilitario marca Eimco, es utilitario porque en el mismo modelo de equipo se puede montar una grúa, tanques para lubricantes y combustibles, etc. El principal objetivo de este informe es dar seguridad al operador así como a la maquinaria y al ambiente. En el Capítulo 1, haremos una Introducción al tema, describiendo los antecedentes que conllevaron a realizar el presente trabajo así como el objetivo y alcances. En el Capítulo 2, presenta un marco teórico sobre como calcular una relación de transmisión simple, compuesta y epicicloidal. Forma de calcular freno de discos húmedos con la intención de que el equipo tenga la capacidad de frenado que se requiere, así mismo una descripción de algunos componentes hidráulicos que usaremos en la modificación de este sistema. En el Capítulo 3, se realizan los cálculos para la velocidad del equipo, lo que se está buscando, es que al instalarse el nuevo eje diferencial no sufra mucha variación de velocidad , dado que cada eje diferencial tiene su propia relación de transmisión, el riesgo es que el equipo resulte demasiado veloz ò demasiado lento y esto sí alteraría su operatividad. Se realiza el cálculo de la capacidad de frenado, es igualmente importante dado que los discos de freno que se encuentran dentro del nuevo eje diferencial tiene que tener la capacidad de frenar e inmovilizar al equipo en una emergencia. Así mismo, el sistema hidráulico debe tener algunas modificaciones, en el sistema antiguo llegaba una presión de 8 000 kPa en el eje diferencial, sòlamente para el sistema del freno de

servicio, ahora en este nuevo sistema le tiene que llegar 2 líneas de presión hidráulica al eje diferencial, una para el freno de servicio igual a 8 000 Kpa y otra para el freno de emergencia a 3 500 kPa , esta última presión siempre estará activa en el eje diferencial en el supuesto que el motor se apague y la bomba hidráulica deje de funcionar, esta presión que llega a los frenos de emergencia bajará hasta cero, dejando de presionar a unos resortes internos, estos a su vez al no tener la presión hidráulica recuperaran su longitud natural haciendo que los discos de frenos actúen y el equipo se detenga en ese instante. En el Capítulo 4, se ve el costo que implica realizar esta modificación y su conveniencia.

Finalmente se dan las conclusiones del trabajo.

Mi agradecimiento al Superintendente de Mantenimiento Ing. Jorge Sulca quien me permitió desarrollar este proyecto y llevarlo a la práctica.

# **CAPITULO 1**

## **INTRODUCCION**

### **1.1 Antecedentes**

El presente proyecto nace a raíz de que la mina Cobriza de propiedad de la empresa DOE RUN PERU SRL., tiene 9 equipos utilitarios marca Eimco, que sirven como cargadores de anfo, lubricadores, grúas y transporte de personal, estos equipos son del año 1 980 y durante su vida en Cobriza han sufrido una buena cantidad de accidentes como : choques, volcaduras, etc. debido a que su sistema de frenos no es lo suficientemente seguro. La mina cuenta con diferentes rampas que llegan hasta el 25° de pendiente, esto hace que muchas veces el motor se agote en una subida y llegue a apagarse, ocasionando que la bomba hidráulica que es accionada por el motor Diesel deje de enviar aceite hidráulico a los frenos y por ende se queda sin frenos el equipo, obviamente el sistema original ha sido diseñado utilizando unos acumuladores que debieran prevenir esta emergencia, en la práctica estos acumuladores dan la posibilidad que el operador pueda maniobrar el equipo durante 4 segundos pero esto depende mucho de la destreza del operador.

### **1.2 Objetivo**

Lo que se busca con este proyecto es modificar el sistema de frenos de manera que cuando el motor se apague en una rampa, el equipo se quede inmovilizado automáticamente, dando seguridad al operador así como posibles daños al equipo.

### **1.3 Alcance**

Esta modificación sólo es válida para los equipos utilitarios marca Eimco, modelo 975, del año 1980, y que en la actualidad hay 9 equipos de estos en la mina Cobriza. La velocidad máxima para los equipos pesados recomendado por el Departamento de Seguridad de la mina es de 30 Km/Hr por lo que esta modificación debe cumplir con esta condición.

## CAPITULO 2

### FUNDAMENTOS TEORICOS

#### **2.1 Estudio de la relación de transmisión**

##### **2.1.1 Trenes de engranajes simples**

Es aquel en el que cada eje sólo lleva un engranaje.

Normalmente el parámetro a determinar en un tren de engranajes será la relación de transmisión:

$$\mathbf{mg} = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{Z_e}{Z_s}$$

Donde:

$\omega_s$  Velocidad angular del engranaje impulsado (salida)

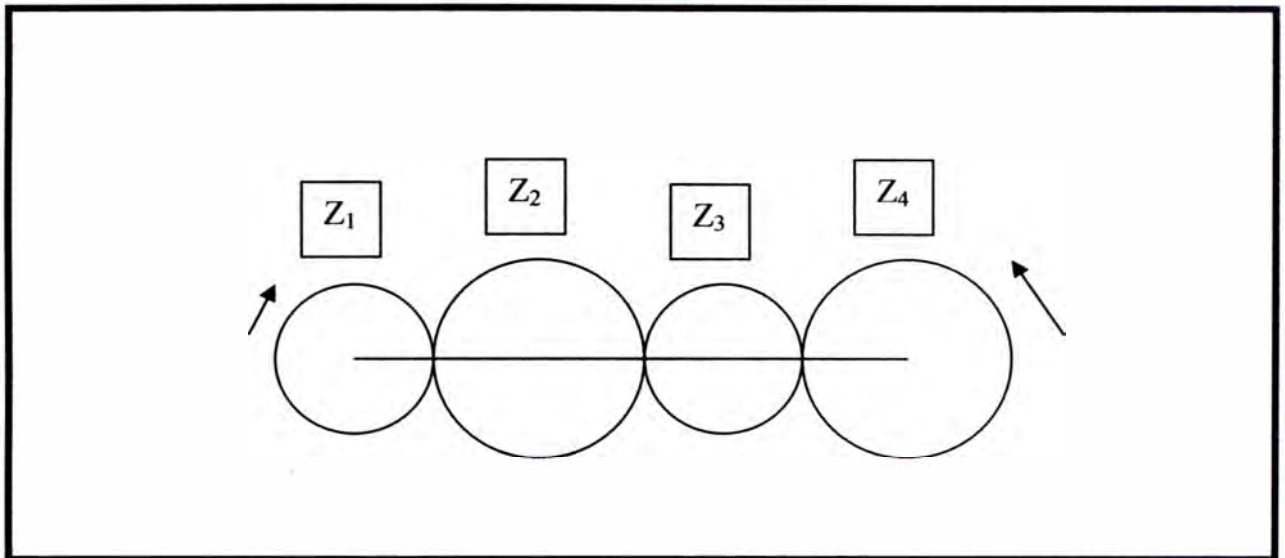
$\omega_e$  Velocidad angular del engranaje impulsor (entrada)

$Z_s$  Número de dientes del engranaje de salida

$Z_e$  Número de dientes del engranaje entrada

En el tren siguiente se muestra un tren de cuatro engranajes en serie. La ecuación para la relación de transmisión será:





**Figura 1 Tren de engranajes simples**

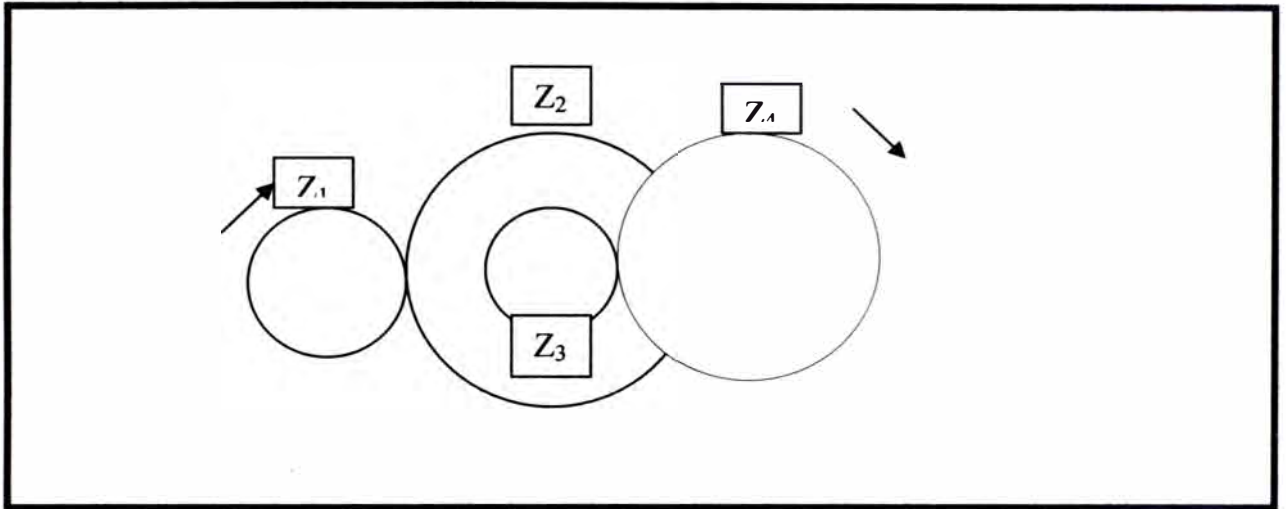
$$\mathbf{ing} = - \frac{Z_1 Z_2 Z_3}{Z_2 Z_3 Z_4} = \frac{Z_1}{Z_4}$$

Potencialmente todos los engranajes contribuyen a la relación general del tren, pero en el caso de un tren simple como el de la figura, los efectos de los intermedios se cancelan, y la razón viene marcada por la relación del primer y último engrane.

### 2.1.2 Trenes de engranajes compuestos

Para obtener razones de tren superior a 10:1 con engranes, es necesario complicar el tren, bien mediante engranes epiciclo dales o mediante un tren compuesto.

Un tren compuesto es aquel en el cual por lo menos un eje lleva más de un engranaje.



**Figura 2 Tren de engranajes compuestos**

Como los engranes 2 y 3 están sobre el mismo eje, su velocidad angular es la misma.

$$m_g = \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$$

En este caso las relaciones intermedias no se cancelan mutuamente.

### 2.1.3 Trenes de engranajes epicicloidales

Los trenes convencionales son sistemas de un único grado de libertad, el caso que nos ocupa va a tener 2, con lo cual se requieren dos entradas previsibles para conocer la salida.

Estos trenes pueden tener relaciones de transmisión más elevadas, en paquetes más compactos, los trenes epiciclo dales simples de engranajes se componen de un engranaje impulsor, otro impulsado, engranajes planetarios entre ellos y un soporte de planetarios o brazo. Normalmente se monta un soporte de planetarios con tres brazos que proporcionan una distribución uniforme de fuerzas, pero el comportamiento cinemático es el mismo que si sólo hubiera un brazo.

Un tren epicicloidial puede estar compuesto por engranajes rectos ò cónicos, pero el tratamiento teórico es exactamente el mismo.

Para resolver un tren de engranajes epicicloidial, el análisis comienza tomando un sistema de coordenadas solidario al brazo, según este sistema de coordenadas el tren de engranajes será normal, mientras que para un sistema de coordenadas fijo el tren será epicicloidial.

