

Universidad Nacional de Ingenieria

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ Análisis de la Gradiente para el Transito de
Camiones de Alto Tonelaje en la Mina a
Cielo Abierto. - ING. RAUL ROJAS ”**

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

SANTOS JOVINO RIVERA LECARO

PROMOCION: 1981 - 1

LIMA . PERU . 1992

RESUMEN

La baja disponibilidad de utilizar los camiones WABCO 85C en cualquier banco y nivel de explotación de la mina ha sido motivo del análisis de sus causas y factibilidad de corregirlas.

Las diferentes causas, como mala selección del motor en la compra del camión para la capacidad nominal y condiciones geográficas, como las diferentes resistencias internas y externas que tiene que vencer durante su marcha, se ha determinado que la gradiente de la vía es la que más afecta a la capacidad del motor, siendo necesario determinar la óptima para la potencia real de los camiones.

Siguiendo los pasos de cálculo de las diferentes resistencias, considerando diferentes gradientes de la vía, y finalmente corregir por efecto de la altura geográfica por la ubicación de la mina se determinó que la potencia actual del motor para la máxima gradiente (de 8 % a 9 %) es muy baja y reduce considerablemente su utilización producción, esta es la razón de su explotación actual en vías de 4 % de gradiente máximo.

Considerando la potencial real de los motores actualmente en operación se determinó que la gradiente

óptima de vía es de 5.3 % para una producción horaria promedio de 31.50 m³/h y velocidad de 16.31 km/h (271.72 m/min), estando estos valores dentro de los promedios actuales.

Considerando la factibilidad de repotenciar el motor al del modelo inmediato superior de la misma marca (1,050 h.p.) en breve plazo, debido a que los actuales están cumpliendo su vida útil y es necesario adquirir un motor stand by, la gradiente óptima final para estos camiones deberá ser del 6 %, obteniéndose una producción de 38.37 m³/h y a una velocidad de 17.56 km/h (292.55 m/min) parámetros que están dentro de los márgenes actuales.

Finalmente en vista que la vía forma parte del tajo y está incluido dentro de los planes de explotación, como ser zona mineralizada, una modificación del perfil de la vía no representa una inversión de magnitud y en el mejor de los casos en su etapa inicial producirá un ingreso promedio de 239,935 \$ U.S.A. También, la factibilidad de repotenciar el motor está garantizado por la política de reemplazo del motor antiguo que está a punto de cumplir su vida útil y tener fábrica el modelo de mayor potencia que utiliza el mismo sistema de acoplamiento, la transmisión podrá soportar la nueva capacidad del motor.

INDICE

	Página
I INTRODUCCION	3
II CARACTERISTICAS GENERALES	
2.1.-Ubicación y Características del Centro Minero	4
2.2.-Características geológicas y Producción del Tajo	7
2.3.-Geometría de la vía del tajo	9
2.4.-Equipos de Transporte de mineral:camiones de alto tonelaje	13
2.5.-Sistema de Propulsión de los Camiones	14
2.6.-El motor diésel:tipos,capacidades de potencia	15
III CARACTERISTICAS DE MARCHA DEL VEHICULO	
3.1.-Resistencias en el Sistema de Transmisión	
3.1.1.-En los componentes internos	21
3.1.2.-Resistencia a la Rodadura	23
3.1.3.-Resistencia a la Pendiente	25
3.1.4.-Resistencia a la Inercia	26
3.1.5.-Resistencia al Viento	27
3.2.-Análisis de la Fuerza de tracción y adherencia	28
3.3.-Balance de tracción del vehículo en movimiento	42
3.4.-Características de operación de los camiones	45

IV ANALISIS PARA LA SELECCION DEL TIPO DE CAMION

4.1.-Rendimiento de los camiones	56
4.2.-Producción de los Camiones	61
4.3.-Costo unitarios de transporte	65
4.4.-Especificaciones del Fabricante	68
4.5.-Carga real sometido a los camiones	71
4.6.-Selección del camión	73

V BALANCE DE POTENCIA SEGUN LA GRADIENTE

5.1.-Cálculo de la resistencia a la gradiente para la geometría actual del tajo	80
5.2.-Cálculo de la resistencia a la rodadura	85
5.3.-Cálculo de resistencia a la inercia	86
5.4.-Cálculo de resistencia al viento	87
5.5.-Balance de Potencia del Camión	88
5.6.-Influencia de la altura geográfica en el motor	97
5.7.-Gradiente máxima para la potencia del motor	99
5.8.-Verificación de Adherencia	103
5.9.-Influencia de la gradiente en los componentes del sistema de propulsión	104

VI GRADIENTE OPTIMA RECOMENDABLE DE VIA PARA LA MINA A CIELO ABIERTO

6.1.-Influencia del tipo de gradiente en los costos de operación	114
6.2.-Selección de la pendiente y Velocidad óptima del	

III

Vehículo	115
6.3.-Factibilidad de repotenciar el motor	132
6.4.-Factibilidad de modificar la pendiente de ruta	137
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	145
FLANO DEL TAJO	
FLANO DEL PERFIL DE LOS ACCESOS DEL TAJO	
BIBLIOGRAFIA	
APENDICE	

PROLOGO

La minería a cielo abierto ha logrado un gran avance principalmente por la alta mecanización y altas capacidades de producción y para ello se ha desarrollado los equipos de producción de alta capacidad, alto desarrollo tecnológico, con sistemas de control electrónicos y lógicos, considerando el confort del operador, y finalmente altas dimensiones físicas; los equipos de acarreo son camiones de alto tonelaje conocidos como equipos para "fuera de carretera" y servicio extremadamente pesado.

Entonces es importante analizar los factores internos y externos que pueden afectar su rendimiento debido a un error en la selección del equipo y/o error en la programación y proyectos de minado, con la finalidad de considerarlos para una compra y de corregirlos si es que se dispone de ellos.

Dentro de los diferentes factores observados, fruto de la experiencia, está el factor geográfico, el geométrico de la vía, las condiciones del terreno y resistencias propias de los diferentes componentes que conforman el equipo, todos estos factores perjudicarán la potencia real del motor y con ello su capacidad de transporte de carga.

El factor más importante y de mayor influencia es la gradiente de la carretera el cual muchas veces no es

considerado o es visto superficialmente. El objetivo es mostrar la importancia de su efecto para que sea considerado en los proyectos de desarrollo de la mina y se obtenga un rendimiento aceptable de los equipos durante su vida de operación, como una producción a bajo costo.

CAPITULO I

INTRODUCCION

La elección de equipos adecuados para el trabajo de transporte en la minería cielo abierto es un factor determinante para tener bajos costos operativos.

Los perjuicios consecuentes de la compra de un vehículo inadecuado para la operación de transporte, consecuencia normalmente de evaluaciones empíricas o de conceptos pre-formulados, acarrearán mayores costos sobre los precios de los productos finales y reducen la producción.

Los equipos de **acarreo** de estas minas son principalmente camiones con propulsión mecánica, mecánica-eléctrica o eléctrica solamente, siendo el componente principal y común el motor diesel. Dichos motores tienen capacidades que están en el orden de 900 a 1200 hp para capacidades de 85, 100 y 120 tcs del equipo.

Viabilidad técnica de un determinado vehículo en minería es la posibilidad de llevar el material del punto de operaciones al destino, venciendo los obstáculos tanto en carga y descarga, como en el trayecto específico (vía). En el caso de la minería el principal problema encontrado

normalmente es la combinación del estado de la carretera con las gradientes existentes.

Entonces se plantea la necesidad del análisis de la gradiente que proporcione perfecta combinación entre el vehículo, las condiciones geográficas, las condiciones de operación, su productividad y su costo por tonelada transportada. El estudio también se debe a que el desarrollo del tajo esta generando aumento acelerado de la profundidad y en forma limitada el ancho y largo debido las limitaciones por la cercanía de la población civil.

El objetivo del presente trabajo, es por lo tanto, determinar la gradiente de carretera óptima para cumplir con la producción programada y a la vez económica, para la potencia real de los motores instalados en los camiones de alto tonelaje.

Alcance del estudio es la flota de camiones que operan en la mina a cielo abierto (tajo) ING.RAUL ROJAS en la provincia de CERRO de PASCO, Región Andrés Avelino Cáceres, creado con ley N.25020 del 14/4/89.

CAPITULO II

CARACTERISTICAS GENERALES

2.1.-UBICACION Y CARACTERISTICAS DEL CENTRO MINERO

La mina a cielo abierto ING.RAUL ROJAS se encuentra ubicado en la ciudad de Pasco. Pasco esta situado a 180 km.N-29 E de la ciudad de Lima, en las estribaciones occidentales de la cordillera central y una altura de 4,330 m.s.n.m.

La ciudad de Pasco es la capital del departamento de Pasco. Su población esta estimada en mas de 25,000 pobladores y de ella la Unidad de Producción de la EMPRESA MINERA DEL CENTRO ocupa a 3,200.

El clima esta definido en noches extremadamente frios, -8 C. promedio, y dias con temperaturas entre 15 a 18 C.

CARACTERISTICAS DEL TAJO:

Un sistema de explotación de mineral a cielo abierto queda definido por su longitud, ancho, profundidad y talud. El talud se define a pendiente que tiene la zona mineralizada visto en un corte transversal (fig.1).

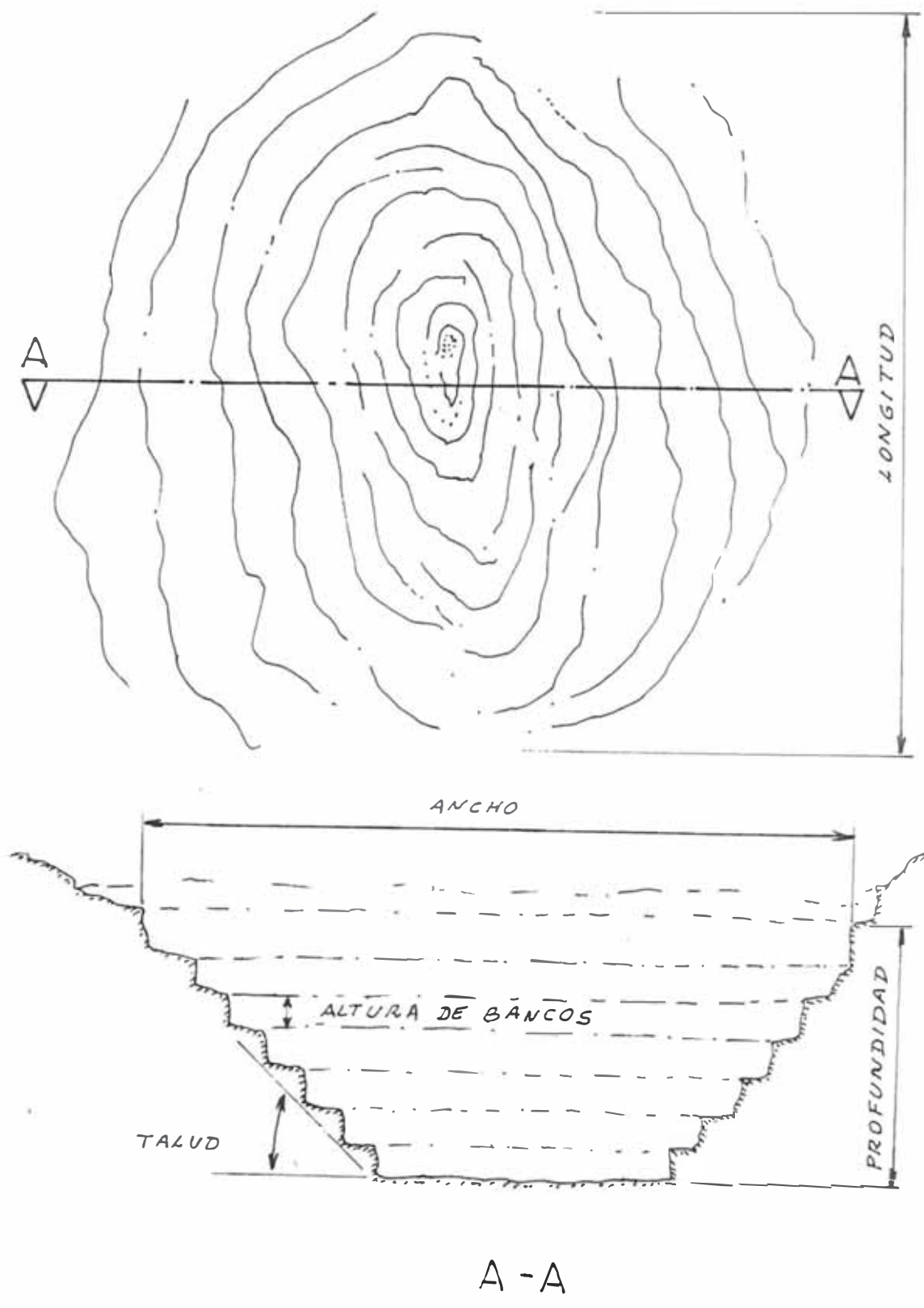


Fig. 1

Las operaciones de minado se iniciaron en pequeña escala en 1,956, explotando minerales de cobre; posteriormente, en 1,963 se inició la explotación sistemática de los cuerpos mineralizados de Pb-Zn.

Según el plan de minado, apéndice I, los parámetros de operación del tajo son:

- Profundidad final.....: 158.17 mt.
- Talud.....: 45 % este, 50 % oeste
- Altura de bancos.....: 10 mt.
- Pendiente máxima de vía.....: 8% (360 mt)
- Producción mes de mineral.....: 34,000 m³.
- Volumen mes de desmonte removido: 266,000 m³.
- Relación desmonte-mineral.....: 7.8:1
- Ancho de rampa.....: 20 mt.
- Sistema de rampa.....: Este y Oeste

2.2.-CARACTERISTICAS GEOLOGICAS Y PRODUCCION DEL TAJO

La producción actual promedio es de 112,000 TCS por mes con leyes promedio de: 3% Pb, 8.3% Zn, 3% oz Ag. Además del plomo y zinc se extraen 23 tipos de materiales con contenido de Ag, Bi, In los cuales son almacenados para su posterior tratamiento.

Existen cuatro tipos de rocas en donde se realizan las operaciones de minado:

- 1.-El aglomerado volcánico.
- 2.-Las calizas paria, parte central y sur del distrito.
- 3.-El cuerpo de sílica-pirita al este.
- 4.-La oxidación de los sulfuros primarios, "pacos"(Pco.).

Dentro de los cuatro tipos de roca se encuentran los 23 tipos de minerales que con el desmonte suman 24 "stock piles"(SP). Estos 24 materiales han sido clasificados en 9 tipos de acuerdo a su dureza, que varían de 2 a 7 en la escala de Mohs. Estos son los 9 tipos de material mineralizado que se extrae dependiendo de la ubicación del banco en explotación.

Las características y producción de estos materiales es como se muestra en el siguiente cuadro:

MATERIAL	DENSIDAD gr/cc	DUREZA	PRODUCCION MES(TM)
Pco, Sp16 y Sp8	2.05	suave	42,000
Cza y Pb-Zn en Cza	2.92	suave	137,600
Py y PySp7	3.97	suave	45,070
Pco y Sp16	2.05	semi-duro	37,860
Volcanico	2.57	semi-duro	64,380
Cza y Pb-Zn en Cza	2.92	semi-duro	321,100
Pb-Zn en Py(pirita)	3.74	duro	62,130
Py, PySp2 y PySp7	3.97	duro	179,300
PySp14	4.32	duro	7,640

TABLA N.1 CLASIFICACION DE MATERIALES Y PRODUCCION
Py=PIRITA Cza=CALIZA

2.3.-GEOMETRIA DE LA VIA DEL TAJO

Una de las **restricciones** principales encontradas que **afectan** la buena performance del vehículo **para el** sistema de transporte en una mina a cielo abierto es la pendiente de carretera y la calidad de la vía.

Una evaluación de la vía actual nos permitirá verificar si es compatible para la flota de vehículos que se dispone.

LOS ACCESOS:

Durante cinco años de observación los **accesos** principales al tajo no han sufrido variación de consideración, lo que varia constantemente son los bancos de explotación y de desarrollo (Ref.plano N.1).

Los accesos principales son: este, oeste y del By Pass a los Depositos (BOTADEROS); el By Pass es el punto donde convergen los dos accesos y es el ingreso principal.

LA VIA-CARRETERA:

LA **vía** de acceso es mantenida permanentemente por motoniveladoras en dos turnos, esto nos permite descartar problemas de estado de su superficie. Como se indicó anteriormente estos accesos varían poco, más será necesario evaluar como se encuentra con respecto a su pendiente, para ello dividiremos en tramos las vías.

Con referencia al plano N.1 el estado de la vía es:

TRAMO (T)	DISTANCIA (m.)	GRADIENTE (%)	RAD. CURV. (m.)
T-62	400	2.83	-
T-61	40	7.88	-
T-60	200	5.89	40
T-59	60	3.45	-
T-58	230	8.44	-
T-57	160	6.66	-
T-56	310	6.35	64
T-55	100	7.82	-
T-54	180	4.55	-
T-53	260	8.10	-
T-52	80	4.53	31
T-51	235	7.62	-
T-50	190	6.24	-

TABLA N.2 DISTANCIAS-GRADIENTES-RADIOS DE CURVATURA
ACCESO ZONA OESTE

Tramo final concluye en By-Pass.

TRAMO (T)	DISTANCIA (m.)	GRADIENTE (%)	RAD. CURV. (m.)
T-15	100	8.7	-
T-14	40	7.0	-
T-13	74	1.29	-
T-12	42	2.8	-
T-11	150	9.10	-
T-18	282	0.11	-
T-17	62	5.0	-
T-16	64	7.5	-
T-10	180	8.78	-
T-9	220	8.0	16
T-8	254	5.46	16
T-7	262	5.86	-
T-6	122	1.91	-
T-5	124	6.17	-
T-4	330	3.76	-
T-3	296	7.58	-
T-2	100	7.76	-
T-1	70	1.63	-

TABLA N.3 DISTANCIAS-GRADIENTES-RADIO DE CURVATURA
ACCESO ZONA ESTE

Tramo final concluye en By-Pass.

TRAMO (T)	DISTANCIA (m)	GRADIENTE (m)
B-P a SAN EXPEDITO	450	1.2
B-P a CHANCADORA PARAGSHA	915	2.1
B-P a OFICINA ANTIGUA	845	2.1
B-P a C.E.	190	0.7
C.E. a E.1	300	-0.5
E.1 a E.2	160	5.1
E.2 a BOTADERO EXCELSIOR	470	6.8
C.E. a BOTADERO SP7A	840	3.3
C.E. a CURVA PAMPA SECA (CPS)	1,350	1.7
CPS a BOTADERO PAMPA SECA	160	2.4

TABLA N.4 DISTANCIAS-GRADIENTES A STOCK-BOTADEROS

C.E.=CRUCE DE ESTACION E.=ESTACION B.P.=By Pass

En los cuadros anteriores se nota que no hay una pendiente de carretera uniforme y son pocas las curvaturas de radio mínimo por lo que la descartamos del análisis.

De estudios realizados por parte del Departamento de Ingeniería de la Empresa se ha determinado que la distancia de acarreo para los camiones se incrementa en 130 m. en promedio cada vez que se profundiza el tajo en 10 m. reduciendo la capacidad de transporte de la flota en 100bcm/h. En el apéndice II se muestra la curva de variación de la capacidad de transporte vs. elevación (profundización) del tajo.

2.4.-EQUIPOS DE TRANSPORTE DE MINERAL:CAMIONES DE ALTO TONELAJE

CAMIONES DE ALTO TONELAJE:

La flota principal de transporte en minas a cielo abierto son los camiones de alto tonelaje comunmente denominados "camiones para fuera de carretera". Dependiendo de la capacidad de producción y del diseño de las operaciones de la mina estos camiones son de diversas capacidades.

Actualmente la mina dispone de tres (3) flotas de camiones cuyas características operacionales se resume en la tabla N.5.

MARCA	MODELO	CANTIDAD	ANO OP.	CAPACIDAD	
				(m ³ .)	(TN)
WABCO	85C-BF-A21	2	1980	24	85
LECTRA HAUL	M-85	4	1974	28	85
LECTRA HAUL	M-100	4	1977	28	100
		2	1979	28	100
		2	1981	28	100
		2	1982	28	100
DART KW	D-2440	2	1965	13.5	44
		4	1967	13.5	44
		3	1970	13.5	44

TABLA N.5 FLOTA DE CAMIONES DE TRANSPORTE DEL TAJO

Las características anteriores son las que diferencian entre sí las tres flotas.

CARACTERISTICAS DE LOS CAMIONES:

En general la flota de camiones es con tolva de volteo posterior y control hidráulico. Viene equipado con un motor diésel refrigerado por agua. El chasis es de bastidor rígido tipo caja y equipado con cuatro amortiguadores para este tipo de equipos. Posee un solo eje de propulsión posterior. El control de marchas es variado y existe los siguientes tipos:

- Mecánico-Hidráulico
- Eléctrico-Hidráulico (con analizador lógico)
- Electrónico-Eléctrico (tarjetas electrónicas)

De todas las características que poseen los equipo para el análisis es necesario estudiar el sistema de propulsión y el motor diésel el resto se descarta por no tener influencia apreciable en el rendimiento del equipo.

2.5.-SISTEMA DE PROPULSION DE LOS CAMIONES

El sistema de propulsión que usan los camiones son:

- a.- MECANICO
- b.- ELECTRICO

A.-SISTEMA MECANICO:

Este sistema normalmente se usa para los camiones de baja y mediana capacidad. En nuestro caso lo usan los camiones DART KW de 44 TN y WABCO de 85 TN.

El sistema esquemático para cada equipo se representa en las figuras .2 y 3.

B.-SISTEMA ELECTRICO:

Este sistema actualmente tiene gran demanda en los camiones de alto tonelaje, de 85 TN a más.

El esquema básico es el mismo en diferentes marcas de fabricantes. Una de sus grandes ventajas es el **control** automático el cual permite dar confort al operador, además elimina el uso de componentes de grandes dimensiones en comparación con un sistema mecánico para la misma capacidad.

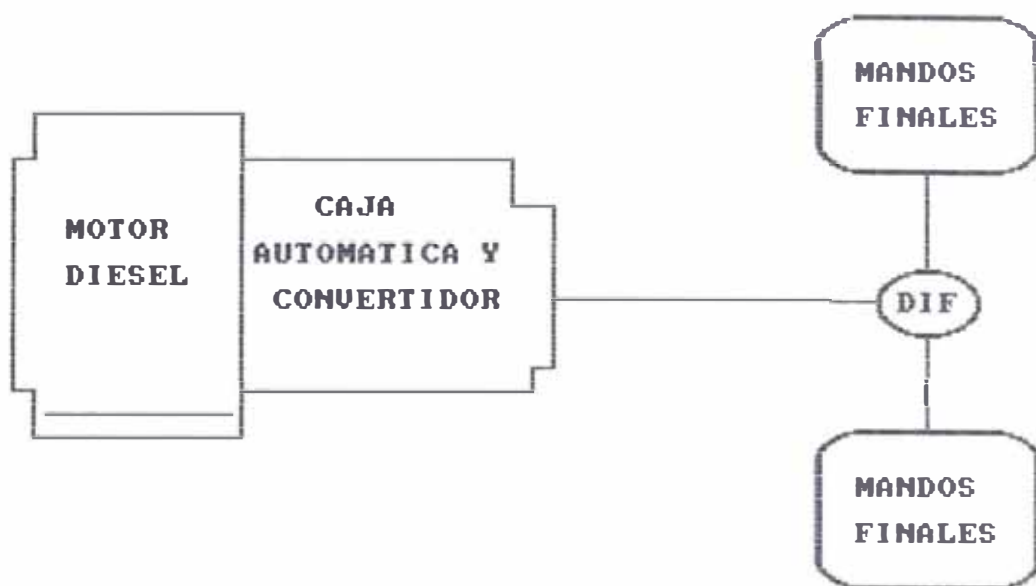
El sistema que utiliza los camiones LECTRA HAUL de 85 y 100 TN es tal como se muestra en la figura .4.

