

# **UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**



**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**

**DISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACION PARA LA  
CONSTRUCCION DE UN TUNEL DE 4.0 KM EN LA  
CENTRAL HIDROELECTRICA DE QUITARACSA**

**INFORME DE SUFICIENCIA**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:**

**INGENIERO MECANICO**

**JOSE ANTONIO OVIEDO HUILLCAHUAMAN**

**PROMOCION 1999 - I**

**LIMA-PERU**

**2012**

### ***Agradecimientos***

***Al "chato" Hector, Amigo y compañero de la  
universidad con quien competí sanamente por méritos  
académicos, aliciente y motivación para concluir mis  
estudios universitarios***

# TABLA DE CONTENIDO

<b>PROLOGO</b> .....	1
 <b><u>CAPITULO I</u></b>	
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	4
1.1 Antecedentes .....	5
1.2 Objetivo .....	6
1.3 Justificación .....	6
1.4 Alcance .....	7
 <b><u>CAPITULO II</u></b>	
<b>FUNDAMENTOS DE LA VENTILACIÓN EN TÚNELES</b> .....	9
2.1 Ventilación auxiliar .....	9
2.2 Elementos de una instalación .....	10
2.2.1 Ventiladores.....	10
2.2.2 Tuberías o mangas de ventilación .....	11
2.3. Sistemas de ventilación .....	12
2.3.1. Tipos de sistemas de ventilación .....	12
2.3.1.1. Soplantes.....	12
2.3.1.2. Aspirante.....	13
2.3.1.3. Soplante con apoyo aspirante.....	15
2.3.1.4. Aspirante con apoyo soplante.....	16
2.3.2. Configuraciones.....	16

2.3.2.1. Ventilación escalonada (Boosters) .....	16
2.3.2.2. En cola .....	17
2.3.2.3. Separadores .....	18
2.4. Criterio de definición de Caudales .....	19
2.4.1. Velocidad mínima .....	19
2.4.2. Dilución emisiones diesel .....	20
2.4.3. Dilución de gases voladura .....	21
2.5. Perdida de carga de la instalación .....	26
2.5.1. Naturaleza de las pérdidas de un circuito de ventilación auxiliar .....	26
2.5.1.1. Perdidas por fricción.....	26
2.5.1.2. Las pérdidas singulares .....	27
2.5.1.3. Las pérdidas por presión dinámica.....	29
2.5.2. Metodología general para el cálculo de pérdidas de carga en una instalación de ventilación secundaria .....	29
2.5.2.1. Problemática de las condiciones reales. Factor de fugas de una tubería .....	29
2.5.2.2. Ecuaciones de base y algoritmo de cálculo.....	32
2.5.2.3. Análisis de los parámetros que intervienen en el cálculo. Puntos sensibles.....	37
2.6. Consideraciones importantes a tener en cuenta en la ventilación auxiliar .....	41
2.6.1. Importancia del diámetro de la manga en la elección del ventilador..	41
2.6.2. Importancia del uso de variador de frecuencia .....	42
2.6.3. Importancia del nº de juntas de la tubería .....	45

### **CAPITULO III**

<b>PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....</b>	<b>46</b>
3.1. Descripción de los procesos de construcción de túneles.....	46

3.1.1. Excavación con explosivos.....	46
3.1.2. Replanteo en el frente del esquema de perforación.....	47
3.1.3. Perforación de los taladros.....	48
3.1.4. Carga de los taladros con explosivos y tendido del sistema de iniciación.....	49
3.1.5. Disparo de voladura.....	50
3.1.6. Ventilación.....	50
3.1.7. Retirada de escombros.....	51
3.2. Condiciones y normas a cumplir.....	53
3.3. Limitantes para el diseño del sistema de ventilación.....	57
3.4. Descripción del sistema de ventilación conceptualizado.....	60
3.5. Datos del sistema.....	63
3.5.1. Esquema general del túnel caso de estudio.....	63
3.5.2. Obtención de los datos para el cálculo.....	63

## **CAPITULO IV**

<b>DISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACION.....</b>	<b>67</b>
4.1. Resumen de datos.....	67
4.2. Validación y depuración de los datos.....	68
4.2.1. Equipos diesel considerados en calculo.....	69
4.2.2. Validación del diámetro de las mangas.....	70
4.3. Nomenclatura del sistema de ventilación.....	72
4.4. Calculo de la densidad del aire.....	73
4.5. Calculo del caudal requerido.....	74
4.5.1. Análisis de la potencia diesel efectiva a utilizar en los cálculos del Aire de dilución.....	74

4.5.1.1. A lo largo del túnel (en todo el ciclo de trabajo) .....	78
4.5.1.2. En el frente de avance (Para el equipo diesel que trabaja en el frente .....	79
4.5.2. Calculo del caudal aplicando la norma Suiza SIA 196.....	81
4.5.3. Calculo del caudal aplicando Normativa Nacional.....	84
4.6. Influencias de las fugas en el cálculo del caudal .....	86
4.7. Recalculo de caudal, presión y potencia eléctrica .....	88
4.7.1. Criterio 1: Nomogramas y formulas SIA 196 .....	88
4.7.1.1. Calculo del caudal y la presión.....	89
4.7.1.2. Calculo de la potencia eléctrica requerida .....	93
4.7.2. Criterio 2: Porcentaje de fuga en mangas asumido del 2%/100m y cálculos parciales de caída presión para tramos de 100.....	95
4.7.2.1 Calculo del caudal .....	95
4.7.2.2 Calculo de la presión.....	97
4.7.2.3. Calculo de la potencia eléctrica necesaria.....	100
4.7.3. Criterio 3: Algoritmo de cálculo para ecuaciones diferenciales con tramos diferenciales de manga de 1.0m .....	101
4.7.3.1. Calculo del caudal y la presión.....	101
4.7.3.2. Calculo de la potencia eléctrica .....	104
4.8. Verificación de la velocidad del aire en las galerías.....	105
4.9. Calculo del tiempo reingreso labores luego de la voladura .....	107
4.9.1. Calculo del tapón de humos del gas .....	109
4.9.2. Calculo del volumen de gas producido y concentración inicial del gas del túnel (NO <sub>2</sub> ).....	110
4.9.3. Calculo del tiempo de mezclado ( $t_{mezcla}$ ).....	111
4.9.4. Calculo del tiempo de dilución de gases .....	112

4.9.5. Calculo del tiempo de reingreso labores .....	113
4.10. Sistema de ventilación requerido.....	115
4.11. Selección del ventilador.....	118
4.12. Selección de los ductos flexibles .....	121
4.13. Especificaciones técnicas.....	123
4.13.1. Ventiladores.....	123
4.13.2. Silenciadores .....	125
4.13.3. Campanas de succión.....	126
4.13.4. Adaptadores de manga.....	126
4.13.5. Tablero de arranque e inversor de frecuencia.....	127
4.13.6. Ductos flexibles.....	130

## **CAPITULO V**

<b>EVALUACIÓN ECONÓMICA .....</b>	<b>133</b>
5.1. Costo por suministro de Equipos .....	133
5.1.1. Ventiladores y accesorios .....	133
5.1.2. Mangas y accesorios .....	134
5.1.3. Equipos para mantenimiento.....	135
5.1.4. Resumen de costos totales por suministro equipo .....	137
5.1.5. Propuesta económica original .....	137
5.2. Costo de instalación y montaje.....	138
5.3. Costos de mantenimiento .....	139
5.4. Costos operativos.....	140
5.4.1. Costo energía (Tradicional).....	140
5.4.2. Reducción de costos por plan de ahorro de energía .....	142
5.4.3. Ahorro de costos operativos.....	148
5.5. Costo total del sistema de ventilación.....	150

<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>151</b>
<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>154</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>156</b>
<b>PLANOS</b>	
<b>APÉNDICES</b>	

## PROLOGO

Es evidente que la práctica de la ingeniería Mecánica no está independizada de las demás ramas de la ingeniería por lo que es usual encontrar problemáticas en el mundo laboral donde las soluciones requieran conocimientos combinados de dos o más áreas de la ingeniería.

También es usual encontrar situaciones en la que laboran especialistas de un área de la ingeniería pero la tarea que se les asigne corresponde a otra especialidad de la cual no tendrían los suficientes conocimientos.

El caso análisis del presente informe pareciese estar enmarcado dentro del área de la Ingeniería civil y/o minera ya que está inmerso en las labores de construcción de túneles subterráneos.

El diseño del sistema de ventilación para la construcción de túneles por lo general se le suele asignar al Ingeniero de Minas o Ingeniero Civil responsable del planeamiento y/o servicios. Reconozco que hay Ingenieros de Minas o Civiles especialistas en ventilación y que conocen bastante de la mecánica de fluidos más no es lo común. Dado esta situación es bastante usual tener problemas con la ventilación de túneles durante su construcción, en especial los de gran longitud.

Considero que el tema de ventilación debe ser analizado por especialistas en la mecánica y energía los cuales deberán tener también ciertos conocimiento de

las normas de seguridad e higiene laboral, así como terminología minera y civil y nociones del proceso de construcción de túneles.

Tomando en cuenta lo mencionado se expone a continuación un resumen del informe a realizar.

**Capítulo I:** Se realizará una introducción al tema dando a conocer los antecedentes que generan la necesidad del presente informe, los objetivos a conseguir, la justificación y los alcances dentro de los cuales se realizara el diseño.

**Capítulo II:** Entrega los fundamentos de la ventilación de túneles necesarios para el diseño del sistema de ventilación, explicando y familiarizando la terminología minera y tunelera.

**Capítulo III:** Este capítulo describe el proceso de construcción de túneles la fin de entender mejor la labor a ventilar, asimismo acopia la toma de datos, introduce la normatividad que enmarcara el diseño del sistema, así como las limitaciones existentes para con la ventilación.

**Capítulo IV:** Trata del diseño mismo del sistema empezando con la validación y depuración de datos, el cálculo del caudal, presión y potencia eléctrica que requerirá el sistema de ventilación, la aplicación de las 03 metodologías para dichos cálculos. El diseño planteado y la selección de los equipos.

**Capítulo V:** En este capítulo se detalla el costo del sistema de ventilación diseñado, considerando los costos de suministros, implementación, mantenimiento y costos operativos de dicho sistema. Se podrá énfasis especial en ahorros de costo operativos por aplicación de políticas de ahorro de energía mediante variadores de frecuencia.

En la parte final se entregan las conclusiones, recomendaciones y planos. Se muestra en los anexos información relevante que sirvió para la elaboración de este informe.

Manifestarles finalmente que he elaborado el presente informe con la finalidad de contribuir y clarificar en algo las dificultades encontradas para la ventilación durante la construcción de túneles por lo que espero sirva como referencia y ayuda para los interesados en el tema.

# **CAPITULO I**

## **INTRODUCCION**

Debido al crecimiento de la industria minera y energética en el país se viene presentando la urgente necesidad de construir nuevas centrales hidroeléctricas que puedan suplir las nuevas demandas. En la construcción de dichas centrales se tiene por lo general como fase inicial la preparación de túneles de grandes longitudes las mismas que conducirán el agua hacia la casa de máquinas.

Durante la construcción de los túneles de gran longitud es necesario tener una ventilación específica que asegure que se tenga en el frente de trabajo (Fondo del túnel) el aire necesario para remover los gases emitidos por los equipos diesel, los gases de voladura de rocas así como mitigar los efectos de la temperatura y polvos contaminantes, incluyendo el aire necesario para las personas que laboran.

Dado que no se dispone de suficiente información que permita un cálculo y diseño eficiente de dichos sistemas de ventilación se tiene como consecuencia cálculos y diseños de sistemas de ventilación con consumos excesivos de energía y/o ventilación deficiente en los frentes de avance afectando directamente el tiempo de evacuación de los gases y la calidad del ambiente de trabajo lo cual a su vez va en desmedro de la productividad.

En el diseño del sistema de ventilación para túneles de grandes longitudes se debe tener como principales parámetros a analizar los siguientes: Las fugas que se producirán a través de las mangas, estas serán considerablemente altas en túneles de gran longitud ya que dependen principalmente de la extensión del túnel pudiendo tenerse casos en los que el caudal que llega al frente sea solo el 50% o menor del total inyectado al inicio del túnel. El otro parámetro importante a tomar en cuenta es el consumo de energía, en túneles de grandes longitudes el consumo de energía podría llegar a ser excesivo y muchas veces hacer inviable los proyectos si es que no se dimensionan adecuadamente las mangas.

Toda la metodología de cálculo y alternativas de solución que se desarrollara en el presente informe se aplicara en un caso real que para este informe será la construcción de un túnel de 4.0 km. que formara parte de la futura central Hidroeléctrica de Quitaracsa.

## **1.1 ANTECEDENTES**

Constructora JME está desarrollando el proyecto de la Central Hidroeléctrica de Quitaracsa la misma que está situada en el distrito de Yuracmarca, departamento de Ancash a unos 120 km al norte de la ciudad de Lima. Sera un proyecto que aprovechara las aguas del río Quitaracsa para una central que generará 114 MW.

El proyecto hidroeléctrico consiste en una presa en enrocado con cara de concreto; tiene un túnel de conducción de 5.2 km. aprox. hasta llegar a la casa de máquinas situada aguas abajo y un túnel de descarga de 0.57 km. Para las obras

de la presa se construirá túneles carreteros de acceso. Asimismo para acceder a la casa de máquinas de construirá un túnel de acceso de 684 m.

Se necesita diseñar el sistema de ventilación necesario para la construcción del túnel de mayor criticidad para la ventilación la misma que tendrá una longitud aproximada de 4.0 km, estimar el costo de dicho sistema y cuantificar la energía eléctrica que se necesitara para el funcionamiento del mismo. Este último dato será necesario para dimensionar la potencia de los grupos electrógenos que se deberán alquilar como parte del proyecto.

## **1.2 OBJETIVO**

El objetivo del presente informe es diseñar el sistema de ventilación necesario para la construcción de un túnel de 4.0 km. que forma parte de la futura central hidroeléctrica de Quitaracsa, Para realizar lo mencionado se aplicaran metodologías adecuadas que permitan calcular eficientemente dicho sistema, se utilizaran conceptos de ventilación de túneles para frentes ciegos de gran longitud, se investigara la influencia de las fugas de aire en el cálculo del caudal, la presión y potencia así como se analizara el uso de variadores de frecuencia en la reducción de los costos operativos por ahorro de energía.

## **1.3 JUSTIFICACIÓN**

Debido a la poca información disponible para el cálculo de los sistemas de ventilación en túneles de gran longitud el presente informe elaborará metodologías que permitan determinar el caudal necesario que incluya las fugas, un correcto cálculo de la caída de presión considerando que el flujo varia a lo largo de la manga debido a las fugas y la determinación de la potencia necesaria así como el consumo

de energía, asimismo entregara un análisis que muestre los beneficios del uso de variadores de frecuencia en el control del flujo y el ahorro de energía.

Ha habido experiencias recientes de sistemas de ventilación de túneles de gran longitud calculados e implementados con criterios inadecuados los mismos que derivaron sistemas ineficientes y con subsanaciones costosas y de emergencia que se daban durante el proceso de ejecución. Se ha observado y analizado estas experiencias y se ha encontrado que el factor común en todos ellos es la deficiencia en los cálculos, falta de metodologías adecuadas, desconocimiento del tema y normatividad de cierta ambigüedad y presumiblemente no aplicable.

#### **1.4 ALCANCES**

El diseño del sistema de ventilación para el túnel d 4.0 km del presente informe está enmarcado en conceptos de la mecánica de fluidos aplicados al aire como fluido no compresible. El caudal de aire calculado está enfocado principalmente para remover y diluir los gases de los equipos Diesel que trabajan en el frente de avance de túneles de gran longitud, los gases productos de la voladura de dinamita y el necesario para el personal que trabajara en dicho frente. El caudal calculado con estos métodos deberá atenuar hasta condiciones aceptables la temperatura y polución dentro de las galerías de rocas comunes y "normales".

Alcanza el presente informe al aplicación de metodologías que permitirán recalculer el del caudal aire, presión y consumo de potencia de los ventiladores bajo el enfoque de fuga en las mangas, Asimismo se detalla el costeo por suministro del

sistema completo de ventilación así como el análisis de costo operativo y ahorro de energía por uso de variadores de frecuencia.

No se considerara en los cálculos posibles problemas de alta temperatura (Por rocas térmicas y/o geysers) emisión de gases mitifico así como el control de polución dentro de los túneles derivados de condiciones especiales de la roca a perforar.

## **CAPITULO II**

### **FUNDAMENTOS DE VENTILACION DE TUNELES**

#### **2.1 VENTILACION AUXILIAR**

En las obras de ejecución de minas y túneles es necesario una ventilación específica para asegurar que tenemos en el frente de trabajo el aire necesario para remover los gases emitidos por los vehículos, la voladura u otros como el metano. Es también necesario controlar el polvo y la temperatura. Esta ventilación es comúnmente conocida como ventilación auxiliar.

El volumen de aire introducido en las labores estará pues en relación con su extensión, el número de personas, el tonelaje extraído y las condiciones naturales del túnel.

El buen conocimiento del sistema de ventilación y los parámetros del entorno que le afectan, ayudará a optimizarlo principalmente, pero colateralmente nos reportará mucho beneficios, como son el ahorro de energía, ahorro de los costos de funcionamiento y mantenimiento, etc.

La teoría indicada está enfocada a ventilación auxiliar de minas, se aprovechara la misma y se aplicara al caso de estudio que es de ventilación de túneles de gran longitud.

## **2.2 ELEMENTOS DE UNA INSTALACIÓN DE VENTILACIÓN AUXILIAR**

Una instalación de ventilación auxiliar estará formada principalmente por ventilador y una tubería.

### **2.2.1 Ventiladores**

El ventilador para la ventilación auxiliar tiene por objeto poner en el frente de trabajo aire limpio, procedente del exterior en el caso de ventilación de obra en túneles. Para la construcción de túneles se usan generalmente ventiladores eléctricos.

*Los Ventiladores axiales para grandes túneles son máquinas eléctricas que trabajan generalmente en ventilación soplante. La configuración típica para una estación de ventilación de este tipo es:*

- Ventilador. Un ventilador o más dependiendo de las exigencias aerodinámicas. Puede, por tanto, haber instalados varios equipos en serie.
  
- Rejilla de protección. Para evitar que elementos susceptibles de ser aspirados pasen con el flujo a través del ventilador.

- Tobera de admisión. Facilita la entrada del aire, reduciendo la pérdida de carga en el sistema, mejorando el rendimiento del sistema y reduciendo el nivel de ruido aerodinámico del equipo.
- Silenciadores tubulares. Son los atenuadores acústicos.
- Sistema de anclaje o de fijación, que puede ser al techo del túnel o galería mediante pernos, o bien mediante un bastidor anclado directamente al suelo, o mediante un pórtico, típico para túneles de gran sección.

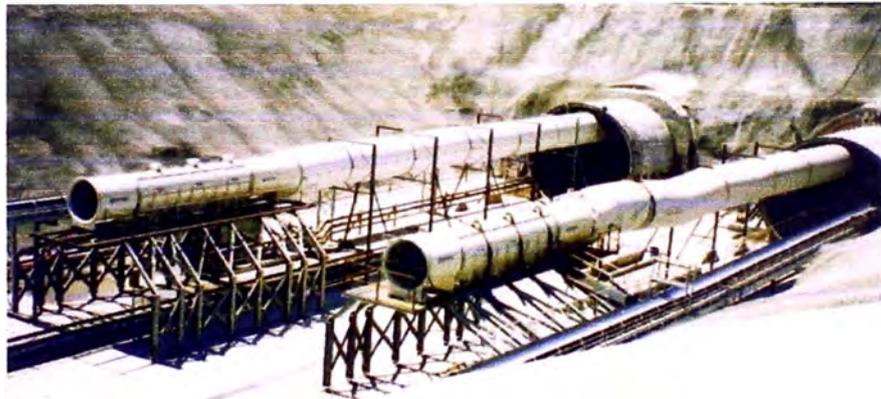


Figura 2.1.- Sistema de ventilación para grandes túneles

### **2.2.2 Tuberías o mangas de ventilación**

La tubería de ventilación está formada por un tejido textil de poliéster revestido con PVC. El poliéster proporciona al conducto su resistencia mecánica. Se utilizan varios espesores de textil en función de las diferentes calidades de la tubería.

El recubrimiento del textil hace el conducto de ventilación impermeable al aire y al agua, y protege el poliéster de los rayos ultravioleta, así como de las influencias químicas. Los revestimientos gruesos proporcionan una mayor resistencia. Todas las tuberías deben de ser autoextinguibles. En el caso de ventilación aspirante las tuberías pueden ser también de poliéster llevando anillos de refuerzo que le proporcionan rigidez.

## 2.3 SISTEMAS DE VENTILACIÓN

### 2.3.1 Tipos de sistemas de ventilación

#### 2.3.1.1 Soplante

El aire entra al frente del fondo de túnel a través de la tubería, impulsado por un ventilador, y desplaza la masa de aire viciado hacia la corriente principal de aire, a través de la galería. Este es el sistema predominante usado en la mayoría de las minas y túneles.

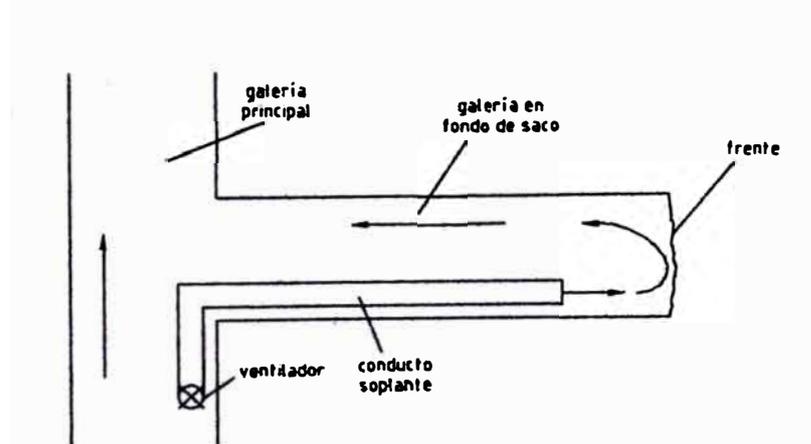


Figura 2.2.- Sistema de ventilación soplante

La corriente de aire limpio que se genera en este sistema, a una velocidad relativamente alta, provoca al entrar en contacto con los gases

que hay en el frente una mezcla turbulenta con lo que se elimina la potencial de acumulación o estratificación del gas en zonas próximas al frente.

Características de la ventilación soplante:

- Barrido del frente:

En un sistema soplante la distribución de las líneas de flujo hace que la corriente de aire fresco sea efectiva a mayor distancia desde la salida del conducto que en el sistema aspirante.

- Ambiente de trabajo y polvo:

La velocidad de la corriente de aire incidente produce un efecto refrigerador en el frente. Por otra parte, esta velocidad, da lugar a una suspensión y dispersión del polvo, por lo que en el caso de ambientes muy polvorientos será necesario acoplar un ventilador de refuerzo aspirante. La misión de este ventilador será retirar el polvo del frente y llevarlo a un decantador.