La velocidad angular del engranaje impulsor en este sistema móvil de coordenadas será:

$$\omega_e - \omega_b$$

Análogamente, la velocidad angular del engranaje impulsado en este sistema móvil o de coordenadas será:

$$\omega_s - \omega_b$$

La relación de transmisión “mg” también llamada fórmula de Willis en este sistema será:

$$\mathbf{mg} = \frac{\omega_s - \omega_b}{\omega_e - \omega_b}$$

Por otro lado , la relación de transmisión será:

$$\mathbf{mg} = \frac{\text{Producto de } Z \text{ de dientes eng. conductores}}{\text{Producto de } Z \text{ de dientes eng. conducidos}} = \frac{\omega_s - \omega_b}{\omega_e - \omega_b}$$

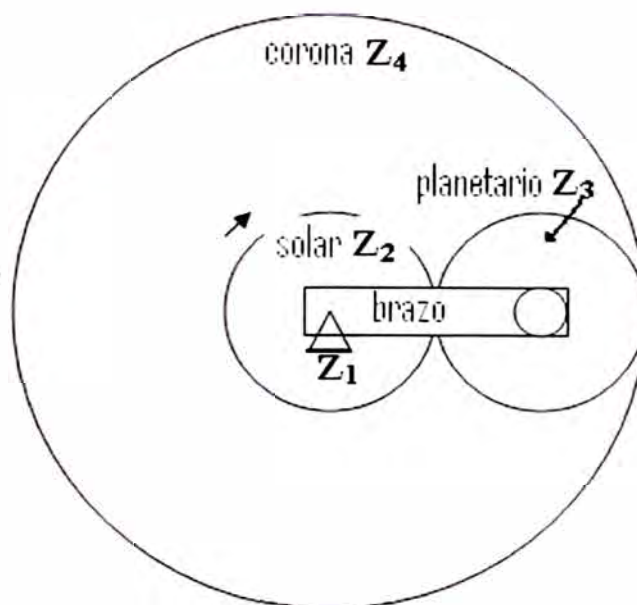
El signo de  $mg$  es positivo si el impulsor y el impulsado giran en el mismo sentido y negativo en caso contrario.

Por último, hay que tener en cuenta que lo que se está buscando es la relación de transmisión  $mg$  respecto del sistema fijo y no la relación de transmisión  $r$  respecto del sistema de coordenadas solidario al soporte de planetarios, es decir:

$$\mathbf{mg} = \frac{\omega_s}{\omega_e}$$

Con estas ecuaciones se puede resolver el tren epicicloidal. En caso de que tenga más de una salida, las fórmulas se aplicarán para la entrada con cada una de las diferentes salidas.

Todas las velocidades angulares aquí expresadas están referidas al sistema fijo.



**Figura 3 Tren de engranaje epicicloidal**

Para calcular la relación del tren de la figura, suponiendo que la corona es fija, como es el caso del mando final del equipo Eimco que estamos analizando sería:

$$m_g = \frac{\omega_s}{\omega_e}$$

$\omega_s$  Velocidad angular del engranaje impulsado (salida)

$\omega_e$  Velocidad angular del engranaje impulsor (entrada)

Según la fórmula de Willis, tenemos:

$$m_g = \frac{\omega_4 - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1}$$

Las fórmulas anteriores y de acuerdo a lo mencionado en la teoría de engranajes compuestos, la relación de transmisión es igual al producto de los números de dientes de los engranajes conductores entre el producto de los números de diente de los engranajes conducidos, tenemos:

$$mg = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\omega_4 - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1} = - \frac{Z_2 Z_3}{Z_3 Z_4}$$

Como para este caso la corona 4 no gira, su velocidad angular  $\omega_4$  es cero

$$\frac{-\omega_1}{\omega_2 - \omega_1} = - \frac{Z_2}{Z_4}$$

$$\frac{Z_4}{Z_2} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_1}$$

$$\frac{Z_4}{Z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} - \frac{\omega_1}{\omega_1}$$

Notamos que la relación de transmisión que estamos buscando es justamente, la velocidad angular de entrada en el piñón solar  $\omega_2$  entre la velocidad angular de salida  $\omega_1$ , por lo que la ecuación anterior quedaría :

$$\frac{Z_4}{Z_2} = mg - 1$$

$$mg = \frac{Z_2 + Z_4}{Z_2}$$

## 2.2 Estudio del cálculo de frenos

Los frenos constituyen una parte fundamental del diseño de elementos de máquinas, es común ver estos dispositivos en todo tipo de maquinaria móvil.

Se usa para llevar al reposo un sistema en movimiento, para bajar su velocidad o controlar su velocidad hasta un cierto valor en condiciones cambiantes. Dos o más superficies son oprimidas entre sí mediante una fuerza perpendicular o normal, para crear un par de torsión por fricción.

### **2.2.1 Diseño de frenos**

En el análisis de todos los tipos de frenos de fricción se emplea el mismo procedimiento general:

- 1.- Estimar o determinar la distribución de la presión sobre las superficies de fricción.
- 2.- Hallar una relación entre la presión máxima y la presión en un punto cualquiera.
- 3.- Aplicar condiciones de equilibrio estático para determinar la fuerza, el torque y las reacciones en los apoyos.

Para hallar una relación entre la fuerza de trabajo  $F$  y el momento de torsión transmitido, dos hipótesis son posibles según se considere el freno nuevo o usado:

- 1.- Distribución de presión uniforme (freno nuevo)
- 2.- Desgaste uniforme (freno usado)

#### **2.2.1.1 Procedimiento considerando presión uniforme**

- 1.- Con el freno nuevo supondremos una distribución uniforme de la presión en el disco

$$p = p_m$$

$$dA = 2\pi r dr$$

$$F = \int p dA$$

$$\mathbf{F} = \frac{\pi p_m}{4} (D^2 - d^2)$$

$$T = \int \mu r p dA$$

$$\mathbf{T} = \frac{\mu \pi p_m}{12} (D^3 - d^3)$$

$P_m$  = presión de contacto máxima

$T$  = torque transmitido

### 2.2.1.2 Procedimiento considerando desgaste uniforme

La hipótesis de desgaste uniforme supone:

$$P_r = \text{constante} = p_m d/2$$

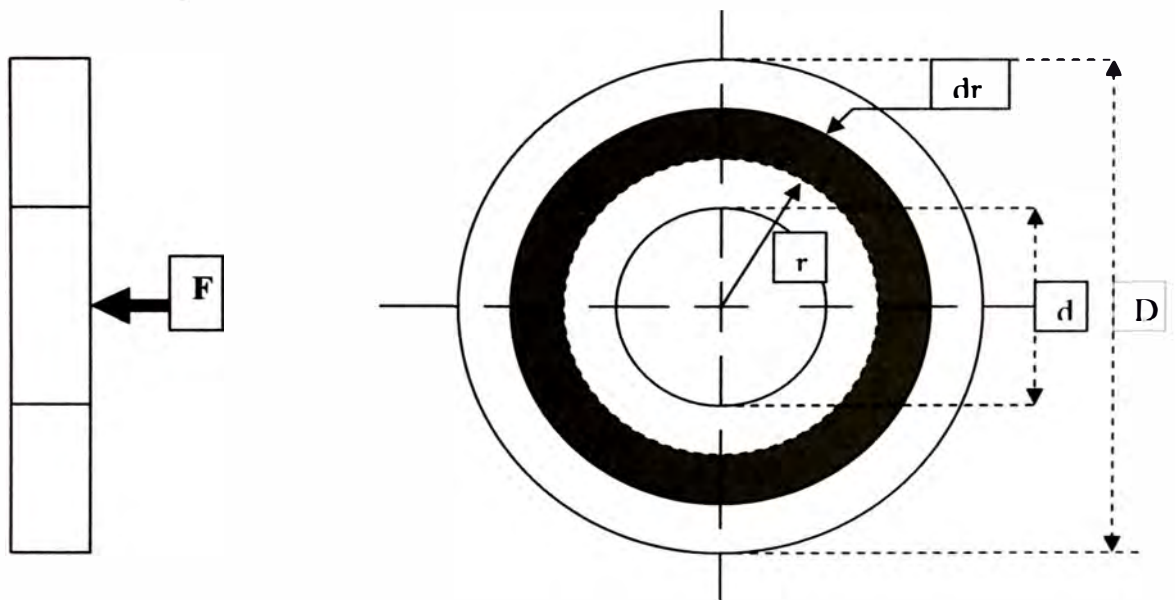
$$F = \int p dA$$

$$\mathbf{F} = \frac{\pi p_m d}{2} (D - d)$$



$$T = \int \mu r p dA$$

$$T = \frac{\mu \pi p_m d}{8} (D^2 - d^2)$$



**Figura 4 Disco de freno**

### 2.2 .2 Materiales de fricción

Las propiedades de un material de fricción para freno o embrague deben ser las siguientes:

- 1.- Coeficiente de fricción alto y uniforme.
- 2.- propiedades poco dependientes de condiciones externas (ejemplo humedad)

3.- Buena conductividad térmica y capacidad a resistir altas temperaturas.

4.- Alta resistencia al desgaste, rayado y raspadura.

*Tabla 1. Materiales de fricción*

MATERIAL	COEFICIENTE DE FRICCIÓN	
	EN HUMEDO	EN SECO
Hierro fundido sobre hierro fundido	0,05	0,15-0,20
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0,05-0,10	0,10-0,40
Metal pulverizado* sobre acero duro (templado)	0,05-0,10	0,10-0,30
Madera sobre acero o hierro fundido	0,16	0,20-0,35
Cuero sobre acero o hierro fundido	0,12	0,30-0,50
Corcho sobre acero o hierro fundido	0,15-0,25	0,30-0,50
Fieltro sobre acero o hierro fundido	0,18	0,22
Asbesto tramado* sobre acero o hierro fundido	0,10-0,20	0,30-0,60
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0,08-0,12	0,20-0,50
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0,12	0,32
Grafito sobre acero	0,05-0,10	0,25

\* El coeficiente de fricción puede mantenerse dentro de  $\pm 5\%$

### 2.2.3 Fuerza de rozamiento

Es una fuerza que aparece cuando hay 2 cuerpos en contacto , es la causante por ejemplo, de que podamos andar (cuesta mucho mas andar sobre una superficie con poco rozamiento como por ejemplo el hielo).

Existe rozamiento incluso cuando no hay movimiento relativo entre dos cuerpos que están en contacto. Hablamos entonces de la fuerza de rozamiento estática. Por

ejemplo, si queremos empujar un armario muy grande y hacemos una fuerza pequeña, el armario no se moverá, esto es debido a la fuerza de rozamiento estática que se opone al movimiento. Si aumentamos la fuerza con la que empujamos, llegará un momento en que superamos esta fuerza de rozamiento y será entonces cuando el armario se moverá. Una vez que el cuerpo empieza a moverse, hablamos de fuerza de rozamiento dinámica, esta fuerza de rozamiento dinámica es menor que la fuerza de rozamiento estática.

La experiencia nos muestra que:

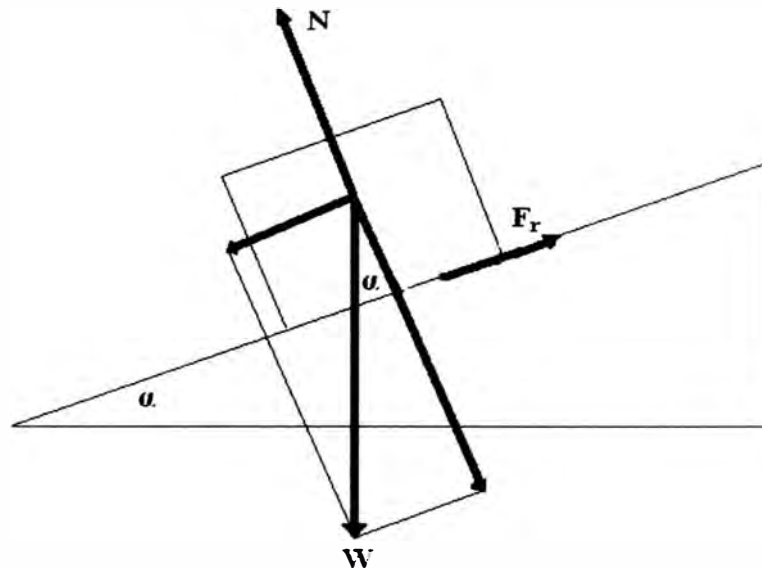
La fuerza de rozamiento entre dos cuerpos no depende del tamaño de la superficie de contacto entre los cuerpos, pero sí depende de cuál sea la naturaleza de la superficie de contacto, es decir de que materiales la formen y si es mas o menos rugosa. La magnitud de la fuerza de rozamiento entre dos cuerpos es proporcional a la normal entre los dos cuerpos, es decir:

$$F_r = \mu \cdot N$$

Donde  $\mu$  es lo que conocemos como el coeficiente de rozamiento.