Este sistema es similar al de una planta de generación de energía básica conectado a su sistema de carga.

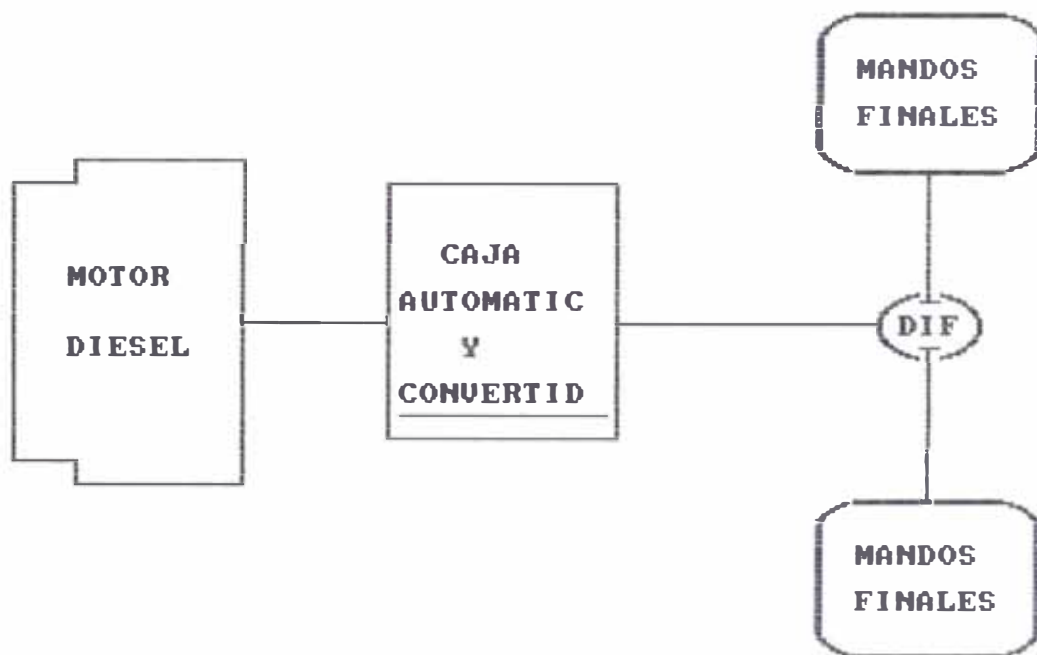
2.6.-EL MOTOR DIESEL: TIPOS, CAPACIDADES DE POTENCIA

El motor diésel usado es de fabricación para servicio de transporte extremadamente pesado y regulado para operar en la altura geográfica a la que se encuentra la mina.

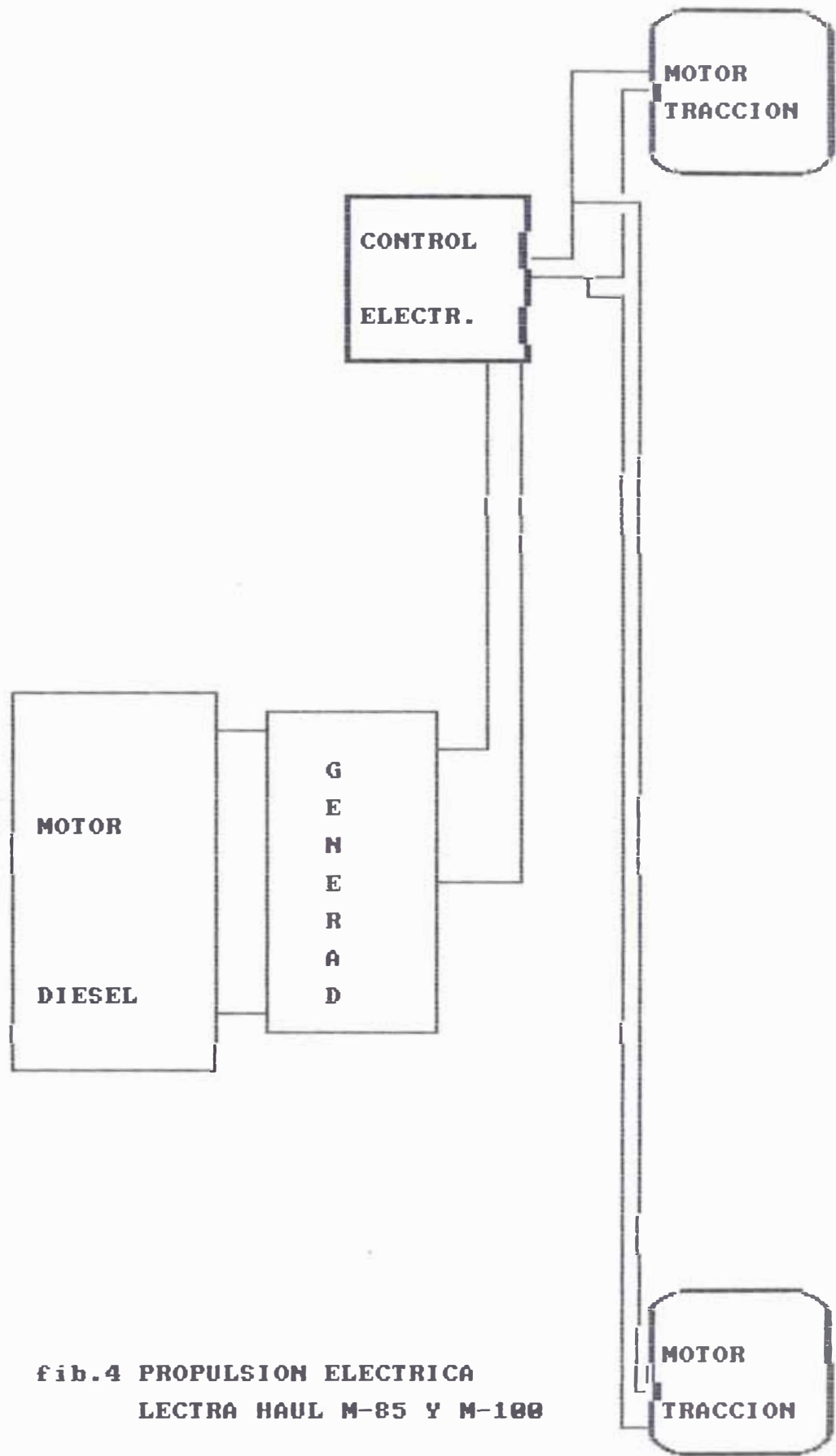
El sistema de refrigeración que usan es convencional, sistema de refrigeración indirecto por agua.



**fig.2 PROPULSION MECANICA
DART KW - 44 TN**



**fig.3 PROPULSION MECANICA
WABCO 85 TN**



**fib.4 PROPULSION ELECTRICA
LECTRA HAUL M-85 Y M-100**

El motor normalmente es seleccionado por el cliente, para ello el fabricante del equipo provee una lista de marcas de motor que son compatibles de usarse con el chasis del camión.

No se ha encontrado aun métodos que se haya usado para la compra de un camión con el tipo y marca de motor específico, la apreciación general que decidió la compra fue el menor costo de venta y de algunos criterios tomados de experiencias e historial de otras minas similares.

La característica general de los motores usados son:

- 4 tiempos, 2 turbos, sin pos-enfriador
- 2 tiempos, 4 turbos, con pos-enfriador

La siguiente tabla muestra las características de los motores que usan la flota de camiones.

CAMION	MOTOR	MODELO	H.P.	R.P.M.	CICLO	T	P.I.
DART KW	CUMMINS	VT12-1710	635	2,100	4	SI	NO
WABCO	CUMMINS	KT-2300 C	900	2,100	4	SI	NO
LECTRA (85) HAUL	DETROIT DIESEL G.M.	149	TI-12V 1,000	1,900	2	SI	NO
LECTRA (100) HAUL	DETROIT DIESEL G.M.	149	TI-12V 1,200	1,900	2	SI	SI

TABLA 6.-MOTORES DIESEL EN LOS CAMIONES DE ALTO TONELAJE

Donde: G.M.= GENERAL MOTOR
T.= TURBOALIMENTADOR
P.I.= POS-ENFRIADOR

El motor de los Lectra M-85 fueron repotenciados agregándole el pos-enfriador de los M-100.

Considerando los datos obtenidos para las tres flotas de camiones, dentro del cual es de importancia su antigüedad (obsolescencia), capacidad de acarreo y consideraciones propias de la empresa para dar de baja una flota, descartaremos la flota de los camiones DART de posteriores análisis.

CAPITULO III

CARACTERISTICAS DE MARCHA DEL VEHICULO

3.1.-RESISTENCIAS EN EL SISTEMA DE TRANSMISION

Durante el trabajo del camión la potencia del motor se consume para vencer diferentes resistencias, son:

RESISTENCIAS INTERIORES.- Debido a los elementos constructivos o mecánicos intercalados en el flujo de fuerza que va desde el motor hasta la calzada sobre la cual rueda el camión, se vencen resistencias que se traducen como pérdidas en los mecanismos, estas pérdidas son debidas a rozamientos en cojinetes y engranajes, chapoteado del aceite, mecanismos de embrague, de maniobra, del diferencial, articulaciones de los árboles, cojinetes de los ejes de las ruedas motrices. La potencia consumida ($N_{\text{tr.}}$) es un porcentaje de la potencia total.

RESISTENCIAS EXTERIORES.-Debido al trabajo de las sacudidas y la rodadura de los bandajes de las ruedas motrices y al resbalamiento, resistencia del aire en las ruedas motrices y las gradientes de la vía.

Un balance de la potencia que entrega el motor en función de las resistencias a vencer tiene la siguiente forma:

$$N_e = N_{tr.} + N_p + N_{rd} + N_{gr} + N_j + N_a \dots\dots\dots(1)$$

donde:

$N_{tr.}$ = potencia que se consume en las pérdidas mecánicas de los conjuntos de la transmisión.

N_p = potencia que se consume en el patinaje de las ruedas propulsoras.

N_{rd} = potencia que se consume en la rodadura.

N_{gr} = potencia que se consume para vencer las cuestas.

N_j = potencia que se consume para variar la velocidad de marcha.

N_a = potencia que se consume para vencer resistencias del aire.

3.1.1.-EN LOS COMPONENTES INTERNOS

Resistencia internas debido a rozamientos y turbulencia del lubricante. El rozamiento se da en todas las partes de contacto: cojinetes, engranajes; la turbulencia es adicional en los lubricados por aceite: mandos finales y diferenciales.

También se incluye pérdidas en los embragues, crusetas, articulaciones.

El rendimiento en marcha directa se encuentra en el orden de 90% y resto de las demas marchas con un 85% (Ref.Dubbel T-II.pag. 973).

Considerando un sistema de transmisión mecánica de potencia típico para estos equipos de alto tonelaje, la resistencia por todo el conjunto se mide por la eficiencia de transmisión (n_{tr}), fig.5:

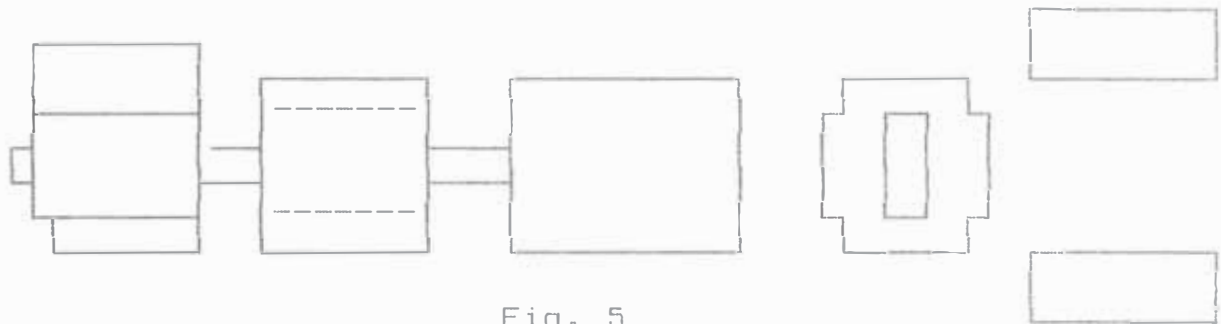


Fig. 5

MOTOR DIESEL	CONVERTIDOR	TRANSMISION	DIFERENCIAL	MANDO FINAL
-----------------	-------------	-------------	-------------	----------------

	n_{cv}	n_{trm}	n_{dif}	n_{mf}
--	----------	-----------	-----------	----------

$$n_{tr} = n_{cv} \cdot n_{trm} \cdot n_{dif} \cdot n_{mf} \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

- n_{cv} =Eficiencia del convertidor
- n_{trm} =Eficiencia de la transmisión
- n_{dif} =Eficiencia del diferencial
- n_{mf} =Eficiencia de los mandos finales

Luego la potencia necesaria para vencer dichas resistencias es:

$$N_{tr} = (1 - n_{tr}) N_e \dots \dots \dots (3)$$

3.1.2.-RESISTENCIA A LA RODADURA

La resistencia a la rodadura está presente entre los neumáticos y el terreno que se contraresta para mantener el vehículo en movimiento.

Esta resistencia es proporcional a la carga actuante sobre dichos neumáticos, entonces:

$$F_{rd} = f \cdot G \cdot \cos(a) \dots\dots\dots(4)$$

Donde:

F_{rd} = fuerza de resistencia a la rodadura en Kg.

f = coeficiente de rodadura, medido experimentalmente

G = peso de crucero o total del camión en Kg.

$\cos(a)$ = factor que relaciona la configuración de la vía

El coeficiente de rodadura incluye la resistencia causada por fricción en los cojinetes de la rueda, flexión de los neumáticos bajo carga y por penetración de los neumáticos en el suelo, influye la naturaleza y estado de la calzada, el peso, situación del centro de gravedad, estructura del tren de rodaje y caracteres constructivos.

La potencia consumida por esta resistencia sería:

$$N_{rd} = F_{rd} \cdot v \dots\dots\dots(5)$$

$$N_{rd} = \frac{f \cdot G \cdot v \cdot \cos(a)}{270} \text{ (h.p)} \dots\dots\dots(6)$$

Donde:

v = velocidad de marcha del vehículo en km/h

Como se indicó el coeficiente de rodadura se obtiene experimentalmente, en la tabla siguiente se muestra los valores promedios para diferente medios y condiciones de terreno (Ref. Production and estimating manual-EUCLID.INC):

TIPO DE SUPERFICIE	f (%)
Hormigon y asfalto.....	1.5
Terreno seco y grava liso,duro Bien mantenida.Sin material suelto.....	2.0
Terreno seco y grava.No compacta firmemente.Algo de material suelto.....	3.0
Tierra blanda,sin afirmar.Deficiente mantto.....	4.0
Superficie fangosa sobre base firme.....	4.0
Nieve: -firme.....	2.5
-suelta de 4".....	4.5
Terreno suave,arada o rellenos no compactos.....	8.0
Arena o grava suelta.....	10.0
Con surcos profundos o base esponjosa y blanda...	16.0

TABLA N.7 COEFICIENTE DE RESISTENCIA

Para peores condiciones se recomienda usar 1.5% por cada pulgada de penetración de la llanta.

3.1.3.-RESISTENCIA A LA PENDIENTE

El movimiento de un camión que sube una cuesta requiere un esfuerzo igual a la resistencia que se opone y esta dado por la relación:

$$F(a) = G \cdot \text{sen } (a) \quad (\text{Kg.}) \quad \dots\dots\dots(7)$$

La potencia que se consume será entonces:

$$N_{gr} = F(a) \cdot v \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$N_{gr} = \frac{G \cdot v \cdot \text{sen } (a)}{270} \quad (\text{h.p}) \quad \dots\dots\dots(9)$$

Donde:

$F(a)$ = fuerza para vencer la cuesta

G = peso de crucero o total del camión en Kg.

v = velocidad del camión en km/h

(a) = ángulo de la rampa

3.1.4.-RESISTENCIA A LA INERCIA

Durante la aceleración del vehículo se requiere una fuerza para vencer la inercia de las masas:

$$F_{i1} = dv/dt \cdot G/g \quad (\text{Kg.}) \quad \dots\dots\dots(10)$$

Donde :

v = velocidad del camión en km/h.

G = peso del camión en Kg.

La aceleración de las masas giratorias del motor, órganos de transmisión y ruedas, considerada como fuerza periférica en el radio de las ruedas motrices r , es:

$$F_{j2} = (I_1 \cdot dw_1/dt + I_2 \cdot dw_2/dt + \dots) \cdot 1/r \quad \dots (11)$$

$$F_{j2} = dv/dt \cdot m_{red} \text{ (Kg.)} \quad \dots (12)$$

Donde:

m_{red} = masa rotativa reducida a r , varía con la relación de transmisión.

I = momento de inercia

w = velocidad angular

La fuerza total de resistencia sería:

$$F_{j1} = F_{j1} + F_{j2} \quad \dots (13)$$

$$F_{j1} = dv/dt \cdot (G/g + m_{red}) \text{ (kg)} \quad \dots (14)$$

Experimentalmente se calcula la relación :

$$k = g/G \cdot (G/g + m_{red}) \quad \dots (15)$$

$k = 1.1$ para vehículos de carga mediana

$k = 1.8$ para vehículo cargados, como camiones

La fuerza queda expresado como:

$$F_{j1} = dv/dt \cdot G/g \cdot k \text{ (kg)} \quad \dots (16)$$

Entonces la potencia que se consume será:

$$N_j = dv/dt \cdot G/g \cdot V \cdot k \cdot 1/270 \text{ (h.p.)} \quad \dots (17)$$

3.1.5.-RESISTENCIA AL VIENTO

En los camiones grandes de amplia sección frontal es necesario considerar la potencia que se consume al vencer la resistencia del aire, considerando la velocidad promedio del viento y la del camión.

Según estudios de investigación a velocidades relativamente moderadas (menos de 50mph/80kmh) para camiones convencionales este requisito de potencia no es perceptible ni costoso. El aumento de la velocidad media de 50 a 60 mph/80 a 96kmh, un incremento de apenas 20%, aumenta los requisitos de potencia a un 75% y según aumenta la potencia, invariablemente disminuye la economía de combustible (TRANSPORTE MODERNO, Vol.34, N.3).

Durante la marcha el viento ofrece cierta resistencia que vencerla significa un gasto adicional de potencia, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$F_a = \frac{k_a \cdot A \cdot (V - V_o)^2}{13} \quad (\text{Kg}) \quad \dots \dots \dots (18)$$

La potencia consumida es:

$$N_a = \frac{k_a \cdot A \cdot V \cdot (v - v_o)^2}{3510} \quad (\text{h.p}) \quad \dots \dots \dots (19)$$

Donde:

V = velocidad de marcha en km/h

V_0 = velocidad del viento en km/h

A = superficie del contorno de la silueta en la dirección de la marcha, en m^2 . Aproximadamente $0.87 \cdot H \cdot B$.

k_a = coeficiente aerodinámico de 0.18 a 0.16

H = altura



B = ancho

Fig. 6

3.2.-ANÁLISIS DE LA FUERZA DE TRACCIÓN Y ADHERENCIA

FUERZA DE TRACCIÓN:

El momento torsional del motor de combustión interna, entregado a través del cigueñal, M_m , se transforma por medio del sistema de transmisión-propulsión en un momento torsional actuante en las ruedas motrices. Este momento aplicado a los propulsores es el momento de tracción M_{tr} .

considerando un movimiento uniforme el momento de tracción depende de la relación de reducción i_r , del momento torsional del motor M_m y del rendimiento del sistema de transmisión-propulsión η_{tr} :

$$M_{tr} = M_m * i_r * \eta_{tr} \dots \dots \dots (20)$$

LA RELACION DE REDUCCION: i_r .

La relación de reducción para la flota considerada tiene valores fijos, siendo el cálculo para cada caso el siguiente:

a.-PARA EL SISTEMA ELECTRICO:

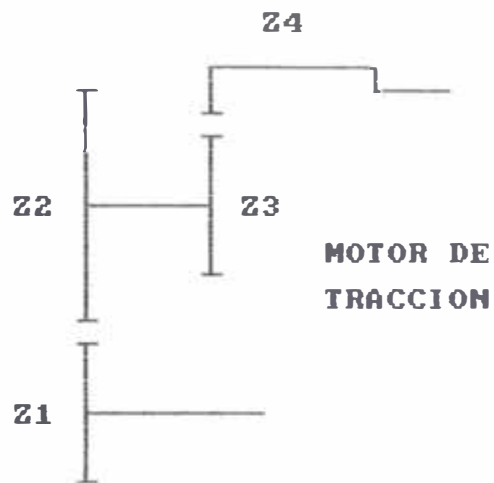
Los camiones con este sistema transmiten la potencia del motor a las ruedas a través de un motor eléctrico con un sistema de planetarios incorporado (mandos finales), figura.7 Para ambas capacidades de camiones se utiliza el mismo modelo de motor (GENERAL ELECTRIC MOD. GE-772V54B) siendo su reducción el siguiente :

$$i_r = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \cdot \frac{n_1}{n_4} \dots \dots \dots (21)$$

reemplazando valores :

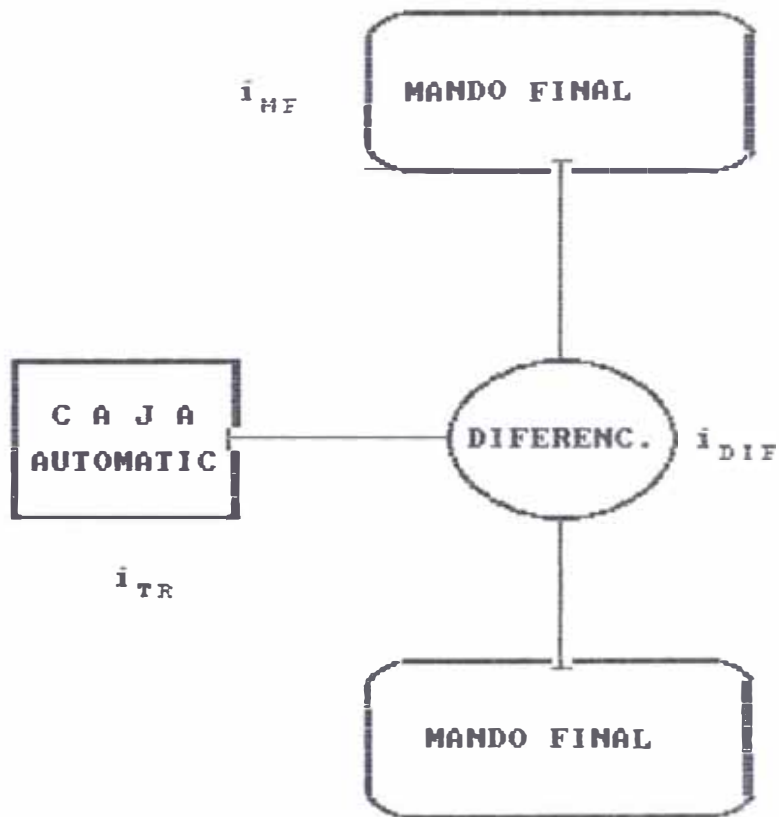
$$i_r = 72 \cdot 104 / 17 \cdot 15 = 28.8$$

$$i_r = 28.8$$



$$i_R = 28.8$$

fig. 7



$$i_R = i_{TR} \cdot i_{DIF} \cdot i_{MF}$$

fig. 8

En este sistema la i_r , siempre es constante por no haber selector de velocidad mecánico, la gama de velocidades se obtiene variando la relación voltaje-amperaje del campo y de la armadura del motor regulación que se realiza automáticamente por medio de un sistema analizador electrónico de tarjetas sensoras de aceleración en el motor, su velocidad del camión a través de las rpm del motor eléctrico y la corriente .

b.-PARA EL SISTEMA MECANICO:

En este sistema se tiene un conjunto de relaciones que dependen de la selección de la marcha, a la vez del conjunto planetario correspondiente; la relación total dependerá de la reducción en el conjunto diferencial y finalmente de la reducción en los mandos finales. Para el camión correspondiente a este esquema la caja de cambios automática (transmisión) es una ALLISON MOD.DP-8961 de la DETROIT DIESEL DIV. de la GENERAL MOTOR.

