



UNIVERSIDAD
DE ATACAMA

FACULTAD TECNOLÓGICA
DEPARTAMENTO DE TECNOLOGÍAS DE LA ENERGÍA

**MODERNIZACION EN VENTILACION FORZADA DE MOTORES DE
PROPULSION K558 B EN PALAS ELECTROMECHANICAS 4100 A P&H
COMPAÑÍA MINERA CANDELARIA**

Proyecto de titulación presentado en conformidad a los requisitos para obtener el título de
Ingeniero de Ejecución en Electricidad.

Profesor Guía: Sr. Juan Carlos Madrigal Lobos

Ariel Osvaldo Alfaro Velásquez

Copiapó, Chile 2024

DEDICATORIA

A mis padres por haberme dado la vida, enseñado el camino del bien y formarme como una persona con buenos valores. A mis hermanos por haberme enseñando a nunca bajar los brazos y seguir luchando, a mi familia que son el motor de mi vida que me inspira a cada día ser una mejor persona y mejor profesional.

AGRADECIMIENTOS

A mi hermano David Alfaro Velásquez quien me apoyo con la orientación y explicación del material necesario en momentos difíciles.

A mi profesor guía Don Juan Madrigal Lobos, que con su ayuda logre obtener este preciado peldaño en mi carrera profesional.

RESUMEN

El presente trabajo de titulación presenta un proyecto para la mejora de la ventilación por convección forzada en los motores de propulsión K558 B en palas electromecánicas 4100 A P&H, que se encuentran en la compañía minera Candelaria y demuestra cómo esta mejora impactaría en los consumos de energía y residuos al ambiente durante el traslado. Las primeras partes detallan la situación del problema en donde se describe la situación del traslado de la pala minera por los caminos mineros y los recursos necesarios para lograr el éxito en esta tarea. Posteriormente se detalla la metodología con la cual se determinó el modelo térmico del motor, y su comportamiento bajo carga. Seguidamente se utiliza el modelo obtenido como base para realizar la mejora en la ventilación, de manera de aumentar la convección forzada al interior de los motores de propulsión de la pala, mediante ventiladores centrífugos accionados por variadores de frecuencia y con esto mejorar los tiempos de traslados. Por último, se realiza una comparación de los resultados reales, obtenidos en un traslado convencional en donde los ventiladores giran a la frecuencia de la red vs los resultados proyectados con la mejora en la ventilación. Con estos resultados se determina la eficiencia en el traslado total del equipo, el cual podría ser utilizado como guía para otros profesionales para mejorar el plan de traslado de las palas mineras.

EFICIENCIA ENERGETICA - DISMINUCION DE COSTOS - MEDIO AMBIENTE

ABSTRACT

This thesis presents a project for the improvement of forced convection ventilation in the K558 B propulsion motors in 4100 A P&H electromechanical blades, which are located in the Candelaria mining company, and demonstrates how this improvement would impact the consumption of energy and waste to the environment during transport. The first parts detail the situation of the problem where the situation of moving the mining shovel along the mining roads and the resources necessary to achieve success in this task are described. Subsequently, the methodology with which the thermal model of the engine was determined, and its behavior under load, is detailed. Next, the model obtained is used as a basis to improve ventilation, in order to increase forced convection inside the blade propulsion motors, by means of centrifugal fans driven by frequency inverters and thus improve transfer times. Finally, a comparison is made of the actual results obtained in a conventional transfer where the fans rotate at the frequency of the network vs. the projected results with the improvement in ventilation. With these results, the efficiency in the total transfer of the equipment is determined, which could be used as a guide for other professionals to improve the plan of moving the mining shovels.

ENERGY EFFICIENCY - COST REDUCTION - ENVIRONMENT

INDICE

CAPITULO I.....	1
INTRODUCCIÓN	1
1.1 Definición del problema.....	1
1.2 Traslado de palas mineras dentro de la mina	2
1.3 Objetivo general	3
1.4 Objetivos específicos	3
1.5 Metodología de trabajo	3
1.6 Resumen de capítulos.....	4
CAPITULO II	5
MARCO TEORICO.....	5
2.1 Estudio de la situacion	5
2.1.1 Termografía a motores de propulsión	5
2.1.2 Proceso de calefacción y refrigeración	6
2.2 Variables físicas que inciden en el calentamiento de un motor K558 B.....	7
2.2.1 El calor	8
2.2.2 Transmisión de calor por convección forzada.....	8
2.2.3 Ley de enfriamiento de newton	9
2.2.4 Coeficiente de transferencia de convección	9
2.2.4.1 Determinación del coeficiente de convección experimentalmente	9
2.2.5 Número Reynolds.....	11
2.2.6 Determinación de Flujo de calor del fluido.....	12
2.3 Elementos involucrados en el traslado de la pala	16
2.3.1 Descripción de la parte baja de la pala minera	16
2.3.2 Descripción del tren de impulsión.....	17
2.3.3 Sistema de ventilación del motor de propulsión	18
2.3.4 Accionamiento eléctrico de la ventilación del motor de propulsión	18
2.4 Selección de un nuevo accionamiento electrico para mejorar la refrigeración.....	19
2.4.1 Teoría de funcionamiento de un variador de frecuencia	20
2.5 Control de volúmenes variables de aire	20

2.5.1 Leyes de los ventiladores	21
2.5.2 Leyes de acuerdo con la variación de la velocidad	22
CAPITULO III	23
DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS COMPONENTES INVOLUCRADOS	23
3.1 La Pala Minera	23
3.1.1 El movimiento de Propulsión	24
3.1.1.1 Ventilación del motor K558 B.....	25
3.1.2 El movimiento de dipper trip.....	26
3.1.3 Movimiento de Izado.....	27
3.1.4 El movimiento Crowd	27
3.1.5 El movimiento Swing.....	28
3.1.6 Transformador principal y transformador auxiliar	29
3.1.7 Convertidores AC/DC	30
3.2 Descripción del Motovator.....	30
3.2.1 Estanque de combustible	31
3.2.2 Resistencia de puesta a tierra.....	31
3.2.3 Banco de carga	31
CAPITULO IV	32
CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE ACUERDO AL REGIMEN DE TRABAJO.....	32
4.1 Levantamiento de traslado de palas	32
4.1.1 Consumo de combustible y energía generada por el motovator	33
4.1.2 Resumen de cargas de la pala minera 4100 A.....	34
4.1.2.1 Porcentaje de carga del transformador de auxiliares de la pala	35
4.1.3 Porcentaje de carga del Motovator en régimen de alto esfuerzo.....	38
4.1.4 Autonomía del Motovator	39
4.1.5 Consumo de combustible	40
4.2 Generación de CO2 de acuerdo al consumo de combustible	41
CAPITULO V	43
ANALISIS DE LA VENTILACION FORZADA ACTUAL Y DE LA MEJORA EN LA VENTILACION FORZADA CON VARIADOR DE FRECUENCIA	43
5.1 Sistema de ventilación de un motor de propulsión	43

5.2 Cálculo del calor absorbido QABS	45
5.3 Calor Disipado desde el interior del motor en funcionamiento (QDIS)	47
5.3.1 Determinación de la pendiente de incremento de temperatura	49
5.3.2 Formula del coeficiente convectivo para motor K558 B	51
5.4 Cálculo del caudal de aire de entrada al motor en calefacción	51
5.5 Cálculo del coeficiente convectivo con motor en calefacción	52
5.6 Cálculo del calor extraído desde el interior del motor cuando se encuentra en calefacción QDIS	52
5.7 Cálculo del calor generado dentro del motor en calefacción	53
5.8 Cálculo del calor disipado desde el interior del motor DC detenido con ventilación forzada.....	53
5.8.1 Calor disipado desde el interior del motor K558 B estando detenido.....	54
5.8.2 Cálculo del caudal de aire en régimen de refrigeración	56
5.8.3 Cálculo de coeficiente convectivo de motor	56
5.9 Cálculo del calor extraído desde el motor Qdis	56
5.10 Mejorar en la ventilación con un variador de frecuencia	57
5.10.1 Cálculo del flujo de aire para el nuevo ventilador en régimen de calefacción.....	63
5.10.2 Cálculo de coeficiente convectivo para el nuevo ventilador en régimen de calefacción.....	63
5.10.3 Calculo del calor disipado qdis por el nuevo ventilador en régimen de calefacción.....	63
5.10.4 Cálculo del calor absorbido por el motor DC funcionando con un nuevo ventilador en régimen de calefacción.....	64
5.10.5 Calor generado por el motor DC en funcionamiento en régimen de calefacción	64
5.11 Determinación del calor disipado desde el interior del motor DC en régimen de refrigeración con ventilación mejorada.....	64
5.11.1 Cálculo del caudal de aire de ingreso a los motores DC con ventilación mejorada	65
5.11.2 Cálculo de coeficiente convectivo mejorado, en régimen de refrigeración	65
5.11.3 Cálculo de las calorías disipadas por el nuevo ventilador.....	66

CAPITULO VI.....	67
ANALISIS DE RESULTADOS	67
6.1 Análisis de las energía calórica producida en el motor DC en régimen de calefacción	67
6.2 Análisis de la energía calórica evacuadas desde el motor DC en régimen de refrigeración	68
6.3 Análisis de la energía calórica producida en el motor K558 B en régimen de calefacción con mejora en la ventilación	69
6.4 Análisis de la energía calórica evacuada del motor DC en régimen de refrigeración con mejora en la ventilación	70
6.5 Análisis de temperatura real vs proyección de la temperatura con mejora en la ventilación.....	71
6.6 Cálculo de CO2 a partir del consumo de diesel.....	72
6.6.1 Cálculo del tiempo de trabajo en régimen de calefacción y refrigeración	73
6.6.2 Cálculo de CO ₂ del generador sin mejora en la ventilación de motores Propel.73	
6.6.3 Proyección del tiempo de trabajo en régimen de calefacción y refrigeración con mejora de la ventilación	74
6.6.4 Calculo de CO2 del generador con motores en régimen de refrigeración con mejora de la ventilación	74
6.7 Análisis de consumos de diesel, tiempos involucrados y generación de CO2	75
6.8 Costo horario de una pala 4100 A en traslado	75
6.8.1 Depreciación.....	76
6.8.2 Inversión.....	76
6.8.3 Seguro.....	77
6.8.4 Consumo y gasto combustible utilizado en régimen de alto y bajo esfuerzo.....	78
Gasto de combustible	79
6.8.5 Costo de mantenimiento.....	79
6.8.6 Cargo por operación de la pala.....	80
6.9 Justificación de la inversión	81
CAPITULO VII	85
CONCLUSIONES	86

BIBLIOGRAFÍA87

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

La finalidad principal de este documento es dar una solución a un problema que se origina en el traslado de las palas electromecánicas de la compañía minera Candelaria. Para ello se propone una modernización de control para el enfriamiento de motores de propulsión K558B de palas electromecánicas, los cuales son de corriente continua. Estos trabajan por periodos prolongados cuando se realiza un traslado de una frente de carguío a otro y o cuando se realiza un traslado hacia el exterior de la mina a cielo abierto para una reparación.

De esta forma, se optimizaría el tiempo de traslado asegurando un buen funcionamiento de los motores, manteniendo la temperatura dentro del límite seguro indicado por el fabricante y aportando a la eficiencia energética.

1.1 Definición del problema

Los motores de propulsión K558 B utilizados en las palas electromecánicas 4100 A, son los principales convertidores de energía eléctrica a mecánica necesaria para trasladar el equipo de un punto a otro.

Durante esta conversión se desarrolla energía calórica la cual no se utiliza, por lo que se le ha denominado pérdida de energía. Las pérdidas por su naturaleza se pueden clasificar en 3 áreas: pérdidas en los conductores, pérdidas en el núcleo, pérdidas por fricción.

1. **Pérdidas en los conductores:** Se dividen en dos zonas: estator y rotor. Estas pérdidas dependen del cuadrado de la corriente, es decir se originan por la circulación de corriente eléctrica a través de un conductor, manifestándose en forma de calor tanto en el estator como en el rotor.

2. **Pérdidas en el núcleo magnético:** Estas tienen dos componentes, las pérdidas por corrientes de Eddy (varían con el cuadrado de la frecuencia) y las pérdidas por el fenómeno de efecto joule (varían directamente con la corriente), estas pérdidas son debidas a alteraciones del campo magnético en el material activo del estator y el rotor incluyendo las pérdidas superficiales en la estructura magnética del motor.
3. **Pérdidas por fricción:** Estas pérdidas son debido a la fricción en el conmutador del motor y a la producida en los rodamientos la que es una función de las dimensiones de este, de la velocidad, del tipo de rodamiento, de la carga y de la lubricación usada.

Debido a estas pérdidas de energía se sugiere la mejora, de manera de evitar el sobre calentamiento de los motores en propulsión y realizarlo eficientemente en términos de seguridad, medio ambiente, y economía acortando los tiempos de traslado.

1.2 Traslado de palas mineras dentro de la mina

A medida que la mina se va desarrollando, los caminos se van haciendo más estrechos, por lo que cada vez que se realiza un movimiento desde una frente de carguío a otra, es necesario detener algunas rutas, produciendo pérdidas de otras áreas productivas de la mina.

El movimiento de estos equipos involucra una gran tarea y cantidad de recursos tales como: un generador móvil de 2.5 MVA con un tracto camión para su traslado, personal electricista en camioneta y de servicios Mina en un camión verificando que todo esté dentro de los márgenes de seguridad para las personas y los equipos. De forma permanente cada 1 hora se detiene el traslado y se verifica la temperatura de los motores y se deja enfriar el sistema por 45 minutos a 1 hora. Transcurrido este tiempo, se chequea nuevamente la temperatura y si se encuentra dentro de los márgenes seguros para el nivel de aislamiento del motor se continúa con el traslado.

De esta forma lo que se propone es la instalación de un accionamiento eléctrico para mejorar el sistema de refrigeración forzada para los motores de propulsión y disminuir los tiempos de traslado en un 20 %.

1.3 Objetivo general

Proponer una modernización en el sistema de ventilación, que minimice los gastos de energía en el proceso de traslado de una pala electromecánica en Minera Candelaria.

1.4 Objetivos específicos

- ✚ Describir el comportamiento del motor de propulsión K558 B expuesto a carga con ventilación forzada.
- ✚ Determinar un accionamiento eléctrico para mejorar la ventilación.
- ✚ Analizar los resultados comparativamente del equipamiento actual vs la propuesta de mejorar la ventilación del motor K558 B.
- ✚ Cuantificar el ahorro de combustible con la mejora en la ventilación forzada.

1.5 Metodología de trabajo

1. Inicialmente se realizará un seguimiento de los traslados del equipo realizados en los últimos 2 años, midiendo las distancias recorridas con el odómetro de las camionetas durante los traslados, las horas involucradas en el traslado y realizando un registro del gasto de combustible del motor desde el módulo de control del motor diésel.
2. Durante el traslado de la Pala, Realizar seguimiento por termografía cada una hora del equipamiento de rodado de la pala, transmisiones y motores eléctricos.
3. Elección y pruebas de funcionamiento del tipo de accionamiento eléctrico para lograr la mejora en la ventilación.

4. Proyectar la energía calórica evacuada con la mejora en la ventilación y compararla con la energía calórica evacuada actual desde los motores de propulsión.

1.6 Resumen de capítulos

El proyecto de titulación se encuentra conformado por 6 capítulos, en el capítulo primero se describe el trabajo que enfrenta la pala minera al realizar traslados de largas distancias y la elaboración de un plan para abordar dicha problemática.

En el segundo capítulo se describe el marco teórico, donde se encuentra lo necesario para comprender en teoría la interacción de las energías calóricas producidas y disipadas del motor DC.

El tercer capítulo, está referido a los componentes principales de una pala minera y el equipamiento involucrado en el traslado de esta.

En el cuarto capítulo se detalla el consumo de combustible que implica el trasladar un equipo de esta envergadura por largas distancias.

En el quinto capítulo, se expone y cuantifica el método de ventilación actual y especifican los cálculos para realizar una mejora sustancial en la ventilación del motor DC.

En el sexto capítulo, se puntualiza el análisis de energías actuales y proyectadas en el tiempo con la inclusión de la modernización de la ventilación del motor DC.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 Estudio de la situacion

Como metodología de trabajo y procedimiento operativo por parte del departamento eléctrico de mantención mina, se procede de la siguiente forma. Cada vez que se realiza un traslado de una pala con suministro de energía proveniente del Motovator, se realiza en segmentos de tiempos, en donde se moviliza el equipo por 1 hora y luego se detiene el equipo por una hora, de manera de dejar ventilando y realizar termografía a los motores de propulsión para asegurar el buen funcionamiento de este y sus ventiladores centrífugos.

2.1.1 Termografía a motores de propulsión

A continuación, se muestran las figuras N° 2.1 y N° 2.2, en donde claramente se ve el calentamiento experimentado por uno de los motores de propulsión durante el traslado.

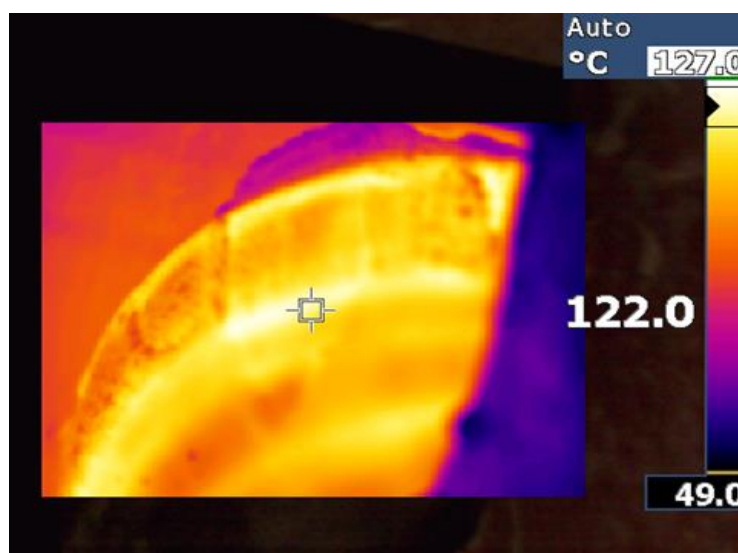


Figura N° 2.1: Termografía a motor propel con alta temperatura.

Fuente. Edición propia.

En la figura N° 2.1, se aprecia el interior del motor (armadura), la cual presenta una temperatura máxima de 127 °C. Este nivel fue alcanzado después de un traslado continuo de 1 hora con 10 minutos. Posteriormente se deja ventilando el equipo hasta que la temperatura interna baja cerca de 75 °C para proseguir con el traslado.

Luego de ventilar el equipo por 1 hora y 5 min como se aprecia en la figura N° 2.2, (régimen de esfuerzo bajo), se verifica la temperatura nuevamente y se aprecia que ha bajado a un nivel aceptable.

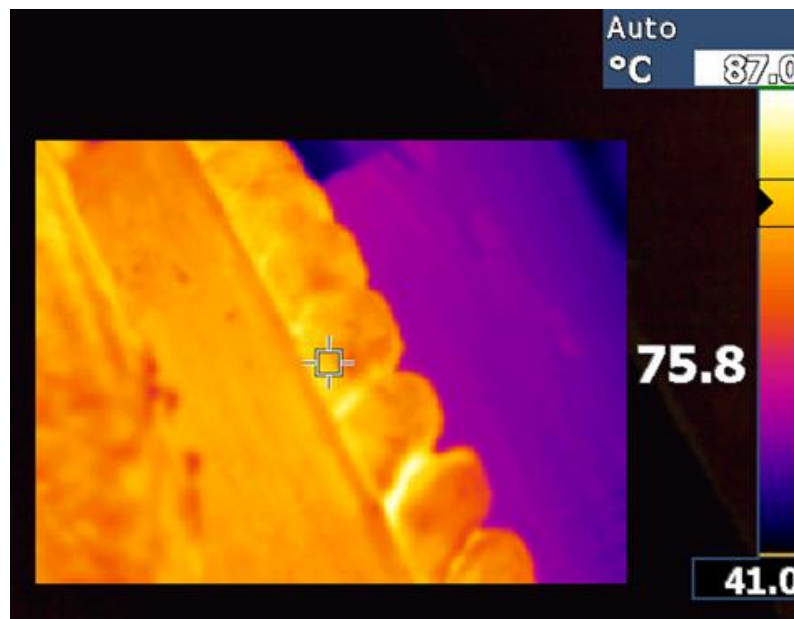


Figura N° 2.2: Termografía a motor propel con baja temperatura.