Para el caso que estamos viendo, la situación más crítica se presenta en una rampa de la mina cuando el equipo está subiendo, se agota el motor y se apaga , entonces, empezaría a retroceder en el supuesto que los frenos no respondan adecuadamente, el componente de la fuerza que hará que el equipo retroceda, es igual a la fuerza de rozamiento, según el diagrama del cuerpo libre de la fig.5 por lo que la fuerza que provienen de los frenos tiene que ser mayor que la fuerza de rozamiento para garantizar que el equipo se detendrá.

$$F_r = \mu \cdot N \cdot \text{sen } \alpha$$



**Figura 5 Diagrama del cuerpo libre del equipo**

**Tabla 3. COEFICIENTES DE FRICCIÓN**

<b>Madera sobre madera</b>	<b>0.7</b>
<b>Acero sobre acero</b>	<b>0.15</b>
<b>Metal sobre cuero</b>	<b>0.6</b>
<b>Madera sobre cuero</b>	<b>0.5</b>
<b>Caucho sobre concreto seco</b>	<b>0.9</b>
<b>Caucho sobre concreto húmedo</b>	<b>0.7</b>

### **2.3 Componentes de un sistema hidráulico**

Los siguientes componentes serán utilizados en los esquemas hidráulicos del presente informe.

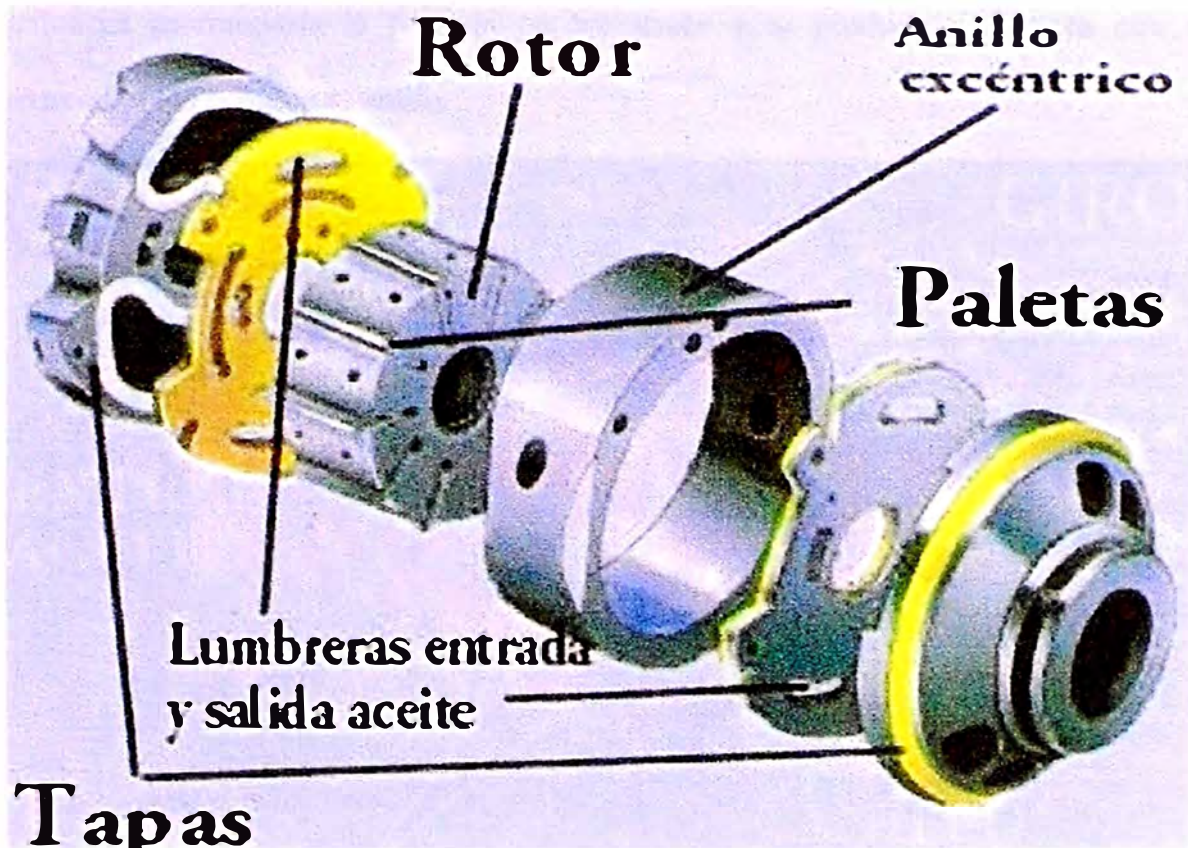
### **2.3.1 Bombas hidráulicas de paletas**

Las bombas hidráulicas de paletas se utilizan a menudo en circuitos hidráulicos de diversa máquinas de movimientos de tierras. Son típicas en los sistemas hidráulicos de dirección y frenos de las máquinas. Constan de varias partes, según la figura 6 :

- Anillo excéntrico
- Rotor
- Paletas
- Tapas o placas de extremo

El accionamiento se efectúa por medio de un eje estriado que engrana con el estriado interior del rotor. Hay diversos diseños para conseguir el contacto entre la paleta y el anillo; en unos se utiliza la propia fuerza centrífuga que les imprime el giro del rotor, en estos modelos se requiere una velocidad mínima de giro para garantizar el correcto apoyo de la paleta sobre el anillo; en otros modelos esta fuerza centrífuga se refuerza con unos muelles colocados entre la paleta y su alojamiento en el rotor, esto disminuye la velocidad mínima necesaria para el apoyo; otros modelos utilizan una reducida presión hidráulica para empujar la paleta.

Las bombas de paletas son relativamente pequeñas en función de las potencias que desarrollan y su tolerancia al contaminante es bastante aceptable.



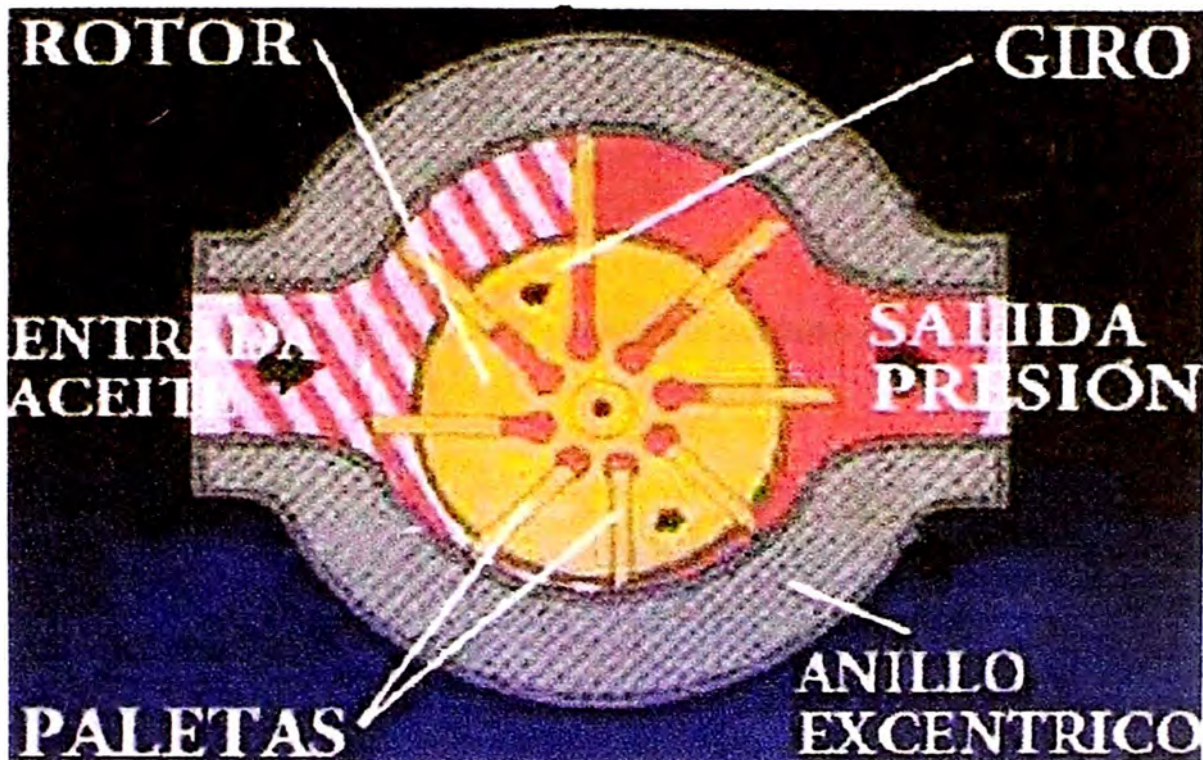
**Figura 6 Partes de una bomba de paletas**

En la figura 7 el aceite ingresa por el lado izquierdo, donde es recogido por las paletas que se abren por la fuerza centrífuga y es impulsado hacia el lado de presión por las mismas hasta incorporarse a la salida de presión. Unas ranuras especiales en el rotor conectan el lado de presión con la parte inferior de las paletas para ayudar a la fuerza centrífuga a impulsarlas hacia afuera.

La aspiración se produce al incrementar el volumen de la cámara durante el giro.

Cuanto menores son las tolerancias entre el extremo de la paleta y el anillo, entre éstas y la placa de presión, mejor será el rendimiento de la bomba. De todas formas se ha de mantener una cierta tolerancia en las zonas de rozamiento, por ello es importante que la fuerza que la paleta ejerce sobre el anillo no sea excesiva ya que

entonces se rompería la película de lubricante y se produciría contacto entre el extremo de la paleta y el anillo.



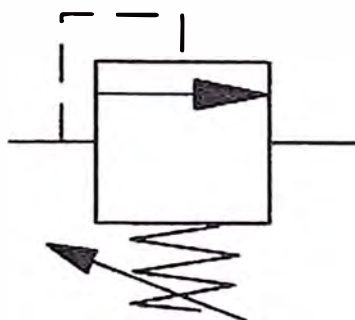
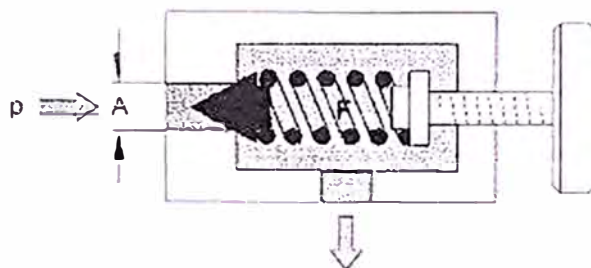
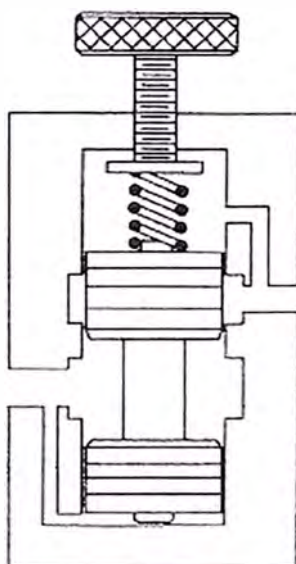
**Figura 7 Funcionamiento de una bomba de paletas**

### **2.3.1 Válvula limitadora de presión**

Los sistemas hidráulicos se diseñan para operar dentro de cierta gama de presión. Exceder esta gama puede dañar los componentes del sistema o convertirse en un peligro potencial para el usuario.

La válvula de alivio o relief limita la presión máxima del sistema manteniendo la presión dentro de límites específicos y, al abrirse, hace que el aceite en exceso fluya a otro circuito o regrese al tanque.

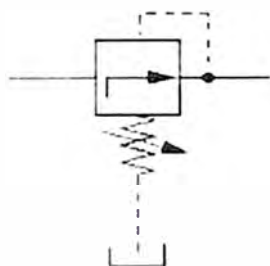
NORMALIZADO ISO 1219

**Figura 6 Representación de la válvula limitadora de presión****Figura 7 Válvula limitadora de presión****Figura 8 Válvula limitadora de presión**

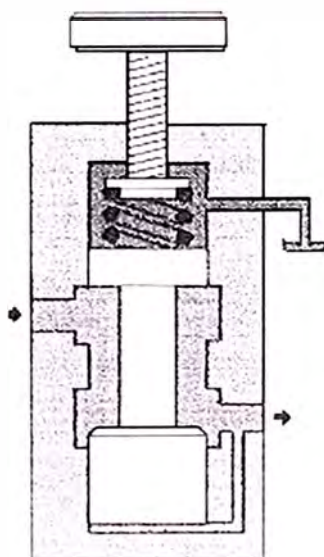


### 2.3.2 Válvula reductora de presión

Permite que dos circuitos con diferente presión obtengan suministro de la misma bomba. La válvula de alivio controla la presión máxima de aceite de suministro. La válvula reductora de presión controla la presión máxima del circuito de aceite controlado.