Esquemáticamente el sistema total y su reducciones sería, figura.8.

-PARA EL MANDO FINAL: $i_{m.r}$

Este sistema planetario realiza la reducción final y su valor fijo esta dado por el fabricante y es :

$$i_{m.r} = 6.0$$

-PARA EL DIFERENCIAL: i_{dir}

De igual modo este valor es fijado en fábrica y suministrado como dato técnico. Su valor esta dado por el número de dientes del piñón y de la corona:

$$i_{dir} = \frac{z\text{-corona}}{z\text{-piñón}} \dots\dots\dots(22)$$

si: $z\text{-corona} = 52$
 $z\text{-piñón} = 15$

$$i_{dir} = 52/15 = 3.47 \text{ el cual se verifica}$$

-PARA LA CAJA DE TRANSMISION AUTOMATICA: i_{tr}

Dentro de las especificaciones técnicas de las cajas de cambios el proveedor indica la reducción para cada marcha, para el caso específico es la siguiente:

MARCHA	REDUCCION	RPM
PRIMERA	4.24	424
SEGUNDA	2.32	775
TERCERA	1.70	1,065
CUARTA	1.31	1,374
QUINTA	1.00	1,800
SEXTA	0.73	2,465
REVERSA	5.75	313

REDUCCION TOTAL: i_r .

La reducción total del sistema es :

$$i_r = i_{tr} * i_{dir} * i_{m.r} \dots\dots\dots(23)$$

reemplazando:

$$i_r = i_{tr} * 3.47 * 6.0 = 20.82 * i_{tr}$$

$$i_r = 20.82 * i_{tr} \dots\dots\dots(24)$$

Finalmente la reducción total para cada marcha y reemplazando valores tenemos :

MARCHA	REDUCCION TOTAL
-----	-----
PRIMERA	88.276
SEGUNDA	48.302
TERCERA	35.394
CUARTA	27.274
QUINTA	20.820
SEXTA	15.198
REVERSA	119.715
-----	-----

EFICIENCIA DE TRANSMISION : η_{tr} .

a.-CASO ELECTRICO:

Este sistema consta del motor diésel, del generador y del motor eléctrico de tracción, entonces las eficiencias a considerar segun el esquema de la figura .4 es :

$$\eta_{tr.e} = \eta_g * \eta_{m.tr} \dots \dots \dots (25)$$

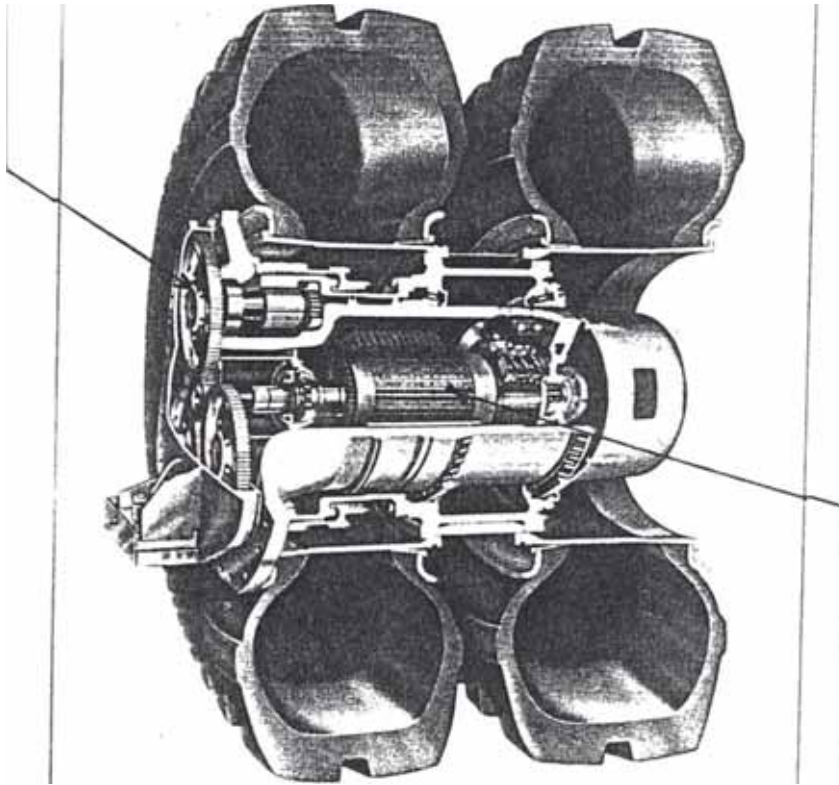
donde:

η_g = eficiencia del generador

$\eta_{m.tr}$ = eficiencia de la rueda motorizada

A su vez el motor de tracción esta compuesto del motor eléctrico propiamente y del sistema reductor planetario, figura N.9.

REDUCTOR PLANETARIO : $\eta_{m.final}$



MOTOR ELECTRICO : $\eta_{m.e.}$

$$\eta_{m.er.} = \eta_{m.e.} \times \eta_{m.final}$$

Fig. 9

La eficiencia es :

$$\eta_{m.tr.} = \eta_{m.e} * \eta_{m.mec} \dots\dots\dots(26)$$

Considerando el equipo trabajando a su plena capacidad y según el gráfico de operación para el generador, figura N.15, tenemos sus eficiencias:

- Para 1,000 h.p. $\eta = 93.4 \%$ a 1,900 r.p.m.
- Para 1,200 h.p. $\eta = 92.5 \%$ a 1,900 r.p.m.

Para el motor de tracción no se dispone gráfico de rendimientos pero es posible estimarlo considerándolo en dos partes:

-La eficiencia del motor eléctrico de corriente continua de cuatro polos, devanado en serie, polo de conmutación se estima interpolando en 92.9 a 93 % para motores con capacidades de 445 c.v. y 540 amperios (Manual del Ingeniero Mecánico T-II, pag 2220). Consideraré 93 %.

-La eficiencia del sistema reductor planetario es afectada por las pérdidas por rozamiento en los piñones, cojinetes y engranajes. Considerando los dientes extraordinariamente tallados con rozamiento líquido entre flancos se encuentra en el rango de 99 a 98 % (Manual del Constructor de Máquinas, H.Dubbel.T-I, pag.930). Considerare 98% por tener desgaste por trabajo continuo.

Entonces la eficiencia del motor de tracción es :

$$\eta_{m.tr.} = 0.93 * 0.98 = 0.91$$

La eficiencia total del sistema de propulsión eléctrica es :

-Para camiones M-85 :

$$\eta_{tr.} = 0.934 * 0.91 = 0.850$$

$$\eta_{tr.} = 0.850$$

-Para camiones M-100:

$$\eta_{tr.} = 0.925 * 0.91 = 0.842$$

$$\eta_{tr.} = 0.842$$

b.CASO MECANICO:

En este sistema la eficiencia está compuesto de la siguiente manera, según figura.3 :

$$\eta_{tr.} = \eta_{trans.aut.} * \eta_{dir.} * \eta_{m.tr.} \quad \dots\dots\dots(27)$$

donde:

- $\eta_{trans.aut.}$ es la eficiencia de la caja de transmisión automática compuesta por un convertidor y una caja de velocidades hidráulica. Entonces esta eficiencia es:

$$\eta_{trans.aut.} = \eta_{conv} * \eta_{caja.hidr} \quad \dots\dots(28)$$

La eficiencia del convertidor debido a la alta calidad de fabricación, tecnología, acabado, rodamientos,

lubricación permanente se encuentra dentro del rango de 85-92 % (apuntes de clase prof. Abelardo Ludeña). Debido al sistema compacto para este caso particular usado, como los polos mecanismos que acciona (bomba de aceite, toma de fuerza hidráulica) en comparación con otros convertidores que tienen mecanismos de salidas para accionar otras bombas de servicio hidráulico, como bridas para cardán consideraremos el extremo superior del rango: 92 %.

El rendimiento de la caja de cambios, considerando que este conjunto esta formado por sistemas planetarios, de engranajes con alto acabado y lubricación permanente con aceite, esta dentro del rango de 98 a 99%. Puesto que el trabajo de los engrajes es de constante contacto entre dientes y considerando su período de trabajo continuo asumiremos este valor de 98 %.

Entonces:

$$\eta_{\text{trans.aut.}} = 0.92 * 0.98 = 0.902$$

-La eficiencia del diferencial $\eta_{\text{dif.}}$ considerando engranajes cónicos con dientes en espiral, alto acabado, contacto suave y alta velocidad es en promedio de 98% (Apuntes de clase Prof. Abelardo Ludeña).

-La eficiencia de los mandos finales $\eta_{\text{m.f.}}$ de igual modo al estar formado por engranajes de alta calidad y acabado, lubricados con aceite adecuado se puede considerar dentro del rango del 97 a 98 % (Manual de Ingeniero Mecánico

de Marks, pag.238). Considerando la pérdida total entre ambos tomaremos el valor inferior, 97%.

Finalmente la eficiencia del sistema de propulsión mecánica será:

$$n_{tr} = 0.902 * 0.98 * 0.97 = 0.857$$

$$n_{tr} = 0.857$$

Para determinar la fuerza de propulsión que se ejerce sobre la rueda analizaremos el momento uniforme de la rueda motriz provista de neumático marchando por un camino horizontal sobre el terreno blando.

La rueda de la figura.10 es sometida a la acción de los momentos y fuerzas siguientes (sin tomar en cuenta la resistencia del aire) :

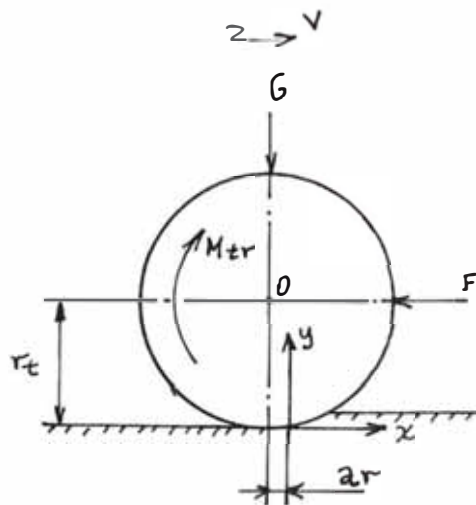


Fig. 10

donde:

G = Peso del vehículo por la rueda (peso adherente)

F = Fuerza reactiva de la fuerza de resistencia que opone la armazón a la acción propulsora de la rueda.

X, Y = Componentes de la reacción del suelo.

Y = G , debido a las deformaciones del suelo y del neumático esta desplazado del eje central ar .

X = Es una fuerza resultante de las reacciones tangenciales del suelo, que aparece bajo la acción del momento propulsor que ejerce sobre la rueda y es la FUERZA PROPULSORA.

X = F pero de sentidos opuestos.

r_t = Radio teórico de rodadura de la rueda.

Tomando momentos en o :

$$M_{tr} = Y*ar + X*r_t \dots\dots\dots(29)$$

$$M_{tr}/r_t = Y*ar/r_t + X$$

$Y*ar$, es el momento M_f . gastado para vencer la resistencia a la rodadura de las ruedas motrices, entonces:

$$X = M_{tr}/r_t - M_f/r_t \dots\dots\dots(30)$$

Expresados en término de fuerza será:

$$X = F_r - F_f \dots\dots\dots(31)$$

donde:

F_r = Fuerza tangencial de tracción para el movimiento estacionario.

F_f = Fuerza de resistencia a la rodadura de la rueda motriz.

La resistencia que se opone a la rodadura de las ruedas es proporcional a la carga actuante sobre ellas. Esta proporcionalidad es el coeficiente de rodadura (f), entonces:

$$f = F_f/G \dots\dots\dots(32)$$

además:

$$F_f = M_f/rt ; M_f = Y * ar ; Y = G$$

luego:

$$f = M_f/rt * G = Y * ar/rt * G$$

$$f = ar/rt \dots\dots\dots(33)$$

Este valor (f) se calcula experimentalmente ó midiendo "ar" para diferentes condiciones.

Finalmente la fuerza de tracción tangencial en la rueda será :

$$F_r = M_{tr}/rt \dots\dots\dots(34)$$

$$F_r = \frac{M_m * i_{tr} * n_{tr}}{rt} \dots\dots\dots(35)$$

Sobre la base de experimentos para diferentes tipos de superficie el coeficiente de rodadura ha sido determinado, permitiendo utilizarlo directamente para los cálculos, tabla N.7.

FUERZA DE ADHERENCIA:

Las cualidades adherentes del vehículo que caracterizan la capacidad de las ruedas motrices de percibir, interaccionando con el suelo, las fuerzas tangenciales se aprecian con el coeficiente de adherencia.

La realización del momento propulsor, determinado en el primer paso, es posible si se asegura la adherencia de las ruedas (motrices) al suelo. Sin embargo si, las propiedades mecánicas son insuficientes (del terreno), entonces bajo la acción del momento propulsor sucede el desplazamiento del suelo en el sentido horizontal (patinaje) y el vehículo pierde aptitud de moverse.

La fuerza de tracción tiene un límite determinado por la adherencia del neumático, llamado fuerza de adherencia F_{ad} .

La máxima fuerza tangencial de tracción que puede ser alcanzado según las condiciones de adherencia es:

$$F_{ad,max.} = \zeta \cdot Y = \zeta \cdot G \dots\dots\dots(36)$$

donde:

ϕ = coeficiente de adherencia determinado experimentalmente y mostrado en la tabla No.8

TIPO DE TERRENO	%
ASFALTO: --SECO	80-90
--HUMEDO	50-70
CONCRETO:--SECO	80-90
--HUMEDO	80
TIERRA: --SECA	68
--HUMEDO	55
HIELO	10
ARENA: --SECA	20
--HUMEDA	40
NEVE (COMPACTA)	20

TABLA N. 8 (9) COEFICIENTE DE ADHERENCIA

Conociendo el peso del vehículo sobre el eje y el valor de (ϕ) se puede calcular la fuerza límite de tracción, donde se cumple:

$F_{tr.} = F_{ad.}$ en el caso que $F_r > F_{ad.}$

$F_{tr.} = F_r$ en el caso que $F_r < F_{ad.}$

3.3.-BALANCE DE TRACCION DEL VEHICULO EN MOVIMIENTO

En el caso general del movimiento rectilineo no-uniforme durante la subida de un vehículo tipo 4x2 con carga. En el plano longitudinal el vehículo está sometido a fuerzas activas y reacciones:

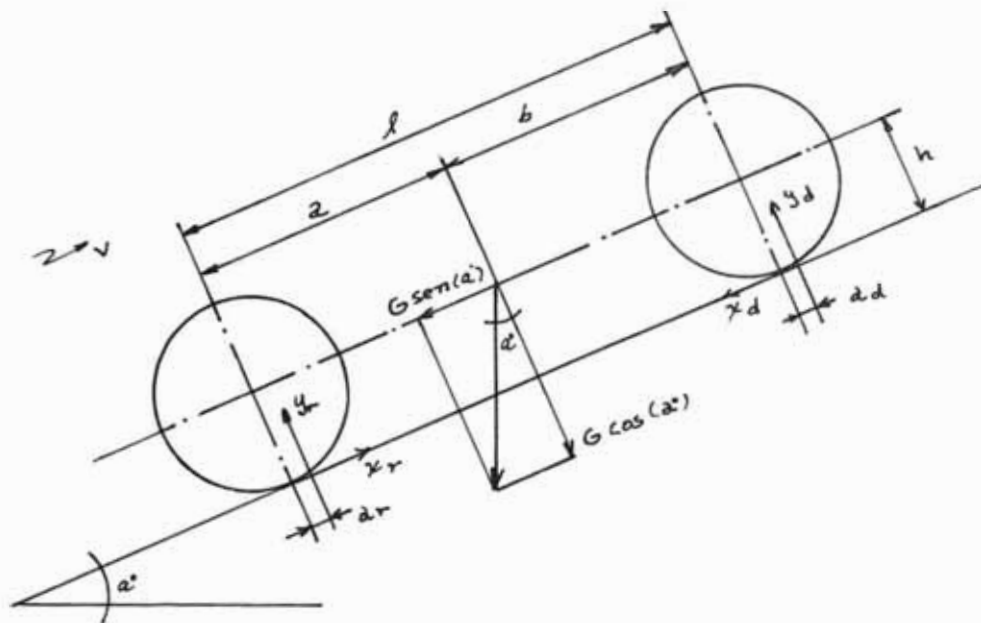


Fig. 11

Donde:

G = Peso del vehículo aplicado al centro de gravedad y dirigido hacia abajo. El centro de gravedad está determinado por a, b, h .

Y_r = Reacciones normales del camino sobre las ruedas motrices.

Y_d = reacción normal del camino sobre las ruedas conductoras.

a_r, a_d = desplazamientos respecto al centro de la ruedas.

X_r = Fuerza de empuje que actúa en el sentido del movimiento.

X_d = Fuerza actuante en el sentido contrario al movimiento.

F_i = Fuerza total de inercia de las masas en avance del vehículo.

Además, el vehículo está sometido a la acción de la fuerza de resistencia del aire y de las fuerzas de inercia de las ruedas y de las piezas en rotación de la transmisión de fuerza pero ellas poco influyen en la dinámica del vehículo si la velocidad no excede de 18-20 Km/h y se consideran despreciables.

BALANCE DE TRACCION

Del gráfico anterior, la sumatoria de fuerzas paralelas al camino resulta:

$$X_r = G \cdot \text{sen}(a) + F_J + X_d \quad X_d = F_d$$

Pero se sabe que: $X_r = F_r - Wf/r = F_r - F_f$

$$F_r - F_f = G \cdot \text{sen}(a) + F_J + F_d$$

$$F_r = G \cdot \text{sen}(a) + F_J + F_d + F_f$$

Si: $F_d + F_f = F_{rf}$, fuerza de resistencia a la rodadura

$$F_r = G \cdot \text{sen}(a) + F_J + F_{rf} \dots \dots \dots (37)$$

La resistencia se calculada experimentalmente o por la fórmula:

$$F_{rf} = f \cdot G \cdot \text{cos}(a) = F_{rd}$$

donde:

G = peso total del vehículo

f = coeficiente de rodadura

Finalmente tenemos:Fuerza en la rueda motriz

$$F_r = G \cdot \text{sen}(a) + f \cdot G \cdot \text{cos}(a) + F_J \dots \dots \dots (38)$$

3.4.-CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LOS CAMIONES

CURVAS PARA CAMIONES DE TRANSMISION ELECTRICA

Estos camiones, como se indicó, se impulsan mediante motores de tracción eléctricos montados en la estructura principal posterior y para cada rueda. La energía la suministra un generador principal acoplado directamente al motor diésel.

Este sistema eléctrico de propulsión consta de:

- Un generador principal
- Caja de control eléctrico
- Dos motores en las ruedas posteriores
- Las resistencias del freno dinámico
- El sensor de velocidad
- El excitador del generador principal.

Tanto el generador principal como el excitador toman potencia del diésel. La función del excitador es la de suministrar corriente continua fácilmente regulable al campo del generador. Este control de la energía de salida del del excitador mantiene la corriente de salida del generador bajo valores muy cercanos a los de la capacidad de potencia del motor diésel.

Entonces el primer gráfico de operación correspondería al del generador y los parámetros variables serían voltaje vs. amperaje .

Donde el voltaje y amperaje son medidos en los bornes de salida del generador, figura .12.

Al regular la salida del excitador varía la potencia de salida del generador, con lo que se controla la energía de las ruedas motorizadas.

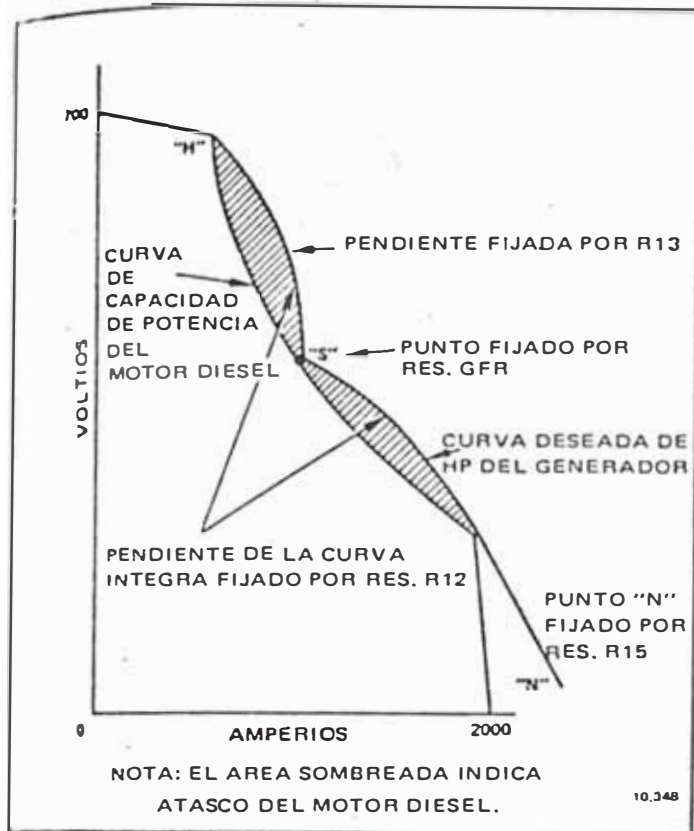
La caja de control eléctrico contiene los contactores eléctricos, relays y demás componentes necesarios para controlar el vehículo. La caja de rejillas del retardo dinámico contiene las resistencias y el soplador que necesita para la ventilación de energía de retardo.