Fuente. Edición propia.

2.1.2 Proceso de calefacción y refrigeración

De manera experimental se ha registrado el siguiente comportamiento en el interior del motor y se expone en la figura N° 2.3, indica que en el minuto cero en el interior del motor, se verificó una temperatura de 55 °C y posteriormente después de 100 minutos de trabajo continuos, se mide la temperatura llegando a los 145 °C.

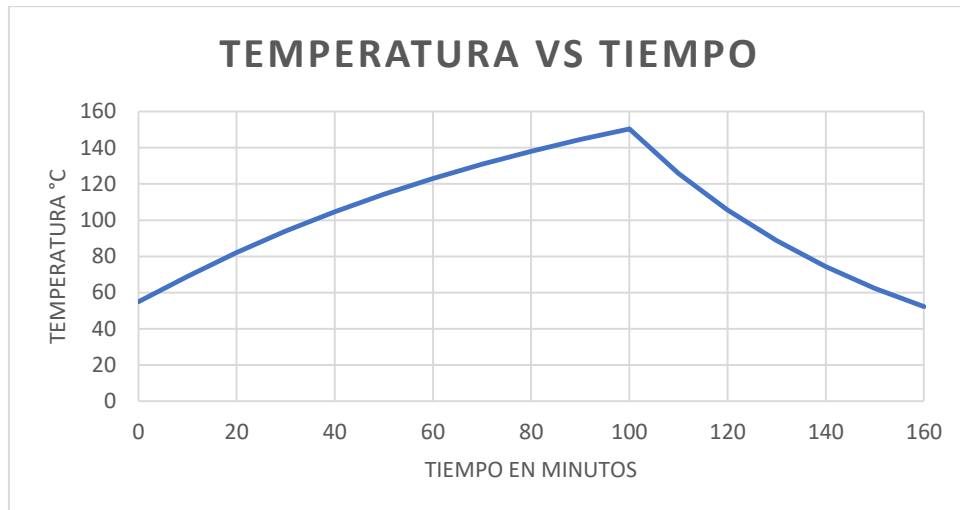


Figura N° 2.3: Temperatura dentro del motor en función del tiempo.

Fuente: confección propia.

En el momento en que se detiene el funcionamiento del motor DC, se deja solo con el ventilador funcionando para evacuar la energía calórica desde el interior.

2.2 Variables físicas que inciden en el calentamiento de un motor K558 B

Para determinar el comportamiento de la temperatura interna de un motor de propulsión en régimen de carga constante, es necesario conocer una serie de parámetros físicos de funcionamiento tales como:

- ✚ Forma de transmisión del calor desde el interior del motor.
- ✚ Coeficiente de transferencia de calor.
- ✚ Numero de Reynolds.
- ✚ Flujo de calor al interior del motor.
- ✚ Proyección de la temperatura en el tiempo de trabajo.

2.2.1 El calor

Se representa con la letra Q, y se le llama a la transferencia de energía de un sistema a otro por diferencia de temperatura entre ellos, de manera que este fluye del cuerpo más caliente al más frío. La expresión que relaciona la cantidad de calor (sin cambio de fase), que intercambia una masa m de una cierta sustancia con la variación de temperatura ΔT es:

$$Q = m * C * \Delta T \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.1})$$

Donde:

✚ Q = Energía calórica en kcal.

✚ m = Masa del cuerpo en estudio en kg.

✚ C = Calor específico del cuerpo en $\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} * ^\circ\text{C}}$.

✚ ΔT = Diferencia de temperatura del cuerpo desde el estado de reposo hasta el estado final en $^\circ\text{C}$.

2.2.2 Transmisión de calor por convección forzada

La transferencia de calor por convección forzada depende de las propiedades del fluido, de la superficie en contacto con el fluido y del tipo de flujo. Entre las propiedades del fluido se encuentran: la viscosidad dinámica μ , la conductividad térmica k, la densidad ρ . También se podría considerar que depende de la viscosidad cinemática ν , puesto que $\nu = \mu / \rho$.

Entre las propiedades de la superficie que intervienen en la convección están la geometría y la aspereza. El tipo de flujo, laminar o turbulento, también influye en la velocidad de transferencia de calor por convección.

2.2.3 Ley de enfriamiento de newton

En cualquier caso, la velocidad de transferencia de calor por convección siempre es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido. Este hecho se modela matemáticamente mediante la expresión:

$$Q = h * A_s * (T_s - T_f) \quad (\text{Ec. N}^\circ 2.2)$$

Donde:

✚ Q = Energía calórica en kcal.

✚ h = Coeficiente de transferencia de convección $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$

✚ A_s = Superficie del objeto en observación en m².

✚ T_s = Temperatura de la superficie que entra en contacto con el fluido en °C.

✚ T_f = Temperatura del fluido que entra en interacción con la superficie en °C.

2.2.4 Coeficiente de transferencia de convección

Básicamente se entiende que este número dimensional ($\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$), es la velocidad de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de superficie por unidad de diferencia de temperatura y depende de las propiedades físicas del fluido y la situación física. Este coeficiente no es una propiedad del fluido. Es un parámetro determinado experimentalmente cuyo valor depende de todas las variables que influyen en la convección, como la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades del fluido y la velocidad del fluido.

2.2.4.1 Determinación del coeficiente de convección experimentalmente

Para efectos de cálculo se estima el calor disipado desde el interior del motor por la ley de enfriamiento de newton y la primera ley de la termodinámica.

De esta manera toma importancia el aire y su valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor $h = \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$.

Suponiendo un fluido como el aire ambiental impulsado hacia el interior de un motor eléctrico, en donde la temperatura del aire es homogénea (T_f), y se encuentra con una superficie a temperatura constante T_s , bajo estas condiciones la transferencia de calor puede ser determinada a partir de la ley de enfriamiento de Newton, en la que el flujo de calor por convección entre un fluido y una superficie sólida es directamente proporcional al producto del área de la superficie por la diferencia de temperatura entre la superficie del sólido y el seno del fluido.

Como se puede apreciar en la figura N° 2.4, se tiene la placa del motor la cual está sometida a una temperatura T_s , y por otro lado se está inyectando aire con un ventilador centrífugo a temperatura T_f , a la vez, se tiene una zona la que llamamos capa límite designada por la letra griega δ , y esta forma una película por toda la superficie de interacción entre ambas partes (cuerpo sólido y fluido).

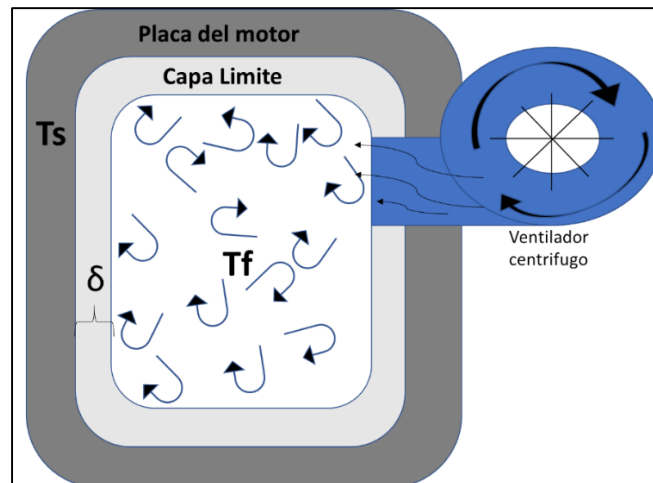


Figura N° 2.4: Explicación del coeficiente convectivo de transferencia de calor.

Fuente: confección propia.

Esta capa limite “ δ ”, es inversamente proporcional al coeficiente convectivo de transferencia de calor y al número de Reynolds y el número de Reynolds es proporcional a la velocidad del fluido que este en interacción con él.

2.2.5 Número Reynolds

El número de Reynolds es un numero adimensional y nos indica la relación de fuerzas de inercia a fuerzas viscosas y es un parámetro conveniente para predecir si una condición de flujo será laminar o turbulento. Se puede interpretar que cuando las fuerzas viscosas son dominantes (flujo lento, baja Re), son suficientes para mantener todas las partículas de fluido en línea, entonces el flujo es laminar. Cuando las fuerzas de inercia dominan sobre las fuerzas viscosas (cuando el fluido fluye más rápido y Re es más grande), el flujo es turbulento.

La siguiente expresión demuestra el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho * V * L}{\mu} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.3})$$

Donde:

✚ V = Es la velocidad del flujo.

✚ P = Densidad del fluido (kg/m^3).

✚ μ = Viscosidad dinámica.

✚ L = Es una dimensión lineal característica (longitud recorrida del fluido; diámetro hidráulico).

Volviendo al ejemplo de la figura N° 2.4, se pueden realizar las siguientes analogías:

Si $T_s > T_f \rightarrow$ El calor generado en la superficie va hacia el fluido.

Si $T_s < T_f \rightarrow$ El calor va desde el fluido a la superficie.

Observando la imagen podemos decir que:

$$\delta \approx \frac{1}{NRe} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.4})$$

$$h \approx \frac{kT}{\delta} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.5})$$

Donde:

✚ δ = Capa limite.

✚ NRe = Número de Reynolds.

✚ h = Coeficiente convectivo de transferencia de calor.

✚ KT = Conductividad térmica del cuerpo en estudio.

Por lo tanto, para incrementar h es necesario disminuir la capa limite y esto se logra incrementando la velocidad del fluido que entra en contacto con el sólido bajo estudio. Analizando las unidades de medida de h se demuestra que:

$$h = \frac{kT}{\delta} = \frac{\frac{\text{watt}}{\text{m}^\circ\text{C}}}{\text{m}} = \frac{\text{watt}}{\text{m}^2\text{C}} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.6})$$

Es importante también recalcar que “h” es un número que depende de cómo opere el sistema, de la geometría que este posea, de la temperatura del fluido y de cómo va cambiando esta con respecto al tiempo.

2.2.6 Determinación de Flujo de calor del fluido

Analizando el calor por unidad de tiempo el cual eventualmente pudiera ceder o ganar energía, se desprende lo siguiente:

$$\dot{q} = \frac{dq}{dt} = \frac{d}{dt}(mf * Cp * Tf) = V_L * \rho * Cp * \frac{dTf}{dt} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.7})$$

Donde:

✚ \dot{q} = Flujo de calor en unidad de tiempo.

✚ M_f = Masa del fluido constante.

✚ C_p = Calor específico del fluido constante.

✚ T_f = Temperatura del fluido en cambio con respecto al tiempo.

✚ V_L = Volumen del fluido constante.

✚ ρ = Densidad constante.

✚ ΔT = Diferencia de temperaturas.

✚ T_f = Temperatura del fluido.

✚ T_s = Temperatura de la superficie.

✚ A_s = Superficie de contacto sólida.

Retomando la primera ley de la termodinámica

$$Q = \rho * C_p * V * \Delta T \quad (\text{Ec. N}^\circ 2.8)$$

Entonces el flujo de calor

$$\dot{Q} = \frac{dq}{dt} = \frac{d}{dt}(m_f * c_f * t_f) \quad (\text{Ec. N}^\circ 2.9)$$

Manteniendo la masa y capacidad calorífica constantes, se analiza la siguiente igualdad con la primera ley de enfriamiento de Newton.

$$\dot{Q} = V_L * \rho * C_p * \frac{dT_f}{dt} = h * A_s(T_s - T_f) \quad (\text{Ec. N}^\circ 2.10)$$

Al igualar estas dos últimas ecuaciones se establece que el calor ganado por el fluido con respecto al tiempo es igual al transferido de la superficie del motor, resultando en la siguiente expresión.

$$\frac{h \cdot A_s}{V_L \cdot \rho \cdot C_p} * t \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.11})$$

Visualizando esta última expresión como $y = m * x$ en donde la pendiente m , sería:

$$\frac{h \cdot A_s}{V_L \cdot \rho \cdot C_p} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.12})$$

Mediante regresión lineal:

$$\ln \left[\frac{T_s - T_{f_0}}{T_s - T_f} \right] \text{ vs tiempo} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.13})$$

Se obtendrá una pendiente m cuyo valor es igual a:

$$m = \frac{h \cdot A_s}{V_L \cdot \rho \cdot C_p} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.14})$$

De esta forma, y despejando h de manera experimental se define el coeficiente convectivo según la expresión:

$$h = m * \frac{V_L \cdot \rho \cdot C_p}{A_s} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.15})$$

Durante el funcionamiento del motor se registra las temperaturas de inicio y fin, de acuerdo con ello se determina un valor para la pendiente m .

Viendo la ecuación N° 2.16, se tienen dos factores en donde el tiempo “ t ”, representa el factor de la X y el logaritmo natural representa la Y en una ecuación de regresión lineal.

Entonces

$$\ln \left[\frac{T_s - T_{f_0}}{T_s - T_f} \right] = t \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.16})$$

Donde:

- ✚ Ts = Temperatura de la superficie en °C.
- ✚ Tf₀ = Temperatura de entrada del aire en °C.
- ✚ Tf = Temperatura de salida del aire en °C.
- ✚ t = Tiempo en horas.

La energía calórica generada dentro del motor de corriente continua K558 B, está en función del calor que se genere y se almacene en las piezas internas, más el calor disipado por el ventilador el cual se encuentra en constante funcionamiento. Este tipo de comportamiento calza con el principio de la conservación de la energía. De manera gráfica y viendo la ecuación N° 2.17 se aprecia de manera más clara lo indicado.

$$Q_{GEN} = Q_{ABS} + Q_{DIS} \quad (\text{Ec. N}^\circ 2.17)$$

Donde:

- ✚ Q_{GEN} = Calor generado desarrollado dentro del motor.
- ✚ Q_{ABS} = Calor absorbido o almacenado en las partes del motor.
- ✚ Q_{DIS} = Calor disipado por el ventilador.

De la ecuación N° 2.17 se analiza la generación del calor almacenado en las partes internas del motor y la disipación del calor generado dentro del motor.

$$Q_{ABS} = C * m * T \quad (\text{Ec. N}^\circ 2.18)$$

$$Q_{DIS} = h * A_s * (T_s - T_f) \quad (\text{Ec. N}^\circ 2.19)$$

Para realizar la proyección de incremento de la temperatura dentro del motor se utiliza la siguiente expresión:

$$\theta = \theta_m \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_h}} \right) \quad (\text{Ec. N}^\circ 2.20)$$

Para realizar la proyección de decaimiento de la temperatura dentro del motor se utiliza la siguiente expresión:

$$\theta = \theta_n * e^{\frac{-t}{\tau c}} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.21})$$

Donde:

- ✚ Q = Pérdida de energía o calor desarrollado en Joules/segundos.
- ✚ m = Peso de las partes activas de la máquina en kg.
- ✚ C = Calor específico en Joules/kg °C.
- ✚ T = Temperatura del cuerpo en análisis en °C.
- ✚ h = Coeficiente convectivo de transferencia de calor en $\frac{\text{watt}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$.
- ✚ As = Superficie de enfriamiento en m².
- ✚ θ = Aumento de temperatura en cualquier momento en °C.
- ✚ θ_c = Temperatura final bajo enfriamiento en °C.
- ✚ θ_i = Temperatura inicial sobre el medio ambiente en °C.
- ✚ Th = Constante de tiempo de calentamiento.
- ✚ Tc = Constante de tiempo de enfriamiento.
- ✚ θ_m = Temperatura final en condición de calefacción cuando la máquina es operada mucho tiempo en °C.

2.3 Elementos involucrados en el traslado de la pala

La pala eléctrica consta de tres ensamblajes mayores: la parte inferior, la parte superior y el mango que soporta el balde.

2.3.1 Descripción de la parte baja de la pala minera

La parte baja (ver la figura N° 2.5), provee una base estable para la máquina e incluye un sistema de orugas para su propulsión y una corona para el sistema de giro.

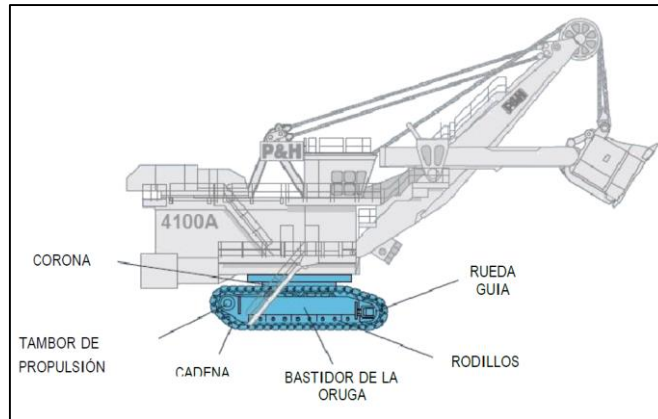


Figura N° 2.5: Descripción de la parte baja de una pala 4100 A

Fuente: Manual de familiarización de palas eléctricas de cable P&H

2.3.2 Descripción del tren de impulsión

Para lograr el traslado de una pala minera el sistema de propulsión usa dos trenes de impulsión independientes, cada tren de impulsión consiste de un motor propel de corriente continua, una transmisión propel planetaria, un conjunto de frenos propel, un eje impulsor para la rueda propulsora y un conjunto de bastidores y trenes de orugas. (ver figura 2.6).

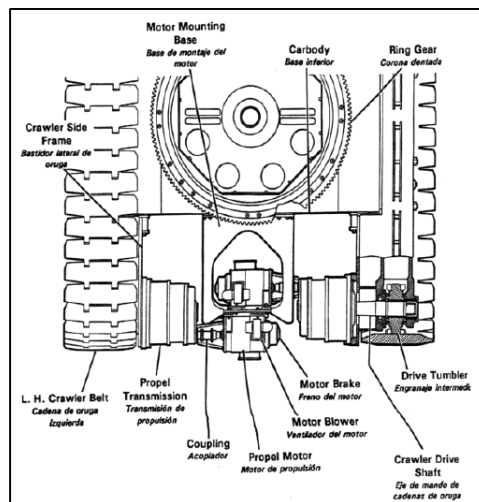


Figura N° 2.6: Sistema de propulsión pala 4100 A

Fuente: Manual de familiarización de palas eléctricas de cable P&H

2.3.3 Sistema de ventilación del motor de propulsión

El motor de corriente continua K558 B utilizado en la pala minera para la propulsión, carece de un sistema propio de ventilación, para ello utiliza un motor asíncrono de corriente alterna acoplado a un ventilador axial (ver la figura N° 2.7), que absorbe aire ambiental y lo impulsa a través del conjunto armadura, campos e interpolos para evacuar el calor generado por el flujo magnético del motor y la fricción generada en el comutador de la armadura.

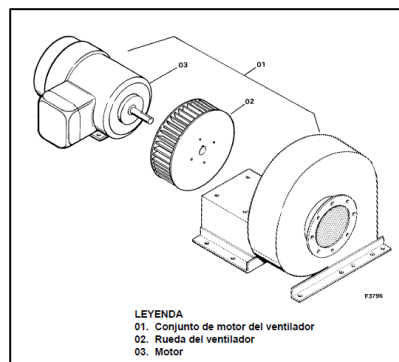


Figura N° 2.7: Sistema de ventilación de motor propel K558 B

Fuente: Manual de Sistema mecánico pala P&H

2.3.4 Accionamiento eléctrico de la ventilación del motor de propulsión

Los motores de inducción tienen una corriente de arranque elevada, la que puede ser entre 3 y 15 veces la corriente nominal, para evitar estos pick de corriente se utilizan los partidores suaves. En los motores asíncronos jaula de ardilla acoplados a los ventiladores axiales para la ventilación del motor de propulsión.

Este accionamiento controla solamente la tensión eficaz de entrada al motor desde cero hasta la nominal de funcionamiento manteniendo constante la frecuencia de la red. Así regulando la tensión de alimentación, se controla la corriente de arranque que consume el motor y el par que se genera (ver la figura N° 2.8).