**Figura 9 Representación de una válvula reductora de presión**

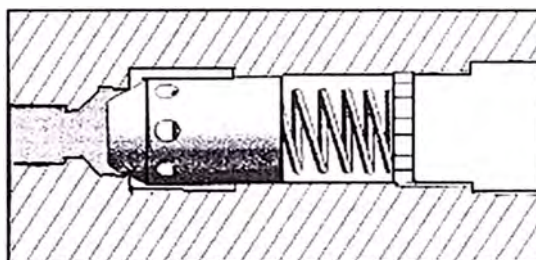


**Figura 10 Válvula reductora de presión**

### 2.3.3 Válvula anti retorno o de retención

El objetivo de una válvula de retención es hacer que el aceite fluya fácilmente en un sentido, pero impedir el flujo de aceite en el sentido opuesto.

La válvula de retención se llama, algunas veces, válvula check .

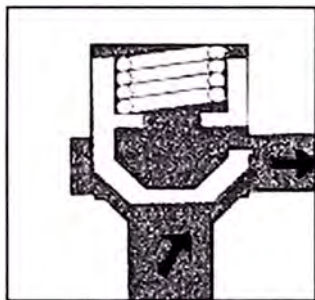


**Figura 11 Válvula anti retorno**

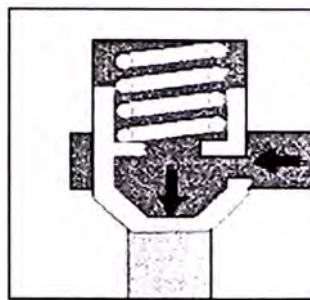
Funcionamiento:

En la válvula de la figura 12, cuando la presión del aceite de la bomba sobrepasa la de aceite en el reverso de la válvula de retención y la fuerza leve del resorte de la válvula de retención, la válvula de retención se abre y hace que el aceite fluya al implemento.

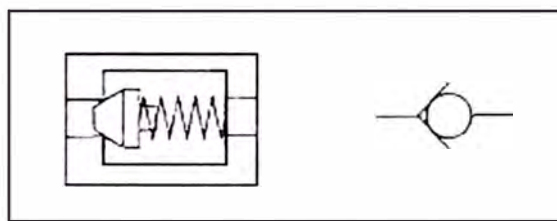
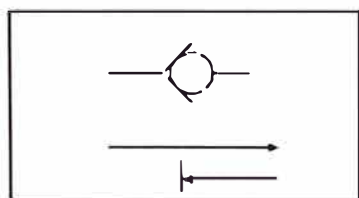
En la válvula de la figura 13, cuando la presión del aceite de la bomba es menor que la presión del aceite del implemento, la válvula de retención se cierra y evita que el flujo de aceite se devuelva al implemento a través de la válvula.



**Figura 12 Pase del fluido**



**Figura 13 No retorna el fluido**



**Figura 14 Representación de la válvula anti retorno**

## **CAPITULO 3**

### **MODIFICACIONES Y CALCULOS**

#### **3.1 Cálculo de la velocidad del equipo**

Con la finalidad de standarizar componentes y no incrementar inventarios logísticos, se está seleccionando un eje diferencial , el cual ya tenemos en Cobriza trabajando en otros equipos, se efectúan los cálculos para este eje y se verifica si cumplen las condiciones para que pueda trabajar en el equipo que estamos modificando.

Se calculará la velocidad en Km/Hr del equipo, utilizando el eje diferencial modificado y el actual, para poder comparar que la velocidad del equipo no se vea afectada sustancialmente al variar la relación de transmisión de estos ejes.

Los datos de la velocidad han sido tomados desconectando el cardán que sale de la caja de transmisión hacia el eje diferencial, al estar desconectado el eje cardán, el equipo no se moverá y se podrá tomar las lecturas (ver foto de toma de lecturas en la figura 16), luego con un tacómetro digital se toma la lectura a las diferentes velocidades (primera, segunda y tercera) y marchas (adelante, atrás) .

Los números de dientes han sido tomados físicamente desarmando el diferencial y contando los dientes del piñón de ataque así como de la corona, el mando final de igual forma se tomó el número de dientes del solar y de la corona. El diámetro de la llanta es igualmente importante para calcular la velocidad y se midió según se observa en la figura 19.

## DATOS PARA EL CALCULO DE VELOCIDADES

### RPM a la salida de la caja de transmisión

<b>Marcha</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
<b>Primera</b>	<b>129</b>	<b>560</b>
<b>Segunda</b>	<b>247</b>	<b>1 062</b>
<b>Tercera</b>	<b>562</b>	<b>2 085</b>
<b>Retroseso</b>	<b>137</b>	<b>568</b>

### EJE DIFERENCIAL MODIFICADO

#### Mando Final

<b>Dientes del solar</b>	<b>12</b>
<b>Dientes de la corona</b>	<b>51</b>
<b>Dientes del planetario</b>	<b>19</b>

#### Diferencial

<b>Dientes del piñón de ataque</b>	<b>9</b>
<b>Dientes de la corona</b>	<b>33</b>

#### Otros

<b>12 discos de freno por cada eje</b>	<b>20 cm de diámetro x 3 cm de corona</b>
<b>Radio del neumático</b>	<b>55 cm</b>

### EJE DIFERENCIAL ANTIGUO

#### Mando Final

<b>Dientes del solar</b>	<b>16</b>
<b>Dientes de la corona</b>	<b>56</b>
<b>Dientes del planetario</b>	<b>17</b>

#### Diferencial

<b>Dientes del piñón de ataque</b>	<b>10</b>
<b>Dientes de la corona</b>	<b>35</b>

FORMULAS A APLICAR :

$$m_{gd} \text{ RELACION DE TRANSMISION EN EL DIFERENCIAL} = \frac{Z_{\text{DIENTES CORONA}}}{Z_{\text{DIENTES PINON DE ATAQUE}}}$$

$$m_{gr} \text{ RELACION DE TRANSMISION EN EL M/FINAL} = \frac{Z_{\text{DIENTES SOLAR}} + Z_{\text{DIENTES CORONA}}}{Z_{\text{DE DIENTES SOLAR}}}$$

$$\text{Velocidad tangencial (V)} = \text{Velocidad angular } (\omega) \times \text{Radio (r)}$$

$$1 \text{ RPM} = 0,10471976 \text{ Rad/s}$$

### 3.1.1 Cálculo de la velocidad para el sistema modificado.

La máxima velocidad que puede alcanzar este equipo es en marcha tercera y con el acelerador pisado totalmente

$$m_{gd} = 33/9 = 3,67$$

$$m_{gr} = (12 + 51)/ 12 = 5,25$$

Relación de transmisión total ( $m_{gt}$ ) = RPM (piñón de ataque) / RPM (en la llanta)

$$\text{RPM (llanta)} = 562 \text{ RPM} / (m_{gd} \times m_{gr}) = 562 \text{ RPM} / (3,67 \times 5,25) = 146,75 \text{ RPM}$$

$$V = \omega \cdot r = 146,75 \times 0,10471976 \times 0,55 \times 3\,600 / 1\,000 = 30,43 \text{ Km/Hr}$$

La máxima velocidad que alcanzará este equipo es 30,43 Km/Hr.

Utilizando el mismo procedimiento se calcula la velocidad en las diferentes marchas y aceleración del motor. Se adjunta el cuadro de resultados:

#### **Velocidades del equipo con el eje diferencial modificado**

V en primera	Motor en mínimo	1,39 Km/Hr
V en primera	Motor en máximo	6,03 Km/Hr
V en segunda	Motor en mínimo	2,66 Km/Hr
V en segunda	Motor en máximo	11,44 Km/Hr
V en tercera	Motor en mínimo	6,05 Km/Hr
V en tercera	Motor en máximo	30,43 Km/Hr
V en retroceso	Motor en mínimo	1,48 Km/Hr
V en retroceso	Motor en máximo	6,12 Km/Hr

#### **3.1.2 Cálculo de la velocidad del equipo para el sistema antiguo.**

La máxima velocidad que puede alcanzar este equipo es en marcha tercera y con el acelerador pisado totalmente

$$mg_d = 35/10 = 3,50$$

$$mg_f = (16 + 56)/16 = 4,5$$

Relación de transmisión total ( $mg_t$ ) = RPM (piñón de ataque) / RPM (en la llanta)

$$RPM (llanta) = 562 \text{ RPM} / (mg_d \times mg_f) = 562 \text{ RPM} / (3,50 \times 4,5) = 179,37 \text{ RPM}$$

$$V = \omega \cdot r = 179,37 \times 0,10471976 \times 0,55 \times 3\,600 / 1\,000 = 37,19 \text{ Km/Hr}$$

La máxima velocidad que alcanzará este equipo es 37,19 Km/Hr.

Utilizando el mismo procedimiento se calcula la velocidad en las diferentes marchas y aceleración del motor. Se adjunta el cuadro de resultados

#### **Velocidades del equipo con el eje diferencial antiguo**

V en primera	Motor en mínimo	1,70 Km/Hr
V en primera	Motor en máximo	7,37 Km/Hr
V en segunda	Motor en mínimo	3,25 Km/Hr
V en segunda	Motor en máximo	13,98 Km/Hr
V en tercera	Motor en mínimo	7,40 Km/Hr
V en tercera	Motor en máximo	37,19 Km/Hr
V en retroceso	Motor en mínimo	1,80 Km/Hr
V en retroceso	Motor en máximo	7,48 Km/Hr

Como se puede observar en ambos cuadros, la máxima velocidad del equipo para el sistema que estamos modificando es menor que la máxima velocidad del sistema antiguo, sin embargo la velocidad máxima en la mina es de 30 Km/Hr para equipos pesados según lo establecido por el Departamento de Seguridad, por lo que el valor obtenido para el sistema modificado cumple con esta condición.

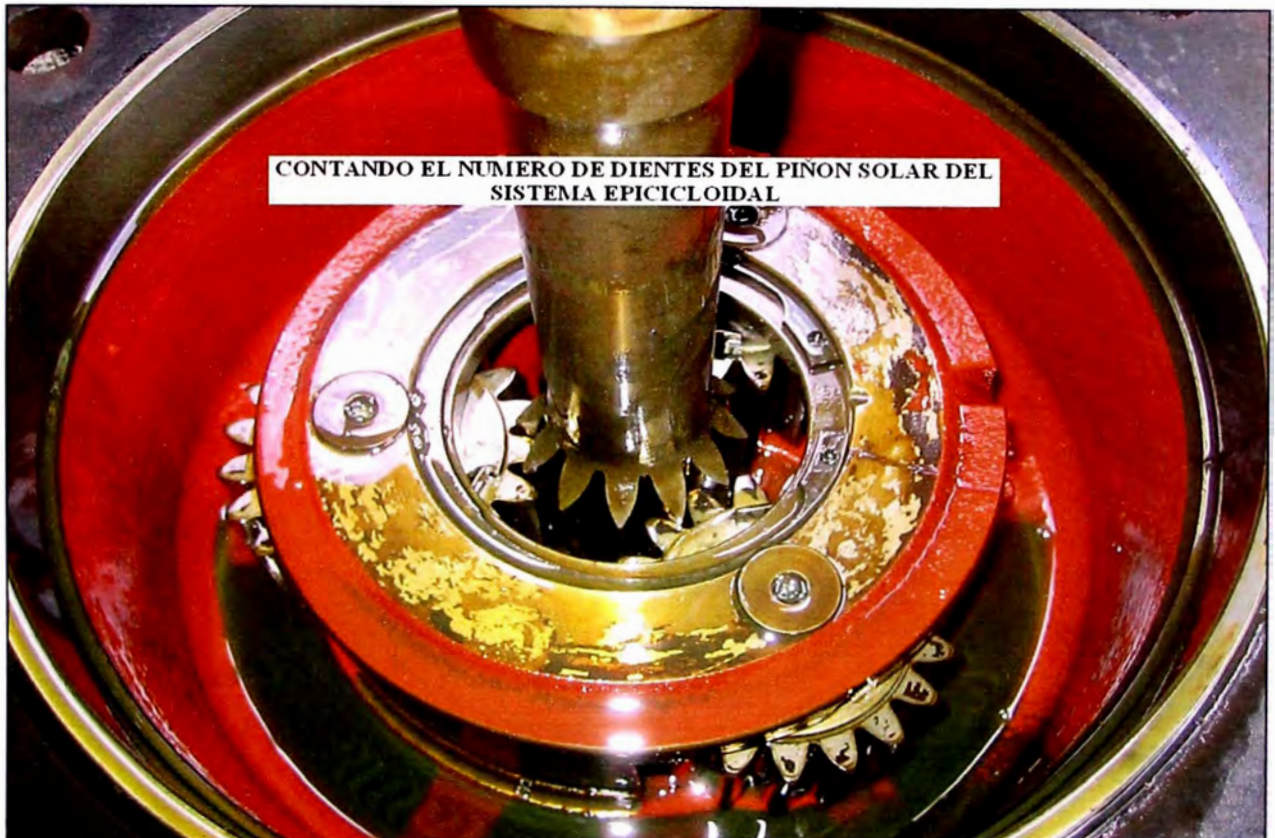
En la figura 16, se observa la toma de datos de RPM que salen de la caja de transmisión en las diferentes velocidades, con un tacómetro digital. Se aprecia además el disco de parqueo el cual tiene un cabezal en la parte superior de éste y con la ayuda de 2 pastillas de freno sirve como freno de estacionamiento del sistema antiguo.