- Conductos de ventilación:

El sistema permite el uso de conductos flexibles no reforzados, que tienen una superficie interior lisa. Estos conductos son más baratos, manejables y presentan una menor resistencia al paso del aire.

### **2.3.1.2 Aspirante**

En este método, el aire contaminado del frente es succionado a través del conducto debido a la depresión creada en esta por un ventilador situado en el otro extremo. Este aire es evacuado en la corriente de

ventilación principal, procedente de la cual entra aire limpio a través de la galería.

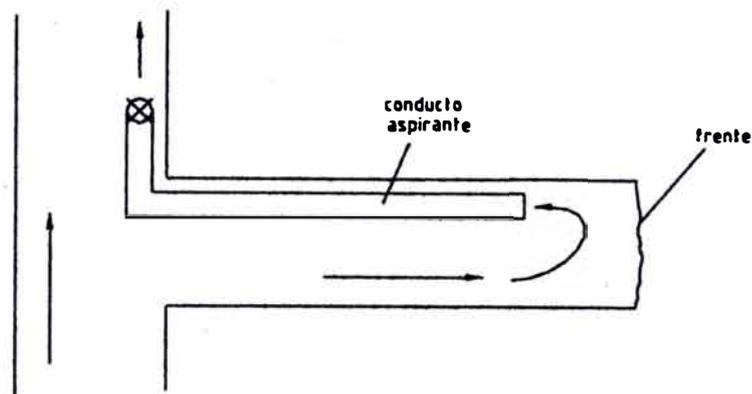


Figura 2.3.- Sistema de ventilación aspirante

La boca de aspiración de la tubería debe situarse muy próxima al frente, pero aun así, debido a la distribución de las curvas de velocidades de aire en las zonas próximas a la aspiración, este sistema no efectúa en general un buen barrido del frente, por lo que suele ser necesario el uso de la configuración denominada mixta.

Características de la ventilación aspirante:

- **Barrido del frente:**

El aire fresco entra a través de la galería, de sección mucho mayor que el conducto, luego su velocidad y turbulencia será mucho menor, y su mezcla con el gas emitido por la galería y el frente mucho más pobre.

- **Ambiente de trabajo y polvo:**

La velocidad de la corriente de aire incidente es menor con lo que disminuye el efecto refrigerador en el frente. La suspensión y

dispersión del polvo es también menor. Además debe considerarse que este ventilador retira el polvo del frente.

- **Conductos de ventilación:**

El sistema requiere un conducto rígido (fabricado en acero, plástico o fibra de vidrio) o un conducto flexible reforzado mediante espiral. Si los sistemas requieren un gran caudal, su ejecución práctica puede ser problemática técnicamente hablando, ya que se necesitan presiones muy elevadas que conducen a la utilización de varios ventiladores en serie.

### **2.3.1.3 Soplante con apoyo aspirante**

Forma parte de los sistemas mixtos. El sistema mixto, también llamado sistema solapado, utiliza un ventilador auxiliar de refuerzo, situado frente a la labor, y con un tramo de conducto de poca longitud.

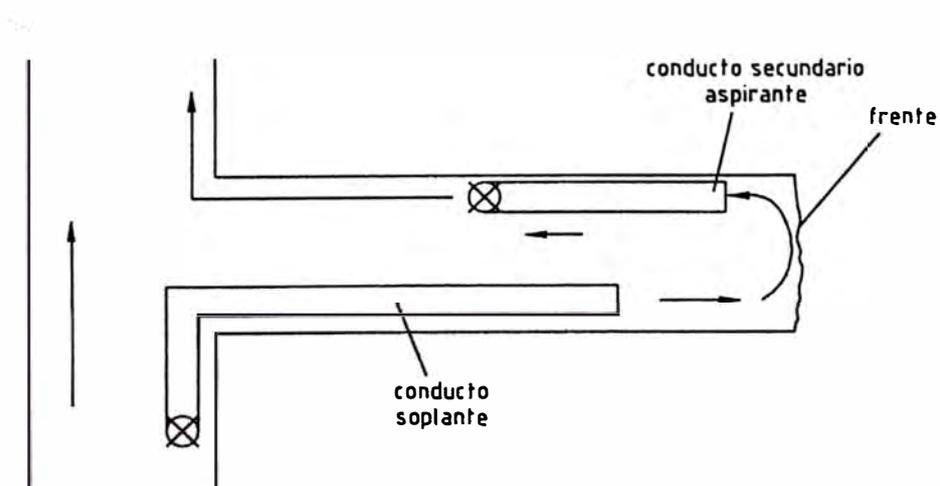


Figura 2.4.- Soplante con apoyo aspirante

### **2.3.1.4 Aspirante con apoyo soplante**

Un aspirante con solape soplante tendrá el esquema opuesto, la función del ventilador auxiliar de refuerzo (soplante) es precisamente la de asegurar un buen barrido del frente, evitando la formación de zonas muertas sin ventilación adecuada.

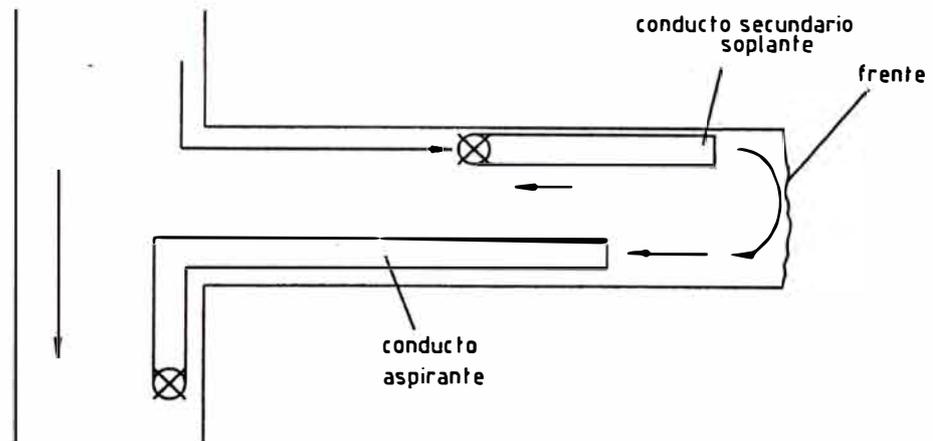


Figura 2.5.- Aspirante con apoyo soplante

## **2.3.2 Configuraciones**

### **2.3.2.1 Ventilación escalonada (Boosters)**

Cuando la longitud del túnel es bastante grande en relación al diámetro de la tubería, en muchas ocasiones, con uno o varios ventiladores en cola no se podrían conseguir el objetivo propuesto de caudal en el frente de trabajo. En estos casos se pueden colocar ventiladores intercalados a lo largo de la tubería con el fin de ayudar al sistema.

Estas instalaciones se pueden hacer con los dos tipos de tuberías usadas en minería, la tubería flexible lisa o con la tubería flexible reforzada.

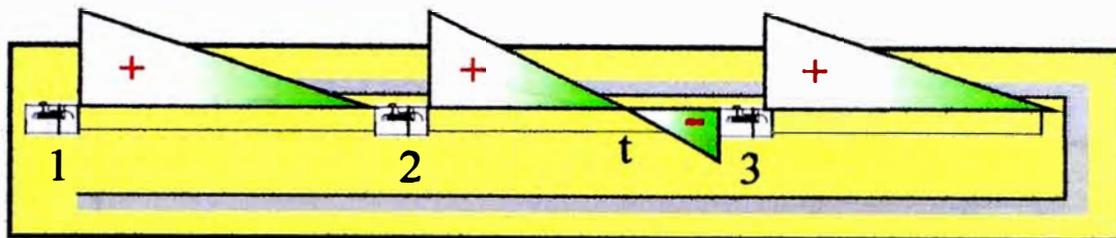


Figura 2.6.- Ventilación escalonada

Como se puede ver en la figura N°2.6, para una instalación escalonada, las presiones en los ventiladores son positivas principalmente aunque también hay tramos en depresión.

### 2.3.2.2 En cola

Una alternativa al sistema anterior es la de colocar todos los ventiladores necesarios en cola de la instalación. Los ventiladores necesarios se instalan en el extremo de la tubería opuesto al frente de trabajo.

Para una instalación soplante se puede utilizar tubería flexible lisa. En este sistema se tiene la ventaja de no producirse la recirculación de aire viciado. Tiene la limitación en la propia tubería, ya que el utilizar varios ventiladores en serie podría hacer que las presiones que se generan en la tubería sean muy elevadas. La tubería ha de soportar estas presiones, así como estar en buenas condiciones ya que si no las fugas que se producen en la tubería podrían hacer que apenas llegase aire al frente de trabajo.

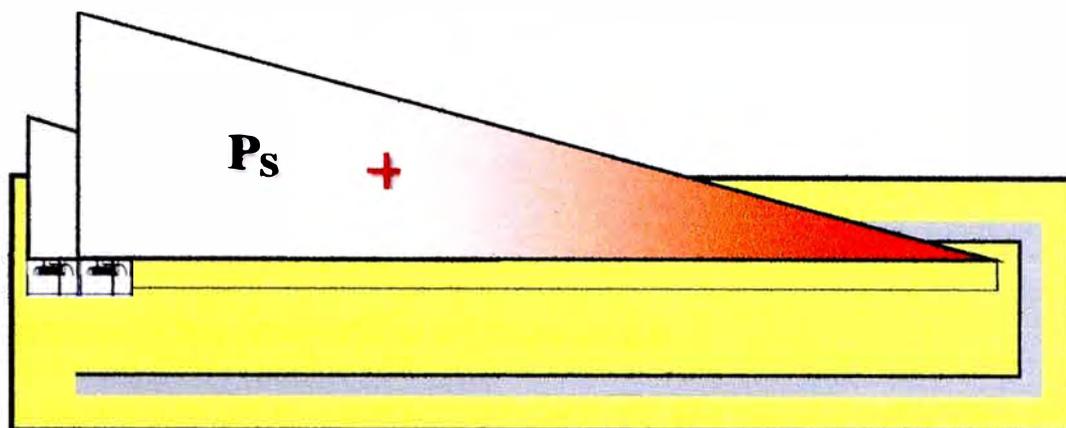


Figura 2.7.- Ventilación en cola

### 2.3.2.3 Separadores

Cuando en un túnel con gran necesidad de caudal, la relación longitud de tubería frente a diámetro es muy grande los dos sistemas anteriores se podrían hacer inviables.

La propuesta mediante separadores consiste en instalaciones de ventiladores y tubería en serie, como si fuese una ventilación escalonada, pero cada ventilador intercalado no estaría conectado a la tubería de la instalación anterior.

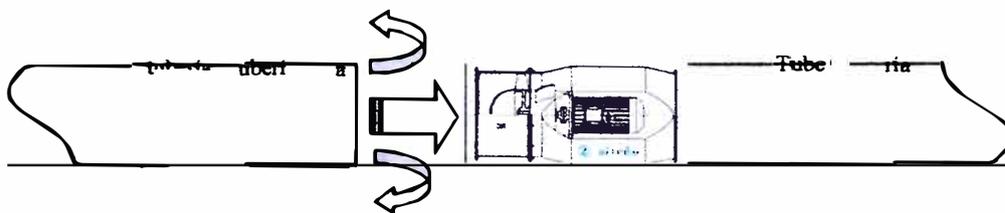


Figura 2.8.- Ventilación en separadores

Una vez ya se conoce el caudal que se necesita en frente, se calcula la instalación necesaria, que estará definido por la tubería de ventilación y

uno o varios ventiladores en serie. Debido a las fugas que se generan en la tubería, el ventilador tendrá que entregar un caudal superior al que necesita en el frente de trabajo

## **2.4 CRITERIOS DE DEFINICION DE CAUDALES**

La estimación de la cantidad necesaria de aire en una zona de trabajo todavía sería un aspecto empírico en la planificación y diseño de un sistema de ventilación. Según la experiencia en varias minas se recomienda empezar a cuantificar las necesidades de caudal en los propios puntos de trabajo, en los fondos del túnel. Para ello, se pueden utilizar numerosas formulaciones para cuantificar el caudal de aire necesario que den:

- m<sup>3</sup>/s por kilo toneladas de mineral/año.
- m<sup>3</sup>/s por KW de Diesel instalado
- m<sup>3</sup>/s por un KW de diesel funcionando
- m<sup>3</sup>/s por litro de "Diesel" caminando dentro de la mina
- m<sup>3</sup>/s por persona en la mina

### **2.4.1 Velocidad mínima**

La velocidad mínima de retorno de ventilación es un valor de referencia bastante usado por simplicidad. Como referencia en todo tipo de túneles y galerías, una velocidad mínima de retorno de 0.5 m/s es suficiente. Esta velocidad define el caudal en el frente de trabajo de  $0.5 \times S$  m<sup>3</sup>/s donde S es la sección del túnel en m<sup>2</sup>. Si la longitud del túnel es

importante, las fugas que se producirán en la tubería de ventilación incrementarán progresivamente el caudal de retorno hasta hacerse máximo a la salida del túnel con lo que la velocidad media de retorno será superior a los 0.5m/s de diseño.

#### **2.4.2 Dilución emisiones diesel**

Se toma como referencia la cantidad de KW Diesel de las máquinas presentes en los trabajos en la explotación, con los consiguientes coeficientes de simultaneidad, de manera que+9 multiplicado por la cantidad de aire específico según la legislación, nos da el caudal necesario que ha de movilizar el ventilador.

Esto tiene un problema, ya que a pesar de que los coeficientes de utilización de las máquinas diesel cambian en función de la organización, planificación, y sobre todo de la evolución del túnel, siempre se consideran estos coeficientes constantes en los libros de ventilación, por lo que debería incidir en este tema, ya que a pesar de que se superen los 0.05 m<sup>3</sup>/s/CV Diesel No catalizado o 0.03 m<sup>3</sup>/s/CV Diesel Catalizado, puede ser que la ventilación pueda ser demasiado justa. Habrá que tener en cuenta otros factores como velocidad de retomo, temperatura, etc.

Como referencia orientativa del caudal de aire necesario en lugares con utilización de máquinas Diesel:

- Para trabajos con Equipos Diesel Catalizados (Nuevos):

$$Q \text{ (m3/s)} = 0.04 \text{ (m3/s)} \times N^{\circ} \text{ de operários} + 0.03 \text{ (m3/s)} \text{ CV Diesel}$$

- Para trabajos con Equipos Diesel No Catalizados:

$$Q \text{ (m}^3\text{/s)} = 0.04 \text{ (m}^3\text{/s)} \times N^\circ \text{ de operários} + 0.05 \text{ (m}^3\text{/s)} \text{ CV Diesel}$$

Con esta formulación obtendría el caudal que necesito para cada fondo de del túnel.

A efectos prácticos, esta formulación sería suficiente para el dimensionamiento de la ventilación ya que profundizar en el origen de los coeficientes 0.03 y 0.05 no tiene sentido si no se tiene claro el coeficiente de simultaneidad de las máquinas que están trabajando en cada frente de trabajo.

Por lo general, en la mayoría de las minas en USA y en Canadá, los parámetros de diseño del caudal están basados en ratios tipo "m<sup>3</sup>/s/CV", pero no están teniendo en cuenta la dilución de las partículas DPM. Es en estos países donde se están centrande en el control a la exposición de estas partículas. Para ese caso, 0.03 m<sup>3</sup>/s/CV estará ya está muy justo para el criterio de dilución de partículas diesel y solo será válido para las máquinas que estén en muy buen estado.

### **2.4.3 Dilución de gases de voladura**

Es preciso, en primer lugar, conocer la composición del tapón de humos formado inmediatamente después de la voladura, para poder estudiar su evacuación mediante el sistema de ventilación.

Los gases y vapores se expanden en la galería hasta detenerse bruscamente, formando un tapón, cuya longitud inicial es importante estimar para determinar la concentración que en él tienen los gases. La concentración máxima del tapón se presenta en el frente del mismo.

Al desplazarse el tapón por el túnel o la galería su longitud aumenta y su concentración en gases nocivos disminuye.

Para determinar el tiempo de dilución de los gases de voladura, se ha de tener en cuenta una serie de conceptos:

1. Una vez formado el tapón de humos, puesto que la instalación de ventilación está aportando aire limpio, se empieza a desplazar el tapón de humos a medida que se va mezclando con el aire limpio. Tendremos, por tanto, una concentración de gases tóxicos inicial en el tapón de humos y otra final en el momento que el tapón llegue a la salida del túnel. Podemos suponer que en el volumen del túnel tendremos una mezcla de los gases de la voladura y del aire limpio aportado que es constante a lo largo de toda la longitud, es decir, si la distancia a la que se encuentre el tapón de humos en el túnel es de la mitad de la longitud del túnel, desde esa posición hasta el frente de trabajo, la composición de los gases de la mezcla la suponemos constante.

2. Cuando el tapón llegue finalmente a la salida del túnel, la mezcla tendrá una concentración de gases tóxicos  $G_c$ (ppm), y que puede que sea superior a la concentración admisible de gases tóxicos  $G_a$ (ppm). Por consiguiente, al seguir aportando aire, la concentración de la mezcla seguirá disminuyendo por lo que tendremos un tiempo de dilución adicional que hemos de tener en cuenta.

La longitud del tapón de humos viene dada por la expresión:

$$L = \frac{K \times M}{F_A \times D \times \sqrt{A}} \quad (2.1)$$

donde:

$L$  = Longitud del tapón de humos [m]

$K = 25$ . Constante de dispersión para los avances en túneles [-]

$M$  = Masa de explosivos [kg]

$F_A$  = Avance por ciclo [m]

$D$  = Densidad de la roca [kg/m<sup>3</sup>]

$A$  = Área del frente de avance [m<sup>2</sup>]

Este tapón de humos tendrá una composición de gases nocivos y que dependerán del tipo de explosivo utilizado pero como "referencia" tenemos:

GAS	Gas producido/kg explosivo [kg/kg]	Densidad del gas(g/m3)	Volumen de gas producido /kg de explosivo (m3)
CO	0.0163	1.25	0.01304
CO2	0.1639	1.977	0.082903
NO2	0.0035	1.36	0.002574

Tabla 2.1.- Composición de gases del tapón de humos

De los gases nocivos que se van a encontrar en los productos de la voladura, los más restrictivos será los NOx. El valor admisible para el NO2 oscila en un valor a 1.5 ppm. Así, teniendo en cuenta que la relación NO2/NOx aceptada en túneles es de un 10% los niveles admisibles de NOx que se puede considerar es de 15 ppm.

Para calcular la concentración de gas de la voladura en el túnel, se asume que dicho gas ahora se mezcla con el aire limpio aportado ocupando finalmente todo el volumen del túnel.

$$G_{TUNEL} = \frac{V_{GAS} \times Explosivos}{Volumen\ de\ túnel} \times 10^6 \quad (2.2)$$

Dónde:

GTUNEL = Concentración de gas en el túnel [ppm]

VGAS = Volumen de gas / kg explosivo [m3]

Explosivos = Cantidad de explosivos utilizados en cada voladura [kg]

Volumen del túnel = [m<sup>3</sup>]

En esta etapa vamos a asumir que la cantidad de aire que se está suministrando se mezcla perfectamente con los gases del tapón. Por tanto, podemos definir ahora el tiempo que lleva producirse la mezcla,  $t_{mezcla}$ :

$$t_{mezcla} = \frac{\text{Area de túnel [m}^2\text{]} \times (\text{Longitud tunel} - \text{Longitud tapón}) [\text{m}]}{\text{Caudal de aire aportado [m}^3/\text{s}]} \quad (2.3)$$

Una vez pasado el tiempo de la mezcla, pudiera ser que la concentración de gases nocivos tenga valores superiores a los admisibles. Si así fuese, aún se necesita un tiempo adicional de dilución durante el cual el continuo aporte de aire bajará los valores de concentración de los gases de las voladuras a los valores correctos.

Se define por tanto tiempo de dilución,  $t_{dilución}$ , como:

$$t_{dilución} [\text{s}] = \left( \frac{\text{Volumen de túnel [m}^3\text{]}}{\text{Caudal de aire aportado [m}^3/\text{s}]} \right) \times \ln \left( \frac{G_{TUNEL} [\text{ppm}]}{G_{ADMISIBLE} [\text{ppm}]} \right) \quad (2.4)$$

Por tanto, podemos decir que para un caudal dado, para llegar a una concentración de gases admisible, se necesitará un tiempo de limpieza:

$$\text{Tiempo de limpieza} = \text{Tiempo de mezcla} + \text{Tiempo de dilución.}$$

Este será el tiempo máximo de espera para entrar al túnel después de la voladura y poder encontrar valores admisibles de las concentraciones de los gases.

Se ha supuesto que en el primero de los tiempos se produce una mezcla perfecta de los gases, cosa que no tiene por qué ser del todo cierta. Si no se produjese ningún tipo de mezcla, el aire limpio desplazaría al tapón de humos hasta el final por lo que el tiempo de limpieza sería solamente el tiempo que hemos calculado como tiempo de mezcla.

La realidad será una situación intermedia, por lo que podemos decir que el tiempo de limpieza será finalmente:

Tiempo de mezcla < **Tiempo de limpieza** < (Tiempo de mezcla + Tiempo de dilución)

## **2.5 PÉRDIDAS DE CARGA DE LA INSTALACIÓN**

### **2.5.1 Naturaleza de las pérdidas de un circuito de ventilación auxiliar**

Las pérdidas de carga de un circuito de ventilación auxiliar pueden dividirse en pérdidas por fricción, pérdidas singulares y pérdidas por presión dinámica:

#### **2.5.1.1 Pérdidas por fricción**

Las pérdidas por fricción son aquellas que se producen en los conductos de paso de aire debido al rozamiento con las paredes de los

mismos, así como al propio rozamiento entre las partículas del fluido. Estas pérdidas se calculan a partir de la fórmula general de Darcy-Weisbach, que expresada en términos de presión, tiene la forma siguiente:

$$\Delta P_f = \lambda \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot u^2}{D_H \cdot 2} \quad (2.5)$$

Dónde:

$\Delta P_f$  es la pérdida de carga del aire debida a fricción [Pa].

$\rho$  es la densidad del aire [ $\text{kg/m}^3$ ].

$\lambda$  es el coeficiente adimensional de fricción del conducto.

L es la longitud del conducto en [m].

u es la velocidad del aire en el conducto [m/s].

$D_H$  es el diámetro hidráulico del conducto [m].

En un circuito de ventilación auxiliar, las pérdidas por fricción de importancia de cara al diseño de la instalación son las de la tubería, siendo las de las galerías del túnel despreciables frente a estas (suponen en general menos de un 1% en relación a las de las tuberías).

### **2.5.1.2 Las pérdidas singulares**

Las pérdidas singulares son aquellas que se producen cuando el flujo de aire cambia de dirección o el conducto cambia de sección. Estas pérdidas se calculan como un porcentaje sobre la presión dinámica del fluido calculada en el punto singular:

$$\Delta P_{\text{sin}} = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (2.6)$$

dónde:

$\Delta P_{\text{sin}}$  es la pérdida de carga del aire [Pa].