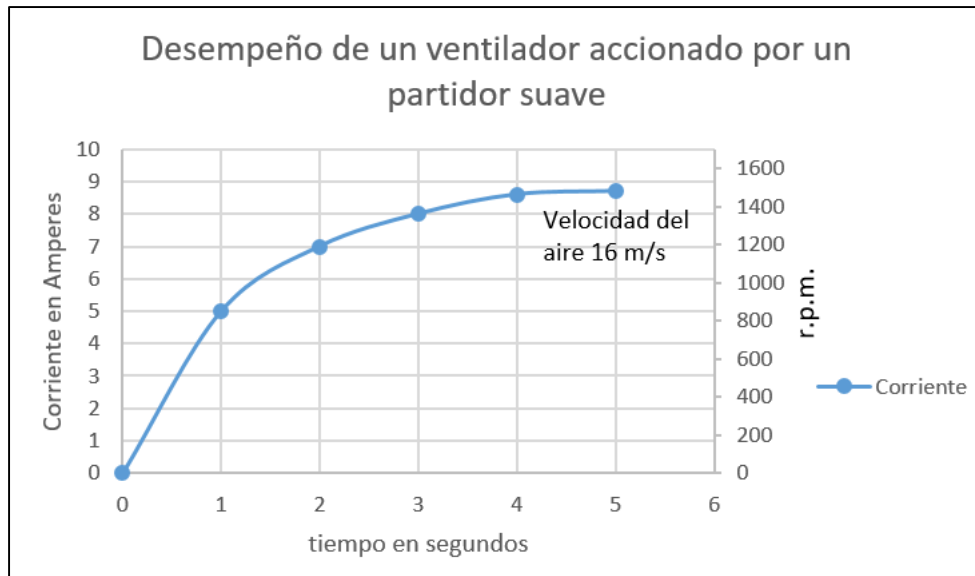


Figura N° 2.8: Arranque de un partidor suave acoplado a ventilador propel K558 B

2.4 Selección de un nuevo accionamiento eléctrico para mejorar la refrigeración

Con el incremento del número de Reynolds se logra un flujo turbulento de aire para la refrigeración y ello nos lleva a disminuir la capa limite dentro del motor (ver la figura N° 2.9), lo cual permite mejorar el coeficiente de transferencia de calor por convección.

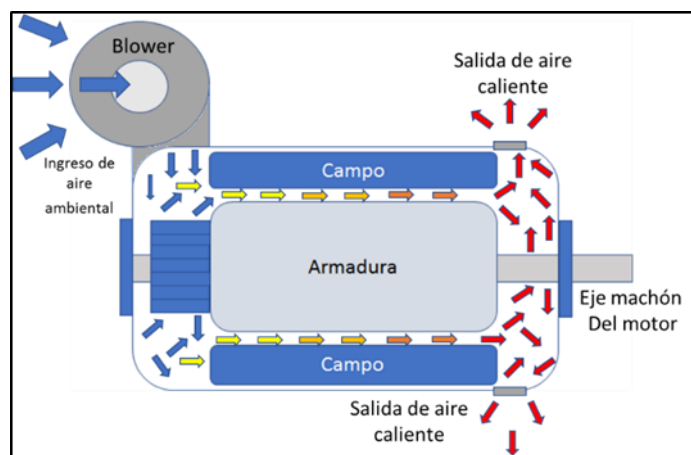


Figura N° 2.9: Flujo de aire dentro del motor.

En base a las Ecuaciones N° 2.4 y N° 2.5, en donde se define que al incrementar el número de Reynolds se consigue un flujo de aire turbulento y este es inversamente proporcional a la capa límite, por consiguiente, si la capa límite es pequeña el coeficiente convectivo de calor será mayor, logrando refrigerar de mejor manera el motor. De acuerdo a esto, se propone un accionamiento eléctrico del tipo variador de frecuencia, ya que necesitamos ingresar más aire y turbulento al interior del motor de una manera más eficiente y rentable sin la necesidad de poleas y o transmisiones mecánicas para incrementar la velocidad de giro del ventilador.

2.4.1 Teoría de funcionamiento de un variador de frecuencia

Un variador de frecuencia es un dispositivo que permite el control de la velocidad de giro de un motor de corriente alterna, modificando la frecuencia y la tensión de la línea de alimentación.

Para alimentar correctamente un motor asíncrono a par constante, sea cual sea la velocidad es necesario mantener el flujo constante. Dado que el flujo varía proporcionalmente con la tensión e inversamente con la frecuencia, se necesita que la tensión y la frecuencia varíen simultáneamente y en las mismas proporciones para mantener el flujo constante.

La velocidad de referencia impone una frecuencia y el variador calcula la tensión para mantener el flujo constante. Sin embargo, si no efectuamos ninguna compensación la velocidad real varía con la carga (deslizamiento), limitando la exactitud de funcionamiento.

2.5 Control de volúmenes variables de aire

En la mayoría de los procesos existe como mínimo una variable. Esta variable requiere un ajuste del proceso. Por lo tanto, los procesos y volúmenes de material variable requieren algún tipo de control.

En un proceso pueden existir numerosos parámetros distintos, pero los más comunes son la entrada, la salida y la interferencia.

Es posible que estos parámetros deban ser constantes o que varíen en función de un patrón predeterminado.

En algunos procesos no existe interferencia alguna y la entrada es constante. Este tipo de procesos funcionan sin ningún control de velocidad variable. No obstante, si es necesario cambiar los parámetros de salida, la entrada es variable, o existen interferencias, un control de la velocidad variable puede ser la solución para cumplir con los requisitos del proceso.

2.5.1 Leyes de los ventiladores

Si un ventilador debe funcionar en condiciones diferentes de las ensayadas, no es práctico ni económico efectuar nuevos ensayos para determinar sus prestaciones.

Mediante el uso de un conjunto de ecuaciones de las leyes de los ventiladores es posible determinar, con buena precisión, las nuevas prestaciones a partir de los ensayos efectuados en condiciones normalizadas.

Al mismo tiempo, estas leyes permiten determinar las prestaciones de una serie de ventiladores geoméricamente semejantes a partir de las características del ventilador ensayado.

Las leyes de los ventiladores están indicadas, bajo forma de relación de magnitudes, en ecuaciones que se basan en la teoría de la mecánica de fluidos y su exactitud es suficiente para la mayoría de las aplicaciones.

Estas leyes se basan en el hecho que dos ventiladores de una serie homóloga, tienen homólogas sus curvas características y para puntos de trabajo semejantes tienen el mismo rendimiento, manteniéndose entonces interrelacionadas todas las razones de las demás variables.

Las variables que comprenden a un ventilador son la velocidad de rotación, el diámetro de la hélice o rodete, las presiones total, estática y dinámica, el caudal, la densidad del gas, la potencia absorbida, el rendimiento y el nivel sonoro.

Además, debe tenerse en cuenta, antes de aplicar las leyes de los ventiladores que los valores conocidos lo sean de un aparato de la misma familia trabajando en las mismas condiciones bajo las cuales se requiere determinar los nuevos valores y que las condiciones del ventilador considerado sean todas proporcionales a las correspondientes tomado como punto de partida y cuyos valores reales de ensayo se conozcan.

2.5.2 Leyes de acuerdo con la variación de la velocidad

Subíndice cero, indica la condición de partida de la variable conocida ya sea el caudal qv_0 es el caudal de inicio y qv será el caudal resultante.

$$\text{Caudal Volumétrico } qv = qv_0 \left(\frac{n}{n_0} \right) \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.24})$$

$$\text{Presión } Pf = Pf_0 \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.25})$$

$$\text{Potencia } Pr = Pr_0 \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 2.26})$$

Donde:

✚ n = Velocidad rotacional.

✚ Pr = Potencia mecánica suministrada al ventilador en Watt.

✚ Pf = Presión del ventilador Pa.

✚ qv = Caudal de entrada m³/s.

CAPITULO III

DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS COMPONENTES INVOLUCRADOS

3.1 La Pala Minera

El Equipo en cuestión es una unidad electromecánica de alto tonelaje la cual requiere una potencia eléctrica 3 MW para las palas modelo 4100 A a plena carga (ver la figura N° 3.1), con una tensión de 6900 volts, y tiene la capacidad de levantar en un solo movimiento desde 70 a 90 toneladas de mineral en el balde, para realizar el carguío a los camiones respectivos. Los cinco movimientos básicos e independientes que realiza la máquina son:

- ✚ Propulsión de la pala (Propel).
- ✚ Levante y bajada del balde (Hoist and Lower).
- ✚ Empuje y retracción del balde (Crowd).
- ✚ Giro izquierdo y derecho (Swing).
- ✚ Abrir balde (Dipper Corriente Alterna).

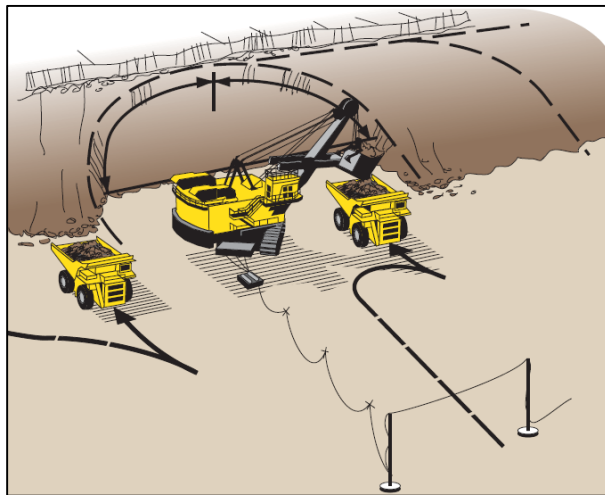


Figura N° 3.1: Pala minera en la frente de carguío.

Fuente: Manual de Mantenimiento P&H Mining Equipment 2004.

3.1.1 El movimiento de Propulsión

Este movimiento permite desplazar a la pala en cualquier dirección. Cada oruga posee un motor eléctrico DC de 700 HP y transmisión mecánica independiente, juntos generan un máximo de 1400 HP (ver la figura N° 3.2), lo que permite virar cada oruga de la máquina hacia delante o atrás respectivamente.



Figura N° 3.2: Motores y transmisión de propulsión.

Fuente: Manual de Mantenimiento P&H Mining Equipment 2004.

Los motores de corriente continua utilizados de la pala minera tienen los mismos componentes básicos que se encuentran en un motor DC convencional.

Estos motores están diseñados para una velocidad base más baja de lo usual y con una componente de par motor notablemente alto para los caballos de fuerza desarrollados.

Estos componentes incluyen la armadura, el conmutador, los bobinados de campo y el bastidor (ver la figura N° 3.3).

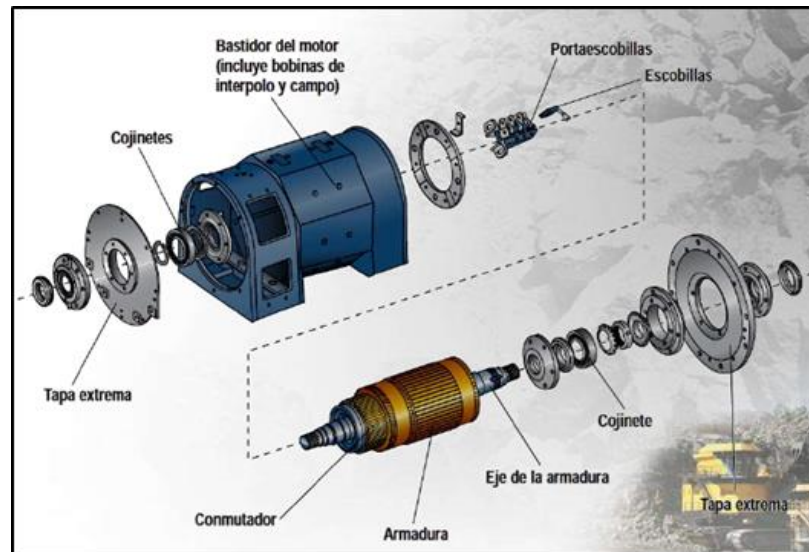


Figura N° 3.3: Descripción interna de un motor DC K558 B.

Fuente: Manual de motores eléctricos Minepro P&H.

Para los caballos de fuerza desarrollados, estos motores tienen grandes cantidades de materiales activos en los núcleos laminados de acero y cobre en las bobinas del conmutador. Estos se destacan también por tener conmutadores de gran diámetro y carbones que soportan una densidad de corriente moderada, donde ambos contribuyen a un buen rendimiento de la conmutación sobre un amplio margen de cargas para el motor.

3.1.1.1 Ventilación del motor K558 B

Las pesadas cargas y las tasas de aceleración y desaceleración rápidas generan una enorme cantidad de calor en los motores de propulsión. El calentamiento excesivo puede ocasionar un daño térmico a los materiales aislantes. El control del aumento de la temperatura requiere poner mucha atención a la ventilación del motor.

El flujo de aire requerido para mantener el motor de propulsión dentro del límite seguro de trabajo en donde este no debiera superar los 180° C, se encuentra entre los 110 m³/min y 120 m³/min.

Para refrigerar internamente el motor de propulsión, se incorpora un ventilador tipo centrífugo, montado directamente a la caja del motor (ver la figura N° 3.4).

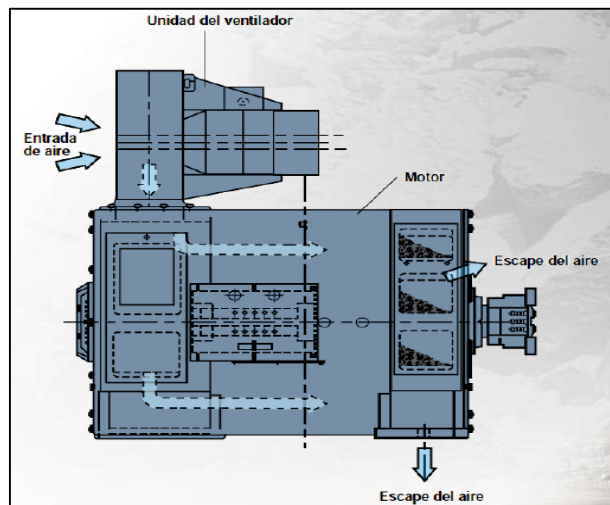


Figura N° 3.4: Ventilador montado en un motor propel.

Fuente: Manual de motores eléctricos Minepro P&H.

3.1.2 El movimiento de dipper trip

Se utiliza para la descarga de material del balde sobre las tolvas de los camiones. Se requiere de un motor de rotor bobinado de 15 HP para controlar dos niveles de torque en el momento de tensar y abrir el balde respectivamente.

3.1.3 Movimiento de Izado

Es un conjunto de 2 motores eléctricos DC acoplados a una transmisión mecánica la cual levanta y baja el balde (ver la figura N° 3.5). Los motores eléctricos son de 1450 HP cada uno y en conjunto desarrollan 2900 HP acoplan a un tambor que estiba el cable de alta tracción mediante una transmisión mecánica. Este cable se engancha finalmente al balde que recoge el mineral del rajo.

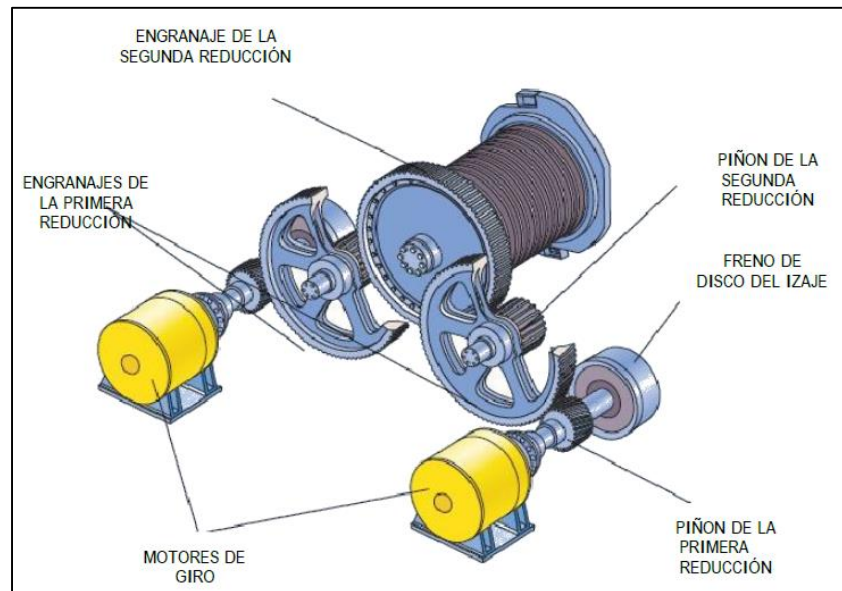


Figura N° 3.5: Motores y transmisión de izado.

Fuente: Manual de Familiarización P&H Mining Equipment.

3.1.4 El movimiento Crowd

En la transmisión mecánica shiper shaft acoplado a través de poleas y correas a través de un motor DC de 740 HP (ver la figura N° 3.6), se realiza la extensión y retracción del mango, el cual se mueve a través de una corona dentada longitudinal. Este mango sostiene el balde y se introduce con fuerza en la frente de carguío.

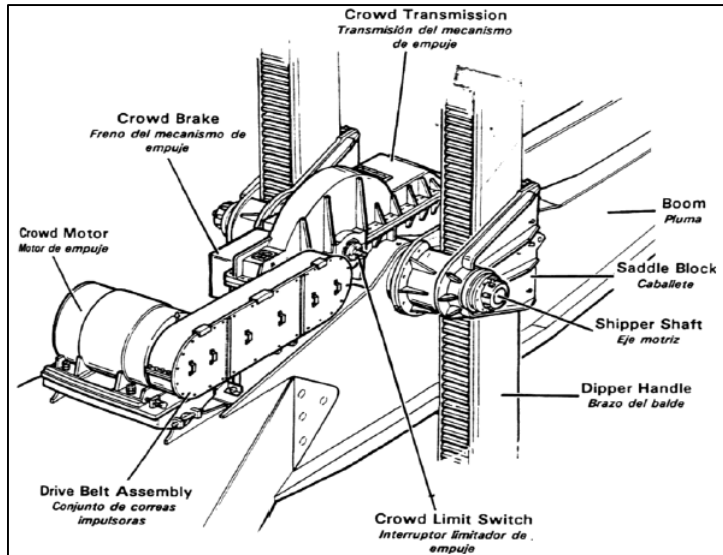


Figura N° 3.6: Motor y transmisión Crowd.

Fuente: Manual de Familiarización P&H Mining Equipment.

3.1.5 El movimiento Swing

Este movimiento realiza el giro de la tornamesa que es el Frame o estructura de la Pala. Este giro tiene la propiedad de moverse en 360 grados en forma libre. Se requiere de dos motores de 1000 HP y respectivas transmisiones para su ejecución (ver la figura N° 3.7).

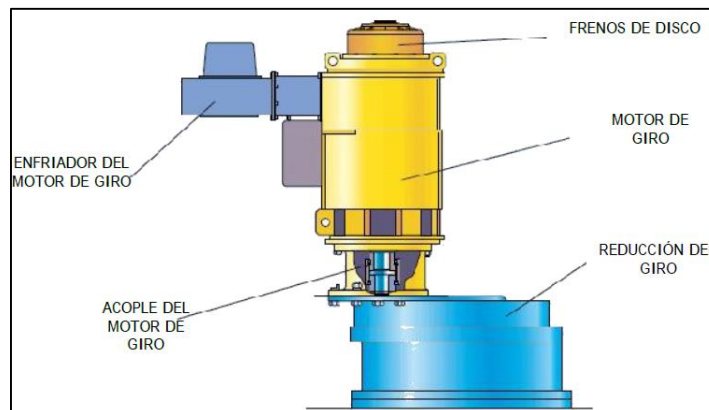


Figura N° 3.1: Motor y transmisión Swing.

Fuente: Manual de Familiarización P&H Mining Equipment.

3.1.6 Transformador principal y transformador auxiliar

Estas unidades proporcionan la alimentación principal (6900/600 V-2500 kVA), para los movimientos principales (ver la figura N° 3.8).