**Figura 15 Medición de las RPM**



En la figura 16 se observa el sistema de transmisión epicicloidal del eje propuesto para este proyecto.



**Figura 16 Sistema epicicloidal del eje modificado**

En la figura 17 se observa la corona dentada que engrana directamente en el sistema de la figura 16.



**Figura 17 Corona del sistema epicicloidal modificado**



**Figura 18 Llanta del equipo**

### **3.2 Cálculo de la capacidad de frenado**

Para el caso que estamos viendo, la situación más crítica se presenta en una rampa de la mina cuando el equipo está subiendo, se agota el motor y se apaga , entonces, empezaría a retroceder en el supuesto que los frenos no respondan adecuadamente, el componente de la fuerza que hará que el equipo retroceda, es igual a la fuerza de rozamiento, según se vió en el diagrama del cuerpo libre de la fig.5 por lo que la fuerza que provienen de los frenos tiene que ser mayor que la fuerza de rozamiento para garantizar que el equipo se detendrá.

$$F_r = \mu \cdot N \cdot \sin \alpha$$

Donde:

$\alpha$  es la gradiente máxima en la mina, que es 25 por ciento equivalente a  $14^\circ$

$\mu$  coeficiente de fricción, de acuerdo al cuadro se estima en 0,7

N la normal que es el peso, para el caso mas crítico que es el lubricador, se pesó en la balanza de Cobriza y pesa 12 000 Kg.

### 3.2.1 Torque en los frenos considerando presión uniforme

La fuerza de rozamiento resulta:

$$F_r = 0,7 \times 12\,000 \times 0,24 \times 9,81$$

$$F_r = 19,776 \text{ N}$$

Por otro lado:

El torque imprimido por lo frenos de parqueo utilizando la hipótesis de freno nuevos ò presión uniforme sería:

$$T = \frac{\mu \pi p_m}{12} (D^3 - d^3)$$

Donde:

$\mu$  es el coeficiente de fricción del disco, que de acuerdo a la tabla 1 estimamos 0.06

$p_m$  es la presión imprimida a los discos que es 35 bar ò 3 500 000 Pa.

D es el diámetro mayor del disco que es 20 cm ò 0,2m

d es el diámetro menor del disco que es 14 cm ò 0,14m

Por lo que reemplazando en la fórmula anterior resulta:

$$T = 0,06 \times 3,1416 \times 3\,500\,000 (0,2^3 - 0,14^3)/12$$

$$T = 2\,88,96 \text{ N-m}$$

Pero el torque  $T = F \times r$

Donde  $d$  es el radio de la llanta = 0,55m

De donde la fuerza  $F$  imprimida por los frenos en el suelo es:  $F=T/r$

$$F = 2\,88,96 / 0,55$$

$$F = 525,38 \text{ N}$$

El eje diferencial internamente tiene 6 discos a cada lado, en total tiene 12 discos de freno y dos ejes (delantero y posterior), trabaja por ambas caras, por lo que la fuerza de frenado resulta:

$$F = 2 \times 2 \times 6 \times 2 \times 525,38$$

$$F = 25\,218 \text{ N.}$$

Esta fuerza  $F$  de 25 218N es mayor que la fuerza de rozamiento de 19 776N, por lo que el sistema propuesto es capaz de detener al equipo.

### **3.2.1 Torque en los frenos considerando desgaste uniforme**

El torque imprimido por lo frenos de parqueo utilizando la hipótesis de freno con desgaste uniforme sería:

$$T = \frac{\mu \pi P_m d}{8} (D^2 - d^2)$$

Por lo que reemplazando en la fórmula anterior resulta:

$$T = 0,06 \times 3,1416 \times 3\,500\,000 \times 0,14 (0,2^2 - 0,14^2)/8$$

$$T = 235,52 \text{ N-m}$$

Pero el torque  $T = F \times r$

Donde  $d$  es el radio de la llanta = 0,55m

De donde la fuerza  $F$  imprimida por los frenos en el suelo es:  $F=T/r$

$$F = 235,52 / 0,55$$

$$F = 428,22 \text{ N}$$

El eje diferencial internamente tiene 6 discos a cada lado, en total tiene 12 discos de freno y dos ejes (delantero y posterior), trabaja por ambas caras, por lo que la fuerza de frenado resulta:

$$F = 2 \times 2 \times 6 \times 2 \times 428,22$$

$$F = 20\,554 \text{ N.}$$

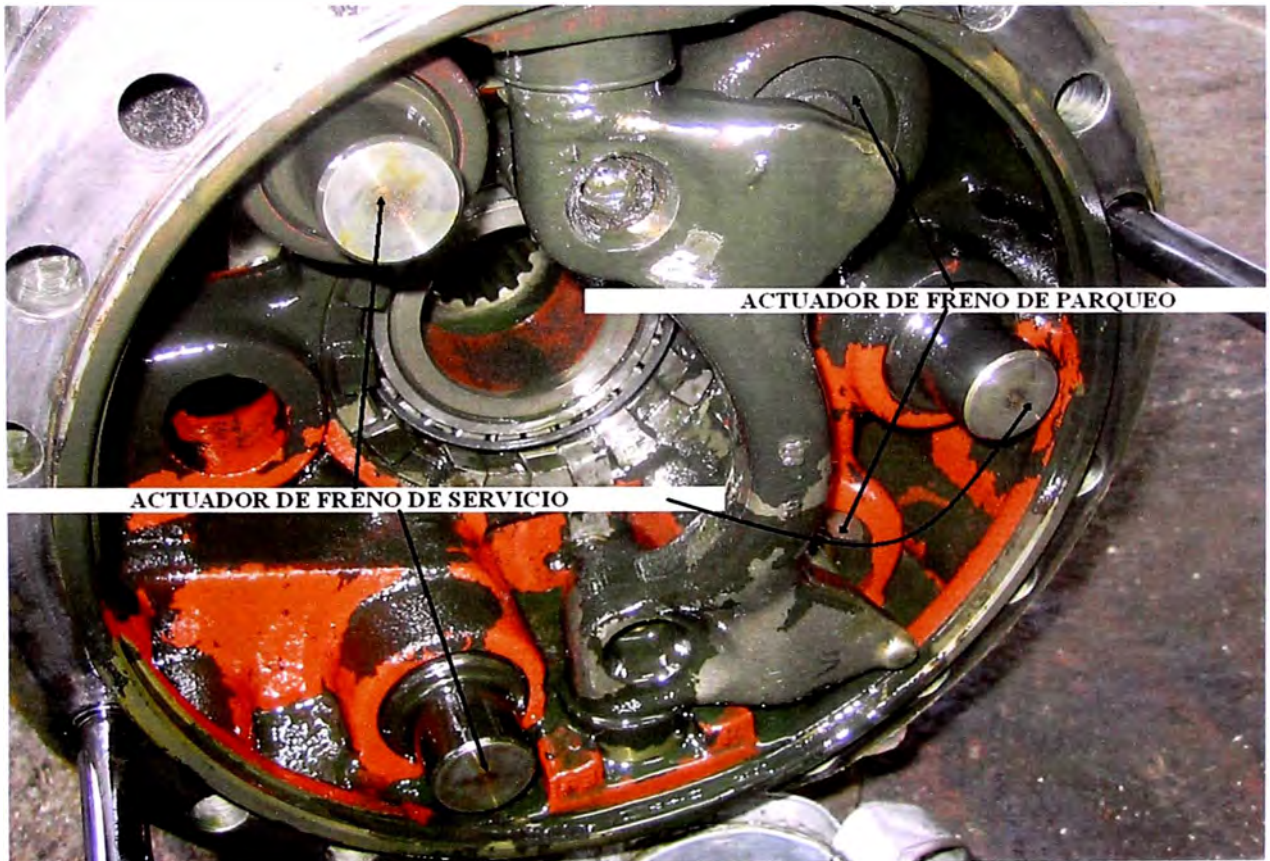
Esta fuerza  $F$  de 20 554N es mayor que la fuerza de rozamiento de 19 776N, por lo que el sistema propuesto para la hipótesis de desgaste uniforme también es capaz de detener al equipo.

En la figura 19 podemos observar los discos de freno, llevan en total por eje 12 discos, 6 por lado.



**Figura 19 Discos de freno**

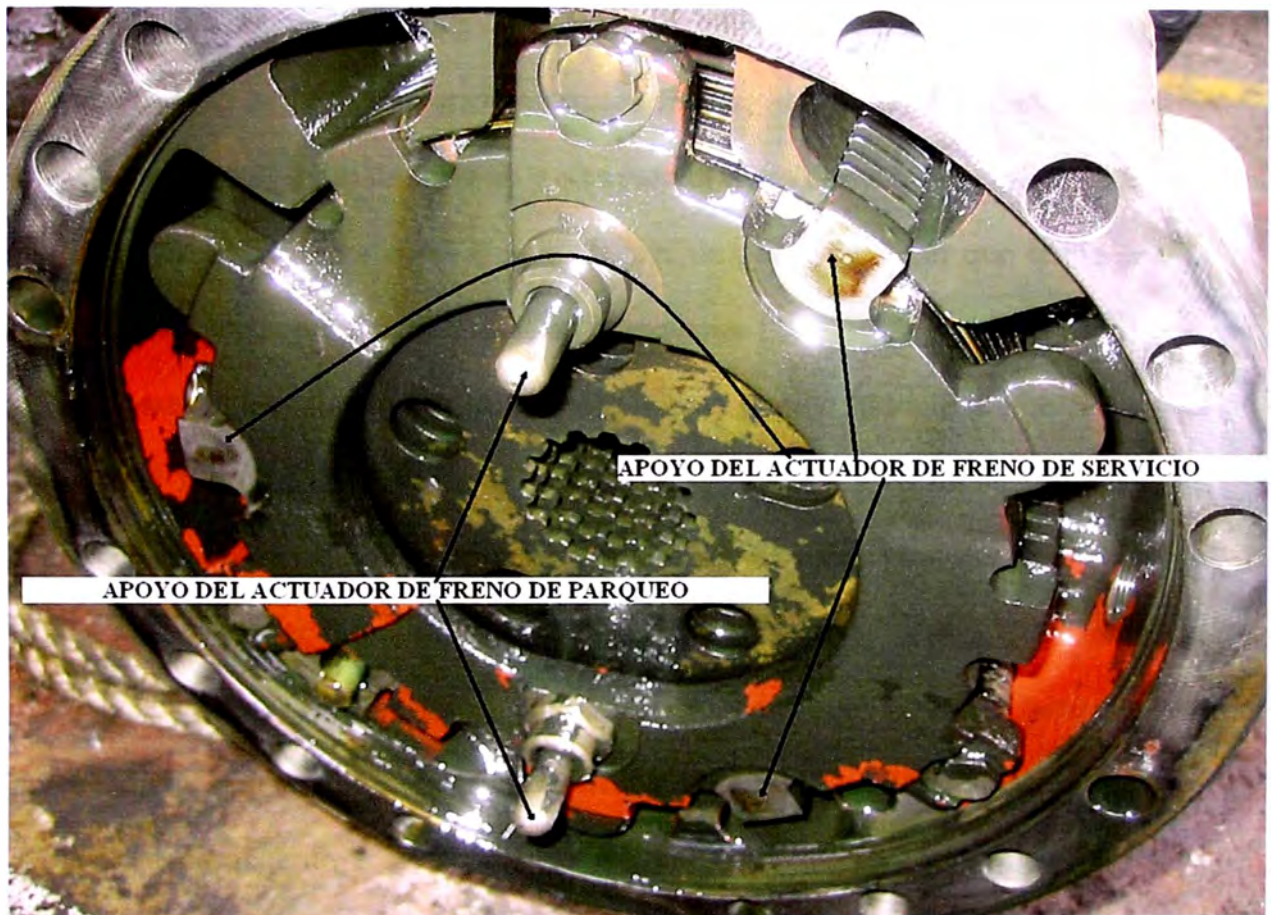
En la figura 20 podemos observar 3 actuadores de freno de servicio, hasta estos actuadores llega la presión hidráulica de 80 bares, produciendo que el pistón salga y pueda presionar a los discos de freno de servicio.