$\zeta$  es el coeficiente de pérdida del elemento, obtenido experimentalmente, el resto de parámetros ya han sido definidos.

En un circuito de ventilación auxiliar, esto ocurre en elementos como codos, cambios de diámetro de la tubería, puntos de bifurcación de la tubería, rejillas de protección de tubería o ventilador, etc.

La única dificultad del cálculo de estas pérdidas está en usar una correcta estimación del factor  $\zeta$ . Es mucha la literatura, basada principalmente en ensayos experimentales, que se ocupan de esta labor. Sin embargo, con el fin de proponer valores de referencia para las geometrías más usuales que podemos encontrarnos en un circuito de ventilación auxiliar, pueden aceptarse los valores propuestos en la norma SIA 196 (1998), norma de referencia a nivel mundial en cuanto a ventilación en fondo de túnel se refiere. Las geometrías de elementos singulares y valores recomendados para el factor  $\zeta$  indicadas en dicha norma mencionada se muestran en el anexo 3.

### **2.5.1.3 Las pérdidas por presión dinámica**

Al final del circuito, usualmente a la salida de la tubería (sistemas soplantes) o la salida del ventilador (sistemas aspirantes) se ha de tener en cuenta la presión dinámica con la que el aire sale, ya que ésta es una pérdida más. Estas pérdidas no tienen mayor complicación y se calculan por la fórmula general de la presión dinámica:

$$\Delta P_{\text{din}} = \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (2.7)$$

Donde todos los parámetros ya han sido definidos.

## **2.5.2 Metodología general para el cálculo de pérdidas de carga en una instalación de ventilación secundaria.**

### **2.5.2.1 Problemática de las condiciones reales. Factor de fugas de una tubería.**

La ecuación de Darcy-Weisbach tiene un problema fundamental cuando el fluido es aire y se aplica en una tubería real: las fugas.

Estas fugas, inicialmente, dependen de las propias características de la tubería o manga, pero ha de tenerse en cuenta que estas tuberías están instaladas en un sistema dinámico, es decir, al mismo tiempo que se aporta aire están trabajando en el frente, por lo que es muy frecuente que las tuberías se vean deterioradas con el paso del tiempo. Para el cálculo de las pérdidas de carga en la tubería se deberá modelizar las fugas cosa que haremos en este apartado.

Al producirse las fugas en una tubería se reduce el caudal que pasa por el mismo, y por tanto la velocidad "u" de paso del aire. Por tanto, según la fórmula de Darcy-Weisbach se producen variaciones diferenciales de presión. Esto nos lleva a que dicha fórmula no es aplicable para una tubería en su conjunto, sino que debe ser tratada en elementos diferenciales considerando una ley de fugas que tenga en cuenta dichas condiciones.

Se define como área relativa de fugas  $A_r$  a la relación entre la superficie geométrica de fugas y la superficie de perímetro de conducto [ $m^2/m^2$ ].

Pero de cara a una caracterización de la tubería, no sólo se ha de tener en cuenta esta relación de áreas. Al paso del aire por estos agujeros se produce una pérdida singular, con su factor  $\xi$  correspondiente. Por tanto, el parámetro que nos interesa es la denominada **superficie de fuga activa** o **área específica de fuga**  $f^*$  [ $mm^2/m^2$ ], definida como:

$$f^* = \frac{A_r}{\sqrt{1+\xi}} \cdot 10^6 \quad (2.8)$$

Normalmente se expresa en  $mm^2$  de fugas por  $m^2$  de tubería [ $mm^2/m^2$ ].

Factor de fricción → Superficie de fuga activa ↓	$\lambda = 0.015$ [-] Excelente <i>Clase S</i>	$\lambda = 0.020$ [-] Muy buena <i>Clase A</i>	$\lambda = 0.025$ [-] Buena <i>Clase B</i>	$\lambda = 0.030$ [-] Normal <i>Clase C</i>	$\lambda = 0.035$ [-] Mala <i>Clase D</i>
$f^* = 5 \text{ mm}^2/\text{m}^2$ <i>Clase 0</i>	<b><i>Clase S-0</i></b> <b><i>Excelente</i></b>	<i>Clase A-0</i>	<i>Clase B-0</i>	<i>Clase C-0</i>	<i>Clase D-0</i>
$f^* = 10 \text{ mm}^2/\text{m}^2$ <i>Clase 1</i>	<i>Clase S-1</i>	<b><i>Clase A-1</i></b> <b><i>Muy buena</i></b>	<i>Clase B-1</i>	<i>Clase C-1</i>	<i>Clase D-1</i>
$f^* = 20 \text{ mm}^2/\text{m}^2$ <i>Clase 2</i>	<i>Clase S-2</i>	<i>Clase A-2</i>	<b><i>Clase B-2</i></b> <b><i>Buena</i></b>	<i>Clase C-2</i>	<i>Clase D-2</i>
$f^* = 40 \text{ mm}^2/\text{m}^2$ <i>Clase 3</i>	<i>Clase S-3</i>	<i>Clase A-3</i>	<i>Clase B-3</i>	<b><i>Clase C-3</i></b> <b><i>Normal</i></b>	<i>Clase D-3</i>
$f^* = 60 \text{ mm}^2/\text{m}^2$ <i>Clase 4</i>	<i>Clase S-4</i>	<i>Clase A-4</i>	<i>Clase B-4</i>	<i>Clase C-4</i>	<b><i>Clase D-4</i></b> <b><i>Mala</i></b>

Tabla 2.2.- Clasificación de las tuberías

Este parámetro junto con el coeficiente de rozamiento  $\lambda$  nos sirve para caracterizar las tuberías. Una clasificación frecuente es la que se muestra en la tabla 2.2, que recopila los valores de  $\lambda$  (MVS 1992) y  $f^*$  (Le Roux 1986) más ampliamente usados a nivel mundial.

Se consideran tuberías o conductos de la clase S-0 (excelentes) a los que son nuevos, y tienen una longitud entre juntas superiores a 100 metros. Aunque en principio muchos tipos de tubería podrían cumplir estos requisitos, de cara al diseño de una instalación de ventilación secundaria, sólo se considerarán de la clase S-0 los de túneles excavados mediante TBM, ya que se entiende que no existen razones para un deterioro puntual de las mismas.

Los conductos de la clase A-1 (muy buenos) son conductos que si bien reúnen las condiciones para ser S-0, existe el riesgo evidente de que puedan deteriorarse en el transcurso de la obra, por motivos como paso de maquinaria. Las tuberías de la clase B-2 (buenos) son aquellas que si bien

reúnen condiciones para ser S-0, existe la certeza de que van a ser deterioradas en la fase de excavación, por ejemplo, cuando se planea el uso de explosivos en el avance. Se consideran conductos clase C-3 (normales) a los conductos que llevan en servicio un cierto tiempo, reutilizados, y con alguna fuga visible a lo largo del mismo. Por último, son conductos de la clase D- (malos) los que tienen muchas fugas visibles a lo largo de los mismos.

A pesar de las consideraciones anteriores, cada caso particular debe ser analizado cuidadosamente. Este tipo de cosas ha de tenerse muy en cuenta tanto en el diseño como en las labores de mantenimiento, y por tanto, hacemos hincapié en que cada proyecto es diferente y debe ser estudiado en profundidad. No obstante, la experiencia dice que la clasificación anterior, si es usada considerando las particularidades del proyecto, es una buena aproximación a la realidad.

#### **2.5.2.2 Ecuaciones de base y algoritmo de cálculo**

Teniendo en cuenta las consideraciones hechas en el apartado anterior, vamos a plantear un método de cálculo a partir del cual se puedan calcular de la forma más exacta posible las pérdidas de carga de un circuito de ventilación en fondo de saco.

Para ello, vamos a modelizar un elemento diferencial de tubería en el que nos basaremos para el desarrollo del algoritmo de cálculo propuesto.

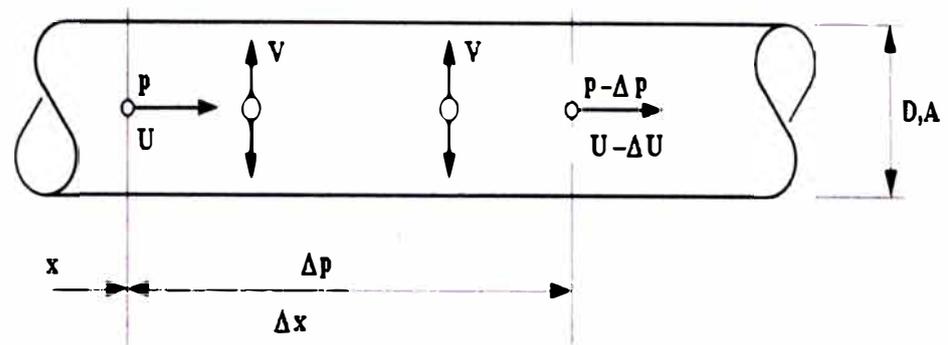


Figura 2.9.- Elemento diferencial de tubería

Donde

A es la sección del elemento diferencial [m<sup>2</sup>]

D es el diámetro del elemento diferencial [m]

P es la presión existente inicialmente en el elemento [Pa]

$\Delta P$  es la variación de presión existente en el elemento [Pa]

x es la longitud al inicio del elemento [m]

$\Delta x$  es la longitud del elemento [m]

u es la velocidad de flujo a través de la sección A [m/s]

v es la componente de la velocidad perpendicular al eje del conducto (causante de las fugas) [m/s]

A partir de la figura 2.9 podemos obtener una ley de fugas razonando de forma lógica: La cantidad de aire fugado dependerá fuertemente de la diferencia de presión  $P - P_0$ , donde  $P_0$  es la presión dinámica de salida del aire fugado. La velocidad "v" de aire fugado a través de los orificios de la tubería puede calcularse por medio de la variación de presión a través de los mismos, si tenemos

en cuenta como hemos visto, el orificio se comporta como una pérdida singular de factor de pérdida  $\xi$ .

$$\Delta P_{\text{dentro-fuera}} = (P - P_0) - \Delta P_{\text{orificio}} = 0$$

$$P - \Delta P_{\text{orificio}} = P_0$$

$$P - \xi \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\rho(1 + \xi)}} \quad (2.9)$$

A medida que avanzamos hacia el final de la tubería, la presión  $P$  es menor, y por tanto "v" y consecuentemente el caudal de fugado también será cada vez menor. Por tanto, es interesante poner énfasis en reducir las fugas en las cercanías del ventilador

Conocida la velocidad  $v$  del aire fugado, y estableciendo un balance de masas en el elemento diferencial de tubería de la figura, tenemos que:

$\Delta m =$  caudal fugado

$$\Delta m = \rho \cdot (\pi \cdot D \cdot \Delta x) \cdot A_r \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p}{\rho \cdot (1 + \xi)}}$$

$$\rho \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot \Delta u = \rho \cdot (\pi \cdot D \cdot \Delta x) \cdot A_r \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p}{\rho \cdot (1 + \xi)}}$$

$$\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot \Delta u = (\pi \cdot D \cdot \Delta x) \cdot \frac{f^*}{10^6} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p}{\rho}}$$

$$\frac{\Delta u}{\Delta x} = \left(\frac{4 \cdot f^*}{D \cdot 10^6}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p}{\rho}} \quad (2.10)$$

Si escribimos la ecuación de Darcy-Weisbach (2.5) de acuerdo a nuestro elemento diferencial de tubería, tenemos que:

$$\frac{\Delta P}{\Delta x} = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{D_H \cdot 2} \quad (2.11)$$

Las ecuaciones (2.10) y (2.11) representan las ecuaciones de base para el cálculo de las pérdidas de carga en una tubería. Se trata de un sistema de ecuaciones diferenciales para el que existen soluciones analíticas (Resuelta en la Norma suiza SIA-196). Sin embargo, en los tiempos modernos, parece lógico resolver el problema de forma numérica, es decir, planteando un algoritmo iterativo de modo que pueda ser programado y resuelto por un ordenador.

Para empezar, conviene expresar las ecuaciones (2.10) y (2.11) en términos de caudal, teniendo en cuenta que la velocidad  $u$  es igual al caudal  $Q$  dividido entre la sección de la tubería, supuesta redonda. Por tanto:

$$\Delta Q = \left(\frac{f^* \cdot \pi \cdot D}{10^6}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p}{\rho}} \Delta x \quad (2.12)$$

$$\Delta P = 8 \cdot \lambda \frac{\rho \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot D^5} \cdot \Delta x \quad (2.13)$$

La ecuación (2.12) cuantifica las fugas producidas en el elemento diferencial de tubería, mientras que la ecuación (2.13) particulariza la ecuación de Darcy-Weisbach para una tubería redonda.

Con esto, el **algoritmo de cálculo** sería como sigue:

1. División de la tubería en un número "n" de elementos diferenciales (tramos de un metro son más que suficientes para nuestros propósitos)

2. Presiones y caudales iniciales a considerar.

$P_0$ : Será la presión de partida de la tubería. En tuberías soplantes, es igual a la presión dinámica (3) de salida de la tubería más la pérdida de los elementos singulares que puedan estar a la salida de la tubería, como pueden ser un cassette en caso de tuneladoras, etc. En tuberías aspirantes, será la pérdida debida a la singularidad de entrada en la tubería.

$Q_0$ : Será el caudal a aportar o extraer en el frente, calculado como se indica en el apartado dedicado a tal fin.

3. Iteración

$$p_{(x)} = P_0$$

$$\Delta Q = \left( \frac{f^* \cdot \pi \cdot D}{10^6} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{(x)}}{\rho}} \Delta x$$

$$Q_{(x+1)} = Q_{(x)} + \Delta Q$$

$$\Delta P = 8 \cdot \lambda \frac{\rho \cdot Q_{(x+1)}^2}{\pi^2 \cdot D^5} \cdot \Delta x$$

$$p_{(x+1)} = P_{(x)} + \Delta P + \Delta P_{\text{singular}(x)}$$

Así continuaríamos hasta completar la longitud total de la tubería, es decir, cuando  $x$  sea igual a " $n \cdot \Delta x$ ".

Usar un método iterativo para resolver el sistema nos permite conocer que está pasando en cada parte de la tubería, así como considerar las pérdidas por elementos singulares en el lugar que corresponde, algo que es imposible de conseguir si utilizamos las soluciones a las ecuaciones diferenciales de base, ya que desconoceríamos la velocidad de aire que hay en el punto de la singularidad.

### **2.5.2.3 Análisis de los parámetros que intervienen en el cálculo. Puntos sensibles.**

Para lograr el mejor diseño y la optimización de los equipos en una instalación de ventilación auxiliar, es necesario conocer los parámetros que intervienen en el cálculo así como su influencia en la selección de los equipos adecuados.

A modo de ejemplo, podemos imaginarnos un frente de 1000 metros de longitud, con sistema soplante, y vamos a plantearnos el problema de elegir la tubería adecuada, atendiendo a criterios estrictamente de cálculo, es decir, teniendo en cuenta las variables que influyen en el cálculo de pérdidas de carga.

Como hemos visto podemos estimar los valores de  $\lambda$  y  $f^*$  en función del tipo de excavación, por lo que a priori estos son factores sobre los que difícilmente podemos incidir (solo podríamos poner empeño en el mejor mantenimiento posible de la tubería). Consideraremos en este ejemplo una tubería de clase A-1, es decir un  $\lambda=0.02$  y un  $f^*$  de  $10 \text{ mm}^2/\text{m}^2$ .

Por otro lado, el caudal a poner en el frente vendrá determinado por otros criterios, y pese a que hay una cierta flexibilidad, consideraremos a efectos de este ejemplo que es inamovible y de un valor por ejemplo de 20

Si realizamos el cálculo de las pérdidas de carga del circuito para diferentes diámetros de tubería, podemos llegar a resultados esclarecedores. Podemos calcular la potencia necesaria en el ventilador como:

$$\text{Potencia} = \frac{P \cdot Q}{\eta \cdot 1000} \quad (2.14)$$

Donde

$P$  es la presión total del sistema [Pa]

$Q$  es el caudal obtenido en el ventilador [m<sup>3</sup>/s]

$\eta$  es el rendimiento aeráulico del ventilador, que estimaremos en un 75% para este ejemplo.

Si representamos en una gráfica la potencia de ventilador necesaria frente al diámetro de tubería utilizada, puede apreciarse cuán importante es la elección del diámetro adecuado.

Observando la gráfica, vemos que hay un intervalo de diámetros que no parecen lógicos para estas condiciones de frente, y sin embargo, a partir de diámetros de 1200mm y mayores, las variaciones de potencia son mucho menores. A partir de este momento, la elección del diámetro de tubería a utilizar vendrá dada por alguno de los siguientes criterios:

- La relación coste del kw de ventilador instalado frente al coste de la tubería.
- El gálibo libre necesario para el paso de la maquinaria que va a trabajar en el túnel.

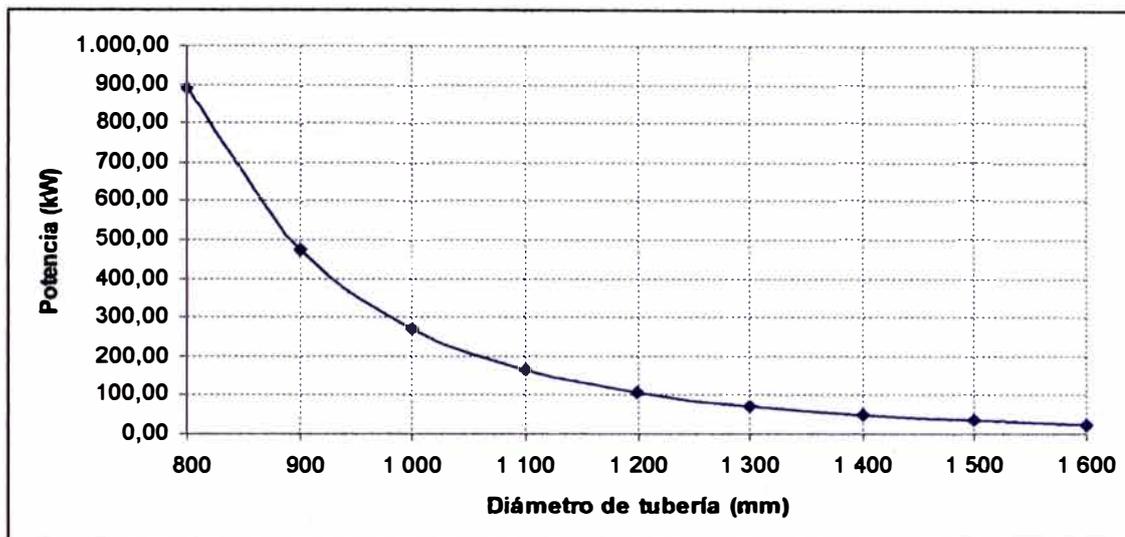


Figura 2.10.- Evolución potencia instalada-diámetro de tubería para instalación con una sola línea de ventilación

En el caso de que el gálibo necesario para paso de maquinaria nos obligue a ir a diámetros pequeños, y a priori inadecuados para la instalación existente, puede adoptarse la solución de usar dos líneas independientes de ventilación, de forma que cada una de ellas ponga tan sólo la mitad del caudal necesario en el frente. Esto tiene la desventaja de que duplicamos equipos, pero la pérdida la pérdida de carga es menor y por tanto en general la potencia instalada es más baja.

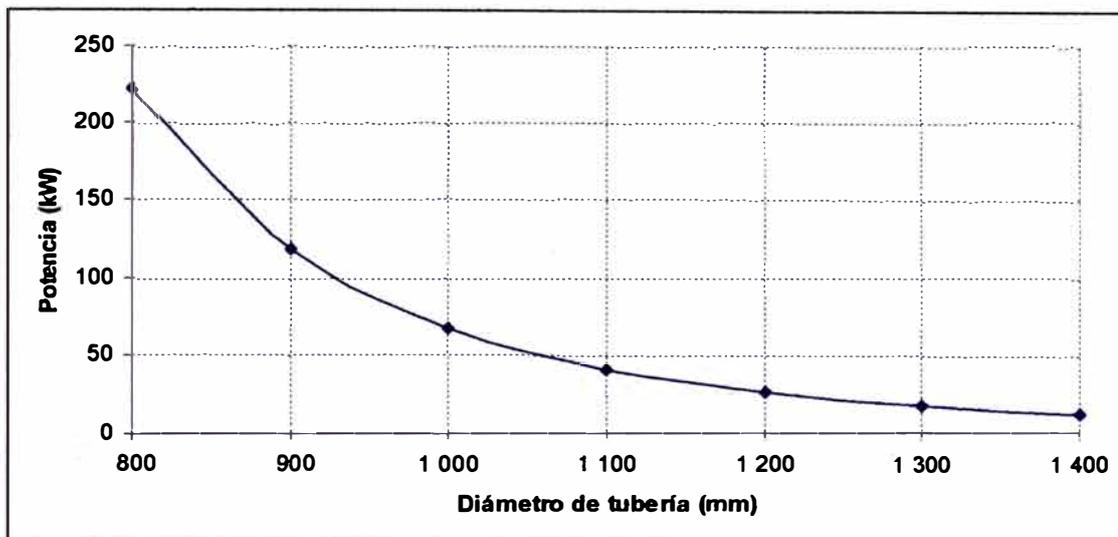


Figura 2.11.- Evolución potencia instalada-diámetro de tubería para instalación con dos líneas de ventilación independientes

Como se desprende del análisis de la gráfica anterior, no tendría sentido usar dos líneas para diámetros relativamente grandes, ya que el ahorro de potencia es relativamente poco en comparación con el coste de duplicar la instalación. Además, hay que tener presente que la razón fundamental de esta variante es el conseguir gálibo suficiente, luego lo lógico sería usar este sistema, cuando sea necesario, con los diámetros más pequeños posibles.

## 2.6 CONSIDERACIONES IMPORTANTES A TENER EN CUENTA EN LA VENTILACIÓN DE TUNELES

### 2.6.1 Importancia del diámetro en la elección del ventilador

El diámetro suele estar limitado por el gálibo del túnel, sobre todo cuando su sección ha quedado reducida por el paso de maquinaria de grandes dimensiones a través de los túneles.

Hay que definir siempre el diámetro máximo posible, y procurar utilizarlo ya que las ventajas de utilizar diámetros mayores, implica directamente un ahorro en consumo eléctrico inmediato, además de necesitar ventiladores de menor capacidad y de reducir el caudal de fugas, puesto que estos parámetros dependen directamente de la presión del sistema.

En caso de que no haya espacio disponible para una tubería de un diámetro concreto, podría estudiarse la posibilidad de elegir dos tubos con un menor diámetro. Hay fabricantes que ofrecen configuraciones de tubería en este sentido, con tuberías ovaladas, dos tuberías tangentes con sustentación común, tuberías "oval lay flat", etc.