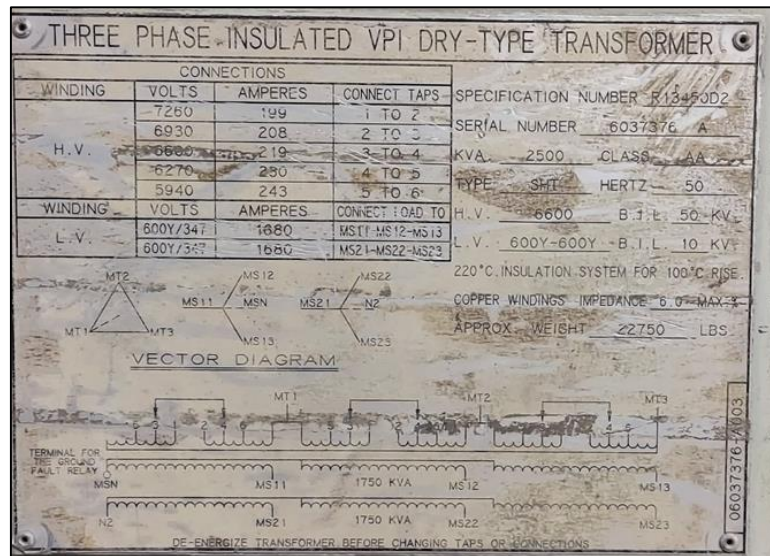


Figura N° 3.8: Placa de datos de un transformador principal de pala 4100A.

Para el suministro secundario o auxiliar (6900/380-220-190-110 V-325 kVA), y a todos los sistemas de control y refrigeración (ver figura N° 3.9).



Figura N° 3.9: Placa de datos de un transformador de auxiliares de pala 4100A.

3.1.7 Convertidores AC/DC

Este circuito realiza la función de conversión de corriente alterna a corriente continua, para alimentar los motores de los movimientos principales. Estos convertidores constan principalmente de 12 elementos rectificadores en antiparalelo, lo cual permite que el convertidor trabaje en los 4 cuadrantes. Como elemento de potencia en este caso se utilizan rectificadores controlados de silicio (SCR), de alta potencia (2500 A). ver la figura N° 3.10.

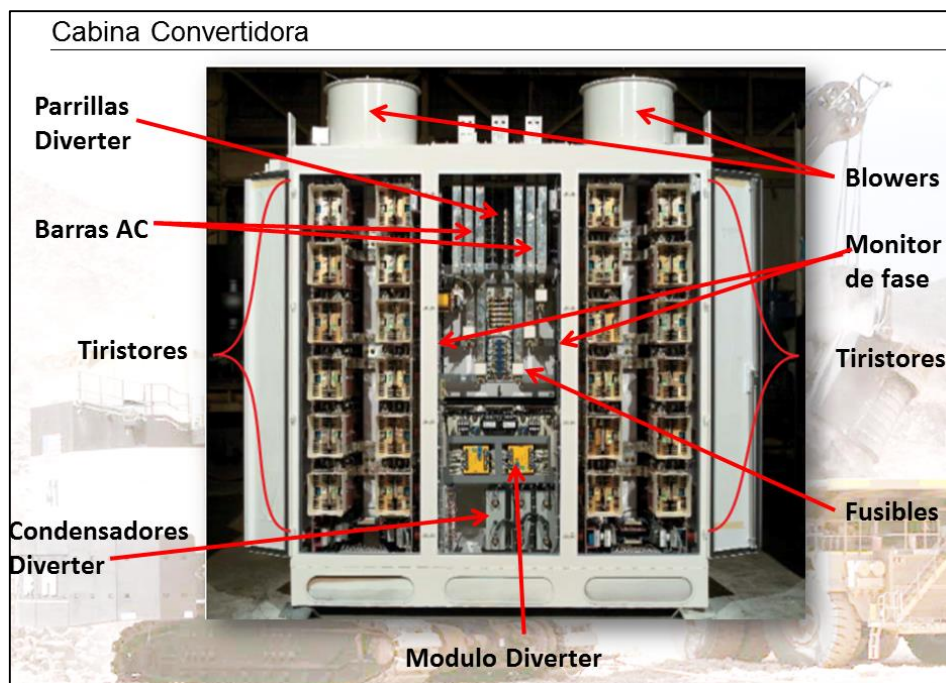


Figura N° 3.10: Descripción de una cabina convertidora.

Fuente: Manual de Mantenimiento P&H Mining Equipment 2004.

3.2 Descripción del Motovator

Este equipo es un conjunto moto generador (ver la figura N° 3.11), montado en un tráiler de 15 metros de largo, el cual posee un motor Diesel MTU 20v4000 y acoplado a un generador de la marca Kato engineering inc. de 4160/7200 V trifásico a 1500 rpm, 50 Hz y 2.5 MVA.

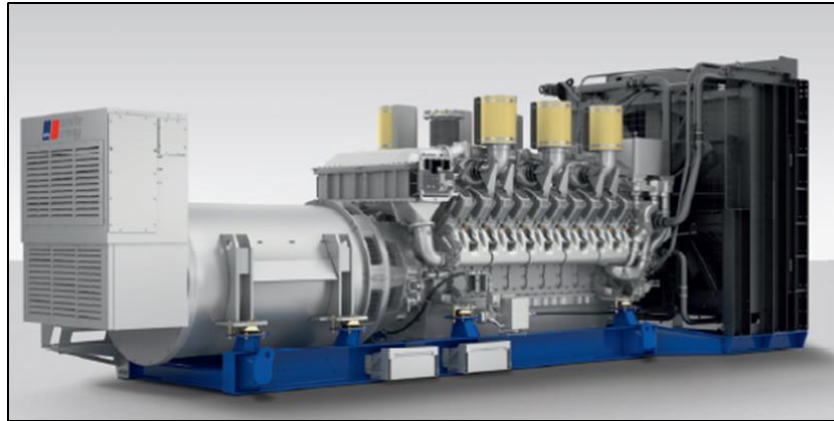


Figura N° 3.11: Generador del motovator.

Fuente: Manual de operación del Motovator on site energy.

3.2.1 Estanque de combustible

Este componente tiene una capacidad de 4750 L (1250 galones), es de doble pared, tiene una escalera y plataforma de acceso al combustible, acoplamiento de llenado rápido, Indicación del nivel de combustible, una baliza de señalización de combustible bajo.

3.2.2 Resistencia de puesta a tierra

Este componente es de 15 kV, 200 A nominales, se encuentra conectada al chasis del remolque y se encuentra alojado al lado del compartimiento de combustible. Eléctricamente cuenta con un transformador de corriente relación 50:5 y un relé BE1 Basler electric, se encarga de chequear que la tierra se encuentre solidariamente conectada, de lo contrario genera una señal de apertura del interruptor general del generador.

3.2.3 Banco de carga

Debido a que la pala minera tiene la capacidad de trabajar en los 4 cuadrantes, es necesario que la energía regenerada sea absorbida por la fuente, en este caso el Motovator para esto cuenta con un banco de carga el cual automáticamente compensa esa regeneración.

CAPITULO IV

CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE ACUERDO AL REGIMEN DE TRABAJO

Específicamente, esta tarea consiste en mover de una frente de carguío a otra o evacuar el equipo a una zona de reparación dentro de la mina.

Para ello es necesario considerar, que los caminos por los que se desplazan los camiones mineros son de 26 m de ancho, cada camión mide 7,4 m de ancho y la pala minera tiene un ancho de 11.58 m por 25 m de largo, a la vez el Motovator y el tracto camión utilizado en el traslado tiene un largo de 16 m (ver la figura N° 4.1), por lo que esta maniobra genera una condición de riesgo para los operadores que deben sortear este obstáculo y riesgo para el personal de servicio y el electricista del área mina los cuales prestan apoyo en el generador.

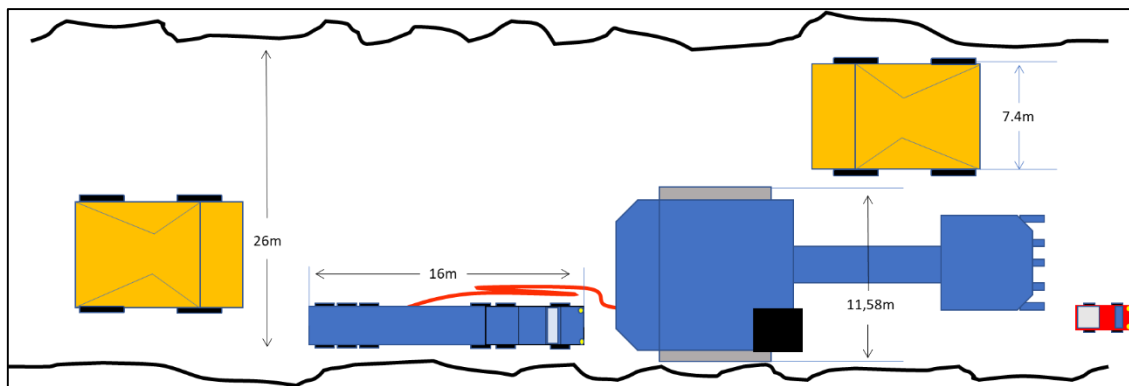


Figura N° 4.1: Interacción de equipos en traslado de una pala minera.

Fuente: Elaboración Propia.

4.1 Levantamiento de traslado de palas

Se realizó un levantamiento de los traslados efectuados por las palas en la mina en los dos años.

Por lo general los ciclos de traslado varían de 1 hora a 1,5 horas (régimen de alto esfuerzo), de movimiento a 1 hora de detención (régimen de bajo esfuerzo), para lograr que la temperatura dentro del motor de propulsión baje a un nivel aceptable.

En la tabla N° 4.1, se puede apreciar el levantamiento realizado a los traslados en la mina.

Tabla N° 4.1: Levantamiento de traslados.

	Equipo	fecha de inicio	hora de inicio	fecha de termino	hora de termino	duracion hh:mm:ss
1	P20	10/01/18	8:50:00 AM	11-01-2018	12:00AM	27:10:00
2	P22	15/03/18	11:25:00 AM	15-03-2018	11:45:00 PM	12:19:08
3	P22	15/12/18	8:50:00 AM	16-12-2018	3:50:00 AM	19:00:00
4	P20	03/01/19	10:30:00 AM	03-01-2019	11:00:00 PM	12:30:00
5	P21	06/06/19	10:00:00 AM	06-06-2019	8:20:00 PM	10:20:00
6	P21	08/08/19	5:30:00 AM	08-08-2019	4:00:00 PM	10:30:00

Fuente: edición propia

Durante el tiempo de detención el generador sigue suministrando 130 kVA para mantener activos los controles de la pala, sala de máquinas y ventiladores centrífugos acoplados a cada motor DC, es por ello que se debe esperar alrededor de 60 minutos, ya que toman el aire del ambiente y lo impulsan a través del motor DC para evacuar la energía calórica desarrollada por fricción del conmutador y calorías generadas por efecto joule.

4.1.1 Consumo de combustible y energía generada por el motovator

Por los datos entregados por el fabricante (MTU on site Energy), en la tabla N° 4.2, se expone la información de consumo de combustible por hora a diferentes porcentajes de carga del motovator y la cantidad de combustible necesaria para generar energía expresada en kWh.

Tabla N° 4.2: Consumo del generador según % de carga.

Consumo de combustible nominal		
Porcentaje de carga del generador	Diesel por hora	Energía generada por gramo de diesel
al 100% de la potencia nominal	508.9 L/hr	192 g/Kwh
al 75% de la potencia nominal	387.7 L/hr	195 g/Kwh
al 50% de la potencia nominal	279.6 L/hr	211 g/Kwh

Capacidad del Estanque	4750 litros
------------------------	-------------

Fuente: data sheet motor MTU 20V4000.

En el punto N° 4.1, se definen dos segmentos de trabajo; uno en régimen de alto esfuerzo cuando la máquina se encuentra en traslado y otro de bajo esfuerzo cuando la máquina se encuentra en ventilación.

En los siguientes puntos se detalla que nivel de porcentaje de carga del motor y de consumo de combustible existe en alto y bajo régimen. Para el caso expuesto en este proyecto y de forma experimental se sabe que los motores propel para realizar un movimiento de traslado consumen alrededor de 1000 A cada uno, lo que arroja como resultado 550 kWh por motor, adicionalmente se tiene un transformador auxiliar de 325 kVA trabajando al 58 % de la carga nominal, el cual suministra energía a los ventiladores y circuitos de campo de los motores DC.

4.1.2 Resumen de cargas de la pala minera 4100 A

En las figuras N° 4.2 y N° 4.3, se aprecia un cuadro con las cargas más significativas dentro de la pala, las que fueron consideradas en los cálculos de este capítulo.

A continuación, se expone el cálculo de la energía consumida por la pala considerando los periféricos auxiliares, control, alumbrado y consumo de motores de Propulsión.

AUXILIARY MOTORS*	
Dipper Trip (Two Used)	Each 15 H.P.
Hoist Motor Blowers (Two Used)	Each 15 H.P.
Crowd Motor Blower	15 H.P.
Propel Motor Blowers (Two Used)	Each 7.5 H.P.
Swing Motor Blowers (Two Used)	Each 7.5 H.P.
Converter Blowers (Two Used)	Each 2 H.P.
RPC Switch Blower	2 H.P.
Control Cabinet Blower	0.33 H. P.
Machinery Cab Blowers (Two Used)	Each 30 H.P.
Fresh Air Blower (Operator's Compartment & Electrical Room)**	0.75 H.P.
Upper Lube Pump Motor, Hoist	1 H.P.
Air Compressor Motor	15 H.P.

*Horsepower shown are for 60 Hz. operation – may vary for 50 Hz. operation.
**Fresh air blower supplied only if air conditioning unit is not installed.

Figura N° 4.2: Especificaciones principales de la máquina.

Fuente: Hoja de datos de especificaciones del fabricante para palas P&H modelo 4100A.

TRANSFORMERS	
Main Armature Transformer	2500 KVA
Auxiliaries-Field Transformer	325 KVA
Relays/Lighting Supply Winding	45 KVA

Note: Transformer capacities may vary depending on options.

Figura N° 4.3: Capacidades de potencia nominales de la máquina.

Fuente: Hoja de datos de especificaciones del fabricante para palas P&H modelo 4100A.

4.1.2.1 Porcentaje de carga del transformador de auxiliares de la pala

Para determinar cuanta energía consumen los motores K558 B de propulsión, y cuanta energía consumen los sistemas auxiliares de la pala mientras se realiza un desplazamiento de un lugar a otro, se determinan sus consumos en la ecuación N° 4.1, y de acuerdo a lo especificado por el fabricante en donde se consideró para los motores auxiliares una potencia de 202 HP y 45 kVA, los cuales son consumidos por los campos de los motores DC, reles de control y alumbrado del equipo.

$$\%Carga_{TA} = \left[\frac{S_1 + S_2}{S} \right] * 100 \quad (\text{Ec. N° 4.1})$$

$$P_1 = S_1 * \cos\phi_{TA} \quad (\text{Ec. N}^\circ 4.2)$$

Donde :

- ✚ %Carga_{TA} = Porcentaje de carga usada del transformador de auxiliares.
- ✚ P₁ = Suma de potencia activa de los blower de la maquina en kW.
- ✚ S = Potencia aparente del transformador de auxiliares en kVA.
- ✚ S₁ = Potencia aparente que consumen los blower en kVA.
- ✚ S₂ = Potencia aparente que consume el alumbrado y control en kVA.
- ✚ V = Tension Ca. aplicada al transformador en el lado de alta en kVolt.
- ✚ P = Potencia activa consumida por la maquina en traslado.
- ✚ E = Energia consumida en el traslado en kWh.
- ✚ E₁ = Energia consumida por circuito de control y auxiliares en kWh.
- ✚ E₂ = Energia consumida por los motores de propulsion en kWh.
- ✚ V₂ = Tension continua Aplicada a los 2 motores propel en Volt.
- ✚ I = Corriente AC. que consume el trafo en el lado de alta en Amperes.
- ✚ I₂ = Corriente continua aplicada a los 2 motores propel en Amperes.
- ✚ cosφ_{TA} = Factor de potencia asumido para el transformador auxiliar (0,9).

Entonces de acuerdo a las ecuaciones N° 4.1 y N° 4.2:

$$\text{kVA} = \frac{\text{kW}}{\cos\phi} = \frac{129 \text{ kW}}{0,9} = 166.67 \text{ Kva} \quad (\text{Ec. N}^\circ 4.2)$$

$$\frac{(166.67 \text{ kVA} + 45 \text{ kVA}) \times 100}{325 \text{ kVA}} \quad (\text{Ec. N}^\circ 4.1)$$

$$\% \text{ Carga}_{TA} = 65.13 \%$$

Dado que el transformador de auxiliares de la pala es alimentado por 6.900 VAC, se calcula la corriente del devanado primario (Ec. N° 4.3), referido al porcentaje de carga del secundario despreciando las perdidas en el hierro y cobre.

$$I = \frac{S}{\sqrt{3} * V} * \% \text{ Carga}_{TA} \quad (\text{Ec. N}^\circ 4.3)$$

$$\left(\frac{325 \text{ kVA}}{\sqrt{3} * 6,9 \text{ kV}} \right) * 65.13 \%$$

$$I = 17.73 \text{ A}$$

De esta manera se obtiene la energía consumida en una hora (Ec. N° 4.4), en los componentes auxiliares.

$$P = \sqrt{3} * V * I * \text{Cos}\varphi \quad (\text{Ec. N}^\circ 4.4)$$

$$\sqrt{3} * 6,9 \text{ kV} * 17.73 * 0,9$$

$$E_1 = 190,47 \text{ kWh}$$

Por otro lado se tienen los motores DC que posibilitan el traslado de la pala de una frente de carguio a otra.

Consumo de la pala en 1 hora

$$E_2 = 1100 \text{ kWh}$$

De esta forma y habiendo determinado los consumos en los componentes auxiliares y motores principales de propulsión, se calcula la energía consumida en 1 hora de trabajo en la Ecuación N° 4.5.

$$E = E_1 + E_2 \quad (\text{Ec. N}^\circ 4.5)$$

$$1100 + 190,47 = 1290,47 \text{ kWh}$$

4.1.3 Porcentaje de carga del Motovator en régimen de alto esfuerzo

Para determinar la carga del Motovator en régimen de alto esfuerzo se consideró un factor de potencia de 0,8 (Ec. N° 4.6 y Ec. N° 4.7).

$$\frac{P}{\cos\varphi_{MOT}} = S_{3MOT} \quad (\text{Ec. N°4.6})$$

$$\frac{1290,47}{0,8}$$

$$S_{3MOT} = 1613,08 \text{ kVA}$$

Donde:

- ✚ P = Potencia activa consumida por la pala en traslado en kW.
- ✚ $\cos\varphi_{MOT}$ = Factor de potencia del Motivator (0,8).
- ✚ S_{MOT} = Potencia aparente Nominal del Motovator en kVA.
- ✚ S_{3MOT} = Potencia aparente consumida por la pala del Motovator en kVA.
- ✚ $X\%_{MOT}$ = Porcentaje de carga del Motovator.

De acuerdo a los datos del generador entregados por el fabricante, se tiene una potencia aparente nominal 2,6 MVA y un $\cos\varphi_{MOT}$ 0,8.

$$X\%_{MOT} = \left[\frac{S_{3MOT}}{S_{MOT}} \right] * 100 \quad (\text{Ec. N° 4.7})$$

$$\frac{1,61 \text{ MVA} * 100}{2,6 \text{ MVA}}$$

$$X\%_{MOT} = 61\%$$

Se obtiene que en el régimen de alto esfuerzo (ver la tabla N° 4.3), corresponda al 61 % de carga en el Motovator y al 33 % en régimen de bajo esfuerzo.

Tabla N° 4.3: Consumo del generador según porcentaje de carga de la potencia del motovator.

Consumo de combustible nominal		
al 100% de la potencia nominal	508.9 l/hr	192 g/kwh
al 75% de la potencia nominal	387.7 l/hr	195 g/kwh
al 61% de la potencia nominal	327.2 l/hr	204g/kwh
al 50% de la potencia nominal	279.6 l/hr	211 g/kwh
al 33% de la potencia nominal	185 l/hr	102.8 g/kwh

Capacidad del estanque	4750 litros
------------------------	-------------

Fuente: Edición propia

4.1.4 Autonomía del Motovator

Se sabe que el motovator tiene un estanque de combustible de 4750 L, pero estos nunca deben ser utilizados en su totalidad para evitar fallas del sistema de inyección del generador, por otra parte es importante indicar que el motovator cuenta con un sistema de alarma y trip por bajo nivel de combustible, por ello es que los cálculos son realizados en base a 4500 L.