Los motores impulsan las ruedas traseras mediante un sistema reductor de engranajes planetarios.

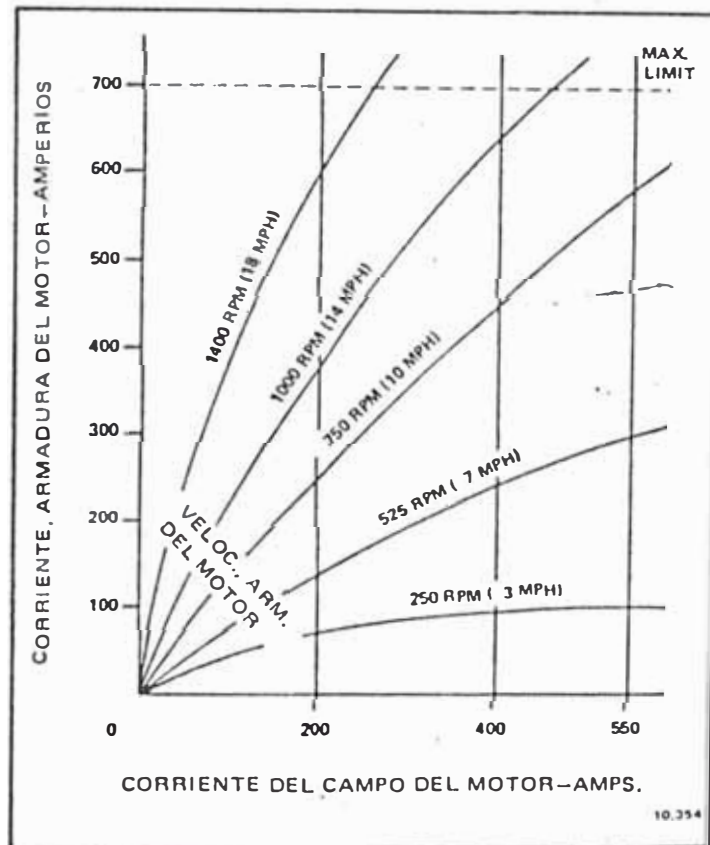
Durante la operación del vehículo para cada rpm del motor diésel se establece curvas característica de operación del generador y del motor eléctrico, puesto que en su régimen a plena capacidad la velocidad del motor diésel es 1,900 y 2,100 rpm para cada modelo de camión las curvas a esta velocidades es similar a la que se muestra en las figuras .13, 14, 15 y apéndice IV.

DESCRIPCION DEL MOTOR DE TRACCION:

La rueda motorizada o motor de tracción provee tranmisión eléctrica para vehículos destinados funcionar fuera de carretera. Esta convierte la energía eléctrica en mecánica para hacer girar las ruedas.



CURVA DE CABALLAJE DE FUERZA.



CURVA DE RETARDO DINAMICO.

fig. 12

El motor consiste en un inducido que rota sobre sus propios cojinetes, bobinas de campo y polos apertados a la estructura del armazón, y el cabezal del armazón con las porta escobillas.

Los datos característicos del motor usado son:

- Modelo GE 772, GENERAL ELECTRIC
- Velocidad max.....3,100rpm
- Clasificación.....tetrapolar, polo de
comutación, devanado en
serie, de r.c.
- Reducción de engranajes.....28.8/1

Para los camiones M-85, M-100 se usa el mismo tamaño de llantas: 27.00 X 49; con esta relación la curva de operación del motor entre la velocidad y el torque que suministra el fabricante es como se muestra en las figuras .13, 14, 15.

EL RETARDO DINAMICO:

Durante el frenaje dinámico, los motores de las ruedas actúan como generadores y la energía cinética del vehículo se disipa en forma de calor en las rejillas de retardo dinámico. Al actuar el freno se reduce la **energía** de salida del excitador y del generador. Durante el retardo dinámico, el generador suministra corriente a bajo voltaje para excitar solamente los campos de los motores. Cuando entra en acción el freno; la velocidad del **motor** diésel entra

automáticamente en alta en vacío, o sea 1,400 rpm. Para evitar exeso de voltaje e impedir que se aplique demasiado corriente a los motores de tracción y rejillas de frenaje, el sistema tiene incorporado dos (2) medios para limitar la entrada de corriente a las armaduras de los motores.

Existe dos maneras que el camión entra en retardo dinámico:

- cuando se oprime el pedal correspondiente
- cuando entra en acción el sistema de frenaje automático por exeso de velocidad (pre-establecido en un rango de 32 a 35 millas/hora)

En la siguiente figura N.16 se muestra la relación entre la corriente de las armaduras de los motores, la corriente de campo de los motores y de la velocidad de los motores o del vehículo, cuando los motores quedan conectados con la rejilla de frenaje. Se observa que la corriente de las armaduras de los motores depende de la corriente de los campos y de la velocidad de los motores. A medida que aumenta la velocidad, la corriente de los campos debe disminuir a fin de que no pase del límite máximo de 700 amp. en el circuito de las armaduras:

La curva característica del motor durante el retardo desde que se pisa el pedal a la velocidad de 30 millas/h.

hasta alcanzar el límite es similar a la figura.16, notándose el límite de la corriente.

CURVAS DE OPERACION PARA LA TRANSMISION MECANICA:

Los camiones con este sistema de propulsión consta como se indicó anteriormente de la caja de transmisión hidráulica, **diferencial** y mandos finales. La caja de transmisión hidráulica consta de un conjunto de embragues, planetarios, convertidor de torque, un retardador y los ejes de ingreso y salida de potencia.

El diferencial y los mandos **finales** tienen una reducción fija en la caja de transmisión la reducción depende de la marcha elejida, por la que es variable y las características de operación del camión estará determinado **para** cada marcha. Las curvas de operación es la correspondiente al porcentaje de la gradiente de la vía más la resistencia a la rodadura vs. el peso del vehículo, además, la curva de fuerza de tracción **del** camión vs. velocidad del vehículo, figura.17, apéndice V, VI.

Con estas curvas se puede proyectar las características de la vía para una carga y velocidad deseada de igual modo de contar con la características de la via se puede proyectar la capacidad del vehículo y la velocidad óptima, con bastante aproximación con el equipo nuevo; con unidades usadas es necesario corregir por el desgaste del motor diésel y demás componentes.

CAPITULO IV

ANALISIS PARA LA SELECCION DEL TIPO DE CAMION

4.1.-RENDIMIENTO DE LOS CAMIONES

El rendimiento de los camiones se mide por las horas efectivas de operación sobre las horas programadas.

Si descontamos a las horas programadas los tiempos por el servicio de mantenimiento, por las reparaciones eventuales y programadas mecánicas eléctricas nos da la disponibilidad mecánica del equipo (D.M):

$$D.M.= \frac{A - (B + C)}{A} \times 100 \% \dots\dots\dots(39)$$

Si a lo anterior le descontamos las demoras propias de operación tendríamos el grado de utilización (U.E):

$$U.E.= \frac{A - (B + C + D + E + df)}{A} \times 100 \% \dots\dots\dots(40)$$

Donde:

$A = DC \times NG \times 8 \text{ hrs/guard.} + HE$, horas programadas

DC=Días calendarios del mes

NG=Número de guardias por día.

HE=Total de horas extras:domingos, feriados, sobretiempo.

B=Horas de mantenimiento preventivo, mecánic.-eléctric.

C=Horas de reparación eventuales, mecánic.-eléctric.

D=Otras demoras.

E=Demoras operativas.

df=Demoras fijas= 1 hora 15' p/guard.día.

La disponibilidad mecánica mide el rendimiento del departamento de mantenimiento en cuanto a la calidad del servicio y la atención a la flota de equipos. Mientras que la utilización mide la capacidad de programación, distribución y explotación de la flota por el operador (departamento de producción o minas). En el apéndice VII, VIII, IX, X se muestra el historial de ambos parámetros para los años 81, 82, 83, 84, 85, 86.

Desde el punto de vista de nuestra responsabilidad nos interesa mantener alto la disponibilidad mecánica y este sea un indicador importante para nuestra decisión final en la elección del camión.

Considerando lo anterior a continuación se resume los rendimientos promedio anuales para los camiones:

CAMIONES	% (DM) - AÑO			% (UE) - AÑO		
	84	85	86	84	85	86
LECTRA H. M-100 y 85	65.2	71.1	76.0	64.9	58.4	60.9
WABCO 85 C	56.9	73.9	65.6	56.2	59.7	52.4

TABLA N.9 DISPONIBILIDAD Y UTILIZACION DE CAMIONES

Fuente: Reportes Dpto. Ingeniería.

Un resultado de estudio de tiempos por guardia dió como resultado la distribución de la jornada de trabajo:

RUBRO	LECT.M-100		LECTR.M-85		WABCO *	
	Min.	%	Min.	%	Min.	%
Tiempo Produc.neto	301.53	62.8	285.30	59.5	264.12	55.0
Tiempo Improductivo	136.59	28.5	151.84	31.6	150.23	31.3
Tiempo ocioso	41.88	8.7	42.86	8.9	65.65	13.7
TOTAL	480.00	100	480.00	100	480.00	100

TABLA N.10 DISTRIBUCION DE LA JORNADA DE TRABAJO (1)

Fuente: Estudio me-2613-ca

* Observado a un solo camión por estar en reparación otro.

En otro estudio posterior de tiempos dió el siguiente resultado, tomando el promedio para los camiones Lectra H.:

RUBRO	LECTRA H.	WABCO
	MIN.	MIN.
Tiempo Productivo neto	306.08	326.32
Tiempo improductivo	136.56	112.57
Tiempo ocioso	37.36	41.11
TOTAL	480.00	480.00

TABLA N.11 DISTRIBUCION DE JORNADA DE TRABAJO (2)

Fuente: Estudio me-2803-ca.

EL TIEMPO IMPRODUCTIVO .-consta de :

1.-Demoras en operación:

- Falto de aire comprimido (100 psi)
- Espera turno de carguío
- Servicio de combustible, limpia cabina
- Equipo que trabaja en área de trabajo
- Cambio de posición de la pala
- Espera pase de otro camión, semáforo
- Instrucción del supervisor
- Operador de pala ausente
- Salida por disparo
- Otros: falta de mineral, derrumbes, etc.

Los de mayor influencia son el esperar turno, salida por disparo, operador de pala ausente.

2.-Mantenimiento:

- Reparación mecánica-eléctrica
- Servicio programado

3.-Demoras fijas:tolerancias

-Refrigerio

-Inspección del equipo

-Elabora informe de guardia

De estas el refrigerio resta 45 minutos por guardia.

EL TIEMPO OCIOSO.-Consta de :

1.-Salidas antes de hora

2.-"Hacer tiempo" parado a fines de guardia

El primero es el de más influencia por falta de mayor control e irresponsabilidad del operador, en especial el operador de las palas.

El siguiente cuadro muestra detalladamente estos tiempos para los camiones que se analiza:

FACTORES	LECTR M100		LECTRA M85		WABCO *	
	MIN.	%	MIN.	%	MIN.	%
TIEMPO PRODUC.NETO	301.5	62.8	285.3	59.4	264.1	55.0
T I DEM.OPERATIVO	53.6	11.1	62.9	13.1	49.5	10.3
I M DEM.MANTTO.PREVENT.	14.1	2.9	23.3	4.9	5.1	1.1
M R DEM.POR FALLA EVENT	9.9	2.1	6.7	1.4	36.6	7.6
P O U TOLERANCIAS	59.0	12.3	59.0	12.3	59 0	12.3
O D C						
T						
TIEMPO OCIOSO	41.9	8.7	42.9	8.9	65.7	13.7
TOTAL	480	100	480	100	480	100

TABLA N.12 DISTRIBUCION DEL TIEMPO PROGRAMADO

* Tiempo de una obsevación el otro en reración

4.2.-PRODUCCION DE LOS CAMIONES

Como se indicó en capítulos anteriores la mina produce básicamente tres tipos de materiales:

- 1.-minerales : Pb,Zn
- 2.-materiales: caliza,pirita
- 3.-desmonte : material volcánico inservible

La dinámica operacional diaria de la mina como la programación de la flota de acuerdo a las necesidades de desarrollo del tajo y del cumplimiento de las leyes de mineral y producción los camiones no tienen una zona fija de carguío, estos pueden transportar cualquiera de los tres materiales.

Estos camiones por su gran volumen y dimensión son cargados por medio de palas de iguales dimensiones: palas eléctrico-mecánicas, cargadores frontales mecánico-hidráulico estos son los equipos de carguío clásico para estas minas y son las que se utilizan actualmente. Entonces la eficiencia del trabajo y de la producción dependerá mucho de la buena sincronización entre el equipo de carguío y el camión.

Un buen acoplamiento es importante por dos razones que contribuyen a reducir costos totales:

- un acoplamiento correcto tiene más posibilidad de cargar el camión a su capacidad especificada.
- un acoplamiento correcto se traduce en menores tiempos de carga.

Independiente de la capacidad de volumen de las tolvas de los camiones se tiene el "factor de llenado" que corrige el valor total de capacidad de cada tolva a un valor real, este factor se ha calculado experimentalmente como promedio 95% para esta mina.

producción promedio de los camiones durante un período de tres años fueron como se muestran en las siguientes tablas:

FLOTA	AÑO 84		AÑO 85		AÑO 86 *	
	HNT	T.C.S.	HNT	T.C.S.	HNT	T.C.S.
LECT M-85	14,307	2'552,125	13,402	2'166,544	13,644	2'226,976
LECT M-100	38,361	6'785,571	44,282	6'996,524	38,116	6'321,448
WABCO 85-C	6,159	935,325	7,503	1'117,365	5,678	826,288
TOTAL	58,827	10'273,021	65,187	10'280,433	57,438	9'374,712

TABLA N.13 PRODUCCION ANUAL DE LOS CAMIONES (TCS)

* Este año 45 días de huelga.

HNT= horas netas de trabajo.

TCS= tonelada corta seca.

De acuerdo al cuadro anterior la producción horaria de los camiones sería:

FLOTA/AÑO	85	86	PROMEDIO FLOTA
LECTRA M-85	178.4	161.7	165.8
LECTRA M-100	176.9	158.0	165.8
WABCO 85-C	151.9	148.9	145.5
PROMD. CAMION	174.6	157.7	163.8

TABLA N.14 PRODUCCION HORARIA DE LOS CAMIONES TCS/HR

La producción total de mineral y material más desmante transportado de la mina fue de la siguiente manera:

PRODUCTO/AÑO	84	85	86 *
MINERAL	1'453,192	1'414,936	1'287,134
MATERIAL+DESM	10'593,713	10'440,062	9'370,994
TOTAL	12'046,905	11'854,998	10'658,128

TABLA N.15 PRODUCCION ANUAL DEL TAJO (TCS)

* Este año 46 días de huelga.

La diferencia entre el total de la producción de las tres flotas y este último cuadro de producción del tajo se debe a que existen otros camiones de menor tonelaje y en vías de retirarse de operación que aportan esa mínima diferencia.

Segun el estudio de tiempos realizado por el departamento de ingeniería de la empresa la equivalencia operativa entre los camiones de acuerdo a sus capacidades es de :

1 LECTRA M-100 1.2 LECTRA M-85 1.3 WABCO 85-C

Esta relación nos muestra la menor capacidad de los camiones WABCO frente a los LECTRA M-85 a pesar de ser nominalmente de las misma capacidad.

1 LECTRA M-85 1.083 WABCO 85-C

La profundización del tajo que origina gradientes mayores de la vía con radios de curvatura pequeños, como mayor tránsito en las partes bajas obliga a mantener bajas velocidades y largos recorridos que producen baja de producción como lo ocurrido entre los años 1,980 a 1,984 que sufrió una reducción en la producción de 7.38 % por este motivo.

De acuerdo al estudio de tiempos UT-2613-CA "RENDIMIENTO DE LOS CAMIONES DEL TAJO" para agosto de 1.985 el rendimiento horario promedio de los camiones por ruta fue el siguiente, tabla N.16, apéndice XI, XI-A:

INDICADOR	LECTRA M-100				LECTRA M-85				WABCO 85
	MINERAL	DESMONTE	MINERAL	DESMONTE	MINERAL	DESMONTE	MINERAL	DESMONTE	DESMONTE
CICLO	RUTA OESTE	RUTA ESTE	RUTA OESTE	RUTA ESTE	RUTA OESTE	RUTA ESTE	RUTA OESTE	RUTA ESTE	RUTA OESTE
	minut	21.3	24.2	21.6	24.6	21.2	24.6	24.7	28.4
PROD.									
BCM/H	44.6	39.3	43.9	38.5	42.4	36.6	36.3	31.7	27.9

TABLA N.16 RENDIMIENTO DE CAMIONES POR RUTA

BCM - metros cúbicos en situ

CICLO = de ida cargado y retorno vacío.

Referencia banco promedio 4260 a los echaderos.

A los camiones wabco por ser sólo (2) unidades se le fijó una ruta.

Se ha determinado en 130 m el incremento promedio de la distancia de acarreo cada vez que se profundiza el tajo en 10 m, reduciendo la capacidad de transporte de la flota en 100 m³/h generando deficit de camiones en un lapso de 4 años, ver gráfico "Porcentaje de reducción de la capacidad de transporte vs. elevación del tajo" apéndice II.

En el plan de minado considera el límite final el banco 4060, lo que da una profundida de 251 m desde el by pass 4311 con dos rampas de acceso y con 8 % de gradiente como máximo.

4.3.-COSTOS UNITARIOS DE TRANSPORTE

El costo total de operación de los camiones del tajo está formado por costos variables y costos fijos.

COSTOS VARIABLES.-Formado por :

- combustible
- mantenimiento preventivo
- reparaciones mecánicas-eléctricas
- llantas y sus reparaciones

COSTOS FIJOS.-Formado por :

- costo de propiedad de los equipos
- costo de operador

Para el banco promedio 4260, disponibilidad mecánica 70.5 % lectra y 58.8 % los wabco tenemos los costos:

COSTO	LECTRA M-100		LECTRA M-85	WABCO
	A	B		
FIJOS :				
C. OPERADOR	4,513	6,770	4,513	2,257
C. PROPIEDAD	77,880			
VARIABLES:				
COMBUSTIBLE	19,572	29,358	17,204	8,162
MANTT. PREVENT REF. MEC. -ELEC	30,963	63,409	39,045	17,004
LLANTAS	17,759	26,639	17,759	7,409
TOTAL MES	150,687	125,176	78,521	34,829
\$/MESxCAMION	37,672	20,529	19,630	17,415

TABLA N.17 COSTO DE OPERACION DE LOS CAMIONES (\$/MES)

Fuente estudio UT-2613-CA de agosto de 1,985.

donde:

(A) con costo de propiedad 4 unidades.

(B) sin costo de propiedad 6 unidades.

Se considera un equipo con costo de propiedad cuando tiene menos de 5 años de uso debido a las amortizaciones que se hace por el equipo.

Considerando los costo anteriores y una producción promedio mensual, tabla N.13, para el mismo año se calcula los costos unitarios de producción para cada flota dando el siguiente resultado:

LECTRA M-100	LECTRA M-85	WABCO 85-C
0.47	0.43	0.37

TABLA N.18 COSTOS UNITARIOS DE PRODUCCION (\$/TCS)

Tomando de igual modo la producción horaria promedio del mismo año tabla N.14, y los costos mensuales para cada caso tenemos el gasto horario de cada flota y por elementos de costo principales:

COSTO	LECTRA M-100	LECTRA M-85	WABCO 85-C
COMBUSTIBLE	13.26	15.40	13.06
MANTTO. PREVENTIVO REP.MEC-ELEC	25.57	34.96	27.20
LLANTAS	12.03	15.90	11.85
TOTAL	50.86	66.26	52.11

TABLA N.19 COSTOS VARIABLES HORARIOS (\$/Hr)
APENDICE XII, XIII

En esta época de crisis de la energía un índice de importancia es el llamado " factor energético " (fe) el cual mide la cantidad de carga transportada por cada galón de combustible consumido, para nuestro caso resultó:

EQUIPO/AÑO	84	85	86
TOTAL LECTRA	8.12	8.24	8.43
WABCO	10.24	10.44	8.98

TABLA N.20 FACTOR ENERGETICO DE LOS CAMIONES (fe)

$$fe = tcs/gal$$

4.4.-ESPECIFICACIONES DEL FABRICANTE

Los camiones para servicio pesado al ser comprados vienen con sus especificaciones nominales para las condiciones geográficas de la fábrica y muchas veces su motor diésel es regulado en laboratorios que simulan las condiciones geográficas del lugar de trabajo. Esta regulación tiene que ser corregido en las condiciones reales de trabajo para obtener máximo rendimiento del equipo a menor consumo de combustible. Entonces es necesario calcular la capacidad real del equipo en las condiciones reales en que trabajará, esto es lo que realmente no se considera en una compra y posteriormente por desconocimiento se exige equipo y sus componentes a **mayores** cargas, finalmente reducirá la vida útil del equipo y en período breve su costo de operación será alto.

Las especificaciones principales para cada flota de camiones tal como se ofrecen es como se muestra:

A.-PROPULSION ELECTRICA:

a.-LECTRA HAUL MODELO M-85:

-CAPACIDAD NOMINAL	85 tcs	
-MOTOR DIESEL,ofrecidos	Modelo	b.h.p.
CUMMINS	VTA	700-800
CATERPILLAR	D-348	850-990
DETROIT DIESEL	16V-71NT	700
DETROIT DIESEL	12V-149NA	800

- DETROIT DIESEL 12V-149T 1,000 *
- DETROIT DIESEL 12V-149TI 1,200
- LLANTAS, sin cámara, pista profunda, nylon
 27.00x 49 (80 psi), 42 pliegues
- CHASIS, sección de doble caja, de acero de alta
 resistencia A-514, punto de rotura 100,000psi
 grosor de plancha lateral: 3/8 y 3/4 de pulg.
 grosor de plancha superior: 1 pulg.
 grosor de plancha inferior: 1 pulg.
- TOLVA, material de acero de alta resistencia (100KPSI)
 tiempo de descargo : 19 seg.
 ángulo de volteo : 50° grados
- PESO, vacío : 140,501 lb (63,864.1 Kgr.
 carga : 170,000 lb (77,272.7 Kgr.)
 total : 310,501 lb (141,136.8 Kgr.) de crucero.

-DISTRIBUCION DE PESOS,

	FRONTAL	POSTERIOR	TOTAL
vacio :	46%	54%	100 %
CARGADO:	33.3%	66.7%	100 %

(*) Motor actual en estos equipos.

b.-LECTRA HAUL MODELO M-100

- CAPACIDAD NOMINAL 100 TCS (90.7 TM)
- MOTOR DIESEL, ofrecidos Modelo **b.h.p**
- CATERPILLAR D-349 1.130-1,200
- DETROIT DIESEL 12V-149TI 1,200 *

CUMMINS KTA-2300 1,050-1,200

-LLANTAS, sin cámara, pista profunda, nylon

27.00 x 49 (PSI), 42 pliegues

-CHASIS-TOLVA, tiene las mismas características en
ambos modelos.