### **2.6.2 Importancia del uso del variador de frecuencia**

En los ventiladores que ventilan túneles de gran longitud, es muy recomendable el uso de variadores de frecuencia. En túneles muy largos el caudal que pasa por el ventilador es sensiblemente mayor que el requerido en el frente, debido a las mencionadas fugas. A igualdad de condiciones de tubería, estas fugas serán mayores cuanto menor sea el diámetro de la tubería, debido a que las presiones de trabajo son muy superiores. Cuando se está en una fase inicial de trabajo, la longitud de tubería no será muy grande por lo que la resistencia aeráulica de la instalación será más baja. Como consecuencia, el ventilador entregará mucho más aire que el necesario, que el diseño, pudiendo incluso, en ciertos casos ser un inconveniente.

Puesto que el caudal que moviliza un ventilador es proporcional a la velocidad de rotación del motor, podemos ajustando dicha velocidad entregar en el frente de trabajo el caudal que queramos para todas las longitudes parciales de avance que tengamos en nuestro túnel.

Como es lógico al principio de obra no será necesario que el ventilador funcione a pleno rendimiento y con el variador lograremos optimizar la velocidad de dicho ventilador, con el consiguiente ahorro energético. *Este ahorro de energía compensa con creces la inversión de instalar un variador de frecuencia.*

$$\text{Potencia Absorbida} = \frac{Q_0 \times P_0}{1000 \times \eta_{\text{ventilador}} \times \eta_{\text{motor}}} \text{ (KW)} \quad (2.15)$$

Suponemos que la velocidad nominal del motor es  $n_0$ . Analizaremos la repercusión de utilizar el ventilador a otra velocidad  $n_1$ , tal que:  $n_1 \neq n_0$

La relación de las presiones y de los caudales respecto a la variación de velocidad es:

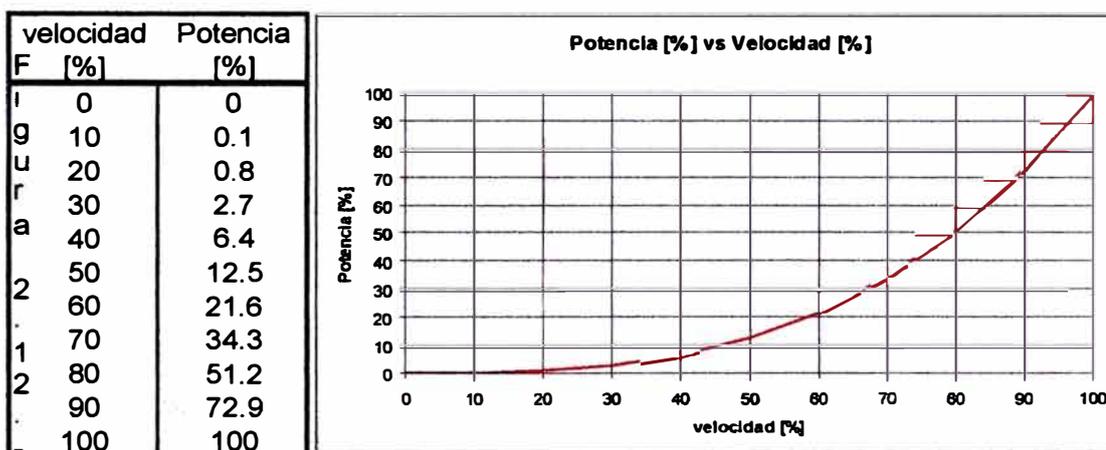
$$P_1 = \left( \frac{n_1}{n_0} \right)^2 \times P_0$$

$$Q_1 = \left( \frac{n_1}{n_0} \right) \times Q_0$$

$$\text{Potencia aer\u00falica} = Q_1 \times P_1 \quad (\text{KW}) = \left( \frac{n_1}{n_0} \right)^3 \frac{Q_0 \times P_0}{1000}$$

$$\text{Potencia en el eje } (1) = \left( \frac{n_1}{n_0} \right)^3 \text{ Potencia en el eje } (0) \quad (2.16)$$

$$\text{Pot. Absorbida } (1) = \left( \frac{n_1}{n_0} \right)^3 \text{ Pot. Absorbida } (0) \quad (2.17)$$



Relación Potencia eje Vs RPM

De esta forma podemos deducir que:

- Si para el 100% de la velocidad del motor tenemos el consumo del 100% de la potencia en el eje, con sólo bajar un 10% la velocidad, lo que implica bajar un 10% el caudal de aire, estamos consumiendo menos del 73% de la energía, ahorrando más del 27%.

- Si la reducción de caudal es del 50%, estamos consumiendo el 12.5% de la energía, ahorrando el 87.5% de la potencia en el eje.

Por todo esto, es recomendable el uso del variador de frecuencia en este tipo de instalaciones, ya que al principio de las obras al no tener mucha longitud de tubería instalada, la resistencia del circuito es muy inferior a la resistencia para la que se diseñó el ventilador, por lo que se estará entregando mucho más aire que el que se necesita, incluso llegando a ser molesto. Mediante el uso del variador, ajustamos el caudal del ventilador al caudal de diseño independientemente de la longitud que se tenga de tubería, por lo que con esta regulación se está ahorrando energía.

### **2.6.3 Importancia del nº de juntas de la tubería**

A mayor longitud de cada tramo de tubería, menor número de juntas, menor caudal de fugas, por tanto menor presión necesaria en el ventilador, menor capacidad del ventilador.

Por otro lado, la unión entre tramos de tubería ha de ser diseñadas para minimizar las fugas, compatibles con la duración de la instalación.

## **CAPITULO III**

### **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

#### **3.1 DESCRIPCION DE LOS PROCESOS DE CONSTRUCCION DE TUNELES**

Para la construcción del túnel de 4000 m de la C.H. Quitaracsa se realizara un perforado a través de roca, se aplicara el siguiente método constructivo para dicho fin.

##### **3.1.1 Excavación con explosivos**

Durante muchos años ha sido el método más empleado para excavar túneles en roca de dureza media o alta, hasta el punto de que se conoció también como Método Convencional de Excavación de Avance de Túneles.

Las partes o trabajos elementales de que consta *el ciclo de trabajo del sistema de excavación de túneles* mediante el método de perforación y voladura característico de este sistema son las siguientes:

- Replanteo en el frente del esquema de perforación.
- Perforación de los taladros.
- Carga de los taladros con explosivo.

- Voladura
- Evacuación de los humos y ventilación.
- Retirada del escombro
- Saneo del frente, bóveda y hastiales.

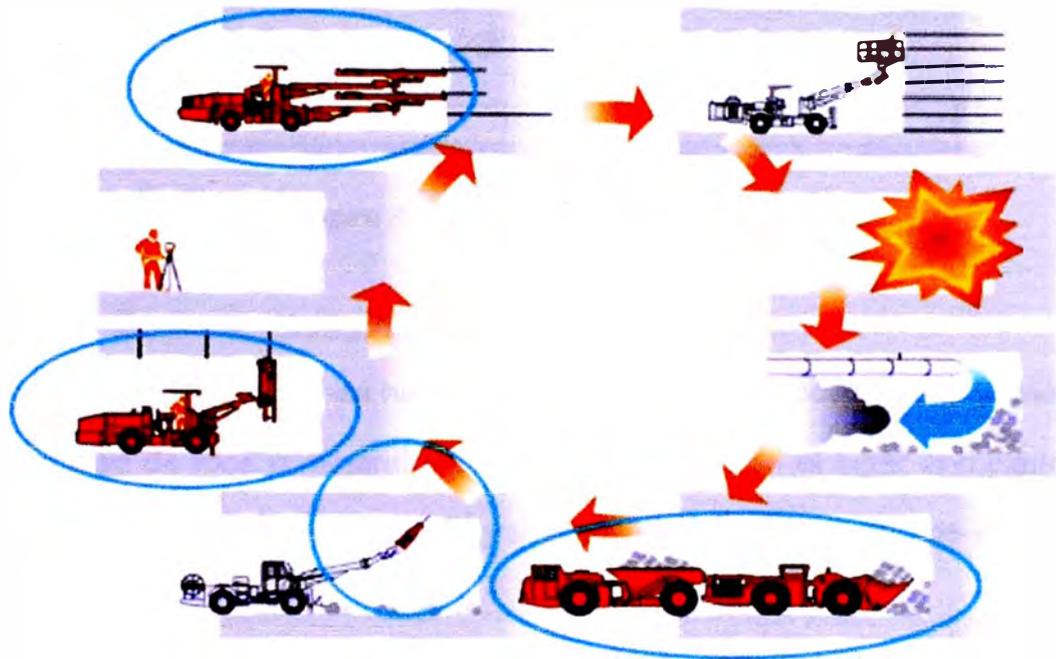


Figura 3.1.- Ciclo de trabajo del método perforación y voladura

### 3.1.2 Replanteo en el frente del esquema de perforación.

El esquema de perforación es la disposición en el frente del túnel de los taladros que se van a perforar, la carga de explosivo que se va a introducir en cada uno y el orden en que se va a hacer detonar cada barreno.

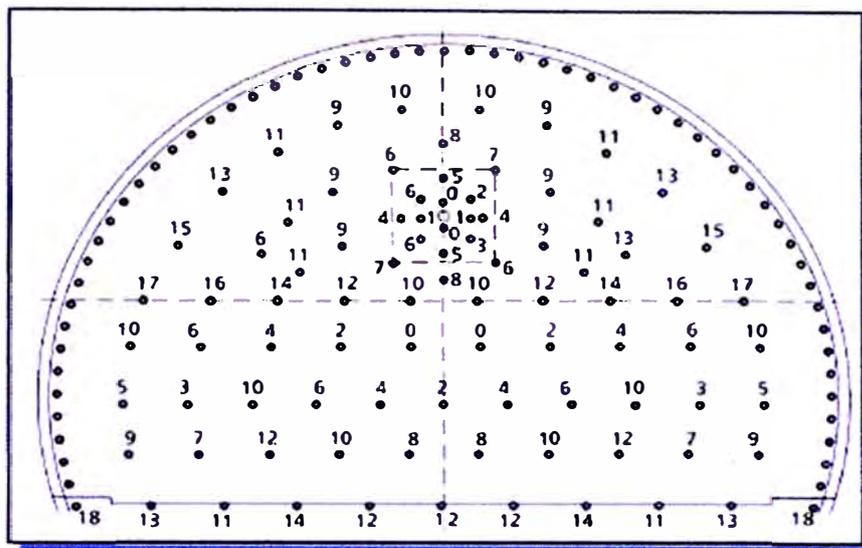


Figura 3.2.- Esquema de Perforación Típico.

### 3.1.3 Perforación de los taladros

La perforación se hace con el objetivo de arrancar o volar la máxima cantidad de roca o mineral situando el explosivo en el lugar apropiado (en este caso el taladro), a fin de lograr el objetivo con el mínimo de explosivos que se pueda.

La máquina habitual de perforación es el jumbo. El cual consta de una carrocería automóvil dotada de dos o tres brazos articulados, según los modelos.



Figura 3.3.- Jumbo en proceso de perforación

### **3.1.4 Carga de los Taladros con Explosivo y Tendido del Sistema de Iniciación**

Antes de comenzar con la carga de los taladros es muy importante tener en cuenta el tipo de explosivos que debemos emplear. Puesto que la dinamita es un explosivo satisfactorio en algunos aspectos, los gases nocivos que producen lo hacen menos convenientes que otros explosivos en la construcción de túneles, en donde la ventilación puede llegar a ser uno de los principales problemas.



Figura 3.4.- Cargue del explosivo

### **3.1.5 Disparo de la voladura**

En túneles se puede iniciar mediante fulminante-mecha, detonadores no eléctricos de shock o eventualmente detonadores eléctricos, pero normalmente para secciones con corte cilindro se prefieren los no eléctricos de mili-retardo.

Deben hacerse detonar primeros los agujeros del corte o conos central para formar el cráter, después los agujeros intermedios, y finalmente los agujeros exteriores que formarán el contorno del túnel. Todos los equipos deben retirarse a una distancia segura antes de hacer detonar una carga de explosivos.

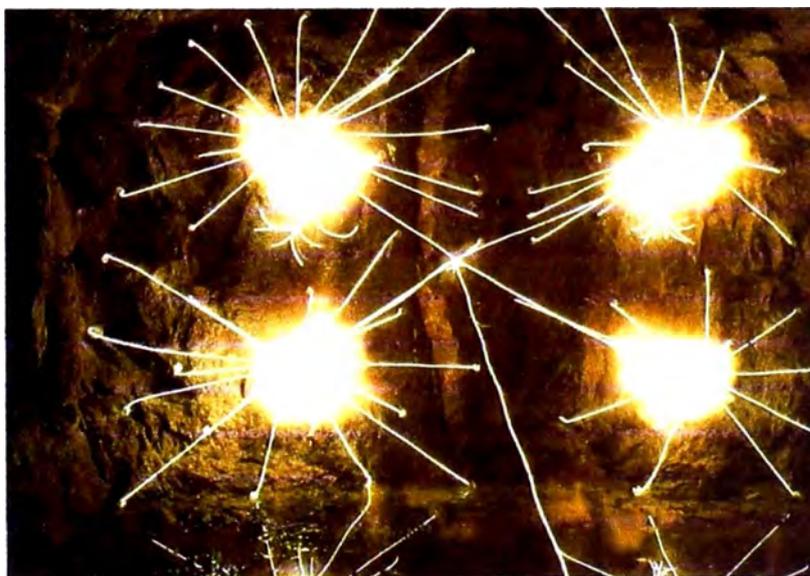


Figura 3.5.- Disparo de la voladura

### **3.1.6 Ventilación**

Se debe instalar un sistema de ventilación para mantener la calidad del aire del interior del túnel dentro de unos límites de seguridad. Normalmente se disponen tuberías flexibles de diámetro 800 a 1200

milímetros que se montan por tramos y que se van alargando según avanza la excavación. Los ventiladores se colocan en el exterior, de una obra o también intercalados en la tubería, dentro del túnel, si la longitud de éste es considerable.

La ventilación no solo se aplicara para la evacuación de los gases de voladura sino también para el proceso de retirada de escombros en donde tendrá que diluir los gases generados por los equipos Diesel que realizan esta labor. Ya se dio explicación detallada de la ventilación en el marco teórico.

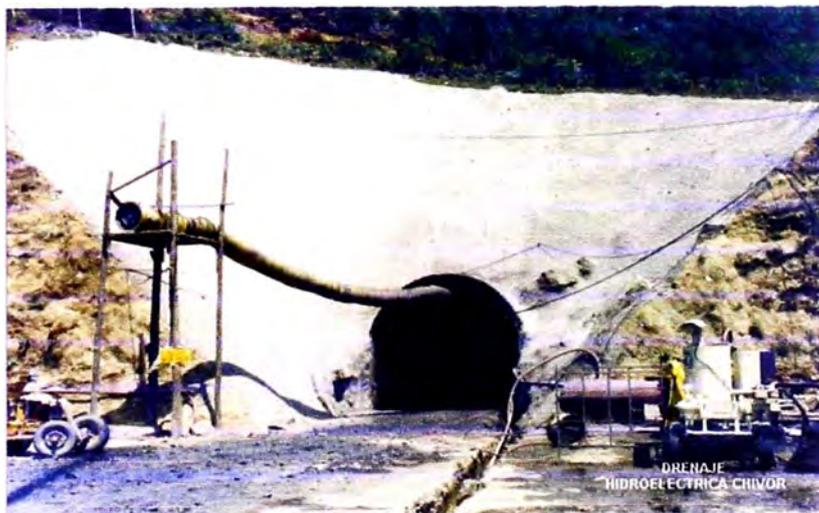


Figura 3.6.- Ventilación del túnel

### **3.1.7 Retirada del escombros**

Es fundamental quitar el escombros rápidamente para que puedan iniciarse las tareas de sostenimiento, sacándolo al exterior para que no dificulte el movimiento de máquinas y materiales dentro del túnel.

El sistema a emplear dependerá de la cantidad de material a transportar por ciclo y de la longitud de transporte. El método más usual es el siguiente:

*Pala Cargadora Más Camión Dumper:-* Se usa en distancias mayores de 500 metros. Una pala cargadora sobre neumáticos recoge el escombros y lo carga sobre camión, que lo saca fuera del túnel. La pala suele ser articulada para facilitar sus movimientos dentro del túnel. *Si la distancia es muy grande, se pueden habilitar zonas de ensanche a lo largo del túnel que permiten el cruce de camiones dumper* (“Nichos” que pueden ser lugares de espera provisional) o emplear dumpers formados por una cabeza tractora y cajas desacoplables



Figura 3.7.- Pala cargadora para túneles angostos



Figura 3.8.- Camión de bajo perfil (Dumper)

Se usara el sistema de ventilación en esta fase principalmente para la dilución de los gases generados por el funcionamiento de los equipos diesel usados en la retirada del escombros.

### **3.2 CONDICIONES Y NORMAS A CUMPLIR**

He aquí la primera complicación que se tiene en el diseño de los sistemas de ventilación de túneles de gran longitud. La única normativa existente para trabajos subterráneos es el "Reglamento de Seguridad e Higiene Minera del Perú" Dicha norma como su mismo nombre lo indica, está conceptualizada para ventilación de minas subterráneas en donde la ventilación principal es a través de las galerías y chimeneas (Mediante el uso de ventiladores primarios ubicados por lo general encima de las chimeneas) Si bien se tiene en minería frentes "ciegos" de avance y explotación en donde se usa ventilación auxiliar estos por lo general son de tramos cortos y no revisten mayores complicaciones en su cálculo.

La ventilación de túneles de gran longitud es (por lo general) solo mediante “ventilación auxiliar”, la complicación que se tiene es justamente por su gran longitud, diseñar la ventilación con esta complicación genera parámetros adicionales no contemplados en la normativa nacional como son los siguientes:

- Las fugas de aire a través de las mangas son considerables, lo que conlleva a que el caudal a ingresar al inicio del túnel a través de las mangas sea considerablemente mayor que el que se requiere al fondo del túnel
- El uso de equipos diesel adicionales para carga de mineral ubicados a lo largo del túnel en “nichos” y “en espera” de avanzar hasta el frente.
- La mayor relación *HP Diesel/ área túnel* derivado del párrafo anterior, lo que a su vez incrementara el caudal de aire a inyectar al túnel para diluir los gases generados por los equipos diesel adicionales.
- La complicación de no poder incrementar el tamaño de las mangas, necesario para la mayor cantidad de aire requerido por la relación anterior, dado que el área del túnel ya está fijado.
- La ambigüedad de NO conocer si el aire calculado para diluir los gases diesel se entregara al inicio o al fondo del túnel, teniendo en cuenta que ambos valores son notablemente diferentes y que el aire “fugado” se reparte a todo lo largo del túnel.

- El incremento notable de potencia requerida que se tendría al no poder incrementar el tamaño de las mangas dado el mayor caudal requerido para la misma sección del túnel.

En el anexo 1 se muestra el capítulo correspondiente a la ventilación indicado en el "Reglamento de Seguridad e Higiene Minera del Perú" única normatividad legal Peruana para trabajos subterráneos.

Si revisamos dicha normativa nacional veremos que la mayoría de los párrafos allí indicados están referidos a circuitos de ventilación y ventiladores principales que extraen los gases a través de galerías y chimeneas, lo mencionado para ventilación auxiliar es muy pobre, según esto podríamos decir que no habría norma específica en el país para las construcciones de túneles que se pueda aplicar sobre todo a los de gran longitud.

Otro de los aspectos relevantes que se tomara en cuenta en el presente informe es la posible ambigüedad que tendría la norma peruana en cuanto a la reglamentación sobre el aire necesario para la dilución de los gases que generan los equipos diesel dentro del túnel (Ratio de Caudal de aire por HP de equipo Diesel). No especifica claramente si es para los HP nominales de todos los equipos Diesel que están y/o estarán en el interior de la mina o para los HP efectivamente utilizados en la mina en su máxima demanda. Lo lógico sería aplicar los HP efectivamente utilizados en los equipos, es decir tener en cuenta la corrección por simultaneidad de uso de los equipos o factor de simultaneidad, factor de utilización de carga motor (No siempre los equipos trabajan a su potencia nominal), factor de

disponibilidad equipos (No todos los equipos están disponibles para trabajar en el interior mina, muchos están en mantenimiento y/o reparaciones).

La ambigüedad parte de la premisa de que a las consultas que se hacen a los asesores del Ministerio Peruano estos ratificarían que se debe aplicar a la potencia nominal de todos los equipos Diesel, la norma Peruana de aplicarse a los HP nominales de todos los equipos Diesel (Estén estos o no dentro de la mina y si están dentro de la mina, trabajen estos o no – Estacionados- y si trabajan, están a plena carga o por debajo de su nominal) tendrían contradicciones con la lógica y las practicas usuales de ingeniería que se daría en EEUU y Europa.

Dado lo anterior se revisó normativas extranjeras especializadas para trabajos tuneleria y se encontró la norma Suiza SIA 196 utilizado en muchos países del mundo, el cual esta conceptualizado específicamente para la ventilación en construcción de túneles y definitivamente tiene mejores criterios que la normativa nacional para el caso en estudio.

El presente informe utilizara principalmente normativas indicadas en la norma SIA-196 ya que la normativa nacional adolece de muchos puntos necesarios para completar el cálculo y diseño del sistema de ventilación y presenta la aparente ambigüedad ya mencionada, por lo extenso de dicha norma (SIA-196) no se ha incluido el detalle completo del mismo aunque en el anexo N° 2 se muestra algunas partes de dicha norma considerados en el presente informe.

Se podría indicar (Y de hecho así se me observo) que a falta de norma específica sobre construcciones civiles subterráneas siempre se pueden utilizar las normas nacionales existentes que para este caso sería las de Minería (Anexo N° 1).

Se ha considerado este punto es por esto que en el capítulo 4.5.3 se da una explicación de cómo el cálculo realizado mediante la norma SIA-196 puede también cumplir la Norma Peruana pero con los considerando allí indicados y sustentados.

### **3.3 LIMITANTES PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACION**

Las condiciones preliminares que determinan la sección del túnel hidroeléctrico tendrían que ver con el caudal de agua que usara la central hidroeléctrica (Canalizada del río) y que pasara a través del túnel, asimismo las condiciones geográficas del lugar donde se construirá el túnel limitan algunas facilidades para la construcción obligando a perforar los túneles desde un frente con profundidades considerables. Estas consideraciones escapan del alcance del presente informe ya que forman parte de los estudios de factibilidad y pre-factibilidad del proyecto hidroeléctrico. En todo caso limitan el tamaño de la sección y fijan las longitudes (Considerables) de los túneles.

Del estudio de factibilidad del proyecto completo ya se tiene información básica referente a las secciones de los túneles y la longitud de los mismos, nos centraremos en el túnel de mayor complicación constructiva el cual sería el de mayor longitud y sección reducida ya que los demás no revisten mayor dificultad para su construcción y ventilación.

Toda la extensión del túnel será construido por 02 frentes de trabajo y el frente de avance más crítico (Analizado en el presente informe) tendrá una longitud de 4000 metros de profundidad aprox. y de sección típica mostrada en el esquema siguiente.