Por dato de la tabla N° 4.3 de consumo, se sabe que para generar 1 kWh son necesarios 204 g de combustible, sabiendo que el peso específico del diesel es de 0,84 kg/lit y a través de las ecuaciones N° 4.8 y N° 4.9, se procede a calcular la autonomía del motovator en sus diferentes regímenes de trabajo.

$$W_{\text{diesel}} = \rho_{\text{diesel}} * l_{\text{diesel}} \quad (\text{Ec. N}^\circ 4.8)$$

$$t = \frac{W_{\text{diesel}}}{E_{\text{diesel}} * P} \quad (\text{Ec. N}^\circ 4.9)$$

Donde:

w_{diesel} = Peso total del combustible diesel en kg.

ρ_{diesel} = Peso especifico del diesel en $\frac{\text{kg}}{\text{lt}}$.

l_{diesel} = Cantidad del diesel del estanque del motivator (4500L).

E_{diesel} = Energia generada por gramo de diesel consumido $\frac{\text{g}}{\text{kwhr}}$.

t = Tiempo del generador en operación al 61% de carga en hrs.

P = Potencia activa consumida por la pala en traslado en kW.

4.1.5 Consumo de combustible

En la tabla N°4.4, está realizado el ejercicio del consumo de combustible en los diferentes traslados de las palas.

Tabla N° 4.4: Levantamiento de traslados de palas y consumos del Motovator.

	Equipo	tiempo de traslado total	tiempo efectivo traslado	tiempo en espera o ventilación	distancia avance en metros	consumo diesel litros
1	P20	27.07	16.67	10.40	5000	7377.95
2	P22	13.33	8.33	5.00	2500	3466.67
3	P22	19.00	9.33	9.67	2800	4842.20
4	P20	12.50	7.67	4.83	2300	3402.70
5	P21	10.33	7.33	3.00	2200	2954.47

al 61% de la potencia nominal	327.2	litros/h
al 33% de la potencia nominal	185	litros/h
Capacidad del estanque	4750	litros
Rapides avance	480	metros/h

Fuente: Edicion propia.

Como se ve en la tabla N° 4.4, en el punto 1 la pala 20 tuvo un tiempo efectivo de traslado de 10,67 horas, en donde el Motovator trabajo al 61 % de carga de su potencia nominal (régimen de alto esfuerzo), y estuvo en ventilación 10,40 horas, en donde el Motovator trabajo al 33 % de carga de su potencia nominal (régimen de bajo esfuerzo).

Ambos regímenes de trabajo consumieron un total de 7377 L con un tiempo total de traslado de 27,07 horas. y una distancia de 5000 m.

4.2 Generación de CO₂ de acuerdo al consumo de combustible

Tomando como ejemplo la tabla N° 4.4 específicamente el ítem 1 en donde se consumieron 6076 litros de combustible diésel y a la ecuación N° 4.10, se realiza el cálculo de generación de CO₂.

$$G_{CO_2} = L_{DIESEL} * C_{SO} * C_{OX} * 0.99 \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 4.10})$$

Donde:

- ✚ G_{CO₂} = Gases de dióxido de carbono liberado al ambiente en gr.
- ✚ C_{SO} = Carbono atómico contenido en el combustible sin oxidar.
- ✚ C_{OX} = Carbono Oxidado en gramos (gases después de la combustión).
- ✚ L_{DIESEL} = Litros de combustible diésel en estudio.
- ✚ 0,99 = Pensando en 1% de combustible que no se combustiona.

Asumiendo las siguientes igualdades:

$$1 \text{ litro de Diesel} = 733 \text{ g de CO}_{ATOMICO} C_{SO}$$

$$1 \text{ g de CO}_{ATOMICO} = 3.66\text{g de CO}_2 C_{OX}$$

Y de acuerdo a la Ecuación N° 4.10;

$$6076 \text{ l}_{\text{diesel}} * 733 \text{ gdeC}_{\text{so}} * 3.66 \text{ de C}_{\text{OX}} * 0.99$$

16,13 toneladas de CO₂ liberadas al ambiente durante el traslado de la pala.

CAPITULO V

ANALISIS DE LA VENTILACION FORZADA ACTUAL Y DE LA MEJORA EN LA VENTILACION FORZADA CON UN VARIADOR DE FRECUENCIA

5.1 Sistema de ventilación de un motor de propulsión

Los motores DC acoplados en la transmisión de propulsión, necesitan una ventilación externa y constante dado a que por su construcción carecen de un ventilador como los motores industriales AC. En la figura N° 5.1, se aprecia un conjunto de motor DC, ventilador y transmisión.



Figura N° 5.1: Conjunto de motor, ventilación y transmisión de Propulsión.

Fuente: Edición propia.

De acuerdo al comportamiento térmico de los motores de propulsión durante el traslado, es que se obtuvo la curva de la figura N° 5.2 y con ella se visualiza la expectativa del modelo de refrigeración que se desea para tener un incremento de la eficiencia en el traslado en un 20 %.

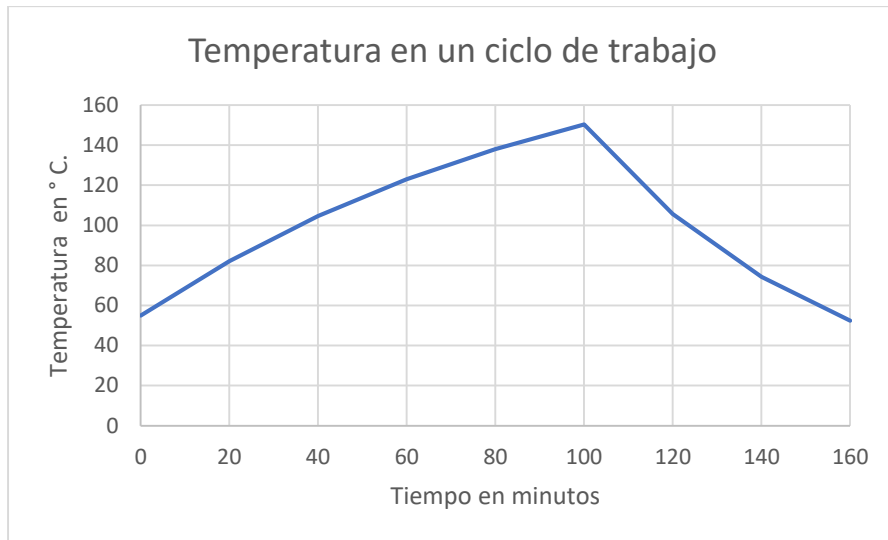


Figura N° 5.2: Gráfica del comportamiento actual de la temperatura interna de un motor DC de propulsión.

Fuente: Edición Propia.

Tomando en cuenta que los motores no debieran superar la barrera de los 180 °C. (aislación clase H), es que se deja un delta de 30 °C antes de la máxima.

Además, considerando que cada motor pesa 5500 kg y de estos se descontó la carcasa de alojamiento, rodamientos, pernos de amarre del bobinado. Se consideró solo el material interno que se encuentra en la armadura, campos, interpolo y barras internas de unión. De acuerdo con esto los cálculos se realizaron en base a 4200 kg.

Para determinar la cantidad de calor por disipar (Ec. N° 5.1), se realizan los cálculos basados en la primera ley de termodinámica.

$$[Q_{ABS} = Q_{GEN} - Q_{DIS}] \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.1)$$

Donde:

- ✚ Q_{ABS} = Calor absorbido por el motor en kcal/h.
- ✚ Q_{GEN} = Calor generado por el motor en kcal/h.
- ✚ Q_{DIS} = Calor disipado por el motor al medio ambiente kcal/h.

5.2 Cálculo del calor absorbido Q_{ABS}

En el interior del motor en funcionamiento, aun así, con ventilación forzada, (régimen de alto esfuerzo), se genera una gran energía calórica (ver ecuación N° 5.2), la que es absorbida por las partes fijas y rotatorias del motor, esto producto de la alta circulación de corriente y del deslizamiento de los carbones sobre el conmutador del motor DC.

$$Q_{ABS} = C * m * T \quad (\text{Ec. N° 5.2})$$

Dónde:

- ✚ Q_{ABS} = Cantidad de calor en kcal/h absorbida por las partes del motor.
- ✚ C = Calor Especifico en $\frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}$ (Cobre $0.093 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}$).
- ✚ m = Masa en kg. (4200 kg).
- ✚ T = Temperatura del cuerpo en análisis en $^\circ\text{C}$.

Además, evaluando las pendientes de incremento de la temperatura en la figura N° 5.3, se realiza el cálculo en 100 minutos de trabajo (ver ecuación N°5.3), tomando como referencia el motor que más se calentó.

$$\theta = \theta_m * (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) + \theta_i * e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (\text{Ec. N° 5.3})$$

Donde:

- ✚ θ = Temperatura en $^\circ\text{C}$ en cualquier momento.
- ✚ θ_m = Temperatura constante final mientras se calienta el motor.

✚ t = Tiempo en minutos.

✚ τ_h = Constante de tiempo de calentamiento.

✚ θ_i = Relación de la temperatura ambiente y temperatura base de la maquina °C.

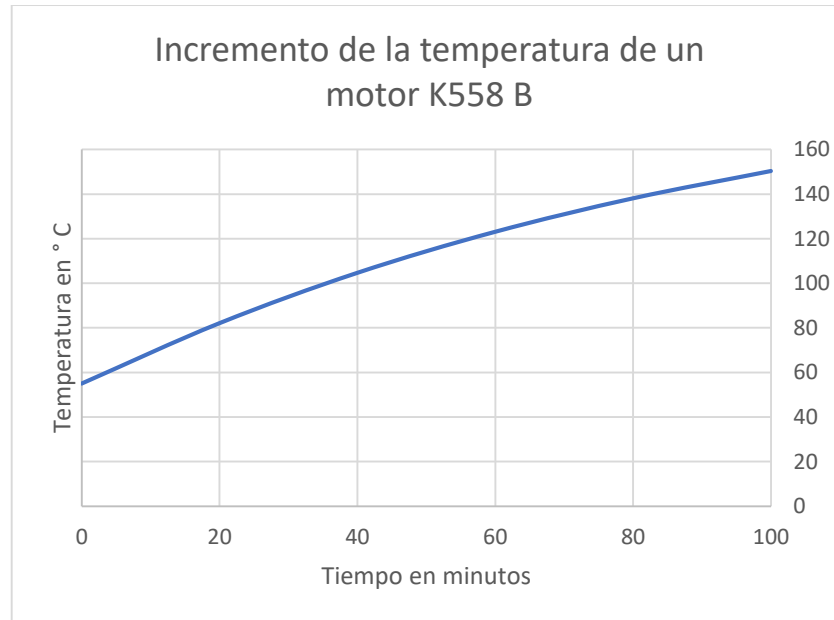


Figura N° 5.3: Análisis de curva de incremento de temperatura en un motor propel K558 B.

Fuente: Edición Propia.

De esta forma y evaluando en función de la temperatura en el motor DC, se advierte que en 100 minutos este alcanza los 150 °C y, reemplazando los valores en la ecuación N°5.2, obtenemos las calorías que absorbió el motor.

$$Q_{ABS} = 0,093 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} * 4200\text{kg} * 150^\circ\text{C} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.2)$$

$$Q_{ABS} = 58590 \text{ kcal}$$

5.3 Calor Disipado desde el interior del motor en funcionamiento (Q_{DIS})

Para efectos de cálculo se estima el calor disipado desde el interior del motor por la ley de enfriamiento de Newton y la primera ley de la termodinámica. De esta manera toma importancia el aire y su valor de coeficiente convectivo de transferencia de calor

$$[h = \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}].$$

El flujo de calor por unidad de tiempo expresado por las ecuaciones

$$\dot{Q} = \frac{dq}{dt} = \frac{d}{dt} (mf * Cp * Tf) = V_L * \rho * Cp * \frac{dTf}{dt} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.4)$$

Donde:

✚ \dot{Q} = Flujo de calor en unidad de tiempo.

✚ mf = Masa del fluido.

✚ Cp = Calor específico del fluido.

✚ Tf = Temperatura del fluido.

✚ V_L = Volumen del fluido.

✚ ρ = Densidad del cuerpo en estudio.

✚ ΔT = Diferencia de temperaturas.

✚ Tf = Temperatura del fluido.

✚ Ts = Temperatura de la superficie.

✚ As = Superficie de contacto sólida.

Retomando la primera ley de la termodinámica en la Ecuación N° 5.5.

$$Q = \rho * Cp * V_L * \Delta T \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.5)$$

Entonces el flujo de calor en el tiempo en la Ecuación N° 5.6.

$$\dot{Q} = \frac{dq}{dt} = \frac{d}{dt}(mf * cf * tf) \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.6})$$

Y manteniendo masa y capacidad calorífica constantes, Se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = h * As(Ts - Tf) \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.7})$$

Al igualar estas dos últimas ecuaciones (Ec N° 5.7 y Ec. N° 5.5), e integrándolas, se establece que el calor ganado por el fluido con respecto al tiempo es igual al transferido de la superficie del motor.

$$V_L * \rho * Cp * \frac{dTf}{dt} = h * As * (Ts - Tf)$$

$$V_L * \rho * Cp * dTf = h * As * (Ts - Tf)dt$$

$$V_L * \rho * Cp * \frac{dTf}{(Ts - Tf)} = h * As * dt$$

$$\frac{dTf}{(Ts - Tf)} = \frac{h * As}{V_L * \rho * Cp} dt$$

$$\int_{Tf_0}^{Tf} \frac{dTf}{(Ts - Tf)} = \frac{h * As}{V_L * \rho * Cp} \int_0^t dt$$

$$\ln \left[\frac{Ts - Tf_0}{Ts - Tf} \right] = \frac{h * As}{V_L * \rho * Cp} * t$$

Visualizando esta última expresión como $y = m * x$ en donde la pendiente “m” sería:

$$\frac{h * As}{V_L * \rho * Cp} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.8})$$

Y por regresión lineal:

$$\ln \left[\frac{T_s - T_{f_0}}{T_s - T_f} \right] \text{ vs tiempo} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.9)$$

Se obtendrá una pendiente “m” cuyo valor es igual a la ecuación N° 5.8 y de esta forma, despejando “h”, el coeficiente convectivo según la expresión (Ec N° 5.10).

$$h = m * \frac{V_L * \rho * C_p}{A_s} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.10)$$

5.3.1 Determinación de la pendiente de incremento de temperatura

De manera experimental y durante el funcionamiento del motor DC, se registraron las temperaturas de inicio y fin en la tabla N° 5.1, y se determinó un promedio para “m” con la ecuación N° 5.11

Tabla N° 5.1: Levantamiento de temperaturas de acuerdo al funcionamiento del motor en régimen de calefacción.

Ítem	Hora inicio	Temperatura aire entrada °C	Velocidad aire entrada m/s	Temperatura aire salida °C	Temperatura Motor en °C	Distancia recorrida m	Hora término
1	18:40	19	16	24	33	0	18:40
2	18:45	22	16	48	130	450	19:40
3	23:41	16	16	28	78	0	00:20
4	2:00	16	16	57	143	1100	3:40

Fuente: Edición Propia

Como se ve en la tabla N° 5.1, en el ítem 1, se describe el inicio del traslado de una pala minera (poniendo énfasis en los ítems 1 y 3), y se registró la temperatura interna de los motores marcando 33 °C, en el ítem 2, se aprecia el inicio del trabajo de los motores en donde la temperatura interna del motor alcanzo los 130 °C, en el ítem 3 se ventilan

nuevamente los motores llegando a 78 °C. y finalmente en el ítem 4 en un nuevo ciclo de trabajo la temperatura interna llega a 143 °C.

Con los datos de la tabla N° 5.1, se realizó la determinación de la pendiente m en la ecuación N° 5.11.

$$\ln \left[\frac{T_s - T_{f_0}}{T_s - T_f} \right] = t \quad (\text{Ec. N° 5.11})$$

$\underbrace{\hspace{1.5cm}}$
X

$\underbrace{\hspace{1.5cm}}$
Y

Donde:

- ✚ Ts = Temperatura de la superficie en °C.
- ✚ Tf₀ = Temperatura de entrada del aire en °C.
- ✚ Tf = Temperatura de salida del aire en °C.
- ✚ t = Tiempo en “h”.

$$\ln \left[\frac{33-19}{33-24} \right] = 0.20 \quad \rightarrow \quad 0 \text{ h} \quad (\text{Item 1 tabla N° 5.1})$$

$$\ln \left[\frac{130-22}{130-48} \right] = 0.27 \quad \rightarrow \quad 1.16 \text{ h} \quad (\text{Item 2 tabla N° 5.1})$$

$$\ln \left[\frac{78-16}{78-28} \right] = 0.21 \quad \rightarrow \quad 0 \text{ h} \quad (\text{Item 3 tabla N° 5.1})$$

$$\ln \left[\frac{150-16}{150-57} \right] = 0.36 \quad \rightarrow \quad 1.66 \text{ h} \quad (\text{Item 4 tabla N° 5.1})$$

Determinando la pendiente:

$$m = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{y_{\text{final}} - y_{\text{inicio}}}{x_{\text{final}} - x_{\text{inicio}}} \quad (\text{Ec. N° 5.12})$$

$$m1 = \frac{0.27 - 0.2}{1.16 - 0} = 0.060$$

$$m2 = \frac{0.36 - 0.21}{1.66 - 0} = 0.129$$

$$\bar{x}_m = 0.0945$$

5.3.2 Formula del coeficiente convectivo para motor K558 B

Luego de haber determinado el valor de la pendiente, se expone que el coeficiente convectivo para el motor DC en estudio es el indicado en la ecuación N° 5.13.

$$h = 0.0945 * \frac{V_L * \rho * C_p}{A_s} \quad (\text{Ec. N° 5.13})$$

5.4 Caudal de aire de entrada al motor en calefacción

Determinando el volumen de aire, experimentalmente se sabe que acoplado a cada motor de propulsión hay un ventilador axial de 33 cm de diámetro en la succión y este inyecta aire ambiental a 16 metros/segundo.

$$\dot{Q} = V * A * t \quad (\text{Ec. N° 5.14})$$

Donde:

✚ \dot{Q} = Caudal del aire en m³/h.

✚ V = Velocidad del aire en metros/segundos.

✚ A = Área de la succión del ventilador axial en m².

✚ t = Tiempo del motor en segundos expuesto al trabajo en segundos.

✚ ρ = Densidad del aire 1.3 kg/m³.

✚ Cp = Calor específico del aire kcal/kg * °C.

✚ As = Área de contacto entre el fluido y motor.

De acuerdo a la ecuación N° 5.14, se procede a realizar el cálculo del caudal de aire que ingresa al motor en 100 minutos (ítem 4 de la tabla N° 5.1).

$$\dot{Q} = \frac{16\text{m}}{\text{s}} * 0,086\text{m}^2 * 6000\text{s} = 8256 \text{ m}^3 \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.14)$$

5.5 Cálculo del coeficiente convectivo con motor en calefacción

Mediante la ecuación N° 5.13, se procedió a realizar el cálculo del coeficiente convectivo cuando el motor se encuentra en calefacción.

$$h = 93.62 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.13)$$

5.6 Cálculo del calor extraído desde el interior del motor cuando se encuentra en calefacción Q_{DIS}

De acuerdo a la ecuación N° 5.15, se determina el calor extraído desde el interior del motor estando en funcionamiento y con la pala minera trasladándose.

$$Q_{DIS} = h * A_s * (T_s - T_f) \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.15)$$

Donde:

- ✚ Q_{DIS} = Calor disipado por el aire que ingresa al motor en kcal
- ✚ h = Coeficiente convectivo del aire determinado en el punto 5.5
- ✚ A_s = Área dentro del motor en contacto con el aire en m^2 .
- ✚ T_s = Temperatura de la superficie del motor en calefacción en $^\circ\text{C}$.
- ✚ T_f = Temperatura del aire que ingresa al motor en $^\circ\text{C}$.

$$Q_{DIS} = 93.62 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} * 2.6\text{m}^2 * (150 - 17^\circ\text{C}) \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.15)$$

$$Q_{DIS} = 32374 \text{ kcal}$$

5.7 Cálculo del calor generado dentro del motor en calefacción

De acuerdo al punto 5.6 se determina el calor generado en el interior del motor, el cual se almacena en las partes fijas y móviles.

$$[Q_{GEN} = Q_{DIS} + Q_{ABS}] \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.16})$$

Donde:

+ Q_{ABS} = Calor absorbido por el motor en Kcal/h con aire ambiental.