-FESO, vacío : 66,000 Kgr.

carga : 91,000 Kgr.

total : 157,000 Kgr.

(*) motor actual en el equipo.

B.-PROPULSION MECANICA:

Tenemos sólo a los camiones WABCO MODELO 85-C.

-CAPACIDAD NOMINAL	85 TCS			
-MOTOR DIESEL, ofrecido	Modelo	b.h.p	g.h.p	
	CUMMINS	NTA-1710-C	700	665
	CUMMINS	VTA-1710-C	800	765
	DETROIT D.	16V-71T	700	665
	CATERPILLAR	D-348	850	815
	CUMMINS	KT-2300		(*)

b.h.p - potencia al freno, considera a la bomba de agua, petróleo y aceite (tolerancia + 5 %)

g.h.p potencia en la volante, considera el ventilador alternador, compresor y bomba hidráulica sin carga

(*) Motor actual en el equipo.

-TRANSMISION HIDRAULICA, standard ALLISON modelo DF 8961

con freno retardador y convertidor de torque

con lock-up.

velocidades:	m.p.h (Km/h)	
1ra.	6.92	(11.14)
2da.	12.53	(20.16)
3ra.	17.26	(27.78)
4ta.	22.33	(35.94)
5ta.	29.34	(47.22)
6ta	40.36	(64.95)
reversa 1ra.	5.2	(8.37)

-LLANTAS, sin cámara ,42 ply,27.00 x 49

-TOLVA, de acero de alta resistencia ,100KPSI de
tensión a la rotura.

-PESO,	vacío	Largado
eje front.	57,250 lb(25,960 Kg)	93,150 lb(42,245 Kg)
eje post.	52,850 lb(23,970 Kg)	186,950 lb(84,785 Kg)
total	110,100 lb(49,930 Kg)	280,100 lb(127,030 kg)
la carga seria 170,000 lb (77,272.7 Kg)		

-DIFERENCIAL,de 12 pulg. de diámetro aplicación:
gradiente equivalente total máximo 12% (10 % y
2% resistencia a la rodadura.

4.5.-CARGA REAL SOMETIDO A LOS CAMIONES

La carga real a que esta sometido actualmente los camiones durante la explotación **minera** depende de la capacidad de tolva de cada modelo, del factor de llenado (95 %) y del peso específico del **material**, el cual determinará el número de paladas del equipo de carguio. Un

material apilado puede aumentar de 10 % a 20 % su capacidad de volumen en comparación a una forma volumétrica compacta.

En la siguiente **tabla N.21** se muestra la capacidad real aplicado cada camión de acuerdo a cada tipo de material disparado (suelto):

MATERIAL	PESO ESPEC EN SITU TCS/m ³	PESO ESPEC DISPARADO TCS/m ³	EQUIPO DE CARGUIO Yd ³ (m ³)	Nº DE PALADA	CARGA TOTAL TCS(TM)	EQUIP USADO

Pb-Zn en:			payloader			
Caliza, oeste	3.22	2.74	10 (7.64)	4	119(108)	L.H.
Pirita, este	4.12	3.30	pala de			
			12 (9.17)	4	115(104)	M100
			4.5 (3.44)	8	86(78)	

Pirita masiva oeste	4.76	3.80	pala de			
			12 (9.17)	4	133(120)	L.M.
			4.5 (3.44)	8	92(83)	M100

Desmote (caliza) este y oeste	3.22	2.74	pala de			
			12 (9.17)	4	95.5(87)	L.H.
			4.5 (3.44)	8	71.6(65)	M100

Pb-Zn este y oeste	3.22	2.74	pala de			
			12 (9.17)	4	95.5(87)	L.H.
			4.5 (3.44)	8	71.6(65)	M-85

Pirita oeste	4.78	3.81	pala de			
			12 (9.17)	4	133(120)	L.H.
	4.38	3.50	12 (9.17)	4	122(111)	M-85

Desmote (paco volcánico) este	2.83	2.69	pala de			
	2.26	2.15	4.5 (3.44)	8	69.8(63.3)	LH
	2.40	2.28	"	"	56.2(51)	M-85
			"	"	59.6(54)	

Desmote (paco volcánico) este	2.83	2.69	pala de			
	2.26	2.15	4.5 (3.44)	8	69.8(63.3)	WAB
	2.40	2.28	"	10	74.5(67.6)	CO
			"	8	59.6(54)	85C

Desmote (caliza) este	3.22	2.74	pala de			WAB
			12 (9.17)	4	95.5(86.6)	CO
						85C

TABLA N.21 CAPACIDAD DE LOS CAMIONES SEGUN LA CARGA

4.6.-SELECCION DEL CAMION

De acuerdo a los puntos anteriores seleccionaremos un tipo de camión para propósitos de verificar la influencia de la gradiente de carretera en su rendimiento.

1.-Según el Rendimiento Mecánico (DM):

De la tabla N.9 la disponibilidad mecánica de los camiones Wabco no alcanza al de los camiones Lectra h. M-85, Lectra h. M-100 .

En vista que los camiones Wabco sólo son (2) unidades una reparación que sufra demora afectará tremendamente el rendimiento horario de la flota, tabla N.10. De no producirse reparaciones de consideración esta disponibilidad es mayor e incluso supera a los Lectra M-100, tabla N.11.

En la tabla N.10 el tiempo improductivo de los camiones Wabco el factor influyente fueron las **demoras** por reparación mecánica (falló diferencial) y el tiempo productivo es mayor que las otras flotas de haberse mantenido como factor común los 5.1 min, tabla N.12, habría superado de igual modo su disponibilidad.

Por lo tanto es importante analizar el motivo del alto % de demora por reparaciones eventuales de los camiones Wabco con la finalidad de corregir el factor preponderante y alcanzar mayor disponibilidad con mayor continuidad.

2.-Según la Producción:

Según la producción horaria, tabla N.14, en los tres años considerados los camiones wabco fueron los menos eficientes e incluso no alcanzó el promedio de la flota total, esta baja producción merece analizar su causa principal.

Los camiones wabco venían rindiendo poco desde su puesta en operación, año 1,980, cuando trabajaba en bancos de los niveles inferiores, esta fue la razón que se definió para que solo trabajen en niveles superiores de menor longitud de recorrido y gradientes de carretera mínimos. Sucede que a partir del año 1,982 se inicia mayor ampliación del tajo y al tener la limitación de la cercanía la ciudad requería mayor profundización manteniendo el talud óptimo y tratando de mantener la gradiente de la vía en no mayor de los 8% estimado sólo por criterio e información de otras minas similares. Al estar el mineral (plomo) en los niveles inferiores y por el peso considerable de este mineral estos camiones no podían transportarlos, entonces niveles superiores esta destinado mayormente a transportar pirita y desmonte.

Definido su ruta y zona de trabajo de igual modo su rendimiento horario no alcanza al resto de la flota, tabla N.16.

De considerarse que toda mina a cielo abierto tiene por característica el ensanchamiento lento con mayor profundización y por lo tanto desarrollo operacional en los niveles inferiores en corto tiempo estos camiones quedarían prácticamente reducidos a su mínima capacidad y en peligro de quedar fuera de operación de no corregirse la causa de su reducida capacidad.

3.-Según los Costos Unitarios:

Los costos unitarios mostrados en las tablas N.17 y 18 nos muestra primeramente:

- los camiones wabco gastan menos mensualmente
- los costos por TCS transportada son también menores

Estos valores indican que los camiones mecánicos son económicos y serían mucho más económicos de producir más. En el costo horario, tabla N.19, ligeramente es superior al camión lectra M-100 y menor al lectra M-85 esto se debe a que los costos por mantenimiento en los segundos fueron mayores por su mayor antigüedad y la diferencia con el promedio fue por falla prematura del diferencial.

El factor de energía, tabla N.20, confirma que los camiones wabco son más económicos y de mayor rendimiento merece analizar su capacidad real para que sea mejor explotado.

4.-Según Especificaciones de Fábrica:

Dentro de todos los componentes que esta compuesto la máquina el de mayor importancia por ser el que da **energía** para mover al resto es el motor diésel, por ello sólo nos referiremos a él.

De las especificaciones que provee el fabricante dentro de sus catálogos de venta se observa lo siguiente :

El listado de motores de diferentes modelos, marcas y capacidades proporcionados por el fabricante es para que el comprador seleccione el motor para **las** condiciones operativas de la mina, mantener la capacidad de potencia del motor para la carga requerida, con la seguridad que ocupará la cavidad del chasis y permitirá un perfecto acoplamiento con el sistema de propulsión. Sólo luego de seleccionarse el motor y definirse la compra se especifica a que condiciones geográficas **estará** destinado el equipo procediendo el fabricante hacer la regulación del motor en laboratorio que simule la condición geográfica indicada, siendo esta muy diferente en las condiciones reales.

Esta falta de especificación de la capacidad del equipo (del motor) para distintas condiciones geográficas es una deficiencia que cometen todos los fabricantes, estos valores permitiría seleccionar el motor correcto y evitaría adquirir motores que en realidad **estarán** sobrecargados al ser explotados a una capacidad mayor que no es capaz de

responder el motor. La razón de este defecto podría ser que normalmente las minas del mundo minero están entre los 2,000 y 3,500 m.s.n.m. En el Perú se puede considerar que están las minas más altas del mundo y aquí donde se tienen las condiciones geográficas más extremas. Tenemos el ejemplo de las minas:

CASAPALCA	(LIMA)	SUB-SUELO	a 4,191 m.s.n.m.
CERRO DE PASC	(PASCO)	SUB-SUELO-TAJO	a 4,330
COBRIZA	(HUANCAVELICA)	SUR-SUELO	a 2,100
MOROCOCHA	(JUNIN)	SUB-SUELO	a 4,509
SAN CRISTOBAL	(JUNIN)	SUB-SUELO	a 4,800
MAHR TUNEL	(JUNIN)	PLANTA CONCENTR.	a 3,993
YAUURICOCHA	(JUNIN)	SUB-SUELO	a 4,654
GOYLLARISQUIZGA	(PASCO)	SUB-SUELO	a 4,000
LA OROYA	(JUNIN)	CONCENTR-FUNDIC	a 3,755

Aparentemente los motores turbo-alimentados compensan las pérdidas por la altura. Sucede que un turboalimentador mantiene la capacidad del motor hasta cierta altura, luego también a pesar del turbo el motor comenzará perder potencia, la capacidad del turbo la da el fabricante.

Lo anterior hace considerar que el fabricante no consideró estas condiciones extremas que existen en el Perú y con ellos recién adquieren experiencia.

Los bajos rendimientos del equipo y alto tiempo improductivo por reparaciones mecánicas-eléctricas nos

indica que debemos considera al camión wabco para el estudio que se persigue.

CAPITULO V

BALANCE DE POTENCIA SEGUN LA GRADIENTE DE CARRETERA

En el capítulo anterior se seleccionó a la flota de camiones de 85 toneladas de propulsión mecánica (WABCO) para analizar la causa del bajo rendimiento y eficiencia que presenta.

Dentro de las diferentes causas se puede resumir en las siguientes:

1.-Factor operacional, involucra los factores de buena utilización de la unidad, adecuado programa de trabajo destreza del operador, buen acoplamiento con el equipo de carguío.

2.-Factor capacidad del equipo, involucra el factor geográfico, características de la vía, capacidad real del motor diésel que podría ocasionar el equipo trabaje por debajo de su capacidad máxima o sobrecargado perjudicando tremendamente sus diversos componentes.

De ambos factores el primero descartaremos su análisis por no ser nuestro objetivo y por ser un factor que puede ser corregido durante las operaciones de la mina.

EL segundo factor involucra factores que deben analizarse previo a la adquisición del equipo y corregirse a posteriori involucra otros costos que sumados al costo inicial hace de una **flota** costosa. Además, durante la gestión de compra de un equipo estos **factores** son considerados muy superficialmente lo que trae consigo que en la explotación de la unidad tome valores nominales de capacidad que no esta de acuerdo a las condiciones reales.

Por lo tanto, considerando la carga nominal de 85 tcs (77,273 kg) y el peso del vehículo analizaremos los factores geográficos que afectan el rendimiento del equipo principalmente la característica de la **vía**, la altura geográfica y con ello al motor diésel.

5.1.-CALCULO DE LA RESISTENCIA A LA GRADIENTE PARA LA GEOMETRIA ACTUAL DEL TAJO

Dentro de la características de la vía se tiene distancia y la gradiente de carretera. La distancia simple nos permite pensar que la buena explotación del equipo dependera mucho de la selección adecuada de las velocidades para un ciclo óptimo de explotación.

Si consideramos además la gradiente de la carretera es necesario considerar el gasto de potencia requerido para vencerla con ello la reducción de su capacidad de transporte y bajo rendimiento. Es necesario analizar esta

influencia por afectar directamente a la capacidad del motor y a la producción de la mina.

Como se indicó anteriormente la mina tiene dos accesos: la zona este y la zona oeste, y además, de la garita de control de los accesos se tiene las diferentes rutas que conducen a los botaderos, chancadora primaria y zonas de almacenamiento (stock).

Cada acceso está formado por tramos de diferentes gradientes y longitudes lo que origina que la potencia que entrega el motor diésel en un acceso determinado sea variable. Mediante la tabla N. 2, 3, y 4 de distancias y gradientes para cada acceso presentadas en el capítulo II calculamos las potencias .

De acuerdo al capítulo de resistencias que vence el camión durante la marcha la potencia que se consume para vencer la gradiente de carretera esta dado por la fórmula:

$$N_{gr} = \frac{G \cdot \text{sen}(a) \cdot v}{270} \quad (\text{H.P.})$$

considerando:

G = peso del vehículo + carga nominal

G = 50,000 + 77,273 = 127,273 Kgr.

v = velocidades del vehículo en Km/h

Además ordenando en forma creciente los valores de la gradiente de **carretera** para cada acceso graficamos las potencias para cada caso, figura.18, 19, 20.

5.2.-CALCULO DE LA RESISTENCIA A LA RODADURA

La potencia consumida es calculada mediante la fórmula:

$$N_{rd} = \frac{Frd \cdot v \text{ (c.v)}}{270}$$

Fr fuerza de resistencia a la rodadura esta dado por:

$$Frd = G \cdot \cos(a) \cdot f$$

v = velocidad en km/h

Los valores del ángulo y el coeficiente de rodadura para el tipo de terreno es:

-(a) de acuerdo a la tabla de gradientes de carretera este valor esta dentro de 0.0 a 5.2 grados (0.0 a 9.10 %).

-f = 0.03, para el tipo del terreno

Entonces las potencias que se consumen será para las tres primeras velocidades:

V(Km/h)	POTENCIAS	(H.P)
11.14	157.54	156.89
20.16	285.09	283.92
27.78	392.85	391.23

TABLA N.22 RESISTENCIA A LA RODADURA (Nr)

5.3.-CALCULO DE RESISTENCIAS A LA INERCIA

La potencia consumida se calcula segun el capítulo III por la fórmula:

$$N_j = \frac{1}{270} \frac{dv}{dt} \frac{G}{g} v^2 k$$

para v en Km/h y G en kgr.

Si consideramos el alto tonelaje y la baja velocidad de los camiones para fuera de carretera podemos tomar el valor alto para (k = 1.8). Además, si consideramos que el mayor tiempo de trabajo del camión se desarrolla en vías de pendiente variable y en subida el operador usara siempre las marchas primera casi fija con gradientes mayores al 3 %, y segunda con gradientes menores, siempre en el ciclo de transporte. También el tiempo que se demora en alcanzar la nueva velocidad de marcha es aproximadamente de unos diez (10) segundos como promedio, luego la potencia que se consume será:

1.-Para el caso de subidas con velocidad baja y constante:

$$dv/dt = 0$$

Entonces la potencia también es $N_j = 0$

2.-Para vías con gradiente mínima y posibilidad de utilizar otras velocidades. Considerando el caso de marcha de primera a segunda:

Reemplazando valores en la fórmula y simplificando:

$$N_j = (20.16 - 11.14) * 6 * 1.8 * 127.273 * 20.16 / (270 * 3.16 * 2 * 9.81)$$

$$N_j = 14.932 \text{ H.P.}$$

Entonces el rango de potencia tan bajo que se consume es despreciable en comparación a la alta capacidad del motor.

5.4.-CALCULO DE RESISTENCIA AL VIENTO

La potencia consumida es calculada por:

$$N_a = \frac{K_a \cdot A \cdot (V - V_o)^2 \cdot V}{3,510}$$

Donde:

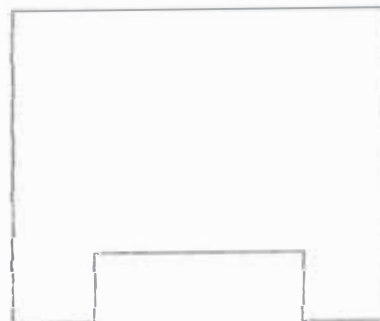
$A = 0.87 \cdot H \cdot B$ área frontal en m².

V = velocidad del camión en Km/h

K_a = coeficiente aerodinámico de 0.18 a 0.14

V_o = velocidad del aire en Km/h

El perfil del camión seleccionado tiene las medidas:



(H= 5 m.) altura

(B= 4 m.) ancho

Fig. 21

La velocidad del aire en las profundidades del tajo es muy bajo por ser un área confinado más en la parte superior, que esta al nivel de la superficie, es mayor en algunos momentos.

1.-Considerando el camión en marcha en el interior del tajo con velocidad máxima primera de 11.14 Km/h y velocidad del aire de 7.2 Km/h:

$$A = 0.87 * 5 * 4 = 17.40 \text{ m}^2$$

$$N_a = 0.16 * 17.40 * (11.14 - 7.2)^2 * 11.14 / 3510 = 0.14 \text{ H.P}$$

$$N_a = 0.14 \text{ H.P}$$

2.-Considerando el camión en marcha en los bancos superiores del tajo con velocidad máxima tercera de 27.78 km/h y velocidad del aire de 14.4 Km/h:

$$N_a = 0.16 * 17.40 * (27.78 - 14.4)^2 * 27.78 / 3510 = 3.94 \text{ H.P}$$

$$N_a = 3.94 \text{ H.P}$$

Para ambos casos estas potencias puede considerarse despreciables en comparación del rango de alta potencia a que trabaja este equipo.

5.5.-BALANCE DE POTENCIA DEL CAMION

Segun el Capítulo III durante el trabajo del camión la potencia del motor se consume para vencer las resistencias

calculadas. Un balance de la potencia entregada por el motor será entonces:

$$N_e = N_{rd} + N_{gr} + N_j + N_{tr} + N_p + N_a$$

Si cancelamos las potencias que no influyen en la potencia total y consideramos el camión siempre en el tramo de subida, tenemos:

$$N_e = N_{rd} + N_{gr} + N_{tr} + N_p \dots\dots\dots(41)$$

De estos cuatro términos la potencia que se gasta en vencer las resistencias en el sistema de transmisión N_{tr} fue calculado en el capítulo III para la transmisión mecánica. La potencia gastada por el patinaje de las ruedas es proporcional a la potencia que se calcula, este factor es el coeficiente de patinaje (ϕ), calculado para la época con lluvia en el apéndice XIV.

Entonces:

$$\begin{aligned} N_p &= \phi \cdot N_e && \text{igual a } N_p = 0.08 \cdot N_e \\ N_{tr} &= (1 - \eta_{tr}) \cdot N_e && \text{igual a } N_{tr} = (1 - 0.857) \cdot N_e \\ N_{tr} &= 0.143 \cdot N_e \end{aligned}$$

Reemplazando:

$$\begin{aligned} N_e &= N_r + N_{gr} + 0.143 \cdot N_e + 0.08 \cdot N_e \\ N_e &= 0.223 \cdot N_e = N_r + N_{gr} \end{aligned}$$

Finalmente la fórmula de la potencia que entrega el motor será:

$$N_e = \frac{N_{ra} + N_{gr}}{0.777} \quad (\text{h.p}) \dots \dots \dots (42)$$

De esta fórmula se observa que la potencia que entrega el motor principalmente se gasta para vencer la resistencia a la rodadura y la resistencia a la gradiente. Además, según el punto 5.2 se demostró que la variación de la cantidad de potencia que se consume en vencer la resistencia a la rodadura para gradientes de hasta 9.10 % es despreciable para una misma velocidad de marcha. Luego con esta consideración y reemplazando la fórmula se simplifica a:

$$N_e = \frac{G.V. (f + \text{sen}(a))}{209.79} \quad (\text{h.p}) \dots \dots \dots (43)$$

Reemplazando valores y considerando los tres accesos al tajo calculamos las potencias que se requiere para transportar la carga nominal a través de las condiciones de vía reales mostrándose gráficamente, figuras 22, 23, 24 :

Luego haciendo un resumen del cálculo de potencias para los tres accesos y tomando los valores representativos de las gradientes de la vía y ordenándolo en forma creciente se muestra el requerimiento de potencia para las diferentes condiciones de gradiente vs velocidad para la misma carga mostrando estos valores en la figura 25 :

5.6.-INFLUENCIA DE LA ALTURA GEOGRAFICA EN EL MOTOR

En el balance de potencia realizado no fue considerado la influencia de la altura geográfica del lugar de trabajo del camión.

Como es de conocimiento a medida que aumenta la altura geográfica de un lugar con respecto al nivel del mar varia las condiciones ambientales: temperatura, presión atmosférica, cantidad de oxígeno, humedad. Estas variaciones de condiciones afectan negativamente en el rendimiento del motor.

Estudios experimentales realizados a nivel mundial, para el caso de motores diésel, tienen los siguientes resultados:

-MOTORES DE ASPIRACION NATURAL, el motor pierde 3 % de potencia por cada 1,000 pies de elevación.

Es posible calcular la potencia en otras condiciones ambientales diferentes al normal mediante fórmulas empíricas ejemplo:

$$\frac{P_o}{P} = \frac{1}{0.5 + 0.5 \cdot \frac{P_x + 288}{760 (273 + T_x)}} \quad (\text{Dubbel T.II})$$

$$\frac{N_o}{N} = \frac{760}{b} \sqrt{\frac{273 + T}{273 + 20}} \quad (\text{fabricantes DEUTZ})$$

Donde:

P_x , b en m.m Hg presión del lugar

T_x , T en (C) temperatura del lugar

-MOTORES TURBOALIMENTADOS, de las especificaciones de los fabricantes de los turboalimentadores se tiene la información que el rendimiento de estos componentes también esta limitado por sus características de diseño por el motor y la condición geográfica. Estos turbos estan diseñados para compensar la pérdida de potencia y aumentar en menor cantidad la potencia. La limitación de su capacidad esta dado por la altura máxima que garantiza el fabricante para su óptimo rendimiento, a partir del cual comenzará a perder potencia el motor 4 % por cada 1,000 pies de sobre elevación.