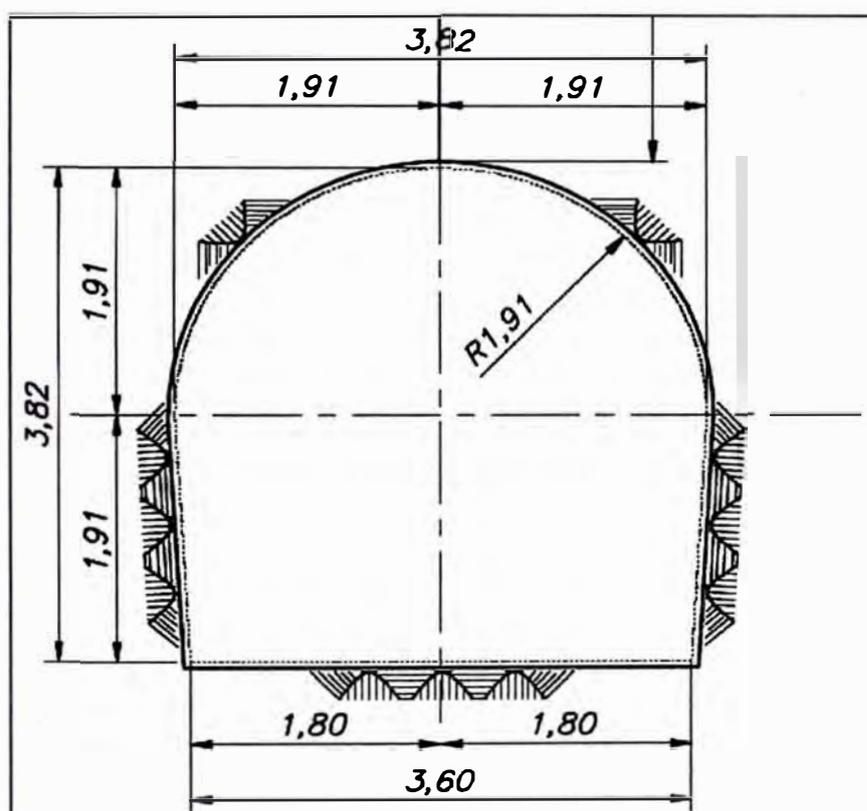


Figura 3.9.- Sección del túnel

Esta información preliminar ya nos da algunos pre-consideraciones a tomar en cuenta para poder diseñar un sistema de ventilación viable.

Por la longitud del túnel y a efectos de tener un avance adecuado del proceso de carguío del escombros se ve la necesidad de considerar un número mínimo de camiones de bajo perfil (Dumpers), pudiendo estar la cantidad entre 02 a

04 camiones distribuidos a lo largo del túnel en “nichos” de espera. Dichos camiones por costos así como rapidez de maniobra deberían ser de accionamiento diesel y tener una capacidad mínima de carga-tamaño la cual fijara a su vez la potencia Diesel de los mismos.

Analizando en el frente de avance, durante el proceso de carguío de escombros (Proceso más crítico para la ventilación) ya se tendría “prefijado” el camión dumper que trasladara dichos escombros desde esta zona según lo analizado en el párrafo anterior, si consideramos que allí necesariamente deberá trabajar también el “cargador” (que levantara el escombros y lo cargara al camión) podemos presumir que si consideramos dicho cargador con accionamiento diesel tendríamos una considerable demanda de aire para la dilución de gases diesel que generaran ambos equipos en el frente de avance. Dado que adicionalmente tenemos la complicación de la reducida sección (Lo que obligara a usar mangas de ventilación de sección reducida) y la gran profundidad del túnel (Lo que obliga a inyectar mayor cantidad de aire al inicio del túnel para tener el requerido en el frente) vemos que todos estos factores complican sobremanera cualquier pre diseño del sistema de ventilación haciéndolo inviable o forzándolo a uno muy exigido y con un consumo demasiado alto de potencia.

Todo lo anterior conlleva a una conclusión lógica de usar un “cargador” de accionamiento eléctrico que cumpla la labor de “cargar” el escombros y no generar gases diesel contaminantes adicionales en el frente. Los diseñadores con suficiente experiencia consideraran rápidamente dicho equipo eléctrico basado en las dimensiones de la sección y profundidad del túnel. En caso de no tener claro

estos conceptos aquí se dio una explicación lógica que fue aunado a algunos cálculos en “borrador”.

El cargador eléctrico adquirido fue un Haggloader marca GIA de 45 Kw. Su especificación completa se detalla en el anexo 3 (En realidad es dual Electricidad-Diesel, utiliza su motor diesel solo para trasladarse en distancias largas, todo su trabajo dentro del túnel será principalmente con el motor eléctrico). Para la carga del escombros se adquirió 04 camiones Diesel de bajo perfil (Dumpers) marca Sandvik de 240 Kw c/u. Su especificación completa se detalla en el anexo 4. Todos estos equipos trabajaran en el proceso de acarreo, el cual sería el más crítico para el proceso de ventilación. Adicionalmente se adquirió un perforador de roca de accionamiento eléctrico y de 125 Kw marca Atlas Copco (Utiliza también un motor diesel para desplazamiento externo de 58 kw) Su especificación completa se detalla en el anexo 5

### **3.4 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE VENTILACION CONCEPTUALIZADO**

Con los considerandos ya indicados en capítulo anterior se conceptualizara el sistema de ventilación a utilizar.

Se considerara como configuración de ventilación en este estudio el diseño “en cola” (2.3.2.2) y con tipo de ventilación soplante (2.3.1.1) ya que el mismo ofrecería menores complicaciones para su implementación. Asimismo según reuniones preliminares con personal de la constructora JME, la experiencia de sus ingenieros inclinaba la elección por el diseño con este arreglo. La selección de esta opción está ligada en la menor infraestructura eléctrica a realizar, facilidad de montaje y todas las ventajas adicionales que ofrece esta configuración con equipos

de ventilación todos juntos instalados al inicio del túnel explicadas en el sub-capítulo 2.3.2.2

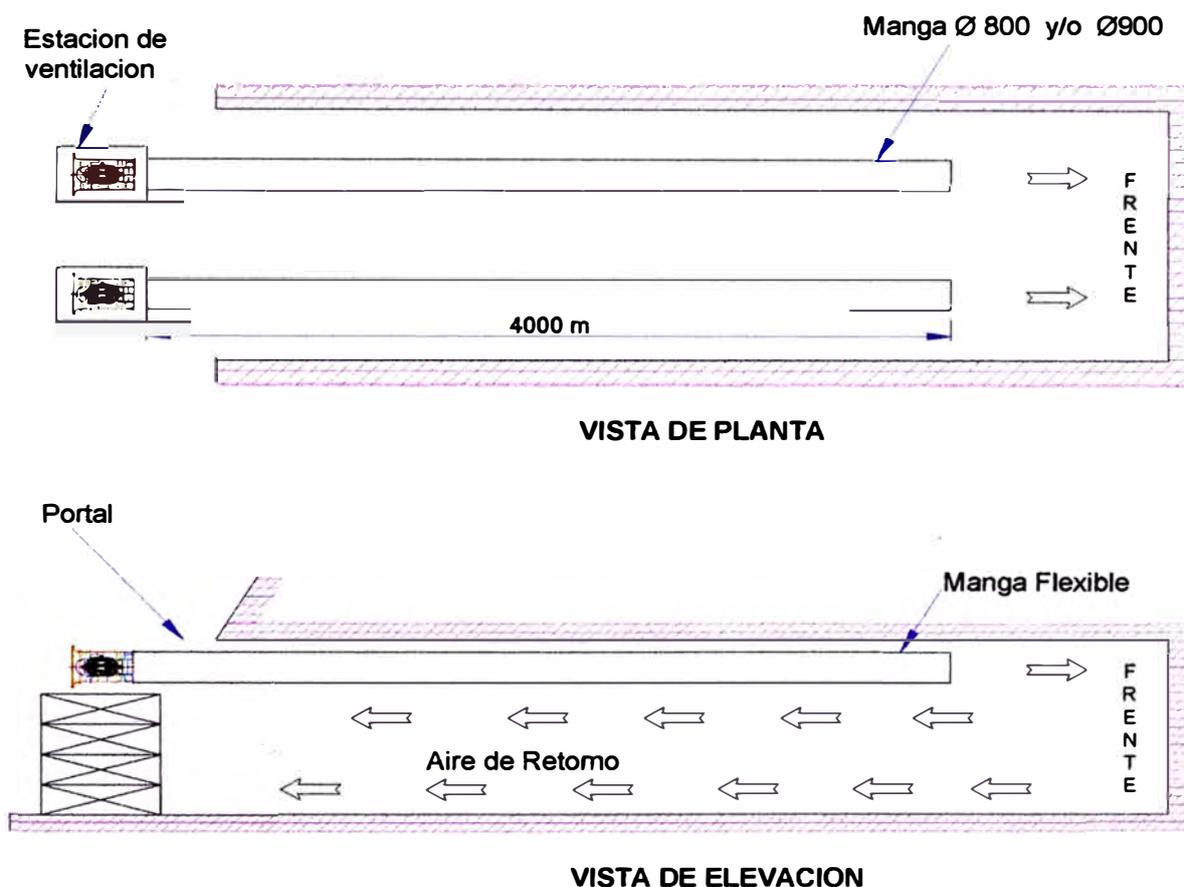
El túnel de 4000 metros será excavado por solo un frente de trabajo, es decir se tendrá un frente de avance “ciego” de una longitud máxima de 4000 metros. Como ya se indicó, la configuración “en cola” usara Ventilación tipo impelente o forzada el mismo que permitirá conducir el aire fresco desde la entrada del túnel hasta el frente de trabajo a través de ductos flexibles de ventilación, retornando el aire contaminado a través de la excavación que está siendo avanzada.

El espacio disponible para acomodar el(Los) ducto(s) de ventilación está limitado por las dimensiones de los equipos diesel y eléctricos que se tiene previsto emplear y la sección de la galería. Dado que ya se conocen las dimensiones físicas de los equipos diesel (anexos 1, 2, 3) así como las dimensiones de la sección del túnel es previsible entender que habrá muy poco espacio para las mangas de ventilación. Teniendo en cuenta la pequeña sección del túnel, su gran longitud, el “pequeño” espacio para las mangas, la alta demanda de aire al fondo del túnel y el caudal aun mayor inyectar al inicio del túnel por las fugas (Pre-analizados en cálculos rápidos “borrador”) se ve la necesidad antelada de usar 02 mangas de ventilación que “corran” en paralelo para maximizar la sección de inyección de aire.

En conclusión el sistema de ventilación conceptualizado a usar consistirá de 02 líneas de ventilación paralelas que correrán a lo largo del túnel, cada línea constara de 02 o más ventiladores conectados en serie y “en cola” instalados en la entrada del túnel, silenciadores y adaptador de manga para el ventilador de a última etapa, tableros de arranque y 4000 metros de ductos flexibles de Ventilación

conectados a la descarga de la "batería" de ventiladores en serie de 4000 metros c/u conectados a la descarga del ventilador. El esquema se muestra en la Figura 3.10.

### **SISTEMA DE VENTILACION CONCEPTUALIZADO**



- (\*) Cada estacion de ventilacion con 02 o mas ventiladores con cola.
- (\*) Sistema de ventilacion soplante con 02 estaciones de ventilacion en el portal
- (\*) 02 Lineas de ventilacion

Figura 10.- Esquema de ventilación conceptualizado

Dicho esquema conceptualizado se entregó a constructora JME a fin de que pueda tener una idea del sistema de ventilación que se diseñara y brinde los datos necesarios para el cálculo del mismo.

### **3.5 DATOS DEL SISTEMA**

#### **3.5.1 Esquema general del túnel caso de estudio**

Constructora JME entregó un unifilar del túnel de 4000 metros que planifica construir el mismo que se muestra en la Figura N° 3.11.

Dicho esquema unifilar muestra que el túnel de 4000 metros de longitud está confirmado por tres tramos continuos de túneles que forman parte o son el total de túneles ya designados con nombres específicos. En resumen el túnel de 4000 metros al cual se le diseñara su sistema de ventilación está confirmado por: 600 metros del túnel de acceso a la casa de máquinas, los 278 metros que conforman el túnel inspección y 3104 metros del túnel de conducción.

$$\text{Longitud túnel} = 600 + 278 + 3104 = 3982 \text{ m}$$

#### **3.5.2 Obtención de los datos para el cálculo**

Para obtener los datos del sistema se elaboraron cartillas modelo para llenado donde se solicita los datos básicos necesarios para realizar los cálculos. Dichas cartillas son elaboradas para facilitar el llenado de la data necesaria para el cálculo. Estas guiarán y orientarán a los usuarios para su correcto llenado.

Luego de la explicación del sistema de ventilación “conceptualizado” constructora JME llenó los datos indicados en dicha cartilla bajo los criterios de dicha pre-conceptualización. Las cartillas con los datos llenados se muestran en las Figuras N° 3.12 y 3.13.

# UNIFILAR DEL TUNEL A EXCAVAR Y VENTILAR

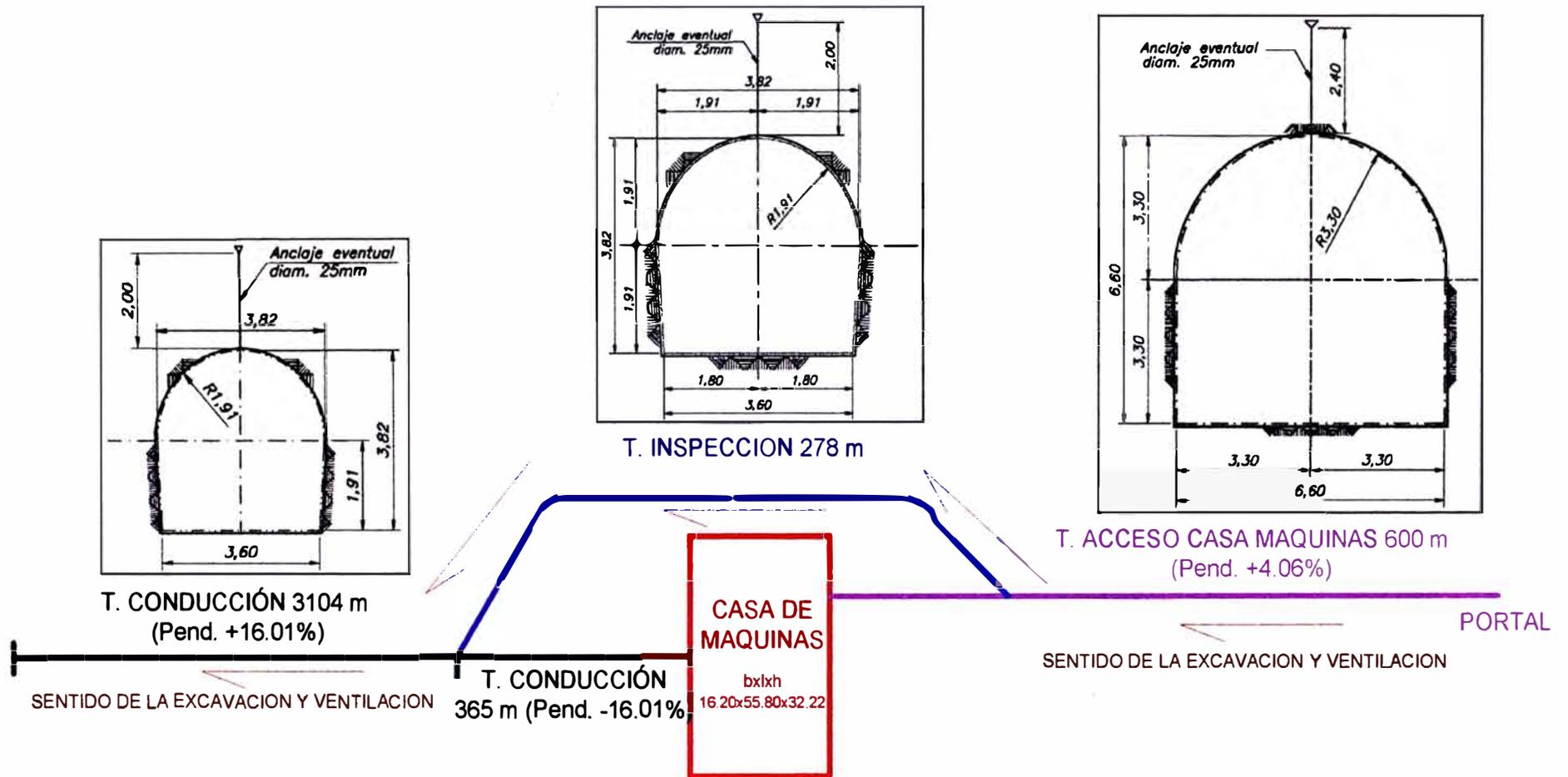


Figura 3.11.- Unifilar del diseño del túnel

### Cuestionario – Ventilación Subterránea

<b>Fecha:</b>	14 december 2010	<b>Persona de contacto:</b>	
<b>Nombre de proyecto:</b>	C.H. QUITARACSA	<b>Correo electrónico:</b>	
<b>Contratista:</b>	JJC Contratistas Generales S.A.	<b>Dirección:</b>	<b>Av. Republica de Chile 388 - Jesús María</b>
<b>Teléfono:</b>	614-1300 Anexo 423		
<b>Fax:</b>			

**Datos del proyecto:**

<b>Descripción</b>	Túnel acceso, Aux., Tramo I		
<b>Area del túnel:</b>	m <sup>2</sup>	12.82	pies <sup>2</sup>
<b>Mayor diámetro posible del ducto</b>	mm	800-900	pulgada
<b>Dos tubos en paralelo</b>			
<b>Máxima longitud del ducto conectado a cada estación de ventiladores:</b>	m	3,982.00	pies
<b>Túnel de Acceso</b>		600.00	
<b>Túnel auxiliar o inspección</b>		278.00	
<b>Túnel de conducción</b>		3,104.00	
		3,982.00	

**Tipo de excavación:**  
(ex. D&B, TBM)

D&B (Jumbos, Häggloader 7HR y Dumper)

**Cantidad de Vehículos diesel en el túnel durante el proceso de extracción (Mucking) del mineral.**

	No. de unidades:	Poder nominal del motor por cada vehículo (kW):				
		#1:	#2:	#3:	#4:	#5:
<b>Locomotoras:</b>						
<b>Cargadoras:</b>	1	Häggloader 7HR				
<b>Carriones:</b>	2	DUMP MK-10A (220HP ≈ 164.12KW)				
<b>Otros:</b>						

Figura 3.12.- Primera cartilla con datos llenados por el cliente

Altitud:	m	<input type="text" value="1750"/>	pies	<input type="text"/>
Menor velocidad de retorno de aire en el túnel. (Recomendado, no menos de 0,3 M/s)	m/s	<input type="text"/>		
Humedad relativa, máxima:	%	<input type="text"/>		
Temperatura más baja:	°C	<input type="text"/>	°F	<input type="text"/>
Costo de energía:	(USD/kWh)	<input type="text" value="4.5"/>		
Tipo de electricidad en sitio de trabajo: (ex. 400V/50 Hz)		<input type="text" value="460 V/60 HZ"/>		
Tiempo estimado de construcción:	Meses	<input type="text" value="18"/>		
Existe riesgo de gases explosivos?	No	<input checked="" type="checkbox"/>	Si	<input type="checkbox"/>
Equipo existente de ventilación: (ex. cantidad/tipo de fans):		<input type="text"/>		
Información adicional:		<input type="text"/>		

Figura 3.13.- Segunda cartilla con datos llenados por el cliente

## **CAPITULO IV**

### **DISEÑO DEL SISTEMA**

#### **4.1 RESUMEN DE DATOS**

Se indica a continuación el resumen de datos requeridos para el cálculo del sistema de ventilación.

Para la galería:

- Sección de la galería : 3.82 x3.20 m
- Área del Frente de avance  $A=12.82$  (Teórica)
- Longitud de la galería: 4000 metros
- Tipo de excavación: Drilling and Blasting D&B
- Número de líneas de ventilación: 02 líneas con ductos de entre  $\varnothing 800$  a  $\varnothing 900$  mm c/u.

Para los equipos diesel excavadores y de carga:

- 04 Camiones bajo perfil "Dumpers" marca Sandvik y de 240 Kw c/u para traslado de escombros.

- 01 Cargador eléctrico "Haggloader" marca Gia de 55 Kw, para "levantar" los escombros del frente y "cargarlo" a los camiones
- 01 Perforador de roca eléctrico "Jumbo" marca Atlas Copco de 125 Kw.
- 02 Camionetas 4x4 diesel para traslado de personal
- 01 Equipo diesel elevador de personal

Datos complementarios:

- Explosivos: Se utiliza Emulsión Encartuchada en promedio 120 kg/disparo
- Avance por ciclo Promedio  $L=3.0m$
- Densidad de roca entre 2.6 - 2.7 gr/cm<sup>3</sup>
- Altitud : 1700 metros sobre el nivel del mar
- Electricidad: 440 V y 60 Hz.
- Costo Energía : 0.19 US\$ / Kw-h
- Tiempo estimado construcción: 8000 horas

## **4.2 VALIDACION Y DEPURACION DE LOS DATOS**

Los datos arriba mencionados líneas arriba deberán ser validados y/o depurados, este capítulo analizara dicha información y explicara los criterios que se aplicaran para realizar lo mencionado.

#### **4.2.1 Equipos Diesel considerados en cálculo**

Aunque la cartilla ya depura los equipos que se requieren para el cálculo explicaremos aquí porque no se consideran los demás equipos diesel que también ingresaran al túnel.

Lo primero que se tiene que recordar es que no todos los procesos de perforación del túnel se dan simultáneamente, ya se explicó en el capítulo 3.1 el *ciclo de trabajo del sistema de excavación de túneles*, y dentro de este ciclo se identificó el proceso más crítico para la ventilación el cual es la carga y traslado del escombro (Mucking) dado esto, de la relación total de equipos diesel y eléctricos indicados en el resumen de datos solo se consideraran los siguientes para el cálculo.

- *Equipos diesel considerados para el cálculo a lo largo del túnel:*

04 Camiones bajo perfil "Dumpers" marca Sandvik y de 240 Kw c/u

- *Equipos diesel considerados para el cálculo en el frente:*

01 camión Diesel de bajo perfil de 240 Kw (Dumper)

Solo los equipos diesel indicados en esta relación tendrán influencia en el cálculo del caudal requerido para el sistema de ventilación, en el capítulo 4.5.1 se dará una nueva revisión a estos datos y se realizará un análisis adicional de los mismos y con mayores explicaciones para esta validación.

#### 4.2.2 Validación del diámetro de las mangas

Para entregar los datos de diámetro indicados en la cartilla de datos Constructora JME ya "presento" en planos las dimensiones de los equipos eléctricos y diesel que usara en la construcción con respecto a la sección del tunel.