+ Q_{GEN} = Calor generado por el motor en Kcal/h.

+ Q_{DIS} = Calor disipado por el motor al medio ambiente Kcal/hr. Con aire ambiental

$$Q_{GEN} = 32374 \text{ kcal} + 58590 \text{ kcal} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.16})$$

$$Q_{GEN} = 90964 \text{ Kcal}$$

5.8 Cálculo del calor disipado desde el interior del motor DC detenido con ventilación forzada

Experimentalmente se sabe que en el motor DC al llegar a los 150 °C se detuvo su funcionamiento y el incremento de kcal en su interior se detuvo también. En ese momento la ventilación forzada del motor permanece en funcionamiento de manera que las temperaturas de las partes internas descienden a un valor menor a 70° C, para continuar su marcha.

Gráficamente este comportamiento se aprecia con mejor claridad en la figura N° 5.4.

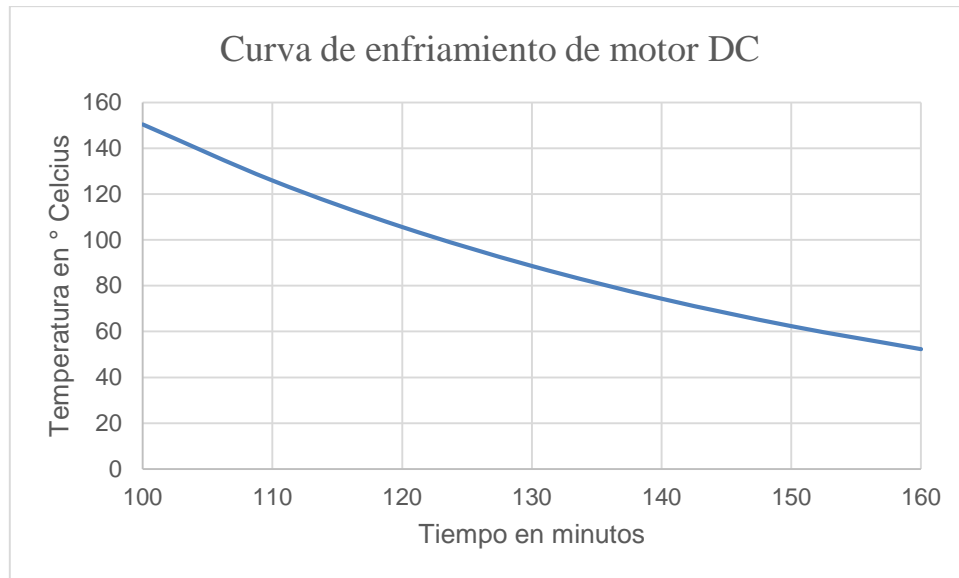


Figura N° 5.4: Curvas de enfriamiento de temperatura en motor Propel K558 B.

La curva de descenso de la temperatura de un motor DC se puede explicar mediante la siguiente expresión.

$$\theta = \theta_n * e^{\frac{-t}{\tau c}} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.17})$$

Donde:

- ✚ θ = Temperatura en °C en cualquier Momento.
- ✚ θ_n = Temperatura constante final mientras se enfría el motor.
- ✚ t = Tiempo en minutos.
- ✚ τc = Constante de tiempo de enfriamiento.

5.8.1 Calor disipado desde el interior del motor K558 B estando detenido

De igual manera que en el punto 5.5 se estima el coeficiente de convectividad h , como una regresión lineal, determinando una pendiente en relación a la temperatura y el tiempo.

Como se muestra en la tabla N° 5.2, en el ítem 1, se describe el inicio del proceso de enfriamiento de una pala minera poniendo énfasis en los tiempos de refrigeración (ítem 2 y 4), en donde se registró la temperatura interna de los motores de 140 °C, en el ítem 2, se aprecia el inicio de la refrigeración de los motores en donde la temperatura interna del motor alcanza a 48 °C, en el ítem 3 en régimen de trabajo de los motores estos llegan a 130 °C. y finalmente en el ítem 4 en un nuevo ciclo de refrigeración la temperatura interna llega a 55 °C.

Tabla N° 5.2: Levantamiento de temperaturas de acuerdo con el funcionamiento del motor en régimen de enfriamiento.

Ítem	Hora inicio	Temp. aire entrada °C	Vel. aire entrada m/s	Temp. aire salida °C	Temp. Motor en °C	Distancia recorrida m	Hora término
1	19:10	17	17	42	140	1080	20:40
2	20:50	17	17	36	48	0	22:11
3	22:15	16	17	40	130	900	23:40
4	00:00	16	17	38	55	0	01:00

Fuente: Edición Propia

Con los datos de la tabla N° 5.1, se realizó la determinación de la pendiente m utilizando la ecuación N° 5.11.

$$\ln \left[\frac{140-17}{140-42} \right] = 0.208 \rightarrow 0 \text{ h (Item 1 tabla N° 5.2)}$$

$$\ln \left[\frac{48-17}{48-36} \right] = 0.949 \rightarrow 1.16 \text{ h (Item 2 tabla N° 5.2)}$$

$$\ln \left[\frac{130-16}{130-40} \right] = 0.23 \rightarrow 0 \text{ h (Item 3 tabla N° 5.2)}$$

$$\ln \left[\frac{55-16}{55-38} \right] = 0.83 \rightarrow 1 \text{ h (Item 4 tabla N° 5.2)}$$

Determinando la pendiente:

$$\bar{x}_m = 0.619$$

5.8.2 Cálculo del caudal de aire en régimen de refrigeración

De acuerdo a la ecuación N° 5.14, se determina el caudal de ventilación del motor DC, estando en régimen de refrigeración.

$$\dot{Q} = \frac{16 \text{ m}}{\text{s}} * 0,086 \text{ m}^2 * 3600 \text{ s} = 4954 \text{ m}^3 \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.14})$$

5.8.3 Cálculo de coeficiente convectivo de motor

De acuerdo al punto 5.8.1 y a la ecuación N° 5.18, se determina el coeficiente convectivo del motor DC, estando en régimen de refrigeración.

$$h = 0.619 * (V * \rho * C_p) \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.18})$$

$$h = 368 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

5.9 Cálculo del calor extraído desde el motor Qdis

De acuerdo a la ecuación N° 5.15, se determina el calor extraído desde el interior del motor estando en régimen de refrigeración.

$$Q_{\text{dis}} = 368 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{C}} * 2.6 \text{ m}^2 * (55 - 17 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.15})$$

$$Q_{\text{dis}} = 36358 \text{ kcal}$$

5.10 Mejorar en la ventilación con un variador de frecuencia

Teóricamente se realiza la proyección de la temperatura en el tiempo con la ecuación N° 5.3 y obtener la figura N° 5.6, para así determinar las energías calóricas involucradas en régimen de calefacción.

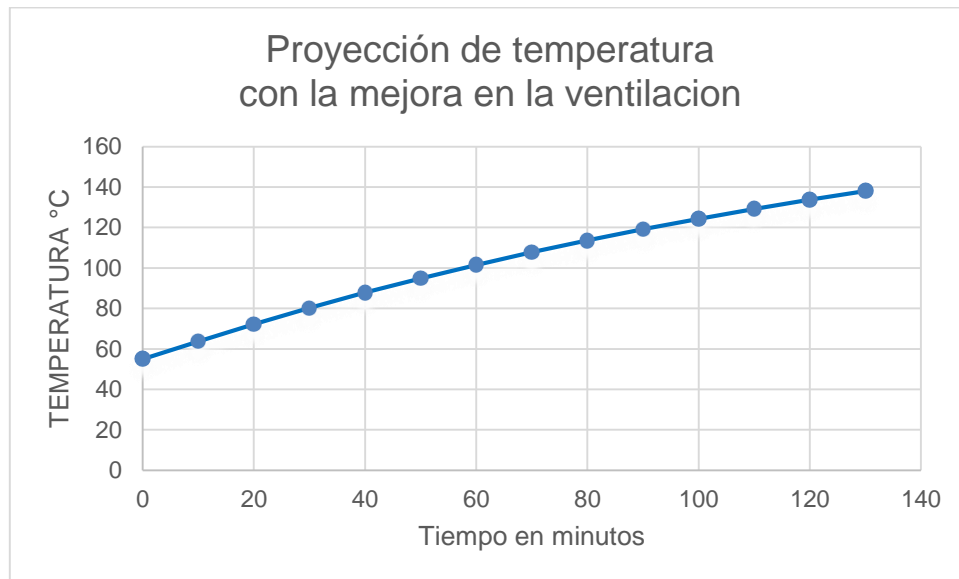


Figura 5.6: Proyección de la temperatura de motor K558 B en funcionamiento con mejora en la ventilación.

Tal como se demostró en los puntos 5.2 y 5.6 el calor absorbido y el calor disipado desde el interior del motor dependen directamente de su temperatura y la interacción del coeficiente convectivo h con las superficies de la máquina. De esta forma lo que se quiere demostrar es que, si en la determinación del calor absorbido se considera una temperatura más baja de funcionamiento y en la determinación del calor disipado se incrementa el coeficiente h de conectividad, se cumple que la máquina permanecerá en servicio por un tiempo más prolongado.

5.10.1 Ventilador propel K558 B accionado por un variador de frecuencia

Se realiza una prueba de laboratorio con un variador de frecuencia (VDF) y un ventilador con un motor de inducción de 7.5 hp, intensidad nominal de 11.5 Amperes, 4 polos, factor de potencia 0.75, de un motor de propulsión K558 B (ver figura N° 5.7), para asegurar que los valores de consumo de corriente nominales del motor no sean sobrepasados cuando el motor gire por sobre la velocidad nominal, además se toma registro de la velocidad del aire impulsado para posteriormente realizar los cálculos de caudal de aire de ingreso al motor.

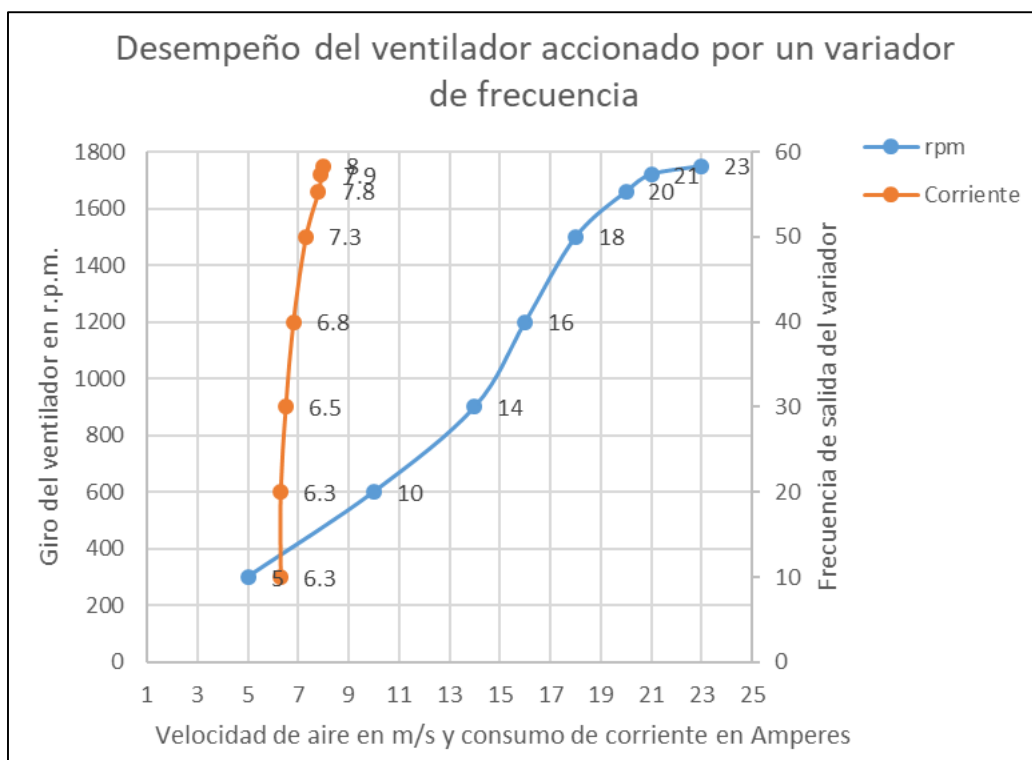


Figura 5.7: Prueba de laboratorio de un ventilador accionado por VDF.

5.10.2 Selección de un variador de frecuencia

Antes de seleccionar un variador de frecuencia adecuado, se considerarán los siguientes puntos:

- ✚ La tensión de alimentación disponible debe estar libre de variaciones ya que estas afectan la potencia disponible en el eje del motor. Si la tensión de alimentación es inferior a la nominal, el punto de debilitamiento del campo pasa a una frecuencia inferior y el par máximo disponible del motor se reduce en el rango de debilitamiento del campo.
- ✚ La intensidad nominal del VDF debe ser mayor o igual a la intensidad nominal del motor.
- ✚ Conocer el tipo de control del Par necesario para movilizar la carga.

Etapas del dimensionamiento de un variador de frecuencia

Como etapas del dimensionado para la aplicación de un variador de frecuencia en un ventilador es necesario comprobar:

- ✚ Comprobar las necesidades del par de arranque.
- ✚ Rango de velocidad y calcular la potencia con la velocidad más elevada.
- ✚ Elegir el número de polos del motor.
- ✚ La frecuencia operativa más económica suele situarse en el rango de debilitamiento del campo.
- ✚ Elegir la potencia del VDF, de modo que ésta esté disponible a la máxima velocidad procurando los límites del motor y deberá tenerse presente la capacidad de carga térmica.
- ✚ Espacio físico disponible en el cubículo donde se instalará finalmente.

Cálculo del torque necesario

De acuerdo a los datos nominales del motor del ventilador que ya se tiene se realizan los cálculos con la ecuación N° 5.19.

$$T = \frac{9550 \times P_{cm}}{rpm} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.19})$$

Donde:

✚ T = Torque necesario por el motor en Nm.

✚ Pcm = Potencia nominal por el motor en kW.

✚ Rpm = Velocidad Nominal del motor.

$$T = \frac{9550 \times 5.5}{1460} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.19})$$

$$T_m = 35,97 \text{ Nm}$$

Par nominal del motor de acuerdo a las pruebas realizadas

De acuerdo a las pruebas realizadas con un vdf (ver la figura N° 5.7), se realiza el cálculo del torque desarrollado en base a trabajo del motor para una velocidad de 1680 rpm (ver figura N° 5.8), y se determina el par nominal del motor con la ecuación N° 5.20.

$$T_n = \frac{T}{T_n \%} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 5.20})$$

Donde:

✚ Tn = Torque nominal del motor en Nm

✚ T = Torque necesario por el motor en Nm.

✚ Tn% = Porcentaje del torque desarrollado y graficado en la figura N° 5.8.

$$T_n = \frac{35,97}{0.85 \%}$$

$$T_n = 42,31 \text{ Nm}$$

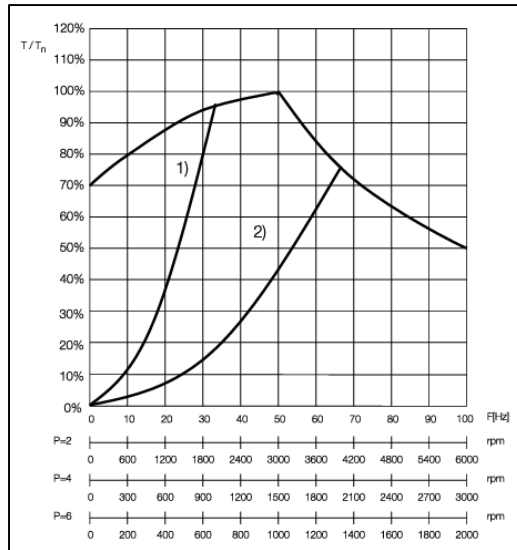


Figura N° 5.8 Curvas de capacidad de carga del motor en una aplicación de ventilador. Comparación entre motores de 1) 2 polos y 2) 4 polos

Potencia nominal mínima

Se determina una nueva potencia de trabajo mínima con la ecuación N° 5.21.

$$P_n \geq \frac{T_n \times V_e}{9550} \quad (\text{Ec. N° 5.21})$$

Donde:

- ✚ P_n = Potencia nominal en kW.
- ✚ V_e = Velocidad de ensayo graficada en la figura N° 5.7 y la figura 5.8 en rpm.
- ✚ T_n = Par nominal del motor en Nm.

$$\frac{42,31 \times 1800}{9550}$$

$$P_n = 7,97 \text{ kW} \approx 8 \text{ kW}$$

Se elige una potencia mínima de $P_n = 8 \text{ kW}$ y $I_n = 16 \text{ Amperes}$, 1460 rpm , factor de potencia 0, 80 y 380 Voltios.

Se determina el torque nominal con la potencia mínima con la ecuación N° 5.22.

$$T_n = \frac{9550 \times P_{cm}}{\text{rpm}} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.22)$$

$$\frac{9550 \times 8}{1460}$$

$$T_n = 52,32 \text{ Nm}$$

Se determina la capacidad de corriente mínima del variador de frecuencia con la ecuación N° 5.23.

$$I_{vdf} > \frac{T}{T_n} \times I_n \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.23)$$

Donde:

- ✚ I_{vdf} = Capacidad de corriente mínima del VDF en Amperes.
- ✚ T = Par necesario en Nm.
- ✚ T_n = Torque nominal con potencia mínima en Nm.
- ✚ I_n = Corriente nominal en amperes para una carga de 8 kW.

$$I_{vdf} > \frac{35,97}{52,32} \times 16$$

$$I_{vdf} > 11 \text{ Amperes}$$

De acuerdo a este último cálculo, la capacidad del VDF que se escoge es de 5.5 kW.

5.10.2 Flujo de aire del ventilador accionado por VDF en régimen de calefacción

Para efecto de cálculo se utiliza la ecuación N° 5.14, considerando una velocidad del aire de ingreso al motor de $21 \frac{m}{s}$ y 130 minutos de funcionamiento tal como se proyecta en la figura N° 5.6.

$$\dot{Q} = \frac{21 \text{ m}}{\text{s}} * 0,086 \text{ m}^2 * 7800 \text{ s} = 14086 .8 \text{ m}^3 \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.14)$$

5.10.3 Coeficiente convectivo considerando la mejora del flujo de aire en régimen de calefacción

Para efecto de cálculo se utiliza la ecuación N° 5.13.

$$h = 0.0945 \frac{14086.8 \text{ m}^3 * 1.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.24 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}}{2.6 \text{ m}^2} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.13)$$

$$h = 159.73 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

5.10.4 Calor disipado q_{dis} por el ventilador accionado por VDF en régimen de calefacción

De acuerdo con la ecuación N° 5.15, se realiza el cálculo de las calorías que el aire disipará al ingresar dentro del motor DC, asumiendo una temperatura del aire de $17 ^\circ\text{C}$ y con una temperatura interna del motor de $138 ^\circ\text{C}$. (ver la figura N° 5.6 de proyección de temperatura).

$$q_{\text{dis}} = 159.73 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} * 2.6 \text{ m}^2 * (138 - 17 ^\circ\text{C}) \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.15)$$

$$q_{\text{dis}} = 50251 \text{ kcal}$$

5.10.5 Calor absorbido por el motor K 558 B con mejora del flujo de aire accionado por VDF en régimen de calefacción

De acuerdo a la ecuación N° 5.2 y a la proyección de la temperatura según la figura N° 5.6, se procede a determinar las calorías que se almacenan al interior del motor DC.

$$Q_{ABS} = 0,093 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} * 4200 \text{ kg} * 138 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.2)$$

$$Q_{ABS} = 53903 \text{ kcal}$$

5.10.6 Calor generado por el motor K558 B con mejora del flujo de aire accionado por VDF en régimen de calefacción

Al igual que en el punto 5.7 y de acuerdo a la ecuación N° 5.16, se procede a determinar el calor Q_{GEN} que se generará dentro del motor.

$$Q_{GEN} = Q_{ABS} + Q_{DIS} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.16)$$

$$Q_{GEN} = 53903 + 50251$$

$$Q_{GEN} = 104154 \text{ kcal}$$

5.11 Calor disipado desde el interior del motor K558 B en régimen de refrigeración con ventilación mejorada

De acuerdo a la ecuación N° 5.17, se realiza la proyección de descenso de temperatura (ver la figura N° 5.9).