De acuerdo a los fabricantes de motores y a sus aplicaciones en distintos lugares geográficos se dispone en el mercado turboalimentadores con capacidades efectivas para distintas alturas, siendo los más comerciales:

hasta los 7,500 pies = 2,286 m.s.n.m.

hasta los 8,500 pies = 2,591 m.s.n.m.

hasta los 10,000 pies = 3,048 m.s.n.m.

hasta los 11,000 pies = 3,353 m.s.n.m.

hasta los 12,000 pies = 3,658 m.s.n.m.(max.comercial)

Para realizar la corrección de las potencias por las condiciones expuestas descartaremos la posibilidad del uso

de un motor de aspiración natural por la extrema capacidad que tendría el motor solo para compensar pérdidas, además de ser de mayor dimensión y no ser técnicamente el más adecuado. Entonces analizaremos el caso para un motor turboalimentado que es el caso real para este tipo de equipos de alta capacidad.

La altura geográfica de ubicación de la mina de Cerro de Pasco es de 14,203 pies (4,330 m) sobre el nivel del mar y los turbos correctos a usar y que realmente provee el fabricante son los de máxima capacidad según la indicación anterior.

Por lo tanto se tiene una pérdida por la diferencia:

por los 2,000 pies adicional	= 8 %
por los 206 pies adicional = $206 \cdot (4/1000)$	= 0.82 %
total	= 8.82 %

Esto significa que el motor también debe ser capaz de responder a este inconveniente, de tal manera que luego de reducido la potencia en dicho porcentaje el motor tenga capacidad de transportar sin problemas la carga máxima.

Entonces las potencias calculadas para las gradientes de la mina se debe corregir en este porcentaje:

$$N_{\text{final}} = N_{\text{e}} + 0.0882 \cdot N_{\text{e}}$$

$$N_{\text{final}} = (1 + 0.0882) \cdot N_{\text{e}}$$

$$N_{\text{final}} = 1.0882 \cdot N_{\text{e}}$$

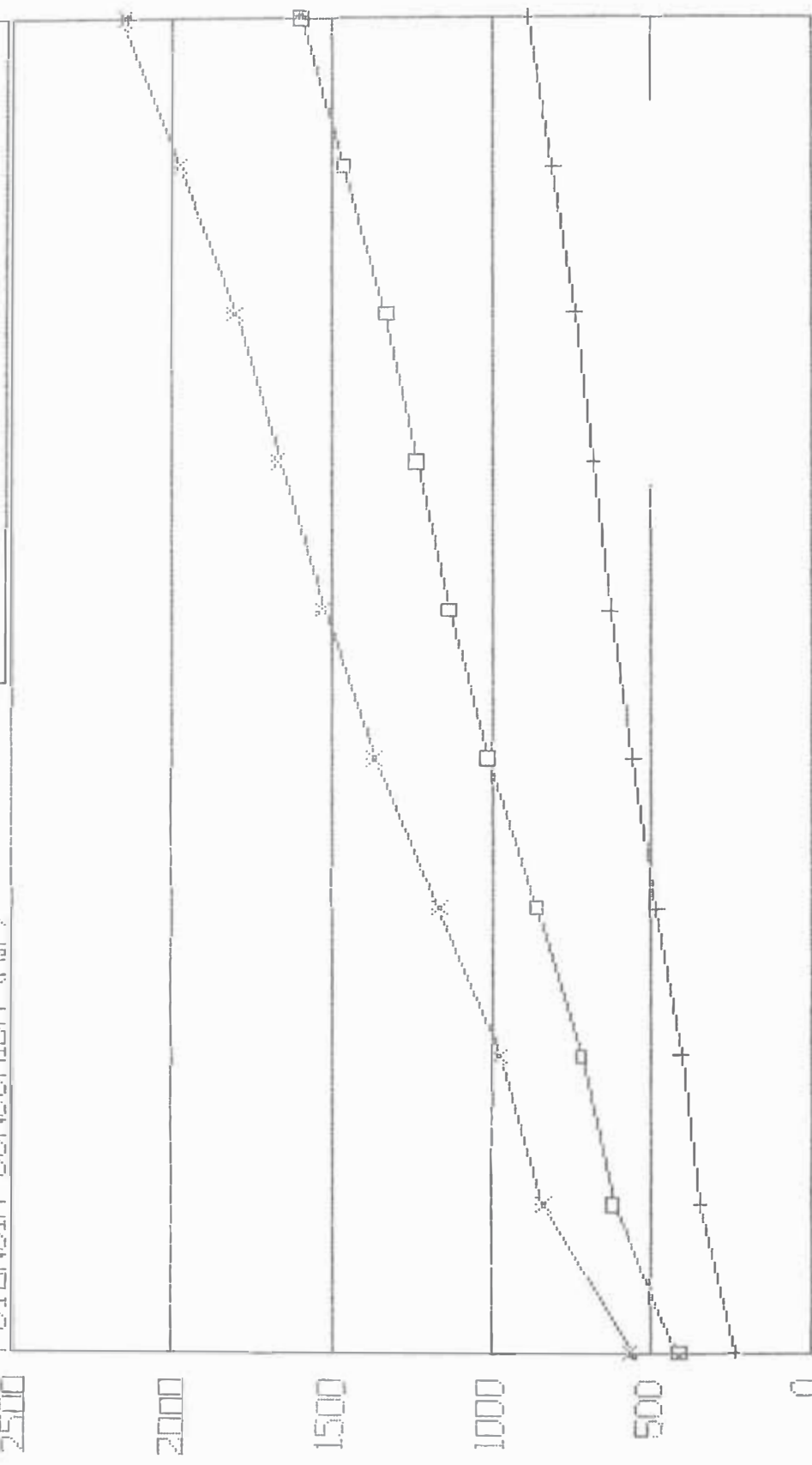
POTENCIA FINAL TOTAL REQUERIDO (Ne)

CORREGIDO POR ALTURA GEOGRAFICA

veloc. = km/h

1114 -x- 20.16 -*- 2778

POTENCIA CONSUMIDA (H.P)



11 1.53 2.4 3.45 4.55 5.46 6.24 7 8 9

GRADIENTE (%)

figura N.26

Finalmente las potencias reales que debería entregar el motor para cada caso será como se muestra en la figura 26.

5.7.-GRADIENTE MAXIMA PARA LA POTENCIA DEL MOTOR

Hasta este punto hemos calculado la potencia requerida al motor considerando todos los factores e incluso corrigiendo el efecto de altura geográfica para diferentes gradientes de la vía esto nos permitirá seleccionar un motor de la capacidad real para la carga que requerimos transportar.

Partiendo de que se dispone el camión y de los datos técnicos es posible entonces calcular anticipadamente la capacidad que el equipo tiene para vencer las rampas existentes.

De acuerdo al balance de tracción de un vehículo en movimiento realizado en el capítulo III tenemos:

$$F_r = G \cdot \sin(\alpha) + F_i + F_{rr}$$

Donde :

F_r fuerza de tracción en la rueda motriz

F_{rr} fuerza total de resistencia a la rodadura

y es igual a F_{rd} : $F_{rd} = f \cdot G \cdot \cos(\alpha)$

f es el coeficiente de rodadura

F_i fuerza inercial de las masas en movimiento

el cual es despreciable para velocidades bajas

y uniformes.

Entonces tenemos simplificando:

$$F_r = G \cdot \text{sen}(a) + f \cdot G \cdot \text{cos}(a)$$

$$\frac{F_r}{\text{cos}(a)} = \frac{G \cdot \text{sen}(a) + f \cdot G}{\text{cos}(a)}$$

$$\text{tag}(a) = \frac{F_r}{G \cdot \text{cos}(a)} = f$$

El $\text{cos}(a)$ para ángulos pequeños es aproximadamente (1) y la $\text{tag}(a)$ es igual al ángulo (a), simplificando tenemos:

$$(a)_{\max} = \frac{F_r}{G} = (f) \quad \text{máximo} \dots\dots\dots(44)$$

Del análisis de fuerzas en la rueda motriz realizado en el capítulo III:

$$F_r = \frac{M_m \cdot i_{rt} \cdot \eta_{tr}}{r_t}$$

donde :

- M_m momento máximo del motor
- i_{rt} reducción total en la marcha más reducida
- η_{tr} eficiencia de la transmisión
- r_t radio de rodadura de la rueda (neumático)

Las especificaciones técnicas del motor dados por el fabricante para las condiciones standard SAE J816b; 150 m.s.n.m., 29 C, 0.38 pulg. presión de vapor, son:

motor diésel de 4 tiempos	CUMMINS
modelo	KT-2300C

número de turbos	2
modelo de turbo	t-18
capacidad de turbo	12,000 ft
potencia max.	900 HP a 2,100 rpm
torque max.	2,590 lb-ft a 1,600 rpm
cilindrada	2,301 pulg ³
número de cilindros	12

calculando F_r :

$$M_m = 2,590 \text{ lb-ft}$$

$$i_{rt} = 88.276$$

$$n_{tr} = 0.857$$

$$r_t = 1.262 \text{ m (4.1404 ft, llanta de 24x49 YOCOHAMA)}$$

$$F_r = (2590 \times 88.276 \times 0.857) / 4.1404$$

$$F_r = 47323.94 \text{ lb}$$

$$F_r = 21510.88 \text{ Kg}$$

Para el tipo de terreno de **la** vía el coeficiente de resistencia a la rodadura es **igual** $f=0.03$, entonces el ángulo de la vía o gradiente máxima teórica **que** puede vencer el camión es:

$$(a)_{\max t} = 21510.88 / 127,273 = 0.03$$

$$(a)_{\max t} = 0.14 \text{ , } 14 \% \text{ teórica}$$

Si consideramos la influencia de las resistencias y la altura geográfica la capacidad máxima real del motor es:

$$N_w = \frac{M_m \times n}{716,2} \times \text{ef. turbo (H.P)} \dots \dots (45)$$

donde:

M_m en kg-m y n en rpm

Reemplazando valores para la condición de máximo torque del motor y la pérdida de capacidad del turbo por la sobre altura geográfica tendremos:

$$N_e = \frac{2590 \cdot 1600 \cdot 0.3048 \cdot (1 - 0.0882)}{716.2 \cdot 2.2}$$

$$N_e = 730.95 \text{ hp}$$

Conocemos:

$$M_{mot} = \frac{N_e \times 63,000}{rpm \times 12} \text{ lb-pie} \dots\dots\dots(46)$$

$$M_{mot} = 730.95 \cdot 63000 / (1600 \cdot 12)$$

$$M_{mot} = 2398.43 \text{ lb-pie}$$

La fuerza (F_r) será:

$$F_r = (2398.43 \cdot 88.276 \cdot 0.857) / 4.14$$

$$F_r = 43827.851 \text{ lb}$$

$$F_r = 19921.75 \text{ kg.}$$

la gradiente máxima real será:

$$(a)_{max} = 19921.75 / 127273 = 0.03$$

$$(a)_{max} = 0.1265$$

GRADIENTE MAXIMA 12.65 %

5.8.-VERIFICACION DE ADHERENCIA

Como se indicó anteriormente la fuerza de tracción en las ruedas motrices tiene un límite determinado por la adherencia del neumático al terreno, llamado "fuerza de adherencia"

Entonces, la máxima fuerza tangencial de **tracción** que puede ser alcanzado en la rueda motriz según las condiciones es:

$$F_{ad.} = \zeta \cdot G \text{ eje}$$

- ζ coeficiente de adherencia 60 % para el terreno

-G eje peso sobre el eje motriz 84,785 Kg.

Si la fuerza de tracción, F_r , es superior a dicha fuerza se produce el patinaje, luego:

$$F_{ad.} = 0.6 * 84,785$$

$$F_{ad.} = 50,871.0 \text{ Kg}$$

entonces comparando con la fuerza de tracción :

$$F_r < F_{ad}$$

$$19,921 < 50,671.0$$

Estos valores confirman que esta asegurado adherencia y no se presentará problemas con el patinaje por causa del terreno.

5.9.-INFLUENCIA DE LA GRADIENTE EN LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE PROPULSION

La experiencia de campo obtenida durante (5) años de observación al camión elegido ha permitido establecer que los componentes que más sufre un camión durante su trabajo es principalmente: el motor diésel, transmisión automática, el diferencial y los mandos finales. En lo que respecta el chasis de no ser una sobre carga extrema y/o los años de operación (superior a las 50,000 horas de operación) no ha presentado problemas de fisuración o rajadura, debido al acero de alta resistencia de 45,000 psi de estuerzo de fluencia usado en la fabricación de la estructura tipo cajón.

EN EL MOTOR.- Su influencia ha sido estudiado detenidamente en los capítulos anteriores y se ha concluido que le resta capacidad de carga de transporte al ser consumido su potencia en vencer gradientes mayores, además, el motor al trabajar con sobre carga sufrirá mayores esfuerzos y se reducirá su vida útil.

LA TRANSMISION AUTOMATICA.- Este componente tampoco ha presentado problemas atribuibles principalmente a la gradiente puesto que su capacidad de entrada sobre pasa a la capacidad del motor actual, siendo sus características:

- máxima velocidad de ingreso.....2,300 rpm
- máximo torque de entrada.....2,960 lb-pie
- máxima potencia de entrada.....975 hp

EL DIFERENCIAL.- Este componente es la parte de la transmisión **que** es más sensible a **las** sobrecargas más aun si es que no esta diseñado para la capacidad real de transporte considerando todas las restricciones que se presenta.

el diferencial esta correctamente diseñado o seleccionado y la lubricación es correcta su vida útil es de 25,000 a 30,000 horas de operación mínima y sólo requiere corregir su juego axial por el desgaste de sus componentes entre cada frecuencia de 5,000 a 8,000 horas dependiendo del tipo de servicio y velocidad. En el camión analizado este componente falló a las 17,895 y 19,000 de operación.

LOS MANDOS FINALES.- Tampoco ha presentado problemas atribuibles a sobrecargas, presentando desgaste normal.

Entonces verificaremos la capacidad del diferencial actual:

Del balance de tracción **del** vehículo en marcha por una carretera con gradiente la fuerza de tracción y torque en la **rueda motriz es:**

$$F_r = G \cdot [\text{sen}(\alpha) + f \cdot \text{cos}(\alpha)]$$

$$M_{tr} = F_r \cdot r_r \quad r_r, \text{ radio de rodadura del neumático}$$

Según el fabricante el diferencial original que vino en el camión tenia una capacidad máxima total de gradiente del 10 % (8% de gradiente, 2% resistencia a **la rodadura**) para camiones del año 80 menos. Posteriormente , desde setiembre de 1980 recién comenzaron a salir a la venta los camiones de modelo mejorado (del modelo 85C al 85D) con la

modificación principal en cuanto al diferencial siendo a partir de esa fecha el diferencial estandar usar como mínimo para capacidad de gradiente máxima total 12 % (10 % más 2 % por la resistencia a la rodadura), con 12 pulg. diámetro de paso de la corona.

Considerando la capacidad máxima total de gradiente para el diferencial original, 10 %, verifiquemos el torque y fuerzas que se presentarán en el diferencial, apéndice XV:

En la rueda motriz:

Si:

$$G = 127,273 \text{ kg (280,000 lb)}$$

$$r_r = 4.14 \text{ ft del fabricante de llantas}$$

$$f = 0.030 \text{ para el terreno}$$

$$(a) = 5.71 \text{ (10 \% gradiente total)}$$

se tiene:

$$F_r = 280,000 * (\sin(6.84) + 0.030 * \cos(6.84))$$

$$F_r = 36,216.5 \text{ lb}$$

$$M_{tr} = 36,216.5 * 4.14$$

$$M_{tr} = 149,936.31 \text{ lb-pie}$$

La reducción del mando final es 6.0 por lo tanto el torque que entrega el diferencial será:

$$M_{dif} = M_{tr} / i_{mf} * n_{mf}$$

$$M_{dif} = 149,936.31 / (6.0 * 0.97)$$

$$M_{dif} = 25,762.25 \text{ lb-pie}$$

La potencia máxima real del motor para el torque máximo es de 730.95 hp, el torque real será:

$$M_{\text{mot}} = \frac{\text{hp} \times 63,000}{\text{rpm} \times 12} \text{ lb-pie}$$

$$M_{\text{mot}} = 730.95 \times 63,000 / (1,600 \times 12)$$

$$M_{\text{mot}} = 2,398.43 \text{ lb-pie}$$

El torque transmitido al diferencial será:

$$M_{\text{dif}} = M_{\text{mot}} \times i_{\text{tr1}} \times i_{\text{dif}} \times \eta_{\text{er}}$$

$$\eta_{\text{er}} = \eta_{\text{tr}} \times \eta_{\text{dif}} \quad (\text{del capítulo III})$$

$$\eta_{\text{er}} = 0.902 \times 0.98$$

$$\eta_{\text{er}} = 0.884$$

$$M_{\text{dif}} = 2,398.43 \times 4.24 \times 3.47 \times 0.884$$

$$M_{\text{dif}} = 31,194.25 \text{ lb-pie}$$

Esto significa que el diferencial no está diseñado para que el motor pueda entregar su total capacidad de torsión y para gradientes mayores siempre estará trabajando en su capacidad máxima.

Este torque en el diferencial nos permitirá calcular las fuerza que actuan en el piñón y corona y con ella determinamos la carga que actua en los rodamientos que soportan principalmente al piñón (piñón de ataque).

El torque calculado es la que actua en la corona por lo tanto las fuerzas son las actuantes. En el piñón será la misma fuerza pero reactiva.

Según el cálculo para piñones cónicos con dientes en espiral que se cortan sus ejes a 90 grados y tomando los valores medidos e indicados en la figura se tiene:

L = altura inclinada del cono

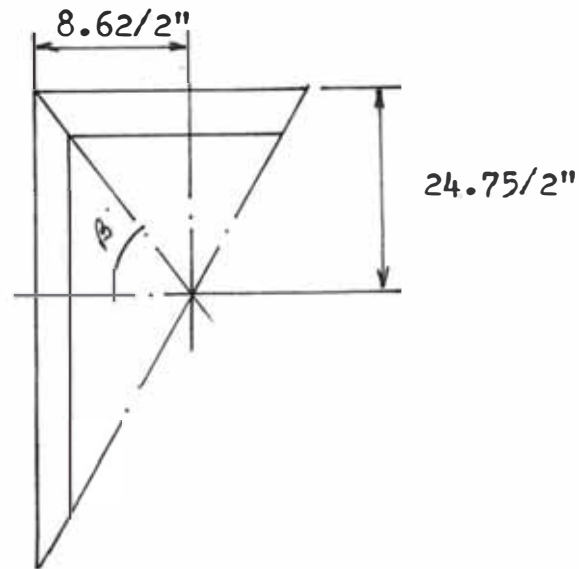


fig. 27

$$L = \sqrt{\left(\frac{8.62}{2}\right)^2 + \left(\frac{24.75}{2}\right)^2}$$

$$L = 13.10 \text{ pulg}$$

El radio medio en la corona se calcula por:

$$R_{mc} = R_c - \frac{1}{2}(b) \cdot \text{sen}(B) \dots \dots \dots (47)$$

$$R_{mc} = 12.375 - \frac{1}{2} \cdot (4.1875) \cdot \left(\frac{12.375}{13.10}\right)$$

$$R_{mc} = 10.397 \text{ pulg}$$

la fuerza tangencial en la corona será:

$$F_{tc} = M_{d1r} \cdot 12 / R_{mc}$$

El torque para la capacidad máxima del diferencial de 10 % de gradiente se calculó:

$$M_{d1r} = 25,762.25 \text{ lb-pie}$$

la fuerza máxima será:

$$F_{tc} = 25,762.25 * 12 / 10.379$$

$$F_{tc} = 29,785.818 \text{ lb}$$

La fuerza axial y radial son proporcionales a la fuerza tangencial multiplicado por una constante que es función del ángulo del cono primitivo (B), el ángulo de la espiral (ζ) y del ángulo de presión del diente ($\&$):

$$F_{ra} = F_{tc} * f(B, \zeta, \&) \dots \dots \dots (48)$$

$$F_{rx} = F_{tc} * f_1(B, \zeta, \&) \dots \dots \dots (49)$$

La espiral del diferencial es a la izquierda con rotación del piñón en sentido contra el reloj, entonces las fórmulas (f) y (f1) son las mostradas en el apéndice XVI.

Los factores de proporcionalidad de la fuerza axial y radial son valores fijos por estar determinado por la forma y dimensiones de los engranajes, entonces la única variable es la fuerza tangencial, si este crece en una proporción determinada en relación directa a la gradiente de carretera la fuerza axial y radial crecerán en la misma proporción.

Dentro del conjunto del diferencial, mandos finales y demás sistemas de propulsión existen diferentes rodamientos de apoyo que soportan las cargas actuantes. Estos rodamientos han sido seleccionados en base a la carga máxima permisible y de ello se determina por las tablas del fabricante su duración teórica.

Considerando los rodamientos cónicos de apoyo del piñón de ataque del diferencial se analiza el efecto del aumento de la carga sobre la vida de estos componentes.

La duración nominal de un rodamiento se determina por la relación existente entre la duración nominal, la capacidad de carga dinámica y la carga aplicada al rodamiento:

$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^n \dots \dots \dots (50)$$

también:

$$\frac{C}{P} = L_{10}^{1/n} \dots \dots \dots (51)$$

donde:

L_{10} = duración nominal, en millones de revoluciones

C = capacidad de carga dinámica en N (Newton)

P = capacidad dinámica equivalente sobre el rodamiento en N (Newton)

n = exponente de la fórmula e igual a 10/3 para rodillos cónicos

Para calcular la carga dinámica (P) la fuerza radial total actuante será:

$$F_{rtot} = \sqrt{F_{ra}^2 + F_t^2}$$

Conociendo el valor de F_{ra} y reemplazando tenemos:

$$F_{rtot} = F_{tc} \sqrt{f(B, \zeta, \&) + 1}$$

Sabemos que la fuerza axial es igual a:

$$F_{ax} = F_{tc} \cdot f_1(B, \zeta, \&)$$

Para el caso de rodamientos SKF 31330X sus características son :

$$\text{diámetro int.} = 150 \text{ m.m.}$$

$$\text{diámetro ext.} = 340 \text{ m.m.}$$

$$\text{ancho max.} = 82 \text{ m.m.}$$

$$C_d = 737 \text{ kN}$$

límite de velocidad = 1400 r/min en aceite

$$e = 0.83$$

Entonces según fabricante de rodajes SKF :

Para $F_{ax}/F_{rtot} < 0.83$

$$P = F_{rtot}$$

$$P = F_{tc} \cdot \sqrt{f_1(B, \zeta, \&) + 1}$$

De los cálculos anteriores reemplazando F_{tc} por sus factores tenemos:

$$F_{tc} = \frac{12 \cdot r_r \cdot G \cdot [\text{sen}(a) + f \cdot \text{cos}(a)]}{R_{mc} \cdot i_{mf} \cdot n_{mf}}$$

Para diferentes gradientes de la vía calculamos la fuerza tangencial, incluyendo la gradiente máxima teórica y real, permitiendo observar el incremento progresivo de ésta fuerza tal como se muestra en el cuadro siguiente, N.23.