Dado que entrego 02 valores posibles para el diámetro de las mangas verificaremos dicha presentación mediante los siguiente esquemas (Figuras N° 4.1 y 4.2)

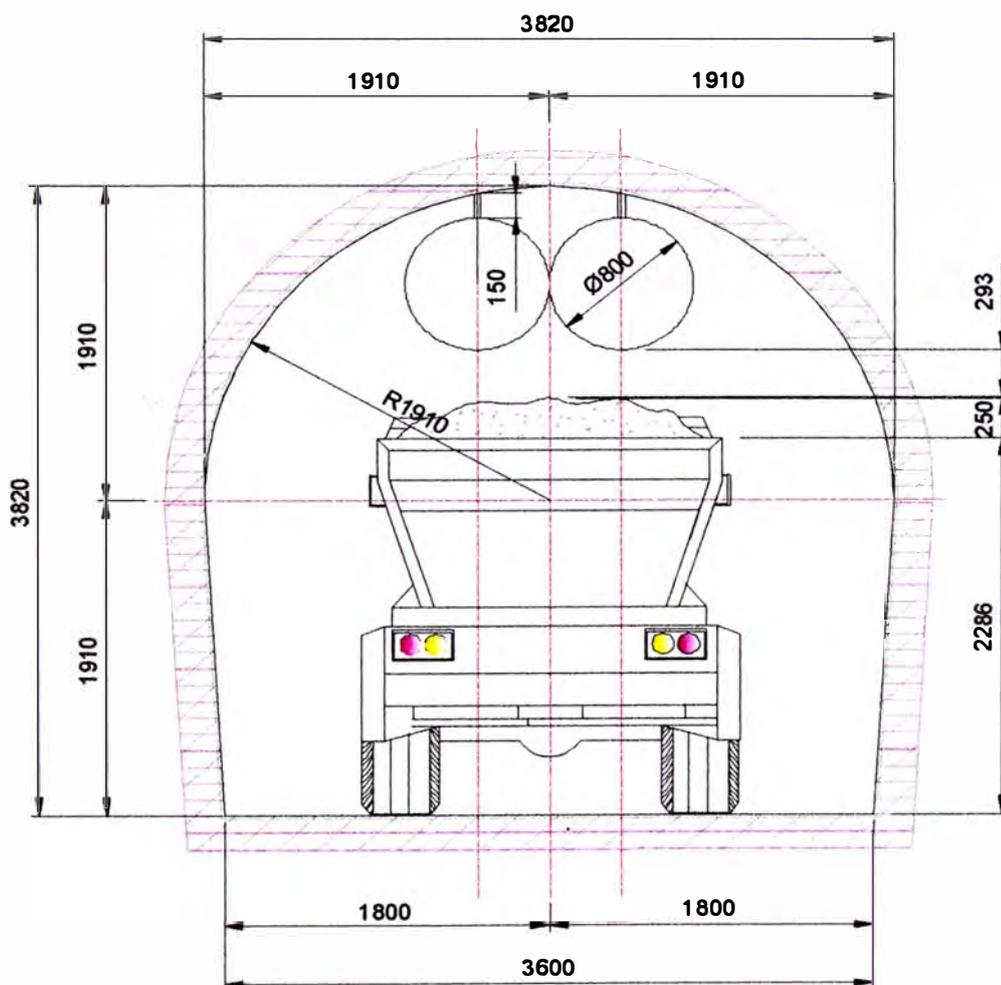


Figura 4.1.- Presentación con 02 manga Ø 800 mm

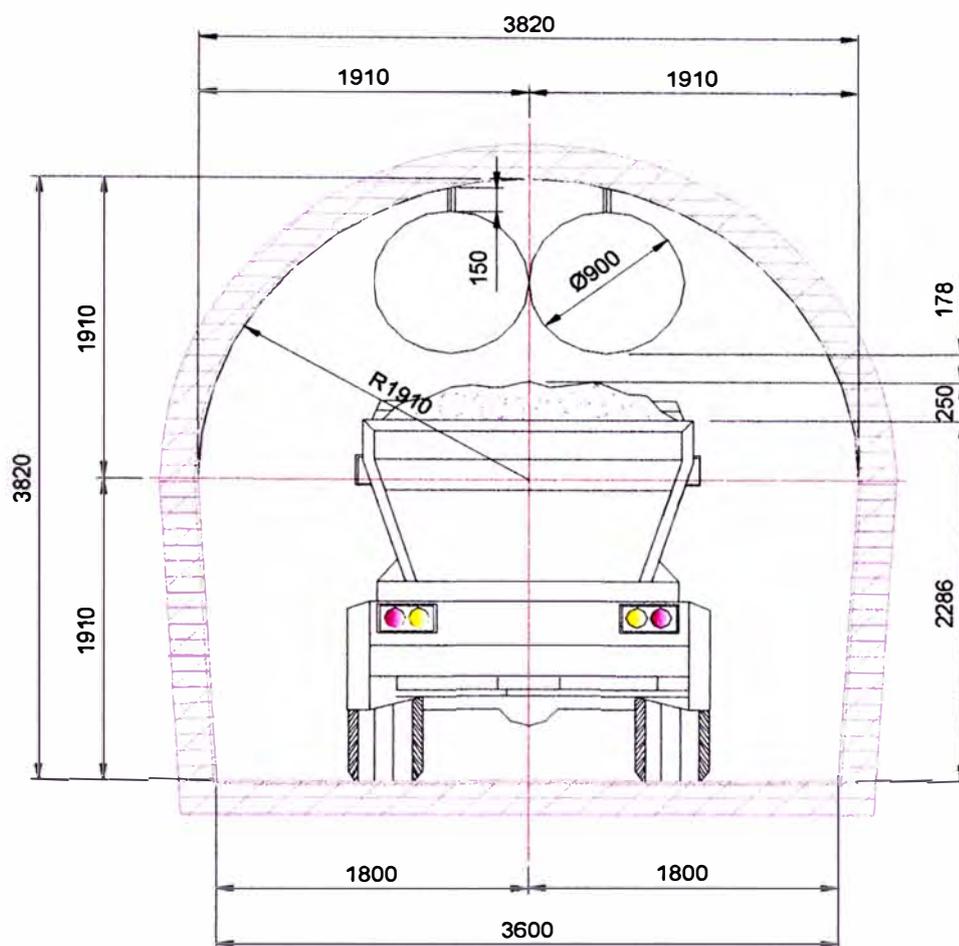


Figura 4.2.- Presentación con 02 manga Ø 900 mm

El análisis al esquema con mangas Ø800 cumple con respecto a las dimensiones y el “galibo” libre entre el equipo diesel y la parte baja de la manga es buena (293 mm), sin embargo basándonos en las preceptos indicados en el capítulo 2.6.1 debemos buscar el mayor diámetro posible a usar efectos de no consumir potencia eléctrica adicional considerable, según esto solo se usara este arreglo de mangas si la opción con mangas de Ø900 mm es inviable.

Analizando la figura 4.2 vemos que si bien es posible usar este tamaño de manga, el “galibo” disponible entre el equipo diesel y la manga es bastante reducido (178 mm). Aquí se presenta una disyuntiva que complica la selección de la manga, lo ideal sería usar las mangas de  $\varnothing 900$  pero el riesgo de que se rasquen y dañen es considerable por el poco galibo existente, ahora pasar a la manga de  $\varnothing 800$  mm elevará considerablemente la potencia del sistema y por ende “disparará” los costos operativos (Consumo eléctricos elevado)

Se decidió usar la manga de  $\varnothing 900$  para el cálculo. Según esto se darán las recomendaciones y cuidados finales necesarias que se le tiene que dar a las mangas en el montaje, mantenimiento y operación para el éxito del sistema con este diámetro de mangas.

### 4.3 NOMENCLATURA DEL SISTEMA DE VENTILACION

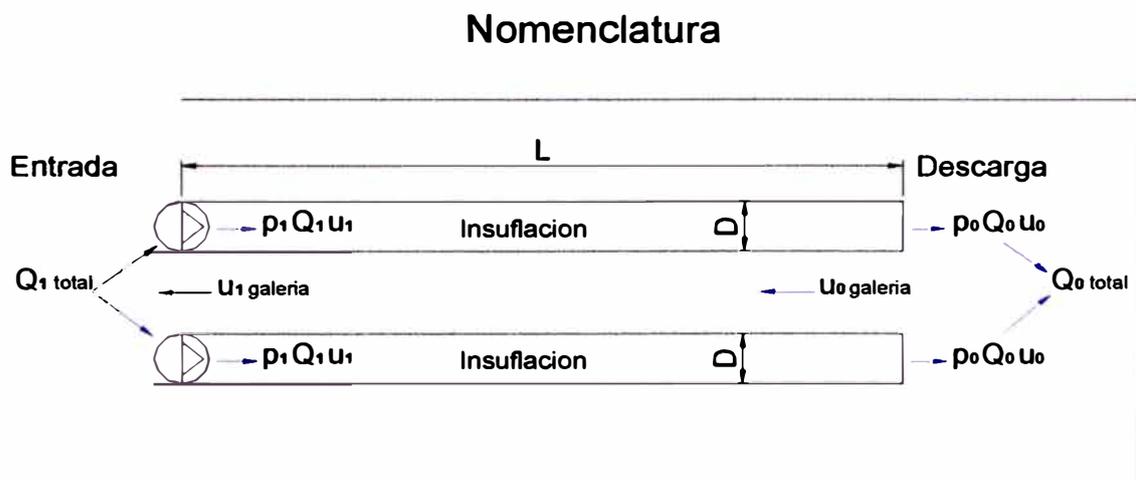


Figura 4.3.- Esquema para nomenclatura.

Donde

$Q_0$  = Caudal de aire descargado al final de la manga

$Q_1$  = Caudal de aire ingresado al inicio de la manga

$p_0$  = Presión estática a la descarga de la manga

$p_1$  = Presión estática al inicio de la manga

$u_0$  = Velocidad del aire a la descarga de la manga (m/s)

$u_1$  = Velocidad del aire al inicio de la manga (m/s)

$u_{0 \text{ galería}}$  = Velocidad del aire al fondo de la galería (m/s)

$u_{1 \text{ galería}}$  = Velocidad del aire al inicio de la galería (m/s)

$L$  = Longitud total de la manga (m)

$D$  = Diámetro de la manga (m)

$A$  = Area de la sección de la manga (m)

$Q_{0 \text{ total}}$  = Caudal total descargado al fondo del túnel =  $2 \times Q_0$  (m<sup>3</sup>/s)

$Q_{1 \text{ total}}$  = Caudal total ingresado al inicio del túnel =  $2 \times Q_1$  (m<sup>3</sup>/s)

$Q_{\text{total diesel}}$  = Caudal necesario para diluir los gases que generan el total los equipos diesel que operan a lo largo del túnel.

#### 4.4 CALCULO DE LA DENSIDAD DEL AIRE

Según el Manual de Ventilación Industrial de la American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH), para el cálculo del factor de densidad se utiliza la siguiente fórmula:

$$Fd = [(407 + SP)/407] \times [530/(t + 460)] \times [1 - (z) \times 6.73 \times (10)^{-6}]^{5.258}$$

Donde:

Fd = Factor de corrección de densidad del aire.

SP = Presión estática = 0 w.g., El aire es succionado del medio ambiente.

t = Temperatura aire = 59 °F (15°C), que es la temperatura en la succión del ventilador

z = Altitud = 5577 ft (1700 msnm), que es la altitud de la obra

Según lo anterior se obtiene: Fd = 0.850

Es decir, la densidad del aire para las condiciones de operación es:

Densidad del aire = Fd x 0.075 lb/ft<sup>3</sup> = 0.85 x 0.075 lb/ft<sup>3</sup> = 0.063 lb/ft<sup>3</sup> = 1.02 Kg/m<sup>3</sup>

## 4.5 CALCULO DEL CAUDAL DE AIRE REQUERIDO

### 4.5.1 Análisis de la potencia diesel efectiva a utilizar en los cálculos del aire de dilución.

La potencia total de los equipos diesel considerado en el cálculo del aire de dilución es un tema que podría generar controversias, debido a esto se elabora la presente sección a fin de analizar con mayor profundidad este tema.

Las recomendaciones de los manuales indican que se debe empezar a cuantificar las necesidades de caudal en los puntos de trabajo, para el caso en estudio el punto de trabajo principal es en el fondo del túnel.

La norma SIA 196 indica ratios en función de la potencia nominal de los equipos Diesel. También indica que dicho caudal debe ser calculado y entregado en el punto donde se genera la contaminación.

Las normas americanas OSHA y MSHA consideran cantidades de aire típica de  $0.047 \text{ m}^3/\text{s}$  por cada bhp ( o  $2.82 \text{ m}^3/\text{min}$ ) esto es para un (01) equipo Diesel, Para el uso de varios equipos diesel OSHA no tiene exigencia de aire específica pero se remite a las reglamentaciones de MSHA, este a su vez recomienda (pero no requiere) que la tasa de ventilación debe ser la suma de los requisitos para las unidades individuales. Cuán necesario es seguir esta recomendación depende del **ciclo de trabajo de las distintas unidades**. Tal es así que según el proceso de explotación específica como por ejemplo minas de carbón, MSHA podría recomendar usar factores de 100%, 75% y 50% para la potencia de los equipos diesel. Es decir para unidades múltiples diesel en las galerías, el ciclo de trabajo de los equipos será un factor determinante en la estimación de la cantidad de aire requerida. Es una práctica común descontar la cantidad de aire con el mismo enfoque que la recomendación de MSHA para las minas de carbón. Aquí se hablaría de analizar si incluir o no en el cálculo del caudal del fondo del túnel a los equipos que están fuera de dicha zona crítica como son los equipos ubicados a lo largo de la galería.

La Norma Peruana "Reglamento de seguridad Minera 055" Artículo 236 indica:

*“En caso de emplearse equipo diesel la cantidad de aire circulante no será menor de 3 m<sup>3</sup>/min por cada HP que desarrollen los equipos”.*

En resumen las normas enfocan principalmente al cálculo del aire basado en la potencia (Kw o HP) nominal, desarrollada o desplegada en la zona de trabajo. Mas no da alcances detallados de cómo se calculara el aire para los equipos que no están en la “zona de trabajo crítico” (Fondo del túnel) – Es decir los equipos que para nuestro caso de estudio serían los que estarían ubicados a lo largo del túnel en “nichos” y “en espera” de avanzar hasta el frente. La norma SIA196 no daría pautas detalladas de como analizar estas situaciones.

Los criterios utilizados por muchos calculistas de sistemas de ventilación (y bastantes lógicos) consideran el uso de factores de simultaneidad para el total de equipos que operaran en el túnel (En ningún momento todos los equipos diesel están trabajando al 100% de su capacidad, muchos de ellos están en ralentí a la espera de carga o estacionados en los refugios – con consumos diesel mínimos) también se podrían incluir factores de utilización motor (Carga) así como factores de disponibilidad equipos.

El término utilizado en muchos manuales y normas de ventilación “potencia total utilizada en un momento dado” da lugar a considerar estos factores. la potencia utilizada o desarrollada no es la potencia nominal de los equipos diesel, como su nombre mismo lo indica seria la que se está utilizando efectivamente en las labores en un momento dado. A efectos de

verificar estos conceptos se muestra a continuación los valores reales de potencia utilizada para 02 equipos diesel de otra obra de tunelería que tenía una profundidad aproximada de 1700 m.



**PORCENTAJE DE CARGA DE MOTOR DIESEL DUMPER TH 320  
MOTOR MERCEDES BENZ  
OM 926 LA**

<b>DUMPER TH 320 DP: 01</b>		<b>% DE CARGA M/D</b>	<b>TIEMPO</b>
1	Ingreso del DUMPER al TUNEL.	58%	0 h:11,00 min
2	Desplazamiento rampa positiva sin carga (2da).	95%	0 h:14,00 min
3	Tiempo de carguío de desmonte.	20%	0 h:15,00 min
4	Desplazamiento rampa negativa con carga.	11%	0 h:17,00min

<b>DUMPER TH 320 DP: 02</b>		<b>% DE CARGA M/D</b>	<b>TIEMPO</b>
1	Ingreso del DUMPER al TUNEL.	62%	0 h:10,00 min
2	Desplazamiento rampa positiva sin carga (2da).	100%	0 h :12,00 min
3	Tiempo de carguío de desmonte.	20%	0 h: 18,00 min
4	Desplazamiento rampa negativa con carga.	10%	0 h: 15,00 min

**CESAR ARRIETA MALPARTIDA  
SANDVIK DEL PERU S.A.**

Tabla 4.1.- Porcentaje de carga de motor equipo diesel

Los porcentajes son respecto a la potencia nominal, dicho reporte fue entregado el fabricante de los equipos Diesel (Sandvik) y los valores mostrados son los registrados por el computador de dicho equipo.

Se puede ver en este cuadro que hay varios lapsos en su ciclo de trabajo en que cada equipo diesel no estará trabajando al 100% de su potencia nominal.

Basado en el cuadro anterior calculamos la carga promedio considerando los porcentajes de carga y los tiempos con que operan a dicha condición según ciclo de trabajo.

#### 4.5.1.1 A lo largo del túnel (En todo el ciclo de trabajo)

	Equipo DP:01	% carga M/D	Tiempo (minuto)	Producto
1	Ingreso del Dumper	58%	11	6.4
2	Despz. Rampa positiva sin carga	95%	14	13.3
3	Tiempo carguio desmonte	20%	15	3.0
4	Desplz. rampa negativa con carga	11%	17	1.9
		Total	57	24.6

<b>%Carga Promedio</b>	<b>43%</b>
------------------------	------------

	Equipo DP:02	% carga M/D	Tiempo (minuto)	Producto
1	Ingreso del Dumper	62%	10	6.2
2	Despz. Rampa positiva sin carga	100%	12	12
3	Tiempo carguio desmonte	20%	18	3.6
4	Desplz. rampa negativa con carga	10%	15	1.5
		Total	55	23.3

<b>%Carga Promedio</b>	<b>42%</b>
------------------------	------------

Tabla 4.2.- Porcentaje de carga *promedio* de motor diesel – A lo largo del túnel

El cuadro indicado es para todo el ciclo de trabajo de cada equipo diesel y para el avance actual, Haciendo una proyección para un túnel de profundidad 4000 metros (Se incrementaran los tiempos de de desplazamiento rampa positiva y negativa) se tendría que el % de carga

promedio estaría entre 45 a 48%. Dicho valor sería similar o menor para los 03 equipos adicionales que se requieren utilizar en el túnel de 4000 m. (Al cuadro anterior se le tendría que agregar incluso un proceso adicional que sería el de “espera” de los equipos diesel en los “nichos” dentro del túnel, para este proceso se puede considerar un 20% de carga- motor y el tiempo entre 15 a 45 minutos de espera). Por otra parte para analizar la potencia diesel a considerar en la zona crítica (Fondo del túnel – De aquí se determinaría el caudal a descargar en el frente) se muestra la tabla 4.3:

#### **4.5.1.2 En el frente de avance (Para el equipos diesel que trabaja en el frente)**

	<b>Equipo DP:01</b>	<b>% carga M/D</b>		<b>Tiempo (minuto)</b>	<b>Producto</b>
1	Despz. Rampa positiva sin carga		95%	10	9.5
2	Tiempo carguio desmonte		20%	15	3.0
3	Desplz. rampa negativa con carga		11%	10	1.1
		<b>Total</b>		<b>35</b>	<b>13.6</b>

<b>%Carga Promedio</b>	<b>39%</b>
------------------------	------------

	<b>Equipo DP:02</b>	<b>% carga M/D</b>		<b>Tiempo (minuto)</b>	<b>Producto</b>
1	Despz. Rampa positiva sin carga		100%	10	10.0
2	Tiempo carguio desmonte		20%	18	3.6
3	Desplz. rampa negativa con carga		10%	10	1.0
		<b>Total</b>		<b>38</b>	<b>14.6</b>

<b>%Carga Promedio</b>	<b>38%</b>
------------------------	------------

Tabla 4.3.- Porcentaje de carga *promedio* de motor equipo diesel – En el frente

En la zona de trabajo crítica (Frente de avance) solo hay un equipo diesel trabajando (Los otros 03 estarían a lo largo del túnel) Si se revisa último cuadro se considera como proceso principal el de carguío desmonte (20% carga de la potencia Nominal con un tiempo de 18 minutos “esperando” el carguío en el frente) se podría considerar la influencia para esta zona de trabajo de los otros 02 procesos en el mismo equipo ( Procesos 1 y 3) con tiempos de influencia de 10 minutos y aun así el % de carga promedio en el frente no superaría el 40% de la potencia nominal del equipo .

*Aun cuando podríamos “discutir” que porcentaje de la potencia nominal debemos considerar para el equipo que opera al fondo del túnel se va a utilizar el 100% del Kw nominal tal como lo indica la norma SIA 196 para estimar el aire mínimo requerido al fondo del túnel ( $Q_{o \text{ total}}$ )*

Asimismo dado que la norma SIA no da detalles de cómo calcular el caudal de aire dilución para los equipos de “apoyo” que se ubicarían en los “nichos” a lo largo del túnel y por lo ya analizado en este punto sobre la simultaneidad, grado de influencia de los equipos ubicados a lo largo del túnel y viendo el cuadro de consumos diesel reales vamos a considerar a efectos de simplificación factores de 100%, 50%, 50% y 25% para estimar el total de potencia Diesel *efectiva* a considerar en el cálculo del aire total mínimo necesario para diluir los gases generados por los equipos diesel a todo lo largo del túnel ( $Q_{\text{total diesel}}$ )

La pregunta que queda definir es *¿dónde se debe asegurar dicho caudal ( $Q_{\text{total diesel}}$ )?* Lo lógico sería considerar que si los equipos están laborando a lo largo del túnel debería bastar con asegurar que dicho caudal

sea ingresado como mínimo al inicio del túnel, es decir que el aire que fuga por la manga "contribuirá" a diluir los gases de estos equipos diesel ubicados a lo largo de la galería.

Dado que esta indicación también puede ser "discutible" se recurrirá a la norma Suiza SIA 196. Revisando dicha norma se ve que la deducción lógica aquí indicada es validada en dicha norma. En el Anexo N° 8 se da una mayor explicación sobre este tema.

#### **4.5.2 Calculo del caudal aplicando la norma Suiza SIA 196**

La norma suiza SIA 196 utilizado en muchos países del mundo considera los siguientes valores de aire fresco inyectado para diluir los gases emitidos por los equipos diesel.:

	Machines for excavación and loading	Machines for mucking and concreting
Well maintained diesel motors without post treatment of exhaust gases	6m <sup>3</sup> / kW and min	3m <sup>3</sup> / kW and min
Diesel motors with particle filters and regular control of emmission limit of 10 mg/m <sup>3</sup>	4m <sup>3</sup> / kW and min	2m <sup>3</sup> / kW and min

Tabla 4.4.- Aire fresco para dilución por KW de potencia Diesel

Como se muestra en el cuadro para las máquinas de Limpieza (mucking) se usara 3.0 m<sup>3</sup>/min por cada Kw de potencia Diesel considerada

en el calculo

Resumiremos en el siguiente cuadro el total de equipos Diesel con la potencia nominal de cada uno de ellos y calcularemos la “potencia efectiva” o “potencia corregida” considerando los factores indicados en el subcapítulo 4.5.1.