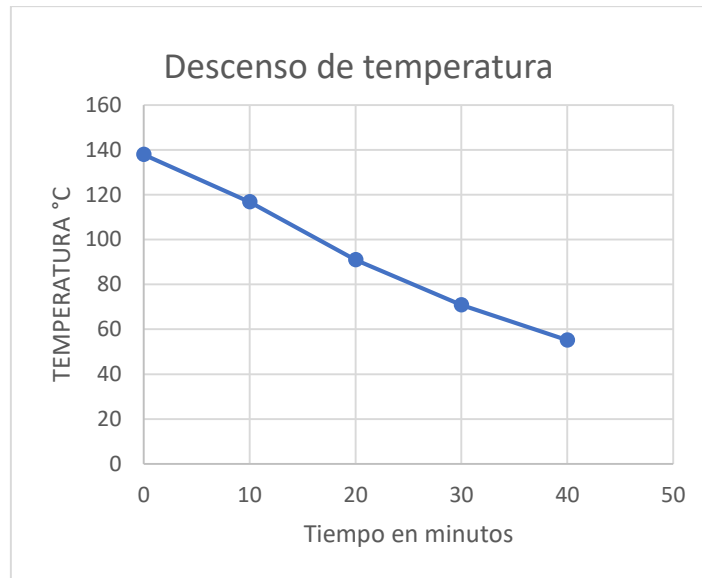


Figura N° 5.9: Curva de descenso de temperatura de motor K558 B en régimen de refrigeración con mejora en la ventilación.

5.11.1 Caudal de aire de ingreso al motor K558 B con ventilación mejorada

De acuerdo con lo estipulado en el punto 5.10.1 y la ecuación N° 5.14, para lograr una optimización de la refrigeración del motor DC, se incrementa la velocidad del aire de entrada y se calcula el nuevo flujo.

$$\dot{Q} = \frac{21\text{m}}{\text{s}} * 0,086 \text{ m}^2 * 2400 \text{ s} = 4334.4 \text{ m}^3 \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.14)$$

5.11.2 Cálculo de coeficiente convectivo mejorado, en régimen de refrigeración

Tomando en cuenta el punto N° 5.11.1 y a la ecuación N° 5.18, se realiza la determinación del coeficiente convectivo estando el motor DC detenido y con ventilación forzada funcionando.

$$h = 0.619 \frac{4334.4 \text{ m}^3 * 1.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.24 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} * ^\circ\text{C}}}{2.6 \text{ m}^2} \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.18)$$

$$h = 321.95 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

5.11.3 Calorías disipadas por el ventilador accionado por VDF

De acuerdo a la ecuación N° 5.15, el valor de “h” obtenido en el punto 5.11.2 y la figura N°5.7, se determina la cantidad de calorías disipadas desde el interior del motor DC.

$$Q = 321.95 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{°C}} * 2.6 \text{ m}^2 * (55 - 17^\circ\text{C}) \quad (\text{Ec. N}^\circ 5.15)$$

$$Q_{\text{dis}} = 31808.66 \text{ kcal}$$

Al evaluar el calor disipado desde el interior del motor, comparando las velocidades de ingreso del aire de 16 m/s vs 21 m/s, claramente se observa que el incremento en la velocidad del aire, logra una mejor transferencia de energía resultando en una mejora en la refrigeración.

CAPITULO VI

ANALISIS DE RESULTADOS

En el proceso de traslado de una pala minera se diferencian dos estados:

- ✚ **Motor en régimen de calefacción:** Cuando la pala se encuentra en traslado utilizando los motores K558 B de propulsión y con los ventiladores funcionando.

- ✚ **Motor en régimen de refrigeración:** Cuando la pala se encuentra detenida después de un traslado, con los ventiladores funcionando, pero con los motores K558 B detenidos

6.1 Análisis de las energía calórica producida en el motor DC en régimen de calefacción

Se determinó la cantidad de kcal que se vinculan entre si durante un traslado normal, se visualizan cuantitativamente el origen de cada una.

En la figura N° 6.1, se advierte la cantidad de kcal que interactúan en el motor en régimen de calefacción en el periodo de traslado de 100 minutos, en donde el QABS se obtuvo con la ecuación N° 5.2, el QDIS se obtuvo mediante la ecuación N° 5.15 y el QGEN mediante la ecuación N° 5.16.

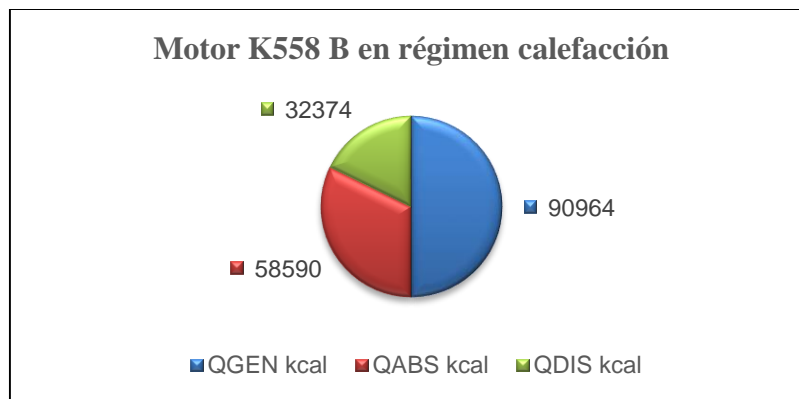


Figura N° 6.1: Balance de energía de motor K558 B en régimen de calefacción.

De las 90964 kcal generadas dentro del motor DC, 32374 kcal fueron evacuadas por los ventiladores quedando almacenadas 58590 kcal en las partes sólidas internas del motor, resultando en una temperatura interna de 150 °C, al término del segmento de traslado.

6.2 Análisis de la energía calórica evacuadas desde el motor DC en régimen de refrigeración

En la figura N° 6.2, se aprecia que la cantidad de kcal almacenadas en el motor al iniciar el ciclo de refrigeración (QABS), fueron 58890 kcal determinadas en el punto N° 5.2 con la ecuación N° 5.2 y con los ventiladores en funcionamiento se evacuaron desde el interior del motor DC 36358 kcal en un periodo de 60 minutos determinadas en el punto 5.9 con la ecuación N° 5.15, quedando 22232 kcal en el motor con una temperatura de 56 °C al término del ciclo de refrigeración.

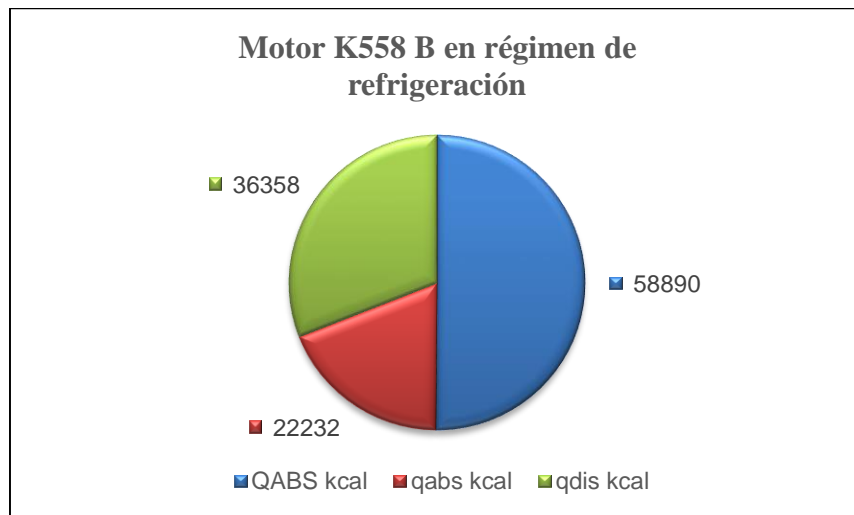


Figura N° 6.2: Balance de energía de motor K558 B detenido.

6.3 Análisis de la energía calórica producida en el motor K558 B en régimen de calefacción con mejora en la ventilación

En la figura N° 6.3, se observa que la cantidad de kcal generadas por el motor K558 B al terminar el ciclo de trabajo de 130 minutos (QGEN), alcanza las 104154 kcal, determinadas con la ecuación N° 5.16 del punto N° 5.10.5 y las calorías disipadas desde el interior (QDIS), fueron 50251 kcal, determinadas con la ecuación N° 5.15 en el punto N° 5.10.3, por lo que al fin del ciclo de trabajo quedaron almacenadas dentro del motor (QABS), 53903 kcal determinadas en el punto 5.10.4 con la ecuación N° 5.10.4, por lo que la temperatura interna alcanza los 138 °C.

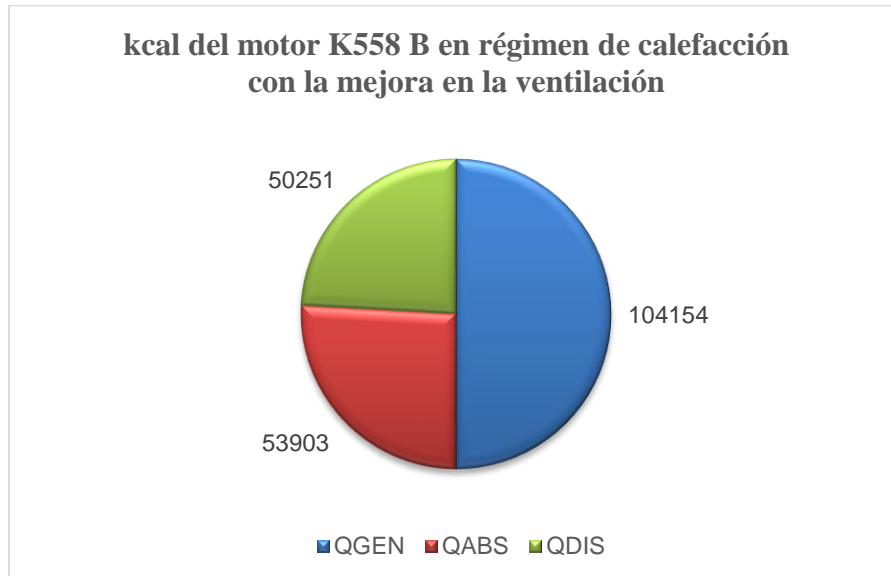


Figura N° 6.3: Balance de energía con motor K558 B en servicio con mejora en la ventilación.

6.4 Análisis de la energía calórica evacuada del motor DC en régimen de refrigeración con mejora en la ventilación

En la figura N° 6.4, se ve que la cantidad de kcal que quedaron almenadas dentro del motor fueron 53903 Kcal (QABS producto del trabajo descrito en la figura N° 5.6), y durante el proceso de refrigeración se disiparon 31808 kcal, determinadas en el punto N° 5.11.3 con la ecuación N° 5.15, en un periodo de 30 minutos, quedando dentro del motor 22094 kcal por lo que la temperatura interna del motor DC desciende hasta 57 °C.

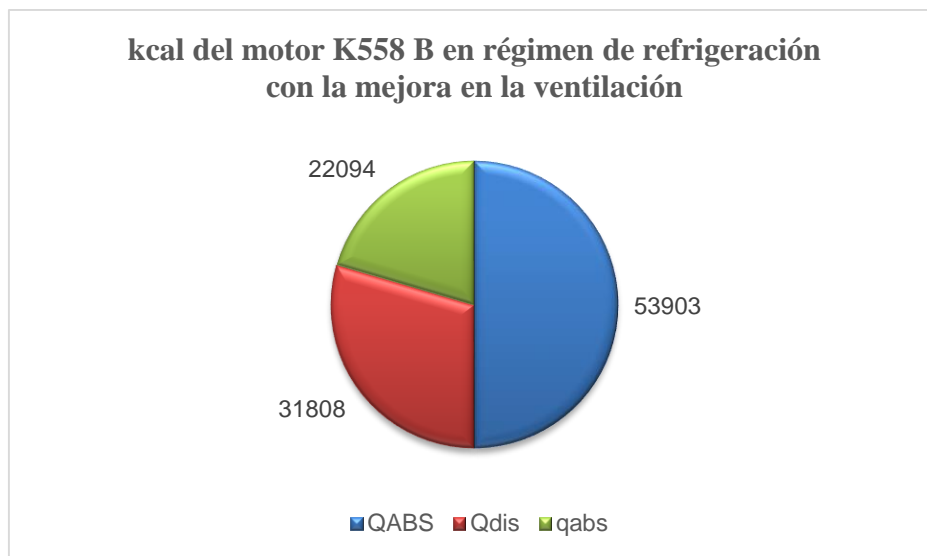


Figura N° 6.4: Balance de energías con motor K558 B detenido con mejora en la ventilación

6.5 Análisis de temperatura real vs proyección de la temperatura con mejora en la ventilación

En la figura N° 6.5, se observa la curva de trabajo real del motor DC vs la curva de proyección de la temperatura del motor con la mejora en la ventilación, ambas curvas en régimen de calefacción y refrigeración.

Analizando ambos ciclos de trabajo en la figura N° 6.6, se advierte que realizando un incremento de la velocidad del aire de entrada a 21 m/s, se logra un incremento en la rapidez del traslado de la pala de un 16 %, lo cual se traduce en menos contaminación con CO₂ al ambiente y una mejora en la eficiencia del uso del combustible diésel.

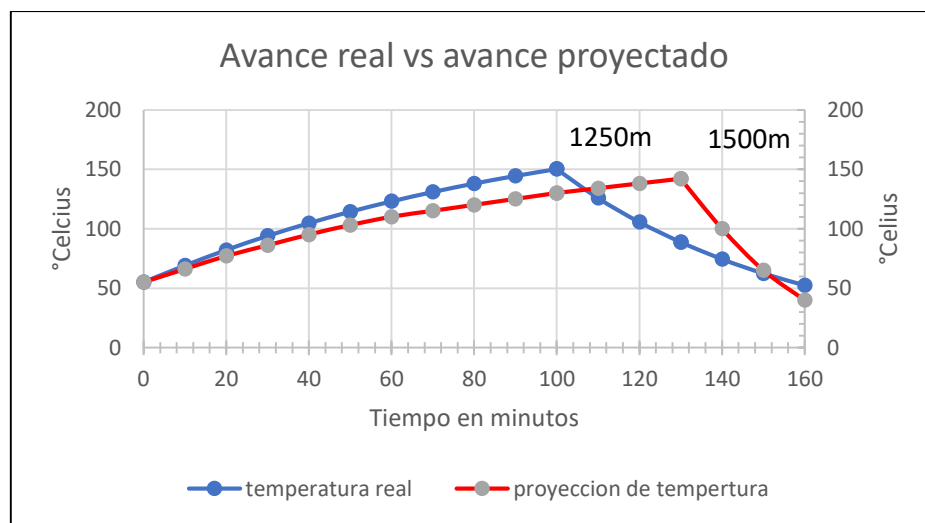


Figura N° 6.5: Comparación de temperatura real v/s proyección con ventilación mejorada.

Fuente: Edición Propia.

En la figura N° 6.6, se contrasta la rapidez de avance por ciclo de trabajo, en donde se advierte que, sin realizar modificación alguna, la máquina se desplaza a razón de 480 metros por hora, mientras que, al aumentar la ventilación para los motores de traslación, la rapidez aumenta a 577 metros por hora.

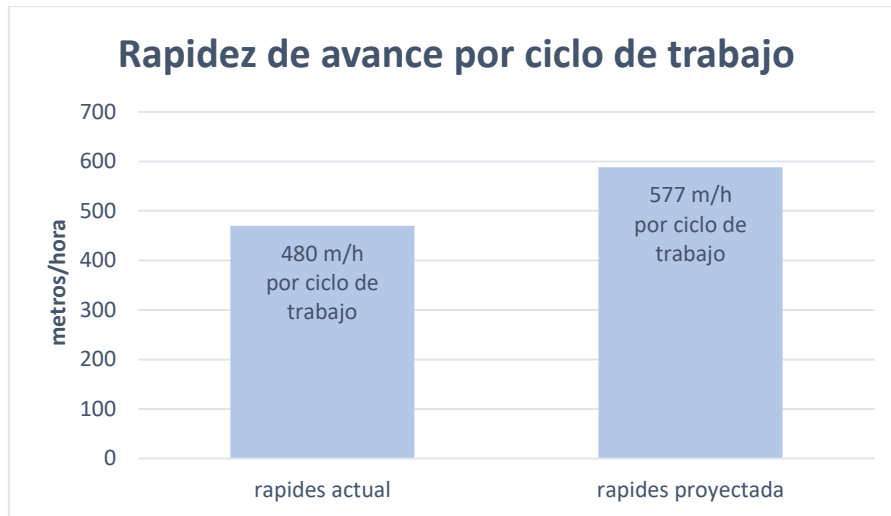


Figura N° 6.6: Proyección de rapidez real de la pala vs la proyección

Fuente: Edición Propia.

6.6 Cálculo de CO₂ a partir del consumo de diesel

Dado que en la movilización del equipamiento minero descrito anteriormente se utiliza un generador a base de combustible diésel, se hace importante nombrar el impacto adverso al medio ambiente que generan los residuos producto de su uso. En teoría un litro de diésel pesa 835 gramos y su composición es de un 86,2 % de carbono, lo que viene siendo 720 gramos de carbono por litro.

De acuerdo a lo visto en la ecuación N° 4.10, tabla N° 4.3, ítem 1 de la tabla N° 4.4, la figura N° 6.5 y figura N° 6.6, se genera la ecuación N° 6.1 y ecuación N° 6.2, la que indica el tiempo para determinar los consumos de combustibles y generación de gases de CO₂.

$$CDT = \left[\frac{MPA}{RCT} \right] \quad (\text{Ec. N° 6.1})$$

$$TDT = (CDT * TDC) + (CDT * TDR) \quad (\text{Ec. N° 6.2})$$

Donde:

- ✚ CDT = Ciclos de trabajo.
- ✚ MPA = Metros recorridos por el equipo.
- ✚ RCT = Rapidez del ciclo trabajo, dato obtenido de la figura N°6.6.
- ✚ TDC =Tiempo de traslado efectivo de la pala.
- ✚ TDR = Tiempo de los motores DC en ventilación.
- ✚ TDT = Tiempo de traslado total en horas
- ✚ CUT = Ciclo único de trabajo en horas.

6.6.1 Cálculo del tiempo de trabajo en régimen de calefacción y refrigeración

Se realiza el cálculo de acuerdo con la ecuación N° 6.1 y ecuación N° 6.2, tomando en cuenta 5000 m de trayecto, 1.6 horas de traslado de la pala trabajando al 61 % de carga del generador y 1 hora de refrigeración al 33 % de carga del generador.

$$TDT = \left(\left[\frac{5000}{480} * 1,6 \right] + \left[\frac{5000}{480} * 1 \right] \right) \quad (\text{Ec. N° 6.2})$$

Tiempo total = 27 h.

Analizando el resultado del punto 6.6.1, se tiene que el tiempo total de traslado de la pala fue de 27 horas de trabajo, de las cuales 16,67 h, trabajó al 61 % de carga consumiendo 327 l/h y 10,40 h trabajó al 33 % de carga con un consumo 185 l/h. De acuerdo con estos últimos datos el consumo de combustible fue 7377 litros de diésel.

6.6.2 Cálculo de CO₂ del generador sin mejora en la ventilación de motores Propel

Para determinar el CO₂ generado en el traslado se utiliza la Ecu. N° 4.10.

$$G_{CO_2} = 7380 * 733 * 3.66 * 0.99 \quad (\text{Ec. N° 4.10})$$

19,6 ton CO₂

6.6.3 Proyección del tiempo de trabajo en régimen de calefacción y refrigeración con mejora de la ventilación

Se realiza el cálculo de acuerdo a la ecuación N° 6.1 y ecuación N° 6.2, tomando en cuenta 5000 m de trayecto, 2.16 h de traslado de la pala trabajando al 61 % de carga del generador y 0.5 h de refrigeración con 33 % de carga del generador.

$$\text{Ciclo de trabajo} = \left[\frac{5000}{588} * 2.16 \right] + \left[\frac{5000}{588} * 0.5 \right] \quad (\text{Ec. N° 6.1})$$

Tiempo total de 22 h

Analizando el resultado del punto 6.6.3, se tiene que la proyección total de traslado de la pala sería de 22 horas de trabajo, de las cuales 18,36 horas, trabaja al 61% de carga consumiendo 327 l/h y 4,25 horas trabaja al 33% de carga, con un consumo 185 l/h.