**Figura 20 Actuadores de Frenos de Servicio y Parqueo**



En la figura 21 podemos observar los 3 puntos donde se apoya el pistón para presionar a los discos de freno de servicio.



**Figura 21 Apoyos de los actuadores de freno**

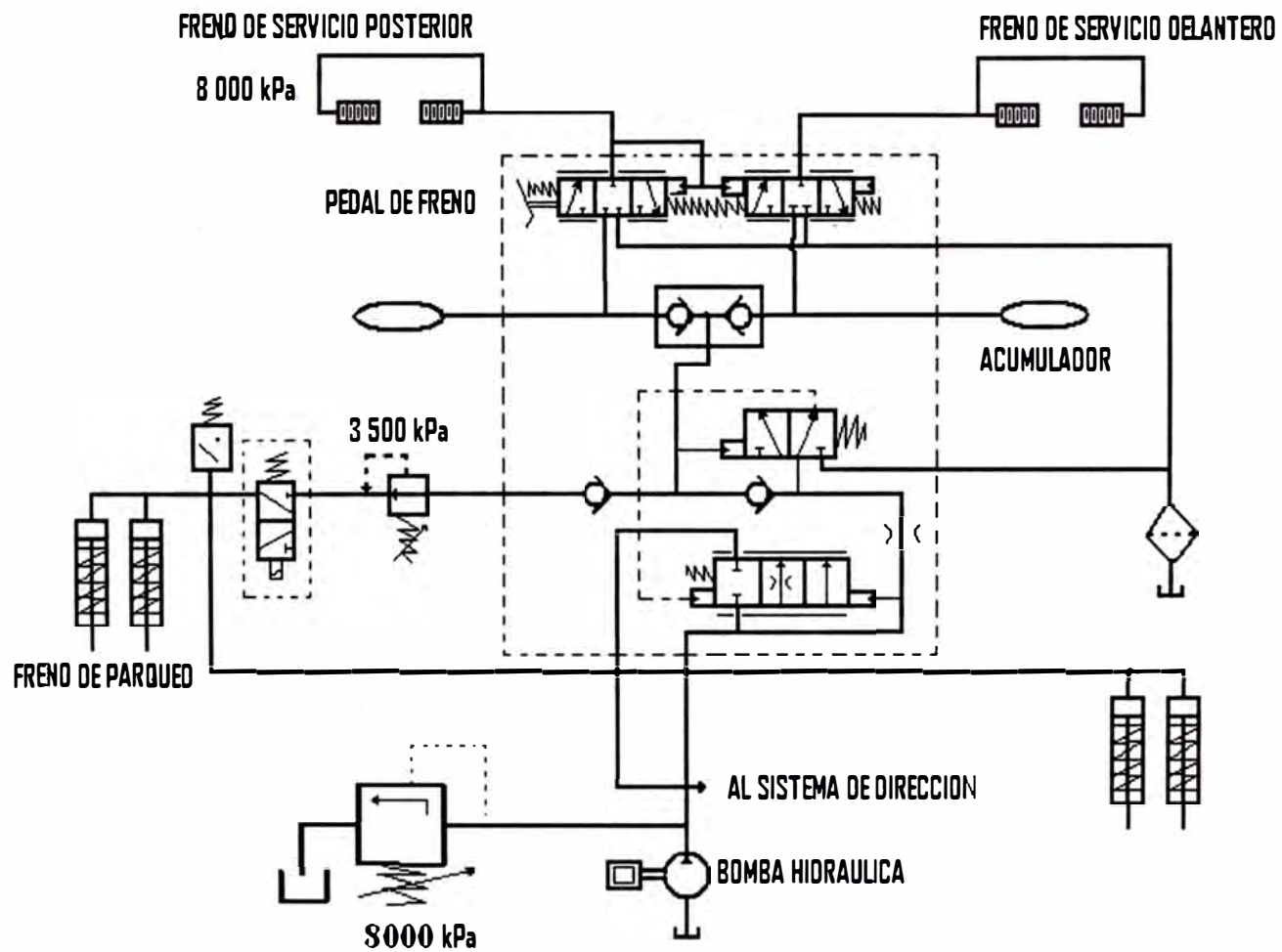
### **3.3 Modificación del sistema hidráulico**

La modificación consiste en:

El sistema hidráulico antiguo sólo le llegaba una línea de presión al eje diferencial, que es donde se encuentran los frenos, ahora deben llegar 2 líneas de presión una para el freno de servicio y otra para el freno de parqueo.

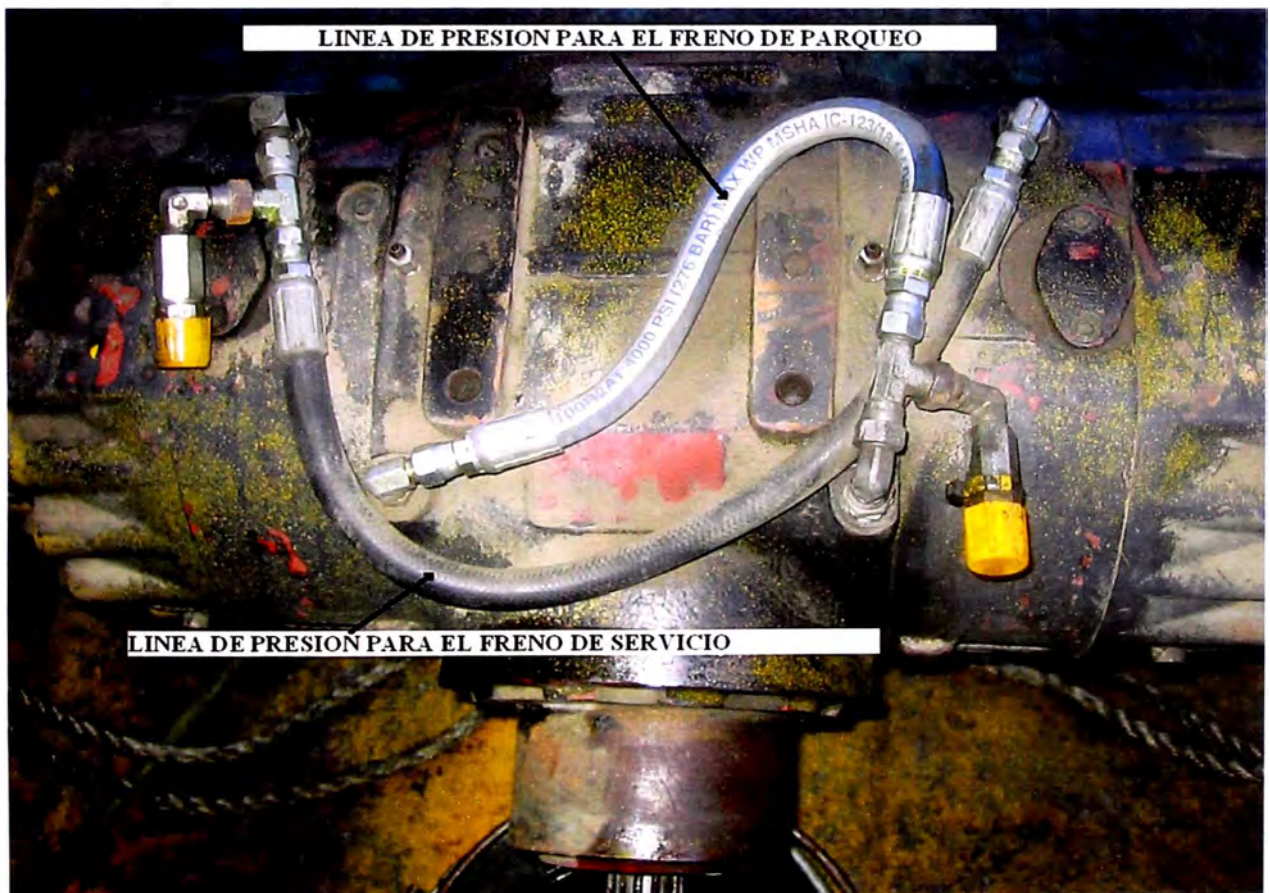
Para esto se requiere colocar una válvula de pedal de freno que tenga esas 2 derivaciones, según puede observarse en el esquema 1.

Para este nuevo sistema se utilizará la misma bomba hidráulica que el sistema antiguo, el flujo de igual forma se origina en la bomba y es accionada mediante engranajes desde la caja de transmisión y esta a su vez desde el motor. El sistema de frenos de servicio y frenos de parqueo son independientes dentro del mismo eje diferencial utilizan los mismos discos, la presión que le llega también son independientes , para el freno de servicio es 8 000 kPa y a la del freno de parqueo es 3 500 kPa de acuerdo a la recomendación del fabricante de estos ejes. Para este sistema nuevo se puede ver en la figura 22 las mangueras que conectan al eje diferencial son 2 una que lleva presión al sistema de freno de servicio y otra que lleva presión al sistema de freno de parqueo.



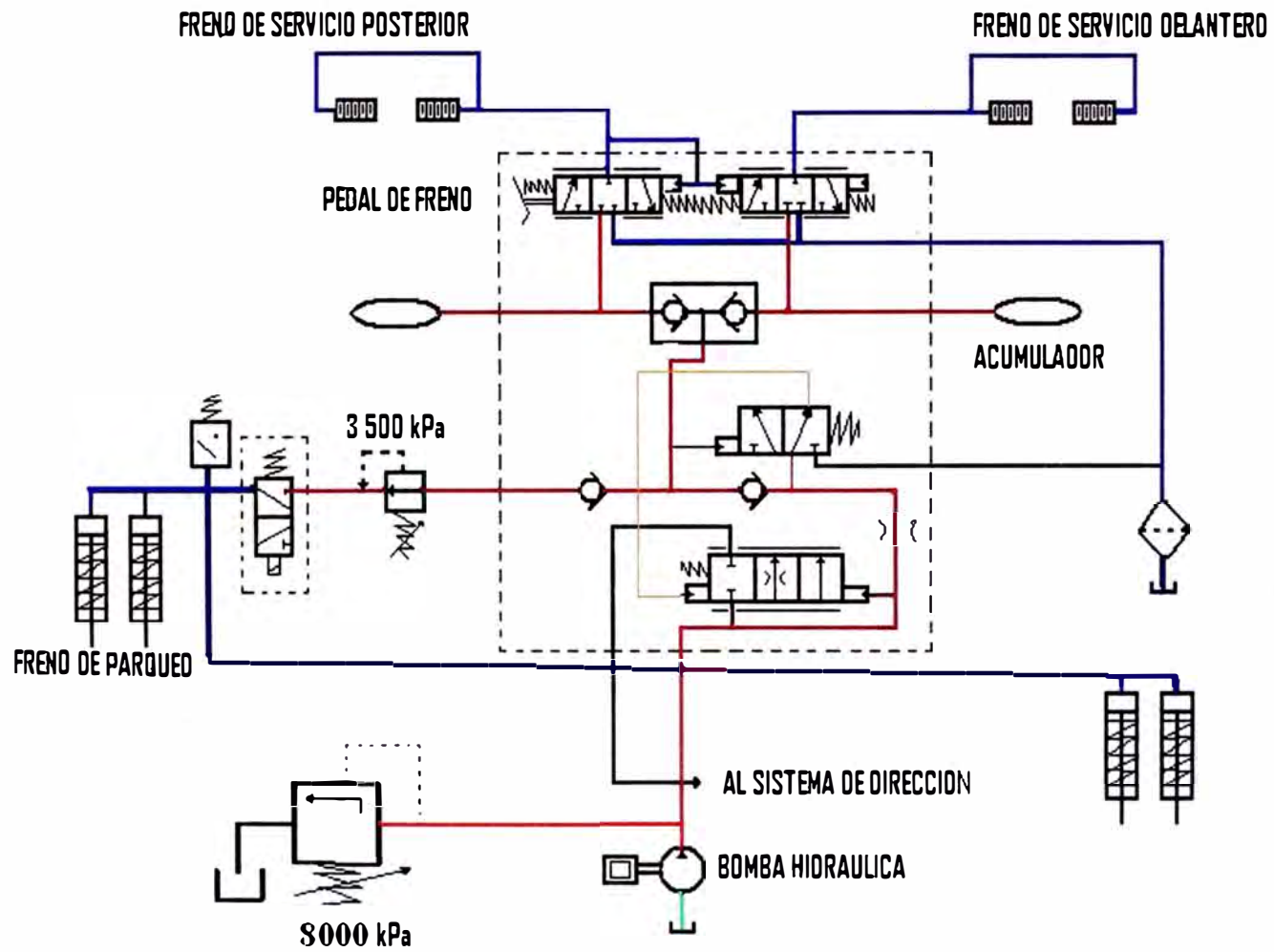
ESQUEMA 1. SISTEMA HIDRAULICO MODIFICADO