<i>Potencia Nominal (KW)</i>	<i>%</i>	<i>Potencia Corregida (KW)</i>	<b>Observación</b>
240	50	120	En el frente
240	100	240	Transitando
240	50	120	En espera
240	25	60	Fuera del túnel
<b>Potencia considerada para el Calculo</b>		540 KW	

Tabla 4.5.- Cuadro de cálculo de la potencia efectiva total

La potencia considerada en el cálculo para el total de equipos diesel (Potencia efectiva) será de 540 Kw.

Entonces el caudal mínimo para dilución de gases del total de equipos diesel será =

$$Q_{\text{total diesel}} = 540 \text{ Kw} \times 3 \text{ m}^3/\text{min} / \text{Kw} = 1620 \text{ m}^3/\text{min} = 27 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dicho valor será el caudal mínimo necesario a ingresar al inicio del túnel para diluir los gases generados por el total de equipos diesel que operan a lo largo del túnel

Para las personas que laboran en el túnel la norma SIA 196 considera 4.0 m<sup>3</sup>/min por persona.

Considerando 07 personas, entonces el caudal por personas será = 4.0 m<sup>3</sup>/min \* 07 = 28 m<sup>3</sup>/min = 0.46 m<sup>3</sup>/s ... (Se podría considerar irrelevante).

Hay que diferenciar el caudal mínimo necesario para diluir los gases del total de equipos diesel que operan a todo lo largo del túnel ( $Q_{\text{total diesel}}$ ) respecto al aire mínimo necesario a descargar en el fondo del túnel para diluir los gases de escape del único equipo diesel que trabaja en esta zona crítica ( $Q_0$  total).

Calcularemos este último caudal mediante lo siguiente:.

Equipo Diesel que trabaja en el frente: 01 dumper de 240 KW transitando y llegando al frente entonces la Potencia a considerar será: 01 dumper de 240 KW x 100% = 240 Kw (La norma SIA 196 indica que la potencia a considerar al fondo del túnel de los equipos Diesel debe ser su potencia nominal)

Por lo tanto el caudal mínimo de aire requerido para dilución de gases del equipo diesel al fondo túnel será:

$$Q_{0 \text{ total}} = 240\text{Kw} \times 3 \text{ m}^3/\text{min} = 720 \text{ m}^3/\text{min} = 12 \text{ m}^3/\text{s} = 2 \times Q_0$$

Donde  $Q_0$  = Caudal que descarga cada manga al fondo del túnel = 6.0 m<sup>3</sup>/s

#### **4.5.3 Cálculo del caudal aplicando Normativa Nacional**

Según las normas establecidas por el Reglamento de Seguridad e Higiene Minera del Perú se tiene:

d) Hasta 1500m sobre el nivel del mar en los lugares de trabajo la cantidad mínima por hombre es de 3m<sup>3</sup>/minuto. 1)

1500m - 3000m aumentará de 40% = 4 m<sup>3</sup>/minuto

3000m - 4000m aumentará de 70% = 5 m<sup>3</sup>/minuto

Más de 4000m aumentará de 100% = 6m<sup>3</sup>/minuto

En caso de emplearse equipos Diesel, la cantidad de aire circulante no será menor a tres (03) m<sup>3</sup>/min por cada HP que desarrollen los equipos.

Para efectos de cálculo del caudal de aire de dilución aplicando la normativa nacional se aplicara las considerandos expuestos en el punto 4.4.1.

Se utilizara los factores de corrección usualmente utilizados en el ámbito nacional de 70%, 30%, 30% y 30% para cada uno de los 04 equipos diesel.

- *Para el total de equipos Diesel:*

$$01 \text{ Dumper } 240 \text{ Kw} \times 70 \% + 03 \text{ dumper } 240 \text{ Kw} \times 40\% = 384\text{Kw} = 515 \text{ HP},$$

Entonces el caudal mínimo total para dilución de gases del total equipos diesel será:

$$Q_{\text{total diesel}} = 515 \text{ HP} \times 3 \text{ m}^3/\text{min} / \text{HP} = 1545 \text{ m}^3/\text{min} = 25.75 \text{ m}^3/\text{s}$$

Por numero personas: Considerando 07 personas, entonces e caudal por personas será =  $4.0 \text{ m}^3/\text{min} * 07 = 28 \text{ m}^3/\text{min} = 0.46 \text{ m}^3/\text{s}$ , se podría considerar irrelevante.

- *Para el equipos Diesel que opera en el frente de trabajo:*

$$01 \text{ dumper de } 240 \text{ Kw} \times 70\% = 168 \text{ Kw} = 225 \text{ HP}$$

Entonces el caudal mínimo necesario para dilución de gases del equipo diesel al fondo túnel será:

$$Q_{0 \text{ total}} = 225 \text{ HP} \times 3 \text{ m}^3/\text{min} / \text{HP} = 675 \text{ m}^3/\text{min} = 11.25 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para los análisis en los siguientes puntos se considerara los valores de caudales calculados mediante la norma SIA-196 como los validos finales.

#### **4.6 INFLUENCIA DE LAS FUGAS EN EL CALCULO DEL CAUDAL**

Los cálculos de caudal indicados en el punto anterior consideran los ratios de dilución basados en la potencia de los equipos Diesel.

Según esto se calculó el caudal de aire mínimo necesario para diluir los gases generados por el total de equipos diesel que trabajaran en todo el túnel ( $Q_{total\ diesel}$ ) Dicho caudal deberá ser el caudal mínimo a inyectar al inicio del túnel.

Asimismo se calculó el caudal de aire mínimo necesario para diluir los gases del único equipo diesel que trabajara en el Frente ( $Q_0\ total$ ) el mismo que debería ser descargado como mínimo al final de las mangas..

Dado que los elementos que “transportaran” el aire desde el inicio hasta el fondo del túnel son las mangas flexibles, Los mismos que trabajaran con cierta presión estática y no son elementos herméticos, habrá entonces fugas de aire a lo largo de las mangas que debemos tomar en cuenta a la hora de calcular el caudal de diseño que deberán inyectar los ventiladores.

Tendríamos entonces 02 situaciones a analizar con las que podríamos calcular el caudal de diseño aplicando la teoría de fugas.

La primera sería considerar el caudal calculado para diluir el total de gases generados por los equipos Diesel ( $Q_{\text{total diesel}}$ ) como valor referencia, dicho caudal se inyectara al inicio del túnel mediante ventiladores y mangas, Se aplicara la teoría de fugas para determinar que caudal descargarán las mangas al final del túnel inyectando dicho caudal al inicio. Como ya hay una condición de caudal mínimo a tener en el fondo ( $Q_0 \text{ total}$ ) se deberá verificar que el caudal descargado por las mangas al inyectar  $Q_{\text{total diesel}}$  deberá ser mayor o igual que  $Q_0 \text{ total}$ , en caso no lo sea se consideraría el cálculo del caudal final de diseño como lo indica la siguiente situación.

La segunda situación de cálculo se daría fijando el caudal mínimo necesario al fondo del túnel ( $Q_0 \text{ total}$ ). Aplicando la teoría de fugas a las mangas se recalculara de manera inversa el caudal necesario a ingresar al inicio del túnel ( $Q_1 \text{ total}$ ) a efectos verificados se deberá tener que  $Q_1 \text{ total} \geq Q_{\text{total diesel}}$ , en caso no lo sea se consideraría el cálculo del caudal final de diseño como lo indica la situación anterior.

El equipo diesel que trabaja al fondo del túnel ya está determinado en cantidad y potencia con lo que podemos concluir que no se puede reducir el caudal  $Q_0 \text{ total}$ . En cambio el N° de equipos diesel de apoyo-carga que están en espera a lo largo del túnel si lo podríamos reducir (Si así se requiriese) con lo que reduciríamos también el caudal  $Q_{\text{total diesel}}$ .

Dado que el caudal crítico y que no podríamos reducir bajo ninguna circunstancia es  $Q_0 \text{ total}$ , se utilizara la segunda condición de cálculo como primer paso obligatorio para recalcular el caudal de diseño del sistema de ventilación.

Tener en cuenta que todo el caudal inyectado por los ventiladores ingresaran al túnel, una parte “saldrá” a través de la manga por las áreas de fugas y otra parte llegara al fondo del túnel, el caudal de aire limpio que fuga por la manga en todo su largo es “descargado” a la galería por lo que contribuirá a diluir los gases de los equipos diesel que están ubicados a todo lo largo de la galería.

#### **4.7 RECALCULO DE CAUDAL, PRESION Y POTENCIA ELECTRICA**

El sub-capítulo 4.5.2 ya calculo el caudal mínimo requerido en el frente ( $Q_{0\ total} = 12.00\ m^3/s$ ), asimismo según criterios fijados en el sub-capitulo 4.6 se recalculara el caudal a inyectar al inicio del túnel ( $Q_{1\ total}$ ) considerando las áreas de fugas y factor de fricción de las mangas según calidad de las mismas (O porcentajes de fugas – bajo otro criterio). Se considera 03 criterios de cálculo para dicha estimación, algunos de los cuales consideran una dependencia del cálculo del caudal con la presión al analizarlos en tramos diferenciales (Criterios 1 y 3) por lo que en este punto se calculara también la presión y potencia de los equipos requeridos.

##### **4.7.1 Criterio 1: Nomogramas y formulas SIA 196**

Los nomogramas de la norma SIA 196 permiten estimar el caudal y la presión del ventilador (O ventiladores en serie y en cola) al inicio de la manga en forma gráfica. Dichos nomogramas están basados en la solución de la ecuación diferencial del algoritmo de cálculo explicada en el subcapítulo 2.5.2.2 (Ver Anexo N° 2 – Extractos de la norma SIA-196)

#### **4.7.1.1 Cálculo del caudal y la presión**

El caudal fijado en el frente de 12.00 m<sup>3</sup>/s será obtenido con 02 mangas en paralelo, es decir por cada manga se deberá descargar 6.0 m<sup>3</sup>/s en el fondo del túnel, teniendo dicha condición recalcularemos el caudal que se requerirá inyectar al inicio del túnel ( $Q_{1 \text{ total}}$ ), para esto fijaremos una condición y calidad de manga a usar y realizaremos dicho cálculo basado en el nomogramas de la norma SIA 196 mostrada en la figura 4.4.

Condición de manga a usar: Clase "A"

- Área de fuga ( $F^*$ ): 10 mm/ m<sup>2</sup>
- Factor de rugosidad  $\lambda = 0.018$

Datos de cálculo:

Longitud de túnel (L): 4000 metros

Caudal en el frente por manga  $Q_o$ : 6.0 m<sup>3</sup>/s (Para las 02 mangas el caudal total en el frente será  $Q_{o \text{ total}} = 12.00 \text{ m}^3/\text{s}$ )

Diámetro de manga (D): 0.9 m. máximo. Limitado por espacio entre altura de túnel y máxima altura de equipo diesel que transita por el túnel.

Densidad de aire: 1.2 kg/m<sup>3</sup> ( Los nomogramas consideran la solución a condiciones normales, recalcularemos por corrección densidad al finalizar los cálculos).

Presión manométrica a la descarga de la manga  $p_o = 0$

### Valores a calcular

$Q_1$  = Caudal de aire a la descarga del ventilador o conjunto de ventiladores en serie y cola **en una línea** - manga (Al ingreso del túnel)

$p_1$  = Presión de aire a la descarga del ventilador o conjunto de ventiladores en serie y cola **en una línea** - manga (Al ingreso del túnel)

Con los datos disponibles calculamos los siguientes datos:

$$\text{Ratio } L/D = 4444 \quad p_o = 0 \rightarrow \Pi_o = 0$$

Con estos valores ingresamos al Abaco de cálculo con ductos de clase calidad "A" - de la norma SIA 196 mostrado en la figura 4.4.

Entonces obtenemos el valor de

$$\omega = 2.30$$

$$\Pi_1 = 190$$

Como  $\omega = Q_1/Q_o$  y  $\Pi_1 = p_1 / (\rho/2 \times u_o^2)$

Entonces

$$Q_1 = Q_o \times \omega = 6.0 \times 2.30 = 13.80 \text{ m}^3/\text{s}$$

(Dado que hay 02 líneas-mangas el caudal al ingreso del túnel =  $Q_{1 \text{ total}} = 27.60 \text{ m}^3/\text{s}$ )

Calculamos la velocidad de descarga de cada línea de mangas =  $u_0$

$$u_0 = Q_0 / (\pi \times (D/2)^2) = 6 / (\pi \times (0.9/2)^2) = 9.43 \text{ m/s}$$

Ingresamos dicho valor para calcular la presión del ventilador o conjunto de ventiladores

$$p_1 = \rho \times u_0^2 / 2 = 190 \times (1.2/2) \times 9.43^2 = 10140 \text{ Pa}$$

Para la altura de trabajo de 1700 msnm la densidad del aire será de 1.02 kg/m<sup>3</sup> (factor de corrección por altura = 0.85)

Entonces la presión efectiva a las condiciones de diseño será:

$$p_{1 \text{ at } 1700\text{m}} = 10140\text{Pa} \times 0.85 = 8619 \text{ Pa}$$

190

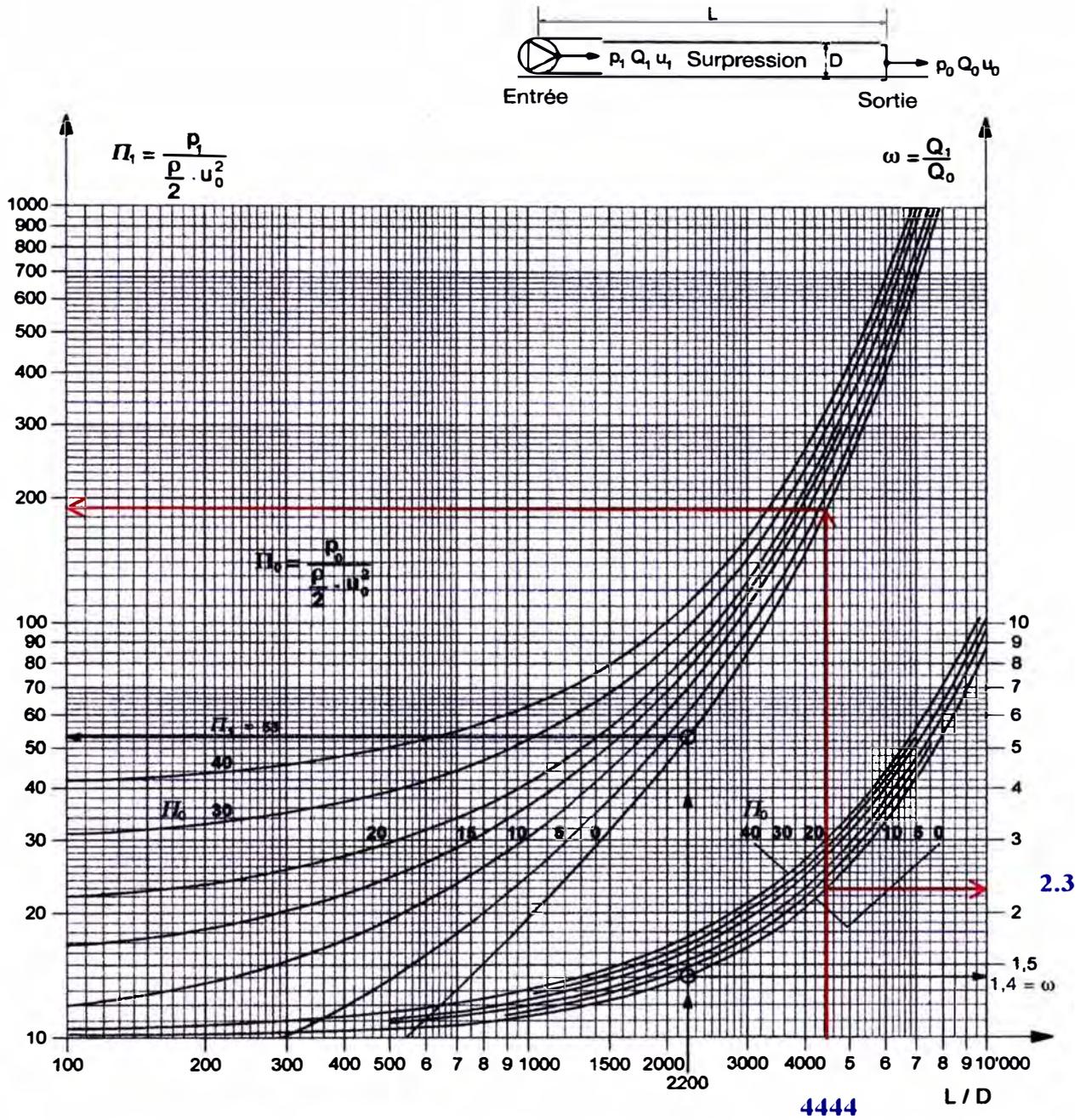


Fig. 33 Abaque de calcul des conduits de classe de qualité A  $\lambda = 0,018$   $f^* = 10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{m}^2 = 10 \text{ mm}^2/\text{m}^2$

Figura 4.4.- Abaco de cálculo para mangas classe "A"

#### **4.7.1.2 Calculo de la potencia eléctrica Requerida**

Para estimar la potencia eléctrica que consumirá dicho sistema utilizaremos la formula indicada en la ecuación 2.15 que modificamos según nomenclatura en uso:

$$N = Q_{1 \text{ total}} \times P_{\text{vent}} / (1000 \times \eta_v \times \eta_m)$$

Dónde:

N; Potencia eléctrica total del ventilador en Kw ( o conjunto de ventiladores)

$Q_{1 \text{ total}}$  = caudal total de los ventilador o conjunto de ventiladores (Las 02 líneas).

$P_{\text{vent}}$  = Presión total del ventilador o conjunto de ventiladores en serie.

$\eta_v$  = Eficiencia del ventilador = 0.75 o 0.80

$\eta_m$  = Eficiencia del motor = 0.93

Previo a esto estimaremos la presión total del ventilador ( $P_{\text{vent}}$ )

$$P_{\text{vent}} = p_1 + \rho/2 \times u_1^2 + \sum \zeta \times \rho/2 \times u_1^2$$

Donde

$u_1$  = Velocidad de descarga del ventilador

$\rho/2 \times u_1^2$  = presión dinámica del ventilador

$\Sigma \zeta \times \rho/2 \times u_1^2$  = caída de presión en el ingreso y rejilla del ventilador

Para  $\varnothing_{vent} = 0.9$  metros  $\rightarrow u_1 = 21.69$  m/s

Entonces  $P_{vent} = 10140 + (1 + 1.7 + 0.1) \times (1.2/2) \times 21.69^2$

$$P_{vent} = 10930 \text{ Pa} \quad (9290 \text{ Pa a } 1700 \text{ msnm})$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación de la potencia eléctrica tenemos:

$$N = (27.60 \times 10930) / (1000 \times 0.80 \times 0.93) = 405 \text{ Kw} \quad (344 \text{ Kw a } 1700 \text{ msnm})$$

#### **4.7.2 Criterio 2: Porcentaje de fuga en mangas asumido del 2%/100 m y cálculos parciales de caída presión para tramos de 100 m.**

##### **4.7.2.1 Calculo del caudal**

El cálculo del caudal bajo este criterio asume lo siguientes considerandos.

- Se va a usar en los cálculos el método de ventilación en cola.
- En este criterio *no se aplica* el concepto de área efectiva de fuga, en lugar de ello se asumirá un porcentaje constante de fuga del 2% por cada/ 100 de manga para los 4000 metros
- Se ha dividido el largo total de cada línea de mangas en 40 tramos de 100 metros c/u
- Se recalcula el caudal inyectado al ingreso del túnel por línea considerando el porcentaje de fugas asumido y el caudal ya fijado a descargar por cada manga al fondo del túnel  $Q_0 = 6.0 \text{ m}^3/\text{s}$

Bajo los considerandos indicados analizaremos los 02 primeros tramos a fin de deducir la ecuación de cálculo para el caudal  $Q_1$

- Tramo de 0 a 100 m (Al inicio del túnel)
  - o Caudal fugado =  $2\% \times Q_1 = 0.02 \times Q_1$
  - o Caudal “descargado” a 100 m =  $(1 - 0.02) \times Q_1$ ,

Para los siguientes 100 metros se aplicara el mismo factor de fuga del 2% /100m pero aplicado al caudal "descargado" a los 100 m del ingreso del túnel, Entonces.

- Tramo de 100 a 200 m
  - o Caudal fugado = 2% x (1- 0.02) x Q<sub>1</sub> = 0.02 x (1-0.02) x Q<sub>1</sub>
  - o Caudal "descargado" a 200 m = (1-0.02) x Q<sub>1</sub> - 0.02 x (1-0.02) x Q<sub>1</sub>  
= (1-0.02)<sup>2</sup> x Q<sub>1</sub>

Si seguimos avanzando con este cálculo se tendrá lo siguiente para el último tramo.

- Tramo de 3900 a 4000 m
  - o Caudal fugado = 2% x (1- 0.02)<sup>39</sup> x Q<sub>1</sub> = 0.02 x (1-0.02)<sup>39</sup> x Q<sub>1</sub>
  - o Caudal descargado a 4000 m = (1-0.02) x Q<sub>1</sub> - 0.02 x (1-0.02)<sup>39</sup> x Q<sub>1</sub>  
= (1-0.02)<sup>40</sup> x Q<sub>1</sub>

Como el caudal descargado por cada manga a 4000 m es Q<sub>0</sub> = 6.0 m<sup>3</sup>/s

Entonces igualaremos ambas valores.

$$Q_0 = 6.0 \text{ m}^3/\text{s} = (1-0.02)^{40} \times Q_1$$

Despejando valores se obtiene que:

$$Q_1 = 13.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

Por lo tanto  $Q_{1 \text{ total}} = 27.00 \text{ m}^3/\text{s}$

En el Tabla 4.5 se resume el cálculo del caudal con estos considerandos.

En resumen este criterio de cálculo concluye que se requiere inyectar  $27 \text{ m}^3/\text{s}$  en total ( $Q_{1 \text{ total}}$ ) a través de las 02 mangas en paralelo a fin de obtener los  $12.00 \text{ m}^3/\text{s}$  ( $Q_{0 \text{ total}}$ ) mínimos requeridos en el frente.

$Fuga \text{ por } 100 \text{ m} =$	2 %	$Altitud =$	1700 m
$Q_{0 \text{ total}} =$	12 $\text{m}^3/\text{s}$	$\lambda =$	0.018
$N^{\circ} \text{ lineas} =$	2	$A_{\text{galeria}} =$	12.82 $\text{m}^2$
$Q_0 =$	6 $\text{m}^3/\text{s}$	$Fd$	0.849
$L =$	4000 m	$\rho =$	1.02 $\text{kg}/\text{m}^3$
$D =$	0.9 m	$u_0 =$	9.43 m/s
$A =$	0.64 $\text{m}^2$	$u_{0 \text{ galeria}} =$	56.16 m/min

*Calculos por linea de ventilacion*

L (m)	Nº tramos	L tramo (m)	% fugas /100m	% Caudal	% Descargado	Q1 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
4000	40	100	2.0	98.00	44.6	13.5

Dado que se tien 02 lineas de ventilacion entonces

$$Q_{1 \text{ total}} = 27 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tabla 4.5.- Recalculo de caudal de Ingreso  $Q_1$

#### **4.7.2.2 Calculo de la presión**

Como ya se explicó en el subcapítulo 2.5.2.1 No podemos aplicar directamente la ecuación de Darcy-Weisbach debido a que esta no considera las fugas. Con el criterio ya considerado de dividir los 4000 m de manga en tramos de 100 metros elaboraremos un cuadro con las 40

divisiones de tramos y calcularemos el caudal de ingreso y salida para cada tramo tal como lo muestra la tabla 4.6

Para “simplificación” de cálculo supondremos que en cada tramo la manga es hermética en su largo de 100 m y el caudal de fuga se “escapara instantáneamente” entre el final del tramo manga en análisis y el inicio del tramo siguiente. Este supuesto simplificador permitirá aplicar la formula Darcy-Weisbach para cada tramo de 100 metros, el caudal a considerar en el cálculo de caída de presión en cada tramo será el de “ingreso” a dicho tramo.