De acuerdo con estos últimos datos el consumo de combustible proyectado será 6796 litros de diésel.

6.6.4 Calculo de CO₂ del generador con motores en régimen de refrigeración con mejora de la ventilación

Para determinar el CO₂ generado en el traslado se utiliza la ecuación. N° 4.10.

$$G_{CO_2} = 6937 * 733 * 3.66 * 0.99 \quad (\text{Ec. N° 4.10})$$

18,4 ton CO₂

6.7 Análisis de consumos de diesel, tiempos involucrados y generación de CO₂

En la figura N° 6.7, se observa que, con la mejora en la ventilación se logra disminuir el consumo de combustible, la generación de CO₂ y el tiempo involucrado en el traslado.

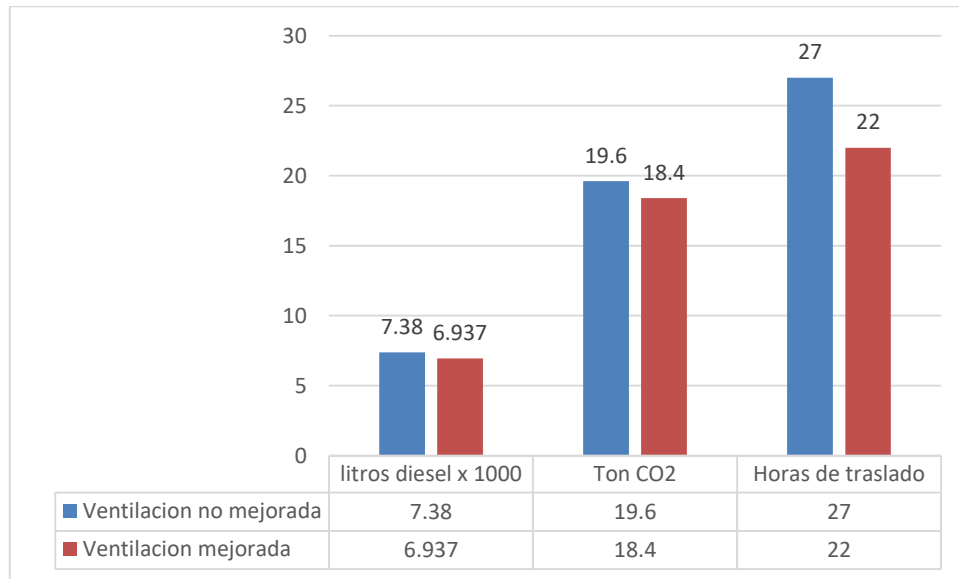


Figura N° 6.7: Comparación de consumos de combustible, generación de gases y tiempo real v/s proyección con ventilación mejorada.

6.8 Costo horario de una pala 4100 A en traslado

Tabla N° 6.1 variables para el cálculo del costo horario de la pala minera 4100 A en traslado.

		FY 2023
Shovel Availability 4100	%	0.88
Shovel Utilization 4100	%	0.74
Shovel Asset Efficiency	%	0.65
Shovel hours	Hr	5,704.51
Cost Pm	U\$	1,982,043.00
Cost Op	U\$	30,000.00

Tabla N° 6.2 Costo de mantenimiento de palas 4100 A de los últimos 5 años.

US\$/Año	Cost Pm
2019 FY	\$2,469,413
2020 FY	\$2,462,468
2021 FY	\$2,488,089
2022 FY	\$2,341,711
2023 FY	\$1,982,043

6.8.1 Depreciación

Es el cargo que resulta por la disminución del valor original de la maquinaria como consecuencia de uso de su vida económica. Determinado por la ecuación N° 6.3.

$$D = \frac{VM - Vr}{Ve} \quad (\text{Ec. N° 6.3})$$

Donde:

- ✚ D = Representa el costo horario por depreciación de la pala minera.
- ✚ Vm = Valor de máquina considerado como nuevo descontando el iva.
- ✚ Vr = Valor de rescate de la maquinaria recuperado por su venta después de su vida económica
- ✚ Ve = Representa la vida económica de la máquina en horas

$$\frac{30.000.000 \text{ U\$} - 146.666 \text{ U\$}}{175200} \quad (\text{Ec. N° 6.3})$$

$$D = 170,39 \text{ U\$/h}$$

6.8.2 Inversión

Corresponde al retorno del capital invertido en la compra de la maquinaria a lo largo de su vida económica ya sea con recursos propios o contratados. Determinada por la ecuación N° 6.4.

$$I_m = \frac{(V_m + V_r) i}{2H_{ea}} \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.4)$$

Donde:

- ✚ Im = Representa el costo horario por inversión de la máquina considerado como nueva.
- ✚ Vm = Valor de máquina considerado como nuevo descontando el iva.
- ✚ Vr = Valor de rescate de la maquinaria recuperado por su venta después de su vida económica.
- ✚ Hea = Representa el número de horas anuales efectivas de trabajo de la máquina considerando una disponibilidad del 0.87% y utilización de 74%.
- ✚ i = Representa la tasa de interés anual.

$$I_m = \frac{(30.000.000 + 146.666) \times 0.03}{2 \times 5704} \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.4)$$

$$I_m = 79,27 \text{ U\$/h}$$

6.8.3 Seguro

El costo horario por seguros se obtiene con la ecuación N° 6.5

$$S_m = \frac{(V_m + V_r) S}{2H_{ea}} \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.5)$$

Donde:

- ✚ Sm = costo horario por seguro de la máquina.
- ✚ Vm = Valor de máquina considerado como nuevo descontando el iva.
- ✚ Vr = Valor de rescate de la maquinaria recuperado por su venta después de su vida económica.
- ✚ Hea = Representa el número de horas anuales efectivas de trabajo de la máquina considerando una disponibilidad del 0.87% y utilización de 74%.

✚ S = Prima anual de seguro.

$$S_m = \frac{(30.000.000+146.666) \times 0.05}{2 \times 5704} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 6.5})$$

$$S_m = 132,12 \text{ U\$/h}$$

6.8.4 Consumo y gasto combustible utilizado en régimen de alto y bajo esfuerzo

De acuerdo al régimen de funcionamiento definidos para el traslado de la pala en alto esfuerzo y considerando que el generador en esta condición se encuentra trabajando al 61% de su capacidad nominal consumiendo 327 l/h se realiza el cálculo del consumo de combustible con la ecuación N° 6.6.

$$C_{cae} = l_{ae} \times h_t \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 6.6})$$

Donde:

✚ C_{cae} = Consumo de combustible en alto esfuerzo en U\$.

✚ l_{ae} = Litros de combustible consumidos en alto esfuerzo en l/h.

✚ h_t = horas de traslado de la pala minera.

✚ P_c = Precio del combustible.

$$C_{cae} = 327 \frac{\text{l}}{\text{h}} \times 16.67 \text{ h} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 6.6})$$

$$C_{cae} = 5451.09 \text{ l}$$

De acuerdo al régimen de funcionamiento definidos para el traslado de la pala en bajo esfuerzo y considerando que el generador en esta condición se encuentra trabajando al 33 % de su capacidad nominal consumiendo 185 l/h se realiza el cálculo del gasto de combustible con la ecuación N° 6.7.

$$C_{cbe} = l_{ae} \times h_t \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.7)$$

Donde:

- ✚ C_{cbe} = Consumo de combustible en bajo esfuerzo en U\$.
- ✚ l_{be} = Litros de combustible consumidos en bajo esfuerzo en l/h.
- ✚ h_r = horas de refrigeración de la pala minera.
- ✚ P_c = Precio del combustible.
- ✚ G_c = Gasto de combustible U\$/h

$$C_{cae} = 185 \frac{l}{h} \times 10.41 h \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.7)$$

$$C_{cae} = 1925.85 l$$

Gasto unitario en combustible

$$G_c = \left(\frac{C_{cae} + C_{cbe}}{h_r + h_t} \right) \times 1.1 \text{ U\$} \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.8)$$

$$\left(\frac{5451.09 + 1925.85}{16.67 + 10.41} \right) \times 1.1 \text{ U\$}$$

$$G_c = 299.65 \text{ U\$/h}$$

6.8.5 Costo de mantenimiento

Es el costo necesario para conservar la maquinaria en buenas condiciones a lo largo de su vida económica, determinado por la ecuación N° 6.9.

$$M_n = \frac{\text{Costo de mantenimiento}}{H_{ea}} \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.9)$$

Donde:

- ✚ Mn = Representa el costo horario por mantenimiento de la pala minera.
- ✚ Vm = Valor de máquina considerado como nuevo.
- ✚ Hea = Representa el número de horas anuales efectivas de trabajo de la máquina considerando una disponibilidad del 0.87% y utilización de 74% de la tabla N° 6.1.

$$Mn = \frac{1982043}{5704,5} \quad (\text{Ec. N° 6.9})$$

$$Mn = 347,45 \text{ U\$/h}$$

Donde:

- ✚ Mn = Costo horario por mantenimiento de la pala.
- ✚ Vm = Costo horario por depreciación de la maquinaria.

6.8.6 Cargo por operación de la pala

Es el gasto que se debe cubrir por concepto de operación de la máquina, independiente de que este en traslado o en régimen de enfriamiento en los motores propel K558 B, descrito por la ecuación N° 6.10.

$$Po = \frac{Sr}{Ht} \quad (\text{Ec. N° 6.10})$$

Donde:

- ✚ Po = gasto de operación en U\$/h.
- ✚ Sr = Salario Bruto en U\$.
- ✚ Ht = Horas de trabajo de 2 turnos de 12 horas.

$$Po = \frac{2234 \text{ U\$}}{24} \quad (\text{Ec. N° 6.10})$$

$$P_o = 93.08 \text{ U\$/h}$$

En la tabla N° 6.3, se pueden ver los cargos por hora de una pala minera en traslado.

Tabla N° 6.3: Resumen de costo por hora de una pala minera en traslado.

	Cargos fijos U\$/h	Cargos consumo energía U\$/h	Cargos operador U\$/h	Costo U\$/h
Depreciación	170,39			
Inversión	79,27			
Seguro	132,12			
Mantenimiento	347,45			
Combustible		299.65		
Salario operador			93.08	
Σ Total	729.23	299.65	93.08	1121,96

De acuerdo a lo descrito en el punto 6.6.1, Si el traslado se hubiera realizado en el 2023, en 27 horas, el costo de trasladar la pala minera fue de U\$ 30.292,92 Por otro lado, al realizando la mejora en la ventilación y de acuerdo a lo calculado en el punto 6.6.3, en donde el traslado se realizaría en 22 horas, el costo total del traslado sería U\$ 24.683,12 generando una diferencia a favor de U\$ 5.609,8.

6.9 Justificación de la inversión

Tomando en cuenta que los accionamientos seleccionados son variadores de frecuencia de 5.5 kW y el precio de mercado de estos se encuentra en U\$ 650 cada uno, realizando un solo traslado que sea igual o superior a 5000 m de trayecto, se encontraría totalmente pagada la inversión.

6.9.1 Determinación de los flujos de caja

Se realiza el cálculo de los flujos de caja en base a los traslados realizados (tabla N° 4.4 y la ecuación N° 6.2), poniendo énfasis en los tiempos de refrigeración cuando la pala minera 4100 A se encuentra detenida después de un régimen de calefacción

$$TDT = (CDT * TDC) + (CDT * TDR) \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.2)$$

Ejemplo de cálculo de flujo de caja

Se desglosa matemáticamente uno de los traslados registrados en la tabla N°4.4, en el cual la pala se movilizó a razón de 480 m/s, y se comparó con el tiempo proyectado de la figura N° 6.5, en donde la pala se movilizaría a razón de 577 m/s.

Tiempo de traslado con ventilación accionada por partidador suave (convencional), del primer registro de la tabla N° 4.4.

$$\left(\frac{5000 \text{ m}}{480 \text{ m/h}}\right) * 1.6 \text{ h} + \left(\frac{5000 \text{ m}}{480 \text{ m/h}}\right) * 1 \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.2)$$

$$16,6 \text{ h} + \underline{\mathbf{10,4 \text{ h}}}$$

$$27 \text{ h}$$

Tiempo de traslado con ventilación accionada por un VDF en relación a la proyección del primer traslado registrado de la tabla N° 4.4.

$$\left(\frac{5000 \text{ m}}{577 \text{ m/h}}\right) * 2,1 \text{ h} + \left(\frac{5000 \text{ m}}{577 \text{ m/h}}\right) * 0,5 \quad (\text{Ec. N}^\circ 6.2)$$

$$18,1 \text{ h} + \underline{\mathbf{4,35 \text{ h}}}$$

$$22,45 \text{ h}$$

Por último, se compara el tiempo de refrigeración con partididor suave y el tiempo en ventilación accionado con VDF, la diferencia se multiplica por el precio unitario del combustible determinado en el punto N° 6.8.4 y los valores resultantes se registran en la tabla N° 6.4.

Tabla N° 6.4 Flujo de caja en relación a los tiempos de refrigeración reales vs proyectados con una mejora en la ventilación.

Tiempo de refrigeración convencional	Tiempo de refrigeración con VDF	Tiempo proyectado de mejora	Flujo de caja
10.4	4.35	6.05	\$1,809
5.2	2.15	3.05	\$912
5.8	2.4	3.4	\$1,017
4.8	1.9	2.9	\$867
4.5	1.9	2.6	\$777

Precio unitario combustible	\$299
-----------------------------	-------

6.9.3 Valor actual neto

Para evaluar la inversión se utiliza el indicador de cálculo dinámico VAN. Según la ecuación N° 6.11. Se considera una inversión de US\$ 1300 para la compra de 2 variadores de frecuencia de 5,5 kW y una tasa de descuento límite del 10 %, con los flujos de caja de la tabla N° 6.4.

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{V_t}{(1+K)^t} - I_0 \quad (\text{Ec. N° 6.11})$$

Donde:

✚ VAN = Valor actual neto.

- ✚ Vt = Flujo de caja de cada periodo de tiempo.
- ✚ Io = Valor de la inversión.
- ✚ n = Numero de periodos considerados
- ✚ k = Tasa de descuento

$$VAN = -1300 + \frac{1809}{(1+0.1)^1} + \frac{912}{(1+0.1)^2} + \frac{1017}{(1+0.1)^3} + \frac{867}{(1+0.1)^4} + \frac{777}{(1+0.1)^5} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 6.11})$$

$$VAN=2937 \text{ U\$}$$

6.9.4 Tasa interna de retorno

A través de la TIR se conoce la rentabilidad que tendrá el proyecto y evalúa la viabilidad de una inversión utilizando los flujos de caja de la figura N° 6.4.

$$VAN = -I_0 + \sum_{n=1}^N \frac{C_n}{(1+r)^n} = 0 \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 6.12})$$

Donde:

- ✚ VAN = Valor actual neto.
- ✚ Cn = Flujo de caja para la inversión en cada periodo de tiempo.
- ✚ Io = Valor de la inversión inicial.
- ✚ N = Numero de periodos considerados
- ✚ n = Periodo en el que se tiene los beneficios de cada periodo.
- ✚ r = Tasa interna de retorno.

$$VAN = -1300 + \frac{1809}{(1+1.04)^1} + \frac{912}{(1+1.04)^2} + \frac{1017}{(1+1.04)^3} + \frac{867}{(1+1.04)^4} + \frac{777}{(1+1.04)^5} \quad (\text{Ec. N}^\circ \text{ 6.12})$$

$$TIR = 104\%$$

Tabla N° 6.5 Tabla de resumen de evaluación de la TIR y el VAN.

N° Traslados	Flujo de caja
Inversión	-1300
1	1809
2	912
3	1017
4	867
5	777
TIR	104%
VPN	2937.0
Tasa descuento	10.00%

De acuerdo a los valores obtenidos de VAN y TIR, mayor a cero la inversión califica como un proyecto viable.

CAPITULO VII

CONCLUSIONES

Al analizar el esfuerzo del motor K558 B durante el traslado de una pala minera, se concluye que la refrigeración de cada motor de propulsión es realizada por un motor asíncrono a velocidad fija, absorbiendo aire a temperatura ambiente impulsándolo a 16 m/s. Es factible y demostrable que, al aumentar la velocidad del motor del ventilador, a 21 m/s disminuye la carga térmica dentro del motor en un menor tiempo.

La nueva propuesta de accionamiento eléctrico tipo variador de frecuencia, es el mejor método dada las condiciones de trabajo para lograr desplazar más aire y refrigerar el motor K558 B de manera eficiente y económica.

El método que se utiliza actualmente, para movilizar las palas electromecánicas dentro de la mina a cielo abierto es ineficiente, por lo que esta mejora contribuiría a disminuir el tiempo de traslado en un 16 %.

El consumo de combustible es uno de los gastos más significativos dentro del resumen de costos y disminuyendo el tiempo de refrigeración estando la pala minera 4100 A detenida se genera un ahorro de 16 %.

La generación de gases de efecto invernadero producto del uso de combustible diésel, es un tema importante en el sector industrial y en nuestra sociedad, por lo que el demostrar que se pueden disminuir las emisiones de CO₂ hacia la atmosfera, es de gran aporte para abrir el camino en la búsqueda de nuevas técnicas y mejoras de los procesos productivos y de gestión en el medio ambiente.

A la luz de los resultados obtenidos en la justificación monetaria, queda demostrado que este proyecto es viable, al tener un VAN de U\$ 2937 y una TIR de 104 %, notablemente mayor al límite del 10 % impuesto para definirlo como viable.

BIBLIOGRAFÍA

1. ALVAREZ, I. J. (2009). PERDIDAS Y CALENTAMIENTO DE MAQUINAS ELECTRICAS.
2. ASEA BROWN BOVERI. (2000). DIMENSIONADO DE UN SISTEMA DE ACCIONAMIENTO. BARCELONA, ESPAÑA.
3. CENGEL, Y., & BOLES, M. (2009). Termodinamica (Septima ed.). McGraw-Hill Companies.
4. HARNISHFEGER CORPORATION. (1995). MANUAL DE TALLER DE PALAS MODELO 4100A. MILWAUKEE, WISCONSIN, EEUU.
5. MARTIN, T. B. (s.f.). TERMODINAMICA, PRIMER PRINCIPIO. Obtenido de TERMODINAMICA, PRIMER PRINCIPIO: www2.montes.upm.es/dptos/digfa/cfisica/termo1p/calor.html
6. MORENO, S. (2020). CLASE DE CONVECCION FORZADA, TRANSFERENCIA DE CALOR Y NUMERO DE NUSSELT. Obtenido de CLASE DE CONVECCION FORZADA, TRANSFERENCIA DE CALOR Y NUMERO DE NUSSELT: www.youtube.com/watch?v=YfBveKtjRII&t=1823s
7. NICHOLAS, A., & HASTINGS, J. (2021). PHYSICAL ASSET MANAGEMENT, WITH AN INTRODUCTION TO THE ISO 55000 SERIES OF STANDAR (Tercera ed.). AUSTRALIA: SPRINGER.
8. NISHA, P. (s.f.). COOLING ELECTRICAL MACHINE. Obtenido de COOLING ELECTRICAL MACHINE: www.youtube.com/watch?v=vMCtMjZBIGs
9. SPIEGATO. (2023). CONVECCION FORZADA. Obtenido de CONVECCION FORZADA: <https://spiegato.com/es/que-es-la-conveccion-forzada>
10. TEC, F. (s.f.). CALCULO DEL COSTO HORARIO DE UNA MAQUINA. Obtenido de CALCULO DEL COSTO HORARIO DE UNA MAQUINA: filtertec.mx/blog/2019/11/28/como-calculas-el-costo-horario-de-tu-maquinaria/
11. VENTILACION, S. &. (s.f.). LEYES DE LOS VENTILADORES. Obtenido de LEYES DE LOS VENTILADORES: www.solerpalau.com/es-es/hojas-tecnicas-leyes-de-los-ventiladores

12. ZVI, A. (s.f.). PURO MOTORES. Obtenido de PURO MOTORES:
www.puromotores.com/13074537/como-calculas-emisiones-de-dioxido-de-carbono-de-un-generador-diesel