En el apéndice XVII se observa que la fuerza para una gradiente determinada es igual a la fuerza para la gradiente cero multiplicado por una constante calculada para cada caso, resumiendose:

$$F_{tc}(a) = F_{tco} \cdot K_r \dots\dots\dots(52)$$

Donde k_r es el porcentaje de incremento de la fuerza debido a la gradiente y se traduce como las veces que se multiplica el valor de la fuerza tangencial en gradiente cero para valores mayores, resumiendose :

GRADIENTES (%)								
	0	2	4	6	8	10	12	14
K_r	1	1.666	2.331	2.994	3.654	4.311	4.964	5.611

TABLA N.23 FACTOR DE MULTIPLICIDAD (k_r .)

Finalmente la vida de un rodamiento de rodillos cónicos se reducirá por el factor k_r elevado al coeficiente $10/3$, superior a la tercera potencia:

$$L_{10} = \left[\frac{C}{F_{tco} \cdot k_r \cdot \sqrt{f(B, G, \&) + 1}} \right]^{10/3}$$

$$L_{10} = \frac{1}{k_r^{10/3}} \cdot \left[\frac{C}{F_{tco} \cdot \sqrt{f(B, G, \&) + 1}} \right]^{10/3}$$

Por lo tanto un incremento de la gradiente en forma desproporcionado y fuera de la capacidad de los componentes que conforman el sistema de propulsión puede originar mayores costos de operación al reducir considerablemente su vida útil.

CAPITULO VI

GRADIENTE OPTIMA RECOMENDABLE DE VIA PARA LA MINA A CIELO-ABIERTO

6.1.-INFLUENCIA DEL TIPO DE GRADIENTE EN LOS COSTOS DE OPERACION

La gradiente de carretera influye indirectamente en el costo de operación puesto que su efecto directo es sobre el rendimiento del camión y propiamente en los costos de mantenimiento al crear sobre carga muchas veces mayores a los valores recomentables para la resistencia mecánica de sus diferentes componentes, reduciendo su vida útil y aumentando las frecuencias de reparaciones y necesidades de repuestos, los cuales son normalmente de alto costo.

Una forma de evaluar el efecto de la gradiente sobre los costos se puede hacer considerando para dos casos:

- para gradientes altos
- para gradientes menores

PARA GRADIENTES ALTOS:

Las gradientes altas aunque reducen la longitud del recorrido crean un esfuerzo adicional sobre el sistema de propulsión, dentro de este sistema el componente principal y

de mayor costo es el diferencial, el mismo que falló a las 17,895 horas de operación (rotura de dientes del piñón y corona) y el otro las 18,039 presento picaduras en las superficies del piñón y corona fallando a las 19,000, habiéndose verificado que el problema no era del aceite por cumplir con las especificaciones del fabricante. También en estos sistemas el elemento que más sufre y reduce su vida útil es el rodamiento, como se demostró su efecto en el capítulo anterior.

PARA GRADIENTES MENORES:

Si bien los valores bajos no perjudican la parte mecánica del vehículo directamente lo cierto es que involucra mayores longitudes de recorrido por lo tanto mayor tiempo cargado y ciclo total de viaje más alto reduciéndose el número de viajes y por lo tanto la producción.

De igual modo durante la explotación y avance de minado el preparar carreteras con perfil de gradientes bajos involucra mayores costo por horas de máquinas y labor que requerirá.

6.2.-SELECCION DE LA GRADIENTE Y VELOCIDAD OPTIMA

CALCULO DE LOS BANCOS PROMEDIOS DE EXPLOTACION

El plan de minado (explotación) de la mina se caracteriza por definir los bancos de explotación, siempre considerando los accesos principales.

El desarrollo de las operaciones durante un mes determinado da un valor promedio de banco explotado y éste nos proporciona la información de la ubicación promedio de trabajo de las máquinas de producción.

Entonces usando la información del departamento de minas de los bancos promedios y la producción de los tres camiones principales de transporte más a más calcularemos los promedios anuales de explotación de los mismos para los años 1,983; 1,984; 1,985; 1,986 mediante la fórmula:

$$BP = \frac{\text{SUM} \{ BP_1 \times TCS_1 \}}{\text{SUM} \{ TCS_1 \}} \dots\dots\dots(53)$$

Donde:

BP = banco promedio año

BP₁ = banco promedio mes

TCS₁ = toneladas cortas secas mes

Utilizando los datos del apéndice XVIII, XIX, XX y aplicando la fórmula tenemos los resultados de la tablas 24,25,26,27 que indican los bancos promedios para los años indicados.

Considéando el último plan de minado de mediano y largo plazo,apéndice I que considera los planes de producción por períodos y por lotes denominados planes G₂, G₃, H₁, H₂ y J, con las siguientes características:

MES	BANCO MES	...TCS-MES	...BANCO*TCS
ENERO	4240.37	1035073	4389092497.01
FEBRERO	4229.8	518976	2195164684.8
MARZO	4230.13	732101	3096882403.13
ABRIL	4233.83	935245	3959668338.35
MAYO	4243.76	908881	3857072832.56
JUNIO	4235.47	996102	4218960137.94
JULIO	4241.62	1033475	4383608229.5
AGOSTO	4242.39	1069713	4538139734.07
SEPTIEMBRE	4232.3	1095116	4634859446.8
OCTUBRE	4226.96	1162770	4914982279.2
NOVIEMBRE	4245.44	1028171	4365038290.24
DICIEMBRE	4230.24	1132014	4788690903.36
TOTAL		11447637	49342159777
BANCO PROMEDIO			4236.24

TABLA N. 24 BANCO PROMEDIO DE EXPLOTACION 1,983

MES	BANCO MES	TCS-MES	BANCO*TCS
ENERO	4233.97	1045101	4424926280.97
FEBRERO	4224.59	1032225	4360727412.75
MARZO	4231.6	932324	3945222238.4
ABRIL	4232.54	1067231	4517097896.74
MAYO	4231.76	1101163	4659857536.88
JUNIO	4242.28	1143480	4850962334.4
JULIO	4240.75	584053	2476822759.75
AGOSTO	4238.14	1059618	4490809430.52
SEPTIEMBRE	4241.67	1143770	4851494895.9
OCTUBRE	4242.76	1067884	4530775519.84
NOVIEMBRE	4235.18	980849	4154072067.82
DICIEMBRE	4231.29	891133	3770642151.57
TOTAL		12048831	51033410525.5
BANCO PROMEDIO			4235.55

TABLA N. 25 BANCO PROMEDIO DE EXPLOTACION 1,984

MES	BANCO MES	TCS-MES	BANCO*TCS
ENERO	4253.46	926980	3942872350.8
FEBRERO	4275.78	878382	3755768187.96
MARZO	4271.32	976489	4170896995.48
ABRIL	4264.43	1011568	4313760926.24
MAYO	4259.31	1039770	4428702758.7
JUNIO	4257.44	1019641	4341060379.04
JULIO	4258.67	1086424	4626721296.08
AGOSTO	4248.27	1015095	4312397635.65
SETIEMBRE	4236.21	864736	3663203290.56
OCTUBRE	4236.63	937844	3973298025.72
NOVIEMBRE	4252.91	1061424	4514140743.84
DICIEMBRE	4253.99	996300	4238250237
TOTAL		11814653	50281072827.1
BANCO PROMEDIO			4255.82

TABLA N. 36 BANCO PROMEDIO DE EXPLOTACION 1,985

MES	BANCO MES	...TCS-MES	...BANCO*TCS
ENERO	4253.93	926980	3943308031.4
FEBRERO	4249.61	878382	3732780931.02
MARZO			
ABRIL	4247.37	1011568	4296503576.16
MAYO	4236.72	1039770	4405214354.4
JUNIO	4233.54	1019641	4316690959.14
JULIO	4237.52	1086424	4603743428.48
AGOSTO	4249.16	1015095	4313301070.2
SEPTIEMBRE	4239.97	864736	3666454697.92
OCTUBRE	4239.38	937844	3975877096.72
NOVIEMBRE	4230.74	1061424	4490608973.76
DICIEMBRE			
TOTAL		9841864	41744483119.2
BANCO PROMEDIO			4241.52

TABLA N. 27 BANCO PROMEDIO DE EXPLOTACION 1,986

- producción mensual de mineral.....34,000 m³
- producción mensual de desmonte.....266,000 m³
- volumen total.....300.000 m³
- relación desmonte por mineral.....7.8:1
- límite final del tajo.....elevación 4060
- dos sistemas de rampa.....este, oeste
- ancho de rampa.....20 m
- gradiente máxima de vía.....8% hasta el 4060
- altura de bancos intermedios.....10 m
- ángulo de talud.....47 % oeste, 45 % este

El departamento de ingeniería, geología y minas elaborarán el plan de minado a largo plazo en las cuales determinó los bancos promedios a trabajarse hasta el año 1,990, distribuidos de la siguiente manera:

PROYECTO	AÑO	BANCO PROMEDIO (BP)		
		MINERAL	DESMONTE	PIRITA
H 1	1986	4160	4160	-
G 2	1986	4160	4160	-
H 2	1986	4208	4230	4230
	1987	4160	4190	-
	1988	4140	4160	-
	1989	4130	4140	-
	1990	4180	4150	-
G 2	1986	4210	4150	-
	1987	4200	4200	-
	1988	4190	4250	4250
	1989	4190	4170	-
	1990	4180	4150	-
J	1989	-	4210	4220
	1990	-	4140	-

TABLA N.28 PLAN DE MINADO A LARGO PLAZO

Además tenemos los dos botaderos principales y de igual modo sus niveles promedios para el mismo plan de minado:

AÑO	BANCO PROMEDIO (BP)	
	RUMILLANA	EXCELSIOR
1986	4292	4340
1987	4322	4356
1988	4332	4356
1989	4352	4356
1990	4362	4366

TABLA N.29 BOTADEROS PRINCIPALES

En el siguiente corte transversal del tajo al ubicar los bancos promedios para ambos casos se observa el efecto inverso entre la zona de explotación y el lugar de los botaderos, siendo solo punto fijo la ubicación de la chancadora primaria ver figura 28.

INFLUENCIA DE LA PROFUNDIZACION Y GRADIENTE EN LA PRODUCCION

producción está determinado **por** el ciclo de transporte, horas efectivas de trabajo y por lo tanto del número de viajes que realiza. El ciclo de transporte es el factor principal y esta ligado por la longitud de viaje de un ciclo y la velocidad del camión.

Considerando el Plan de Minado a largo plazo donde se proyecta los bancos promedios de explotación para cada año y

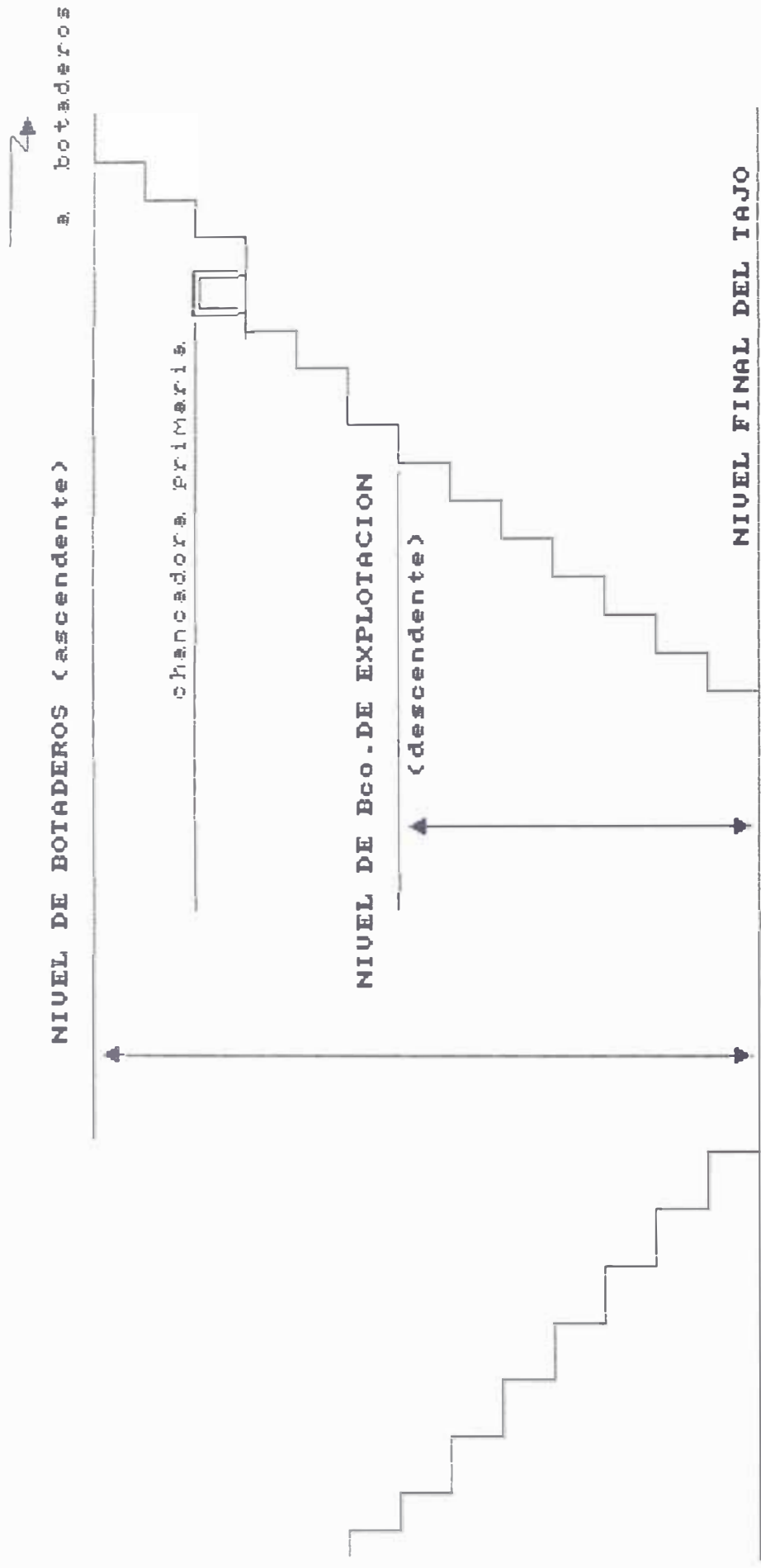


fig. 20

variando la velocidad y gradiente de la vía se calcula el efecto de la gradiente sobre la producción mediante la relación:

$$Prd. = N_{\text{viajes}} \times Cap_{\text{tolva}} \times Coef_{\text{llenad.}} \quad (54)$$

donde :

$$N_{\text{viajes}} = h_{\text{ef.}} / \text{ciclo}$$

$$\text{Ciclo} = 2 \cdot L / v$$

$h_{\text{ef.}}$ = horas efectivas de producción (horas)

$L = Y_1 / \text{sen}(a)$, longitud del ciclo (metros)

v = velocidad del vehículo Km/h

$Y_1 = y_0 - y_i$, altura entre bancos (metros)

y_0 = banco promedio año de botadero

y_i = banco promedio año de explotación

$\text{sen}(a)$ = seno del ángulo de la gradiente

$Coef_{\text{llenad.}}$ = Coeficiente de llenado de la tolva, 0.9

Cap_{tolva} = Capacidad de la tolva m³, 24 para Wabco

Reemplazando tenemos :

$$Prd. = 0.9 \times h_{\text{ef.}} \times Cap_{\text{tolva}} \times V \times \text{sen}(a) / 2 Y_1$$

la producción horaria sería:

$$Prd. / h_{\text{ef.}} = 0.9 \times Cap_{\text{tolva}} \times V \times \text{sen}(a) / 2 Y_1 \quad (55)$$

Para el caso particular de los camiones WABCO, normalmente transportan desmote del banco de explotación de los niveles intermedios a los botaderos, por la necesidad se

tendrá que considerar en el proyecto la forma que estos camiones puedan transportar desde niveles más profundos.

Estos camiones de acuerdo al plan de minado deberán trabajar en la zona este proyecto H-2 y con destino al botadero excelsior. Mediante la relación anterior calculamos el efecto de la gradiente para los diferente desniveles promedios para cada año, tal como se muestra en el cuadro N.30 .

En dicho cuadro se observa claramente que a mayor profundidad comienza a disminuir la producción por lo que es necesario definir la gradiente y velocidad adecuada.

GRADIENTE OPTIMA DE RUTA:VELOCIDAD OPTIMA

Para determinar la gradiente óptima de vía analizaremos los resultados de los capítulos anteriores donde se cálculo:

- potencia que se consume para diferentes gradientes
- gradiente máxima para la capacidad real del motor
- influencia de la gradiente en la producción

Tenemos los siguientes resultados:

Potencia máxima del motor $900*(1-0.0882)$820.62 hp
Potencia del motor real para el torque máximo.....	730.95 hp
Gradiente máxima teórica capas del camión.....	14 %
Gradiente máxima real.....	12.65 %

Del efecto reducción de la producción horaria a medida que se profundiza la mina se observa la necesidad de

INFLUENCIA DE LA GRADIENTE EN LA PRODUCCION
(m³/h.)

formula : $m^3/h = 900 \cdot \text{cap.tov.} \cdot V \cdot \text{sen}(a) / 2y_i$
 camion : WABCO 85 C
 cap.tolv. = 24-metros cubicos
 hef. = 4.4.horas (264.1 min)
 PROYECTO : h-2
 ZONA : ESTE
 BOTADERO : EXCELSIOR

AZO	y _i (BPO - BPi) metros	velocidad Km/h	grad. (%)					
			1.00	2.00	4.00	6.00	8.00	
			angulo	.57	1.15	2.29	3.43	4.57
1,986	4340 - 4230 = 110	11.14		10.94	21.87	43.71	65.51	87.22
		20.16		19.79	39.58	79.11	118.55	157.84
		27.78		27.27	54.54	109.01	163.36	217.50
1,987	4356 - 4190 = 166	11.14		7.25	14.49	28.97	43.41	57.80
		20.16		13.12	26.23	52.42	78.56	104.59
		27.78		18.07	36.14	72.24	108.25	144.13
1,988	4353 - 4160 = 193	11.14		6.23	12.47	24.92	37.34	49.71
		20.16		11.28	22.56	45.09	67.57	89.96
		27.78		15.54	31.08	62.13	93.10	123.97
1,989	4356 - 4140 = 212	11.14		5.67	11.35	22.68	33.99	45.26
		20.16		10.27	20.54	41.05	61.51	81.90
		27.78		14.15	28.30	56.56	84.76	112.86
1,990	4356 - 4150 = 206	11.14		5.84	11.68	23.34	34.98	46.57
		20.16		10.57	21.13	42.24	63.30	84.29
		27.78		14.56	29.12	58.21	87.23	116.14

TABLA N.30.- INFLUENCIA DE LA GRADIENTE Y PROFUNDIZACION EN LA PRODUCCION

mantener una gradiente de vía por encima del 5 % con el objeto de compensar la reducción por el aumento de la distancia entre los puntos de carga y descarga.

Al llevar al gráfico de potencias requeridas totales para diferentes gradientes los valores anteriores y observar el cuadro de reducción de la producción horaria con la profundización y gradiente de vía ,tabla 30 y figura 29,se observa:

1.-A gradientes mayores potencias altas.

2.-A gradientes mayores menores velocidades para la potencia actual,como altos ciclos.

3.-Considerando el límite final del tajo y el nivel máximo de los botaderos (4060-4356) la profundidad máxima será de $y = 296$ m y con el objeto de mantener una producción horaria dentro de márgenes cercanos al actual la gradiente debe ser superior a los 5%.

4.-Del reporte de estudio de tiempos del departamento de Ingeniería se tiene los siguientes parámetros promedios:

- para material, zona este.....desmonte
- ciclo completo min.....18.69
- producción m³/h.....38.2
- velocidad prom.cargado m/min(km/h)....308.8 (18.53)
- velocidad prom.vacio m/min(km/h).....384.5 (23.08)
- gradiente promedio (+).....4%
- para ciclo 25.5 min, m³/h.....27.9

5.-Considerando la gradiente máxima viable 12.65% la velocidad del vehículo sería de 128.6 m/min(7.72km/h) y para la capacidad máxima del diferencial 10% la velocidad será de 155 m/min(9.30 km/h), estas se encuentran por debajo del promedio actual por lo tanto la gradiente de la vía está por debajo de estos valores.

Para calcular las velocidades máximas y gradiente óptima usaremos la fórmula :

$$N_e = \frac{N_r + N_{gr}}{0.777}$$

transformandolo en :

$$N_e = \frac{G.v.(f + \text{sen}(a))}{209.79}$$

reemplazando los valores :

$$N_e = 820.6 \text{ hp y } 730.85 \text{ h.p. del torque max.}$$

$$G = 127,273 \text{ kg}$$

$$f = 0.30$$

y reemplazando los valores de la gradiente entre 4% y 9% tenemos las velocidades máximas a alcanzarse, figura 29, 30 :

La velocidad promedio del ciclo actual viene ser igual a 346.65 m/min (20.8 km/h) para el ciclo total, para 4% de gradiente 322.04 m/min (19.32 km/h).

Si usamos el cuadro de influencia de la profundización y la gradiente a la producción horaria vemos que considerando el límite final del tajo a los botaderos

obtenemos la velocidad mas recomendable promedio para el ciclo total de los camiones y la gradiente mínima permisible óptima para la capacidad actual del motor, entonces modificando el cuadro N. 30 con el valor del límite final del tajo considerado para el año 1,990 tenemos el cuadro **N.31**

De dicho cuadro observamos que **para** las velocidades máximas permisibles para la potencia del motor y que cumpla con el promedio de la producción horaria, la gradiente óptima que garantice el cumplimiento final del proyecto y se explote adecuadamente a los camiones es máxima de 5.3% y una velocidad recomendable final de 16.31 km/h (271.72m/min) y una producción promedio de de 31.50 m³/h. Para una velocidad superior inmediata sería 17.58 km/h (292.90 m/min) para una producción de 30.11 m³/h la gradiente sería de 4.7 %.

6.3.-FACTIBILIDAD DE REPOTENCIAR EL MOTOR

Como se determinó en capítulos anteriores uno de los principales problemas que tiene el camión es baja potencia para vencer las diferentes resistencias y efecto de la altura geográfica por lo que queda dos alternativas:

A.-REPOTENCIAR EL MISMO MOTOR

Según el fabricante de los motores cummins dentro de la versión de los motores KT- tiene el siguiente modelo KTA- cuyas características del apéndice XXI, son :

- Modelo V-12.....KTA-2300-C, 4 tiempos,
turbocargado, aftercooled
- Potencia.....1,050 bhp
- rpm.....2,100
- torque máximo (1500rpm)..3,020 lb-pié
- desplazamiento.....2,301 pulg³ (37.7 lt.)
- diámetro y carrera.....6 1/4 x 6 1/4 pulg.

Estos motores de la serie KT-2300 tienen la característica de tener la misma cilindrada para el mismo diámetro de cilindro y carrera y su diferencia principal radica en que el modelo KTA-significa tener incorporado un pos-enfriador al compresor del turbocargador aumentando la capacidad del motor de 150 a 300 hp (16.6 % a 33.3 %), para la capacidad del camión verificamos la capacidad real en las condiciones geográficas de la mina.