En la figura 22 se puede observar las líneas de presión que van a los actuadores de freno de servicio y parqueo, son 2 líneas para cada lado del eje.



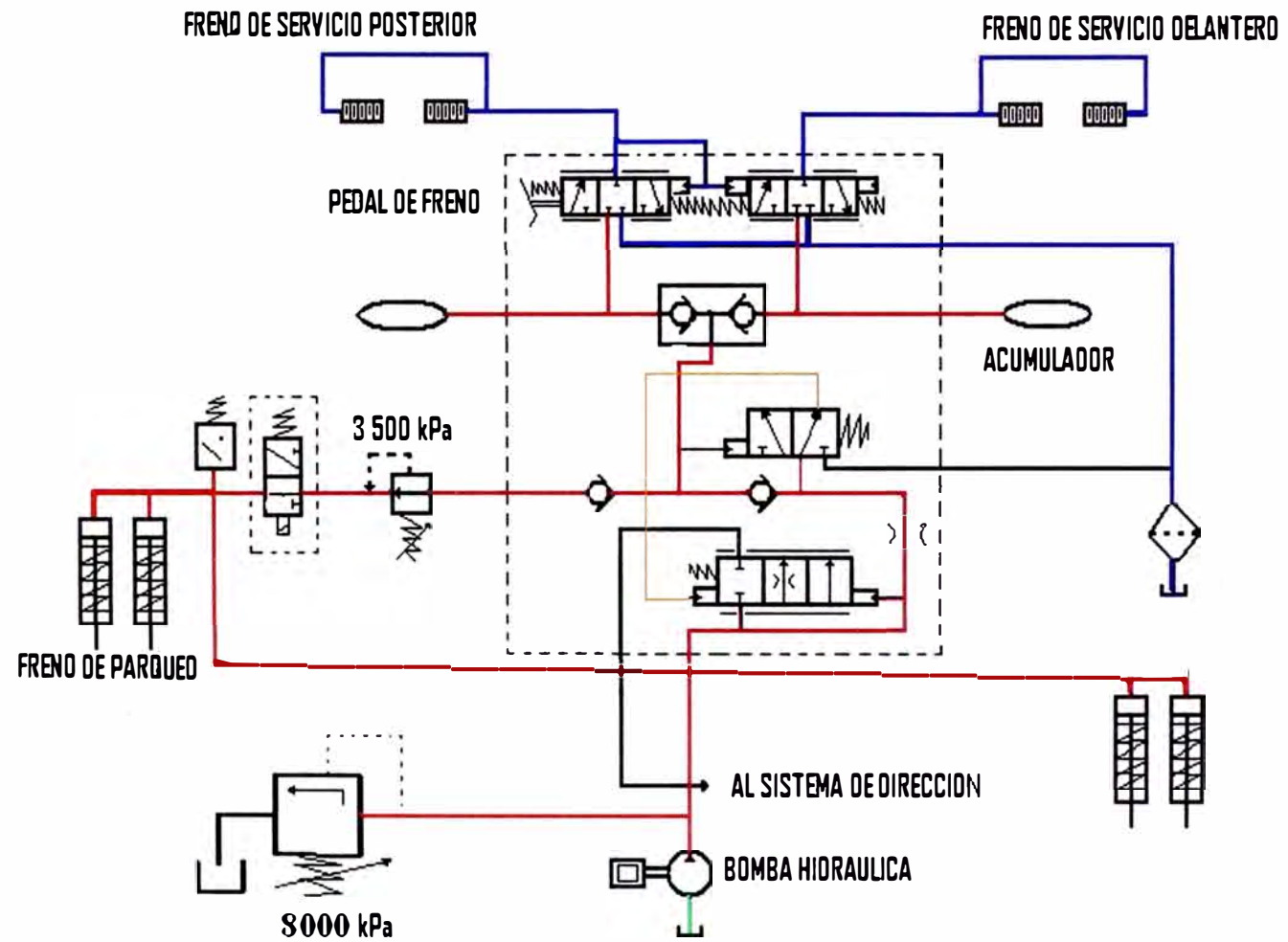
**Figura 22 Líneas de presión para los frenos**

En el esquema 2, se observa el sistema hidráulico en el momento que se arranca el motor diesel, la bomba hidráulica succiona el aceite del tanque y lo envía hacia la válvula de pedal de freno, internamente en la válvula hay una válvula check (válvula anti retorno) que permite que el aceite no retorne a la bomba, luego pasa por otra check hacia una válvula reductora de presión la cual hace que la presión caiga a 3 500 kPa , luego llega a la válvula de parqueo (esta válvula es accionada por el operador cuando quiere parquear su equipo) como el motor recién se arrancó , la válvula de parqueo está normalmente en la posición que no permite el paso de aceite, al no llegar aceite a los discos de freno del diferencial, los resortes internos de este mantienen a los discos apretados, por lo que el equipo está inmobilizado. Hay otra ramificación del aceite a la salida de la primera check, el aceite llega a una doble check y luego a 2 acumuladores que permiten almacenar energía hidráulica para cuando se requiera, asimismo esta doble check no permite que el aceite retorne y se pueda mantener la presión de los acumuladores, luego el aceite llega hacia la válvula de pedal de freno, esta se encuentra en posición neutral y no permite el paso de aceite, sólo pasará el aceite cuando el operador pise el pedal.



ESQUEMA 2. BOMBA HIDRAULICA FUNCIONANDO

En el esquema 3, cuando el operador va a iniciar su marcha con el equipo, tiene que accionar la válvula de parqueo, presionando un botón, este botón envía señal eléctrica al solenoide que está instalado en la válvula, haciéndola cambiar de posición, la cual permite que el aceite hidráulico fluya hacia un actuador que presiona a los resortes, liberando a los discos de freno, por lo que el equipo se encuentra en condiciones para moverse. Si por alguna circunstancia cayera la presión, los resortes que se encuentran comprimidos, recuperarán su posición natural, presionando a los discos de freno, haciendo que la máquina quede inmovilizada, este es la razón principal de este proyecto, como recordaremos, se ha tenido muchos accidentes por haberse apagado el motor diesel en una rampa, al haberse quedado el equipo sin presión hidráulica.



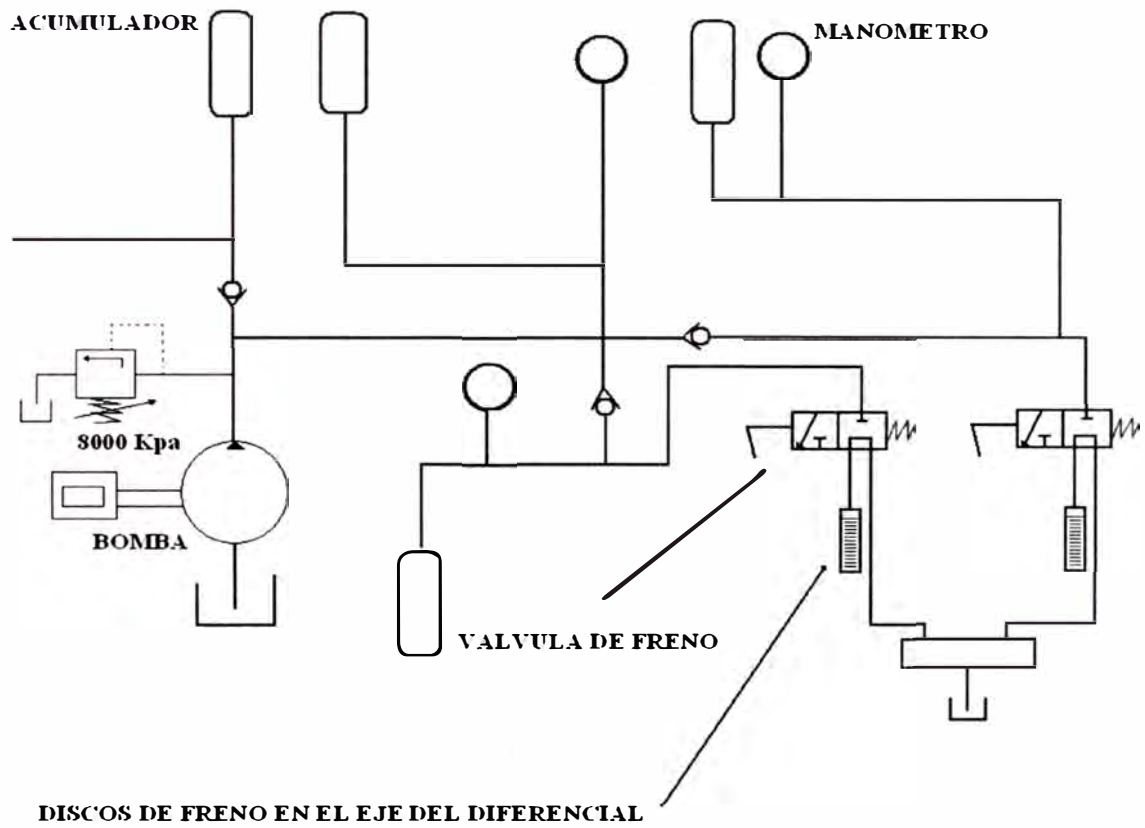
ESQUEMA 3 FRENO DE PARQUEO LIBERADO



En el esquema 4, cuando el operador ya inició el movimiento del equipo, entonces va a requerir pisar el pedal de freno, en ese momento la válvula del pedal de freno de servicio cambiará de posición, permitiendo que pase el flujo de aceite a través de esta, llegando hacia unos actuadores que permiten presionar los discos de freno, permitiendo frenar el equipo. Nótese que cuando el operador pisa el pedal de freno, primero acciona el cuerpo de la válvula que está inmediatamente después del pedal, permitiendo que el aceite fluya primero hacia el freno posterior, luego el aceite acciona el segundo cuerpo de la válvula y enviará el aceite hacia el freno delantero, esto es cuestión de milésimas de segundo y permite que el equipo tenga una frenada eficiente.

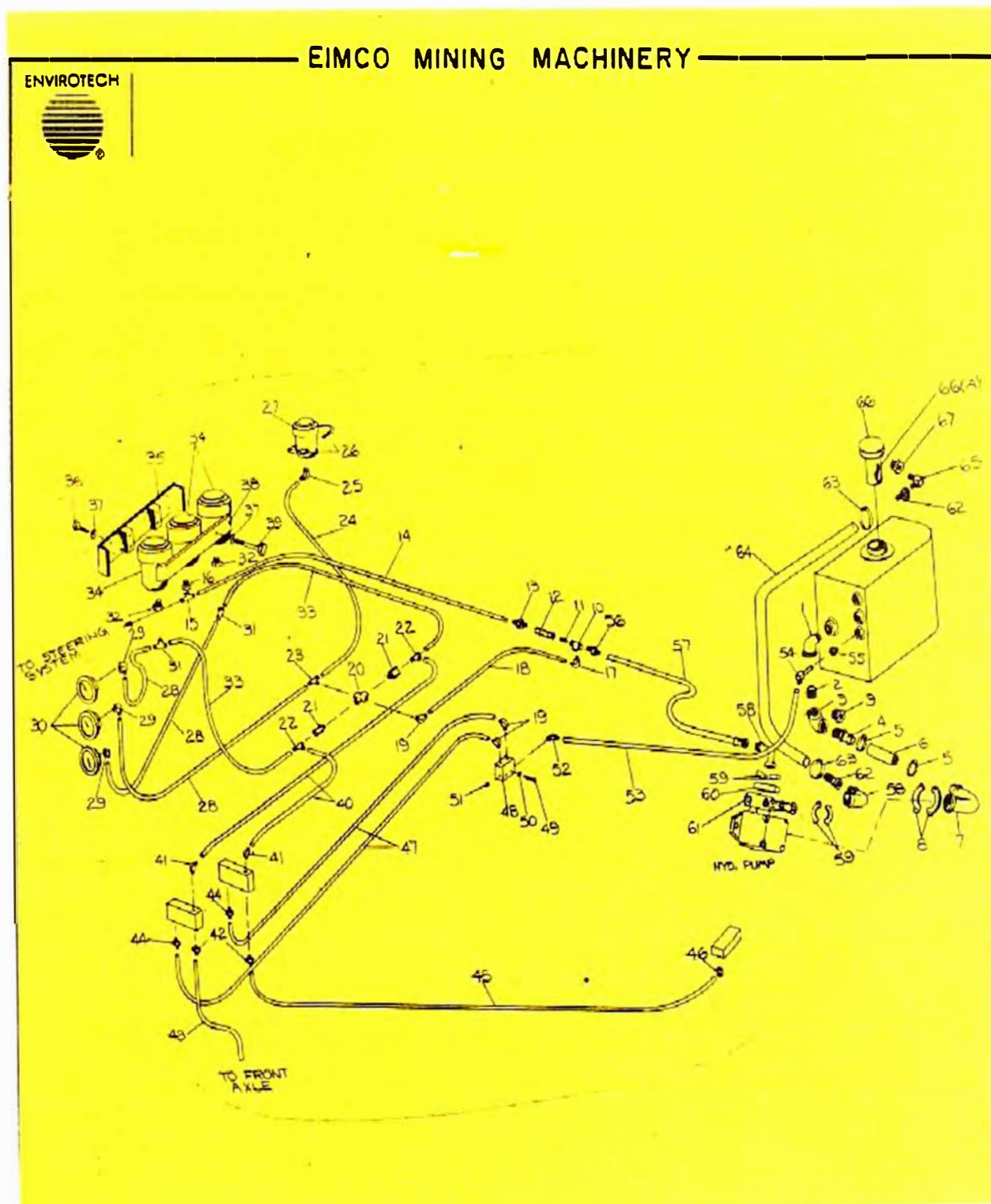


En el esquema 5, vemos el sistema hidráulico anterior, trabajaba con una bomba de vanes de 10 galones por minuto, el sistema estaba calibrado a 8 000 kPa de presión , mediante una válvula de alivio ubicada en la bomba. Como vemos flujo de aceite es originado en la bomba y pasa por la válvula de pedal de freno, parte del flujo se va al sistema de dirección y parqueo y otra parte al sistema de frenos que está ubicado en el eje diferencial y mediante unos acumuladores de 1 galón mantienen la presión del sistema para alguna emergencia, en la práctica no ha cumplido su cometido por diversas razones (acumuladores perforados, mantenimiento no adecuado, poco tiempo para actuar en la emergencia). En la figura 23 podemos observar como era el sistema hidráulico anterior, al cual he preparado el esquema 5 correspondiente.



**ESQUEMA 5 SISTEMA HIDRAULICO ANTIGUO**

En la fig. 23 se muestra el sistema hidráulico del equipo el cual será modificado



**CAPITULO 4**  
**ESTRUCTURA DE COSTOS**

Para la modificación se van a requerir repuestos, materiales y mano de obra. El rubro repuestos se calcula los costos de todo lo que se va a necesitar, sin embargo es importante mencionar que los repuestos más costosos como son el eje diferencial y la válvula de pedal de freno se tiene en stand by en los talleres de la mina, por lo que para este proyecto no significará un costo adicional, pero es importante tenerlo en cuenta para la modificación de los próximos equipos. El rubro mano de obra, de acuerdo al Presupuestos de Mantenimiento, el costo de la mano de obra es de \$ 7 por hora para mecánicos, soldadores y \$ 6 por hora para electricistas y torneros, en este costo ya está incluido los costos por energía, herramientas, implementos de seguridad, materiales para el mantenimiento del taller.

**Costos de Repuestos**

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
1	2	Eje diferencial	20 256	40 512
2	4	Abrazaderas de muelle	40	160
3	8	Tuercas para abrazadera muelle	5	40
4	1	Eje cardán delantero	800	800
5	1	Eje cardán posterior	1 000	1 000
6	4	Aros de llanta	1 100	1 100
6	1	Válvula de pedal de freno	1 200	1 200
7	1	Válvula de parqueo	600	600
8	1	Set de mangueras	300	300
9	1	Repuestos eléctricos, switch	150	150
			Sub-total 1	<b>\$ 45 862</b>

**Costos de Materiales**

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
1	2	Kg. de electrodos	5	10
2	10	Galón de aceite 140	7	70
3	1	Plancha de ½ x 30" x 30"	50	50
			Sub-total 2	<b>\$ 130</b>

**Costos de mano de obra**

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
1	30	Horas de mecánico	7	210
2	8	Horas de soldador	7	56
3	3	Horas de electricista	6	18
4	3	Horas de tornero	6	18
			Sub-total 3	<b>\$ 302</b>


**TOTAL \$ 46 294**

Un equipo nuevo cuesta alrededor de \$300 000, por lo que la alternativa de modificarlo para darle seguridad al equipo es lo mas conveniente en estos momentos para la empresa, además que se moderniza , porque a medida que la máquina se hace más antigua, los repuestos son más difíciles de conseguir y los fabrican a pedido resultando más costoso.

La modificación para el primer equipo sólo costó \$ 4 582 en vista de que contábamos con esos ejes diferenciales y válvula de freno, la empresa tiene otros equipos que usan este tipo de diferencial , lo cual es conveniente para la standarización y no incrementar inventarios en bodega. Sin embargo para los siguientes equipos si es necesario realizar el gasto de \$46 294.

La empresa en estos momentos no cuenta con la solvencia suficiente para adquirir equipos nuevos para reemplazo de esta flota, sin embargo si está haciendo

denodados esfuerzos por adquirir maquinaria y equipos nuevos para poder cumplir con los compromisos gubernamentales del PAMA.



A COTIZACION N°: 133259 STOCK Fecha: 17/04/2008  
Página: 1

SEÑORES DCE RUN PERU S.R.L. AV. VICTOR ANDRES BELAUNDE 147 CENTRO EMPRESARIAL REAL VIA PRINCIPAL 155 TORRE REAL 3 TIF: 37630381 Fax:	ATENCION A: SR. JORGE SULCA REFERENCIA: SOLICITUD 17.04 COD. CLIENTE: 630381 RUC: 20376303811 COND. PAGO: FACTURA 30 DIAS VENDEDOR: HUGO ARCE
---	--

Linea	Item	Descripción	Cantidad	U/M	Plazo Entrega	Precio Unitario	% Desccto	Total
1	5112321564	TRANSMISION R.A 5112303679	1	UN	30	20,256.00		20,256.00
TOTAL USD								20,256.00
							Aplicar: 10% de descuento	

- Los Precios no Incluyen IGV  
 - La factura podra ser Pagada en Nuevos Soles al tipo de cambio Vigente  
 - Plazo de entrega en dias, contados a partir de la fecha de recepcion de la orden de Compra, salvo previa venta  
 - Agradeceremos incluir en su Orden de Compra el nro. de cotización  
 - Esta cotización tiene una validez de 30 días

**Figura 24 Cotización de un eje diferencial nuevo**



## CONCLUSIONES

- 1.- Con la modificación realizada se ha logrado dar seguridad al operador, al equipo y al ambiente.
- 2.- La velocidad del equipo obtenida con el nuevo eje diferencial es menor que con el eje diferencial antiguo, sin embargo está dentro de la velocidad máxima de circulación permitida en la mina por consideraciones de seguridad, además la velocidad obtenida es la óptima, dado que estos equipos deben circular a bajas velocidades por las condiciones de las vías y no dañar prematuramente al equipo, por lo que se continuó con el proyecto.
- 3.- La capacidad de frenado es la óptima y con esto se está garantizando que en una eventualidad de emergencia la máquina se inmovilice automáticamente, dando seguridad a las personas y/o materiales.
- 4.- La implementación al resto de la flota, va a depender del presupuesto del área o en caso contrario de una decisión gerencial para el cambio de 16 ejes a los 8 equipos que faltan que de acuerdo a la estructura de costos asciende a \$ 46 294 por equipo.
- 5.- Los equipos mientras más antiguos son, se vuelven más costosos porque los repuestos son más difíciles de conseguir y los fabrican a pedido además que el tiempo de entrega se hace más largo, con este proyecto se estaría modernizando una parte del equipo y por lo tanto se puede conseguir repuestos más baratos.
- 6.- También la empresa cuenta con otros equipos que tienen los mismos componentes, como el eje diferencial, esto permite la standarización y no incrementar los inventarios de bodega.

## **BIBLIOGRAFIA**

- 1.- Trenes de engranaje – Ingeniería mecánica [www.elprisma.com](http://www.elprisma.com)
- 2.- Frenos y embragues [eime.univalle.edu.co](http://eime.univalle.edu.co)
- 3.- Fuerza de rozamiento [thales.cica.es](http://thales.cica.es)
- 4.- Curso: Lectura e interpretación de planos electrohidráulicos. Ing. Jesús Nestares.
- 5.- Manual de partes del equipo utilitario marca Eimco modelo 975 año 1980.
- 6.- Manual de partes del Boomer 282 Atlas Copco año 1998.

## ANEXOS

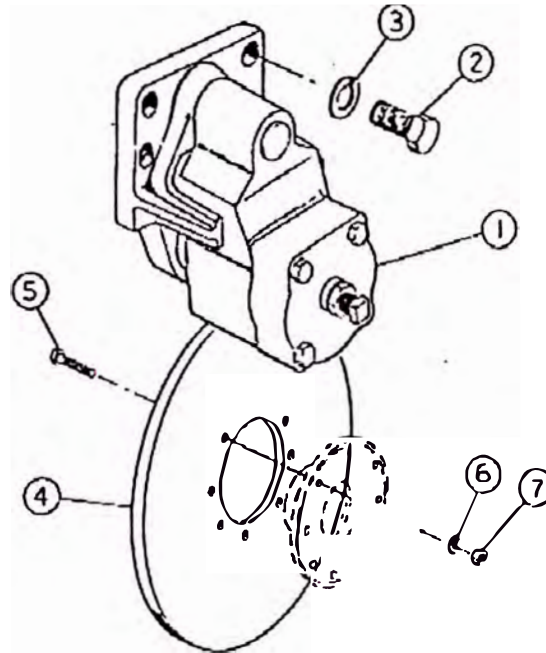


**Figura 25 Equipo utilitario marca Eimco modificado**

Freno de parqueo de disco del sistema anterior que ha sido anulado, dado que el nuevo sistema tiene su freno de parqueo dentro del eje diferencial.

ENVIROTECH

EIMCO MINING MACHINERY



975-120184  
BRAKE GROUP, TRANS.

<u>ITEM</u>	<u>PART NUMBER</u>	<u>QTY</u>	<u>DESCRIPTION</u>
1	975-630214 *	1	CALIPER ASSY., BRAKE
2	T8HG22	4	SCREW, CAP
3	W8MF	4	WASHER, LOCK

**Figura 26 Antigo freno de parqueo**