El motor elegido tiene la capacidad del turbocargador para los 12,000 pies de altura geográfica, por lo tanto el factor de corrección es (1-0.0882) entonces la potencia y torque del motor será:

La potencia:

$$\text{hp} = 1050 * (1 - 0.0882)$$

$$\text{hp} = 957.39 \text{ hp}$$

la potencia para el torque máximo:

$$\text{hp} = 3030 * 12 * 1500 / 63000$$

$$\text{hp} = 865.71$$

potencia corregido será:

$$hp = 865.71*(1-0.0882)$$

$$hp = 789.3544$$

El torque corregido máximo:

$$t = 789.35*63000/(1500*12)$$

$$t = 2762.73 \text{ lb-pié}$$

Para este torque verificamos la capacidad máxima de la gradiente de vía del motor:

fuerza en la rueda motriz (F_r):

$$F_r = 2762.73*88.276*0.857/4.1404$$

$$F_r = 50480.03 \text{ lb}$$

$$F_r = 22945.46 \text{ kg.}$$

Entonces la gradiente máxima será:

$$(a)_{\max} = 22945.46/127273 = 0.03$$

$$(a)_{\max} = 0.15$$

GRADIENTE MAXIMA 15 %

También se verifica que la transmisión automática no tendrá que cambiarse debido a que su capacidad máxima es aún mayor al del motor:

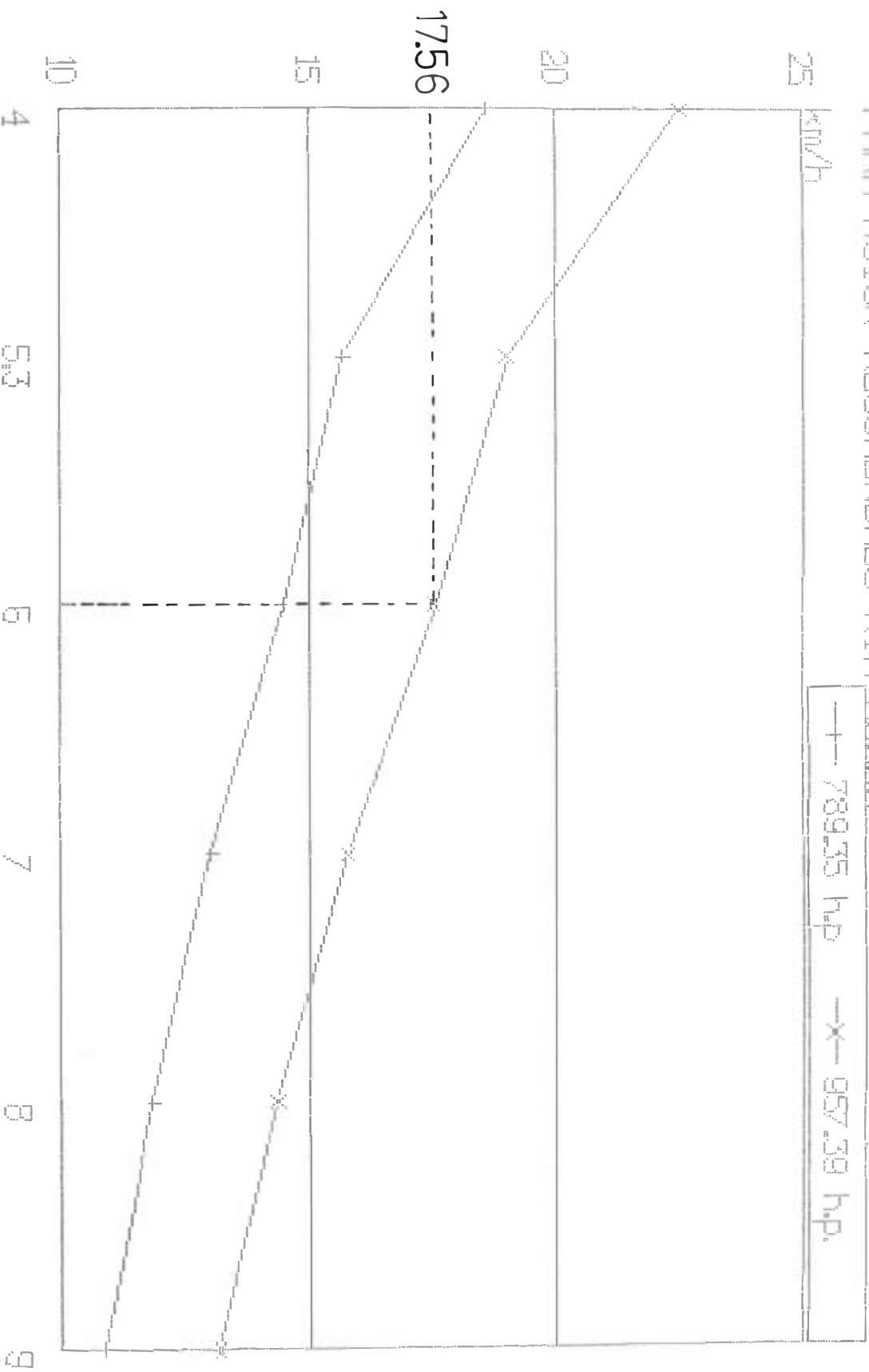
$$\text{torque max. motor} < \text{torque max. caja automática}$$

$$2762.73 \text{ lb-pie} < 2960 \text{ lb-pie}$$

Con estos valores si nos remitimos al cuadro N.31 de producción horaria y al gráfico de potencias N.29, recalculando se determina que la gradiente óptima máxima será del 6 % para una velocidad promedio de 17.56 km/h (292.7 m/min) por ciclo y una producción promedio horaria de

VELOCIDADES MAXIMAS PROMEDIO

PARRA MOTOR RECOMENDADO KTR-23000



GRADIENTE (%) Figura N. 31

38.37 m³/h, valor que esta dentro los valores actuales, figura.31

El costo de inversión de esta repotenciación será mínima debido a que solo será necesario incorporar en la caja existente el enfriador.

B.-REEMPLAZO DE MOTOR

Esta alternativa es reemplazar el motor actual por otro de mayor capacidad que cubra las necesidades y que sea comercial.

En el mercado existen diferentes marcas comerciales que proveen motores que cubren la necesidad que se tiene para la gradiente de la vía, pero con la finalidad de reducir los costo de la repotenciación del equipo y considerando que el fabricante de los motores CUMMINS garantiza la equivalencia de muchos de los componentes entre los modelos de los motores KT- y KTA- y la empresa tiene sistema de reposición automática de repuestos establecido para estos motores, se ha visto por conveniente considerar la factibilidad de adquirir un motor nuevo KTA-2300-C.

Desde el punto de vista técnico esto permitirá no modificar el sistema de acoplamiento motor-caja automática y se utilizarán los mismos. Otra razón a considerar ésta alternativa se fundamenta en que los motores actuales están proyectados ser reemplazados debido a que están alcanzado su vida útil luego de dos (2) reparaciones sufridas y será necesario desmontarlo para una reparación general y para que

equipo no quede fuera de operación deberá contarse con un motor en stand by que bien puede ser el modelo recomendado.

La vida útil del motor diésel nuevo para servicio pesado esta dentro del rango de los 10,000 a 20,000 horas de operación, considerando el extremo mayor para los motores nuevos y el inferior para motores reparados.

Las horas de operación de los motores actuales estan dentro de este margen y estos han sufrido reparaciones parciales como eventuales. Estos motores pueden sufrir de 2 a 3 repaciones generales para recuperar su vida útil, por lo tanto la vida de un motor esta dentro del rango de los 40,000 a los 50,000 para este tipo de aplicación más alla de este margen resulta anti-económico y por el avance tecnológico cae en lo obsoleto y difícil conseguir repuestos a bajo costo.

6.4.-FACTIBILIDAD DE MODIFICAR LA GRADIENTE DE RUTA

La dinámica de desarrollo de la mina hace que constantemente se este modificando los bancos de explotación y por la profundización cada vez aumente el desnivel entre el límite superior donde esta la chancadora primaria y los botaderos con el banco de turno. Durante este desarrollo la entrada principal superior de los accesos este y oeste no varián por estar casi en su límite permisible frente a la ciudad civil.

Entonces durante el desarrollo de los planes de minado: G2, G3, H1, H2, hasta el plan J (según perfil del plan de minado, apéndice I) que es límite de profundidad, será necesario remover entre mineral, desmonte y materiales en los volúmenes de producción programados. También este plan de minado define como talud final del tajo los ángulos de 47 % para el oeste y 45 % para el este, esto quiere decir que necesariamente sufrirá constante reubicación los accesos desde el nivel intermedio hasta el nivel más profundo .

Dentro de los factores que conforman el costo de producción (ver apéndice XXIII) esta incluido necesariamente el costo por reubicación y preparación de la vía por variar de ubicación durante avance de la explotación y desarrollo, entonces no existe un costo independiente por la preparación de la vía que no este involucrado con la explotación.

Definido la carretera si existe un costo por el mantenimiento que incluye:

- nivelación
- limpieza
- drenajes en época de lluvias

En este costo está solamente considerado las horas máquina utilizadas y labor del operador, entonces este costo no puede ser considerado como un costo que involucre la modificación del perfil puesto que es posterior a la preparación.

En el perfil actual tiene valores de gradiente inferiores como superiores al valor óptimo por lo tanto analizar el efecto de variar la gradiente dentro del costo de operación, para una diferencia de altura entre bancos (h) y un ancho de vía fijos (a), se tiene dos casos:

I. CASO.- LA GRADIENTE ACTUAL ES MAYOR

Si desarrollamos el perfil de la vía tendremos un perfil triangular con las características que se indica en la figura 32.

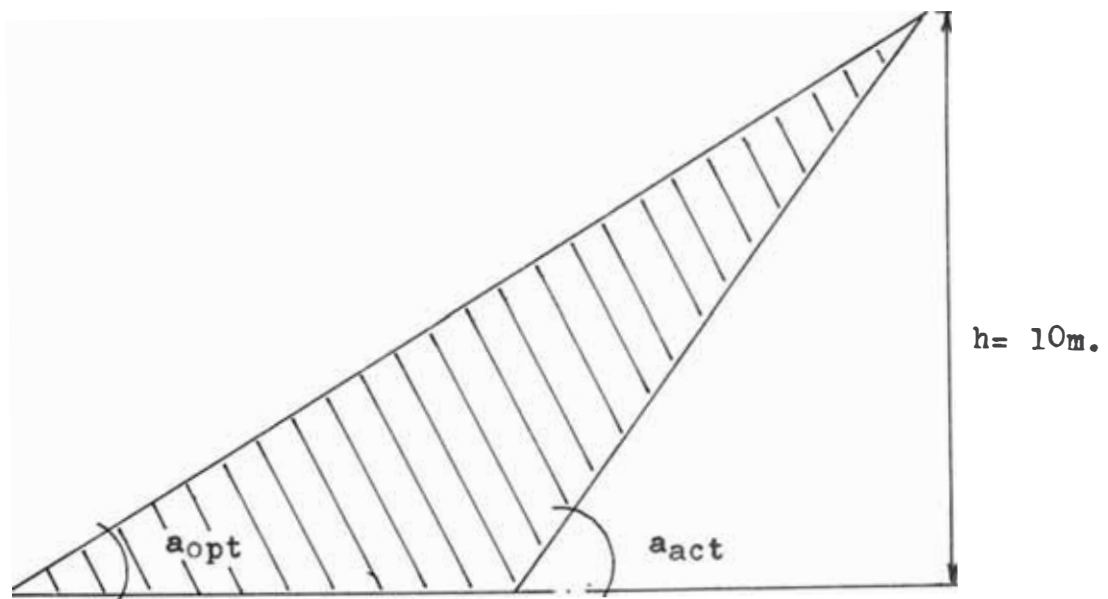


Fig.

En la figura la sección que está rayada es la parte del terreno que no será removido debido a la nueva gradiente por lo tanto será un costo que no se incurriría. Si calculamos dicho volumen obtendremos la reducción de costo por cada altura (h) de profundidad:

El volumen será igual al área del triángulo por el ancho de la vía:

$$V = A.(a) \dots \dots \dots (56)$$

Mediante un cálculo geométrico el área del triángulo rayado en función de (h) y de los ángulos es igual a:

$$A = \frac{h^2}{2} \frac{\{ \text{tg}(\text{act}) - \text{tg}(\text{opt}) \}}{\text{tg}(\text{act}).\text{tg}(\text{opt})} \dots \dots \dots (57)$$

El volume será:

$$V = \frac{h^2}{2} \frac{(a).\{ \text{tg}(\text{act}) - \text{tg}(\text{opt}) \}}{\text{tg}(\text{act}).\text{tg}(\text{opt})} \dots \dots \dots (58)$$

En nuestro caso la tangente del ángulo es igual a la gradiente de la vía, simplificando tenemos:

$$V = \frac{h^2}{2} \frac{(a).\{ \text{grad}(\text{act}) - \text{grad}(\text{opt}) \}}{\text{grad}(\text{act}).\text{grad}(\text{opt})} \dots \dots \dots (59)$$

Para valorizarlo requerimos el peso, conociendo su peso específico obtendremos:

$$W = V*\text{peso espec.promd.} \dots \dots \dots (60)$$

Finalmente el costo será la carga total por el costo por tonelada que se incurre al utilizar los camiones WABCO:

$$C = W*\text{costo por tonelada} \dots \dots \dots (61)$$

Los valores para el camión, una densidad promedio de material y las dimensiones características de la vía son:

altura (h) = 10 m

ancho (a) = 20 m

gradiente óptima (opt) = 6 %

gradiente actual (act) = 8 %

peso específico promedio de material = 3.15 tm/m³.

costo de operación del camión \$/tcs(\$/tm) = 0.37(0.407)

Reemplazando estos valores en las fórmulas se tiene:

volumen = 4,166.7 m³.

peso = 13,125 tm.

costo = 5,341.9 \$

Este costo sería solo el costo operacional de uso del camión que se dejaría de incurrir.

Si consideramos que todo este material es mineral de cabeza con contenido de 2.63 % de Pb, 7.55 % de Zn y 80.2 gr. Ag/t tendrá un valor de ingreso, apéndice XXII, XXIII :

costo de mineral de cabeza = 74.51 \$/tms

costo empresarial = 56.23

ingreso = 18.28 \$/tms

* fuente reporte de resultado económico de la Gerencia de Central de Operaciones Mineras, valores del año 1,990, apéndice XXII, XXIII.

Luego el monto que se dejaría de percibir de considerarse como mineral será:

$$\text{valor de mineral} = 13,125 * 18.28 = 239,925.00 \$$$

$$\text{utilidad no percibida} = 239,925.00 \$$$

II.- LA GRADIENTE ACTUAL ES MENOR

Para este caso el perfil desarrollado de la vía es similar al anterior con la diferencia que el ángulo menor será el actual, la figura 33 será:

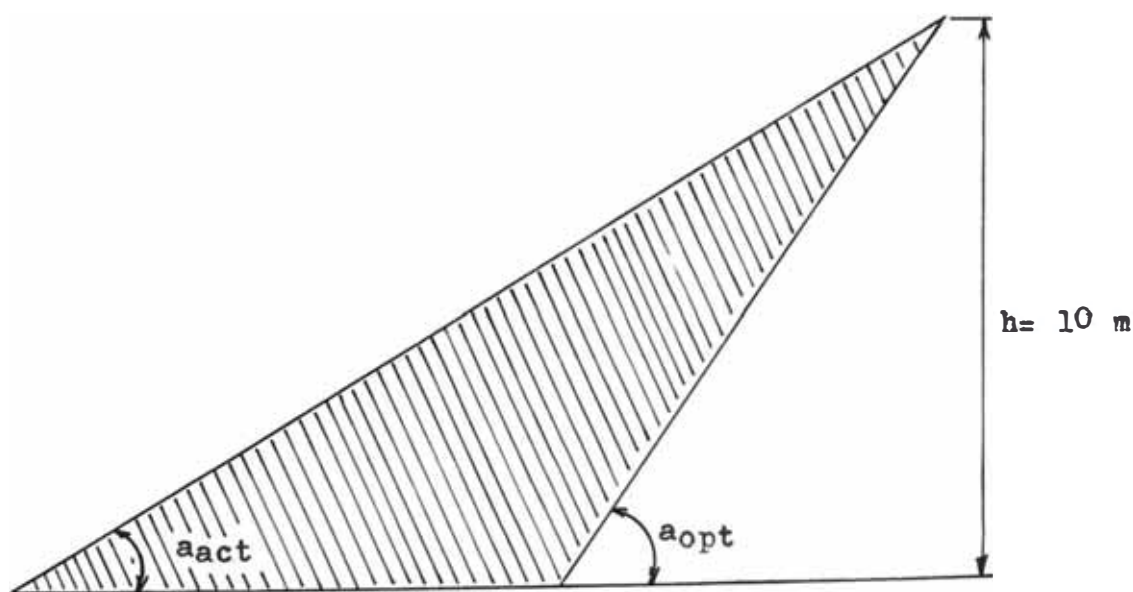


Fig.33

Las fórmulas anteriores son las mismas reemplazándose únicamente los nuevos ángulos a considerar, por lo tanto la fórmula del volumen de material será:

$$V = \frac{h \cdot (a) \cdot \{ \text{grad}(\text{opt}) - \text{grad}(\text{act}) \}}{2 \cdot \text{grad}(\text{opt}) \cdot \text{grad}(\text{act})} \dots \dots (62)$$

Considerando que el camión se desplaza en vías con gradiente de 4% el resto de parámetros es el mismo, entonces se tendrá que incurrirse en un gasto operacional por el material que se remueve cada 10 metros de profundidad entre bancos:

volumen removido - 8,333.3 m³.

peso removido 26,250 tm.

gasto incurrido - 10,683.75 \$

Si consideramos que todo este material es mineral de cabeza con contenido de 2.63 % de Pb, 7.55% de Zn y 80.2 gr. Ag/t tendrá un valor de ingreso:

costo de mineral de cabeza = 74.51 \$/tms

costo empresarial 56.23

ingreso 18.28 \$/tms

* fuente reporte de resultado económico de la Gerencia de Central de Operaciones Mineras, valores del año 1,990, apéndice XXII, XXIII :

El ingreso por tratarlo como mineral será:

Ingreso = $26,250 * 18.28 = 479,850.00$ \$

El ingreso neto al presentarse ambos casos será:

Ingreso neto = $479,850.00 - 239,925.00 = 239,925.00$ \$

Por lo tanto si se define la gradiente óptima y se mantiene en tramos más largos posibles y se evita usar gradientes mayores se reducirá las pérdidas por dejar

material en "situ", por evitar sobrecargar a los componentes del camión y reducir sus fallas, además aumentará las horas disponibles para una mayor producción; evitar menores gradientes permitirá reducir el ciclo de acarreo, se obtendrá mayor velocidad que redundará un **mayor** beneficio inmediato.

Por lo **tanto** técnicamente como económicamente es factible la modificación gradual de la gradiente actual de la carretera del tajo a un costo de inversión que inmediatamente se recupera y rinde utilidad.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El análisis ha demostrado que para una producción sostenida a largo plazo es necesario considerar algunas restricciones que con el tiempo afectarán considerablemente la producción y el rendimiento de los equipos de transporte.

También se demostró que la restricción principal es la gradiente de carretera y con ella su longitud, y esta afecta directamente al ciclo de acarreo y con ello a su producción horaria.

gradiente óptima recomendada para los motores actuales es de 4.7 a 5.3 % siendo el **valor bajo** para una producción de 30.11 m³/h y una velocidad de 17.58 km/h y el valor alto para una producción de 31.50 m³/h y una velocidad de 16.31 km/h; puesto que es factible repotenciar y/o reemplazar el motor por otra unidad de mayor capacidad la gradiente óptima final será del 6 % y se logrará una producción de 38.37 m³/h. a 17.56 km/h (292.55 m/mi)n. Esto permitirá al departamento de minas realizar una programación mpas cercana a la **real** producción del **tajo** y **evitará** usar valores altos de gradiente de 8 a 9 % actual.

De igual modo permitirá darle mayor velocidad a las otras flotas de camiones (Lectra Haul M-85,100) que a pesar de tener mayores potencias sufren el efecto de las gradientes mayores.

El transcurso de vida operativa de los equipos va acompañado con la reducción paulatina de su rendimiento y de mantenerse una gradiente adecuada de la vía, menor al actual, permitirá reducir la velocidad de este degradamiento.

Dentro de la factibilidad de repotenciar el motor y modificar la gradiente actual se recomienda lo siguiente:

1.-Reemplazar el motor actual cummins modelo KT- sin pos-enfriador por el siguiente modelo de mayor potencia KTA- con pos-enfriador de la misma marca para aprovechar el mismo sistema de acoplamiento, además el tener ambos motores partes equivalentes, de igual modo evitar crear otro stock de repuestos, considerando que la empresa tiene su sistema de reposición automática para esta marca. Este cambio estará encuadrado en la política de reemplazo del primer motor por estar en el límite de su vida útil, ser obsoleto y se requiere adquirir un nuevo motor que perfectamente sería el modelo recomendado.

2.-En vista que en el mercado internacional tiene una amplia gama de proveedores de partes de diferentes

componentes de los camiones para modelos antiguos y nuevos es necesario siempre verificar que el diferencial que se este comprando sea el de 12% de capacidad total de gradiente, modelo actual recomendado.

3.-El desarrollo de la mina permite de igual modo variar la gradiente de la via recomendado puesto que los accesos no son áreas fijas su ubicación por estar en los mismos niveles de desarrollo y explotación del mineral.

4.-El costo de inversión esta enmarcado dentro del programa de reemplazo del motor y diferencial; para la modificación física de la via su costo pertenece y está dentro del costo de operación de minado, por lo tanto no existe una inversión exclusiva para mejorar el rendimiento del equipo, mejorar la via y mantener los niveles de producción dentro de su margen para largo plazo.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- A. M.GUREVICH,E.M.SOROKIN
"TRACTORES Y AUTOMOVILES ",TOMO II
Editorial MIR,MOSCU,1978
- 2.- H.DUBBEL
"MANUAL DEL CONSTRUCTOR DE MAQUINAS",TOMO I,II
Editorial LABOR S.A.,ESPANA,1977
- 3.- EUCLID,INC.
"PRODUCTION AND COST ESTIMATING MANUAL"
CLEVELAND,OHIO,U.S.A,1979
- 4.- LIONEL S. MARKS
"MANUAL DEL INGENIERO MECANICO DE MARKS"
Editorial HISPANO AMERICANA,MEXICO,1979
- 5.- DEUTZ-BOSH
"VALORES DE VERIFICACION PARA BOMBAS DE INYECCION"
KLOCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ,GERMANY,1977
- 6.- MARCELO ALONSO-EDWARD J.FINN
"FISICA",VOLUMEN I,MECANICA
Editorial FONDO EDUCATIVO INTERAMERICANO
S.A.,ESPANA,1967
- 7.- HALL,HOLOWENKO,LAUGHLIN
"DISENO DE MAQUINAS"
Libros Mc.GRAW-HILL,COLOMBIA,1974