La caída de presión de toda la longitud de mangas (4000 m) será la sumatoria de caída de presión de cada uno de los 40 tramos. Bajo este criterio se elaboró la tabla 4.6 donde se muestra el detalle de cálculo se considera un factor de rugosidad  $\lambda = 0.017$ , se considera también la densidad calculada por el sub-capítulo 4.3 de  $1.02 \text{ kg/m}^3$

Los resultados del cálculo caída de presión para los 4000 m de manga y una fuga asumida del 2%/100 metros de manga se muestran en tabla 4.6. Dónde:

Tramo: Es el tramo a analizar, Ejemplo tramo de 0 a 100 metros.

$Q_{\text{ing}}$ : Caudal de “ingreso” del tramo analizado.

$Q_{\text{fin}}$ : Caudal “descargado” al final del tramo analizado.

$V_{\text{el}}$  : Velocidad del aire calculado con el caudal de ingreso

SP: Caída de presión en el tramo analizado (Mediante formula Darcy Weisbach).

Aplicando formula de Darcy Weisbach en tramos parciales de manga de 100 m  $\rho = 1.02 \text{ Kg/m}^3$

Tramo	Tramo	Q ing (m <sup>3</sup> /s)	Q fin (m <sup>3</sup> /s)	Vel. (m/s)	SP (Pa)
1	0-100	13.46	13.19	21.16	457
2	100-200	13.19	12.93	20.74	439
3	200-300	12.93	12.67	20.32	421
4	300-400	12.67	12.42	19.92	405
5	400-500	12.42	12.17	19.52	389
6	500-600	12.17	11.93	19.13	373
7	600-700	11.93	11.69	18.75	358
8	700-800	11.69	11.45	18.37	344
9	800-900	11.45	11.22	18.00	331
10	900-1000	11.22	11.00	17.64	317
11	1000-1100	11.00	10.78	17.29	305
12	1100-1200	10.78	10.56	16.94	293
13	1200-1300	10.56	10.35	16.61	281
14	1300-1400	10.35	10.15	16.27	270
15	1400-1500	10.15	9.94	15.95	259
16	1500-1600	9.94	9.74	15.63	249
17	1600-1700	9.74	9.55	15.32	239
18	1700-1800	9.55	9.36	15.01	230
19	1800-1900	9.36	9.17	14.71	221
20	1900-2000	9.17	8.99	14.42	212
21	2000-2100	8.99	8.81	14.13	204
22	2100-2200	8.81	8.63	13.84	196
23	2200-2300	8.63	8.46	13.57	188
24	2300-2400	8.46	8.29	13.30	180
25	2400-2500	8.29	8.12	13.03	173
26	2500-2600	8.12	7.96	12.77	166
27	2600-2700	7.96	7.80	12.51	160
28	2700-2800	7.80	7.65	12.26	153
29	2800-2900	7.65	7.49	12.02	147
30	2900-3000	7.49	7.34	11.78	142
31	3000-3100	7.34	7.20	11.54	136
32	3100-3200	7.20	7.05	11.31	131
33	3200-3300	7.05	6.91	11.09	125
34	3300-3400	6.91	6.77	10.86	120
35	3400-3500	6.77	6.64	10.65	116
36	3500-3600	6.64	6.50	10.43	111
37	3600-3700	6.50	6.37	10.23	107
38	3700-3800	6.37	6.25	10.02	102
39	3800-3900	6.25	6.12	9.82	98
40	3900-4000	6.12	6.00	9.62	94

Static Pressure	SP Total	9243	Pa
Dinamic Pressure	VP	228	Pa
Adicional Pressure	AP	411	Pa
Total Presure	TP	9882	Pa
		$P_{vent} =$	<b>9882</b> Pa

\* Valores a 1700 msnm

Tabla 4.6.- Cuadro de cálculo de caída de presión por tramos

En resumen se tiene una caída de presión estática totalizada de 9243 Pa para cada línea de mangas de Ø 900 mm.

La presión total del ventilador  $P_{vent}$  calculada sería de 9882 Pa (a 1700 msnm)

#### **4.7.2.3 Calculo de la potencia eléctrica necesaria**

Para estimar la potencia eléctrica que consumirá dicho sistema utilizaremos la misma fórmula de potencia indicada en la ecuación 2.15:

$$N = Q_{1 \text{ total}} \times P_{vent} / (1000 \times \eta_v \times \eta_m)$$

Reemplazando todos los valores en la fórmula :

$$N = 27.00 \times 9882 / (1000 \times 0.80 \times 0.93) = 358 \text{ Kw a } 1700 \text{ msnm}$$

Si se ingresa la presión total a la altura de trabajo (1700 msnm) entonces la potencia calculada será también a la altura de trabajo.

### **4.7.3 Criterio 3: Algoritmo de cálculo para ecuaciones diferenciales con tramos diferenciales de manga de 1.0 m.**

#### **4.7.3.1 Cálculo del caudal y presión**

Basándonos en el algoritmo de cálculo indicado en fundamento teórico sub-capítulo 2.5.2.2 se elaboró una hoja de Excel que considera dichas formulas e iteraciones.

Según dicha algoritmo fijamos los tramos diferenciales de 1.0 m de manga. Asimismo las condiciones de manga a usar serán las basadas en la norma SIA 196 y se escogerá la manga clase "A".

Condición de manga a usar: Clase "A"

- Área de fuga ( $F^*$ ): 10 mm/ m<sup>2</sup>
- Factor de rugosidad  $\lambda = 0.018$

La tabla 4.7 está elaborado para cada 01 metro de manga desde 0 hasta 4000 m, para efectos de resultados se simplifico lo que se va a mostrar ocultando varias líneas para un resumen final tal como lo muestra dicha tabla.

Como se explicó en el subcapítulo 2.5.2.2 el algoritmo plasmado en la tabla 4.7 recalcula el caudal del tramo de 01 m en análisis en base al caudal y presión del tramo anterior y el cálculo de la caída de presión del tramo diferencial aplicando Darcy-weisbach, dado que los cálculos caudal-

presión están entrelazados el cuadro Excel entregara ambos valores para cada tramo antes de analizar el siguiente.

De dicha tabla se concluye que se requiere inyectar un caudal al inicio del túnel ( $Q_{1 \text{ total}}$ ) de 28.2 m<sup>3</sup>/s, la caída de presión es de 8795 Pa a 1700 msnm y la presión del ventilador  $P_{\text{ven}}$  es de 9497 Pa a la misma altura.

$Q_0 \text{ total} =$	12.00 m <sup>3</sup> /s	$\lambda =$	0.018 kg/m <sup>3</sup>
$N^{\circ} \text{ Lineas}$	2	$A_{\text{galeria}} =$	12.82 m <sup>2</sup>
$Q_0 =$	6.00 m <sup>3</sup> /s	$\rho =$	1.02 kg/m <sup>3</sup>
$L =$	4000 m	$F_d =$	0.85
$D =$	0.90 m	$f^* =$	10 mm <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>
$A =$	0.64 m <sup>2</sup>	$g =$	9.81 m/s <sup>2</sup>
$u_0 =$	9.43 m/s	$\text{Altitud} =$	1700 m
$VP =$	45.37 Pa	$u_0 \text{ galeria} =$	0.94 m/min

L (m)	Po (Pa)	Qo (m <sup>3</sup> /s)	Q1 (m <sup>3</sup> /s)	Uo (m/s)	U1 (m/s)	Qo total (m <sup>3</sup> /s)	Q1 total (m <sup>3</sup> /s)	P1 (Pa)
4000	45.37	6.0	14.1	9.43	22.17	12.0	28.2	8795

Referencia	Tramos	L manga	Unidad	P1 (Pa)	d Q	Q1 (m <sup>3</sup> /s)	d P	U1 (m/s)
4000	1.0 m	4000	m	8795	0.0037	14.1	5.015	22.17

	1	L manga	Unidad	P (Pa)	d Q	Q (m <sup>3</sup> /s)	d P	V(m/s)
0	1	0 m		45.37	0.000267	6.000	0.907	9.431
1	1	1 m		46.27	0.000269	6.000	0.907	9.432
2	1	2 m		47.18	0.000272	6.001	0.907	9.432
3	1	3 m		48.09	0.000275	6.001	0.908	9.433
4	1	4 m		48.99	0.000277	6.001	0.908	9.433
5	1	5 m		49.90	0.000280	6.001	0.908	9.434
6	1	6 m		50.81	0.000282	6.002	0.908	9.434
7	1	7 m		51.72	0.000285	6.002	0.908	9.434
8	1	8 m		52.63	0.000287	6.002	0.908	9.435
9	1	9 m		53.53	0.000290	6.002	0.908	9.435
10	1	10 m		54.44	0.000292	6.003	0.908	9.436
100	1	100 m		136.61	0.000463	6.037	0.919	9.490
200	1	200 m		229.24	0.000599	6.091	0.935	9.574
300	1	300 m		323.70	0.000712	6.156	0.955	9.677
400	1	400 m		420.36	0.000812	6.232	0.979	9.797
500	1	500 m		519.58	0.000902	6.318	1.006	9.932
600	1	600 m		621.66	0.000987	6.413	1.036	10.080
700	1	700 m		726.93	0.001067	6.515	1.070	10.242
800	1	800 m		835.70	0.001145	6.626	1.106	10.415
900	1	900 m		948.30	0.001219	6.744	1.146	10.601
1000	1	1000 m		1065.03	0.001292	6.870	1.189	10.798
1250	1	1250 m		1377.18	0.001469	7.215	1.312	11.341
1500	1	1500 m		1722.75	0.001643	7.604	1.457	11.953
1750	1	1750 m		2107.73	0.001818	8.036	1.628	12.632
2000	1	2000 m		2538.76	0.001995	8.513	1.826	13.381
2500	1	2500 m		3569.98	0.002366	9.602	2.323	15.093
3000	1	3000 m		4889.04	0.002768	10.883	2.985	17.108
3500	1	3500 m		6589.95	0.003214	12.377	3.861	19.455
4000	1	4000 m		8794.99	0.003713	14.106	5.015	22.173

Static Pressure	SP Total	8795	Pa
Dinamic Pressure	VP	251	Pa
Adicional Pressure	AP	451	Pa
Total Pressure	TP	9497	Pa
	$P_{vent}$	9497	Pa

\* Valores a 1700 msnm

Tabla 4.7.- Cuadro de cálculo basado en algoritmo de sub-capítulo 2.5.2.2

#### **4.7.3.2 Cálculo de la potencia eléctrica.**

Para estimar la potencia eléctrica que consumirá dicho sistema utilizaremos la misma fórmula de potencia indicada en la ecuación 2.15:

$$N = Q_{1 \text{ total}} \times P_{\text{vent}} / (1000 \times \eta_v \times \eta_m)$$

Reemplazando todos los valores en la fórmula

$$N = 28.20 \times 9497 / (1000 \times 0.80 \times 0.93) = 359 \text{ Kw a } 1700 \text{ msnm}$$

Si se ingresa la presión total a la altura de trabajo (1700 msnm) entonces la potencia calculada será también a la altura de trabajo.

#### ***Resumen de los cálculos***

Las 03 alternativas de cálculo mostradas líneas arriba arrojan valores bastante similares de caudal, presión y potencia para los equipos que inyectaran aire al inicio del túnel mediante un sistema de ventilación en serie uno a continuación de otro (Cola).

El valor del caudal  $Q_{1 \text{ total}}$  calculado bajo los 03 criterios es igual a superior al caudal  $Q_{\text{total diesel}}$  debido a esto en ninguno de los 03 criterios hizo recalcular alguno del caudal a inyectar al inicio del túnel (Según lo indicado mencionado en el sub-capítulo 4.5)

Para los análisis y/o cálculos siguientes se considerara los valores

reportados en el criterio 2 como los que validos finales.

Es decir:

$$p_1 = 9243 \text{ Pa (a 1700 msnm)}$$

$$P_{\text{vent}} = 9822 \text{ Pa (a 1700 msnm)}$$

$$u_0 = 9.43 \text{ m/s}$$

$$u_1 = 21.16 \text{ m/s}$$

$$Q_{1 \text{ total}} = 27.00 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{0 \text{ total}} = 12.00 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_1 = 13.50 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_0 = 6.00 \text{ m}^3/\text{s}$$

#### 4.8 VERIFICACION DE LA VELOCIDAD DEL AIRE EN LAS GALERIAS

Para lo valores de caudal calculados en el frente y a todo lo largo del túnel así como la sección de la galería se verificara las velocidades que etndra el aire al “retornar” por el túnel. El cálculo de velocidades en la galería se resumió con los siguientes resultados.

Distancia desde el portal	Vel. (m/S)
1000 m	1.72
2000 m	1.40
3000 m	1.34
4000 m	0.94

Tabla 4.8.- Velocidad de aire retorno en el túnel según distancia desde el portal

La norma SIA196 indica lo siguiente respecto a la velocidad de aire de las galerías (Párrafo 2.22.21).

“El caudal de aire del sistema de ventilación debe ser dimensionado para que la velocidad del flujo de aire sea mínimo de 0,3 m/s en el perfil más grande excavado por el túnel o por la galería.”

Asimismo el párrafo 3.23.3 de dicha norma indica.

“En caso de ascenso continuamente con una ventilación por impulsión, la dilución de los humos de minado, y por ahí hasta los polvos, es suficiente sólo si la cantidad de aire es determinada por los motores Diesel comprometidos”

El sub-capítulo 2.4.1 del presente informe indica que como referencia en todo tipo de túneles y galerías de gran longitud, una velocidad mínima de retorno de 0.5 m/s es suficiente.

Los valores de velocidad de aire retorno en las galerías calculadas en la tabla líneas arriba están por encima de las velocidades mínimas recomendadas por lo manuales y normas para este tipo de labores por lo tanto el caudal calculado en el sub-capítulo 4.5 también cumplirá esta normatividad.

Por otra parte, las velocidades de aire en las galerías son relativamente “altas” por lo que deberían reducir considerablemente los efectos provocados por niebla y polvo dentro de la galería, asimismo respecto a la temperatura, las

velocidades indicadas generaran una sensación de frescura que reducirían los efectos del calor.

#### **4.9 CALCULO DEL TIEMPO REINGRESO LABORES LUEGO DE LA VOLADURA**

Un valor muy importante a considerar y que no se toma muy en cuenta en muchas operaciones es el tiempo mínimo de reinicio labores luego de la voladura de explosivos (Tiempo de limpieza o tiempo de reingreso labores).

Es práctica usual considerar por "experiencia" de 15 a 25 minutos como tiempo de reingreso después de la voladura. Esto podría aplicar en túneles cortos de no más de 500 metros mas no en túneles de más de 1000 metros de longitud en donde se deberá calcular el tiempo de limpieza según formulas conocidas, para esta revisión se usara el criterio de Howes (1982) el cual considera cálculos de tiempos de mezcla y tiempos de dilución.

Calcularemos el tiempo de reingreso labores para la máxima longitud del túnel (4000 m) utilizaremos las formulas indicadas en el sub-capítulo 2.4.3 del presente informe. Tener en cuenta que el tiempo de reingreso labores se deberá calcular para cada longitud de avance del túnel.

Reingresaremos los datos requeridos

$Q_{0 \text{ total}}$  = Caudal total de aire aportado al fondo del túnel, será constante = 12 m<sup>3</sup>/s

$Q_{1 \text{ total}}$  = Caudal total de aire a inyectar al inicio del túnel será variable y dependerá de la profundidad de avance, para 4000 m de avance será 27m<sup>3</sup>/s

M = Masa de explosivos (120 Kg)

A = Área del túnel (12.82 m<sup>2</sup>)

L<sub>túnel</sub> = Longitud del túnel (4000 m.)

V = Volumen del túnel (51280 m<sup>3</sup>)

Para el cálculo de tiempo de reingreso labores se tiene que calcular primeramente el tiempo de dilución ( t<sub>dilucion</sub>) y el tiempo de mezcla (t<sub>mezcla</sub>)

El tiempo de dilución se calculara según la fórmula 2.4 del sub-capítulo 2.4.3.

$$t_{dilucion} = \left(\frac{V}{Q}\right) \cdot \ln\left(\frac{G_{tunel}}{G_{adimisible}}\right)$$

Donde

t<sub>dilucion</sub> = Tiempo de dilución de los gases contaminantes (seg)

V = Volumen del túnel (m<sup>3</sup>)

Q = Caudal de aire aportado (m<sup>3</sup>/s)

G<sub>tunel</sub> = Concentración inicial del gas en el túnel (ppm)

G<sub>admisible</sub> = Concentración admisible del gas (ppm)

Consideraremos 2.0 ppm para el NO<sub>2</sub>

Hay un número de pasos requeridos antes de usar esta ecuación

#### 4.9.1 Calculo del tapón de humos del gas

Se aplicara la fórmula de la ecuación 2.1

$$L_{\text{tapon}} = \frac{K \cdot M}{F_a \cdot D \cdot \sqrt{A}}$$

Donde

$L_{\text{tapon}}$  = Longitud del tapón de humos (m)

$K = 25$  Constante de dispersión para avance de túneles

$M$  = masa de explosivos (Kg)

$F_a$  = Avance por ciclo (m)

$D$  = Densidad de la roca (kg/ m<sup>3</sup>)

$A$  = Área del frente de avance o del túnel si es sección constante

Datos

$$K = 25$$

$$M = 120 \quad \text{Kg}$$

$$F_a = 3 \quad \text{m}$$

$$D = 2.7 \quad \text{kg/m}^3$$

$$A = 12.82 \quad \text{m}^2$$

Reemplazando valores en la formula

$$L_{\text{tapon}} = \frac{25 \cdot 120}{3 \cdot 2.7 \cdot \sqrt{12.82}}$$

Entonces

$$L_{\text{tapon}} = 103 \text{ m}$$

#### **4.9.2 Cálculo del volumen de gas producido y concentración inicial del gas del túnel (NO<sub>2</sub>)**

Se calculará la concentración inicial para el NO<sub>2</sub> mediante fórmula de la ecuación 2.2

$$G_{\text{tunnel}} = \frac{V_{\text{gas}} \cdot M_{\text{explosivos}}}{V_{\text{volumen de tunnel}}} \cdot 10^6$$

Donde:

$G_{\text{tunnel}}$  = Concentración inicial del gas NO<sub>2</sub> en el túnel (ppm)

$V_{\text{gas}}$  = Volumen de gas NO<sub>2</sub> producido en m<sup>3</sup> por Kg de explosivo = 0.002574 (De tablas)

$M_{\text{explosivos}}$  = Cantidad de explosivos utilizados en cada voladura

$V_{\text{volumen de túnel}}$  = Volumen del túnel

Reemplazando valores

$$G_{\text{tunnel}} = \frac{0.002574 \cdot 120}{51280} \cdot 10^6$$

Entonces

$$G_{\text{tunnel}} = 6.023 \text{ ppm}$$

### 4.9.3 Calculo del tiempo de mezclado ( $t_{mezcla}$ )

Se utilizara la fórmula de la ecuación 2.3:

$$t_{mezcla} = \frac{\text{Area tunel} \cdot (\text{Longitud tunel} - \text{Longitud tapon})}{\text{Caudal de aire aportado}}$$

Reemplazando valores.

$$t_{mezcla} = \frac{12.82 \cdot (4000 - 103)}{12}$$

Entonces:

$$t_{mezcla} = 4163 \text{ seg.} = 69 \text{ minutos}$$

Como en un túnel de gran longitud el aire aportado a todo lo largo del túnel no es solo el descargado al fondo del túnel (Las fugas son también “descargadas” simultáneamente a lo largo del túnel) y a fin de no subdimensionar el cálculo se recalculara el tiempo de mezcla final como el promedio del tiempo de mezcla considerando el caudal descargado al fondo del túnel y el tiempo de mezcla calculado considerando el aire de aporte que ingresa al inicio del túnel.

Entonces

$t_{mezcla1}$  = Tiempo de mezcla considerando caudal de aporte de 12.00 m<sup>3</sup>/s

$t_{\text{mezcla2}}$  = Tiempo de mezcla considerando caudal de aporte de 27.00 m<sup>3</sup>/s

Se tiene  $t_{\text{mezcla1}} = 69$  minutos

$t_{\text{mezcla2}} = 31$  minutos

Entonces el tiempo de mezcla final a considerar será el promedio

$t_{\text{mezcla}} = 50$  minutos

#### **4.9.4 Cálculo del tiempo de dilución de gases**

Se utilizará la fórmula de la ecuación 2.4

$$t_{\text{dilucion}} = \left(\frac{V}{Q}\right) \cdot \ln\left(\frac{G_{\text{tunel}}}{G_{\text{admisible}}}\right)$$

Reemplazando valores.

$$t_{\text{dilucion}} = \left(\frac{51280}{12}\right) \cdot \ln\left(\frac{6.023}{2.0}\right)$$

Entonces

$$t_{\text{dilucion}} = 4711 \text{ seg.} = 78.5 \text{ minutos}$$

Como en el caso anterior, en un túnel de gran longitud el aire aportado a todo lo largo del túnel no es solo el descargado al fondo del túnel (Las fugas son también “descargadas” simultáneamente a lo largo del túnel) a fin de no sub-dimensionar el cálculo se recalculara el tiempo de dilución

final como el promedio del tiempo de dilución considerando el caudal descargado al fondo del túnel y el tiempo de dilución calculado considerando el aire de aporte que ingresa al inicio del túnel

Entonces

$t_{\text{dilucion1}}$  = Tiempo de dilución considerando caudal de aporte de 12.00 m<sup>3</sup>/s

$t_{\text{dilucion2}}$  = Tiempo de dilución considerando caudal de aporte de 27.00 m<sup>3</sup>/s

Se tiene  $t_{\text{dilucion1}} = 78.5$  minutos

$t_{\text{dilucion2}} = 34.9$  minutos

Entonces el tiempo de dilución final a considerar será el promedio

$$t_{\text{dilucion}} = 57 \text{ minutos}$$

#### **4.9.5 Calculo del tiempo de reingreso labores**

Del considerando indicado en el sub-capítulo 2.4.3:

*Tiempo de limpieza = Tiempo de mezcla + Tiempo de dilución.....(Teórico)*

Podríamos realizar dicha suma y calcular el tiempo de limpieza (Teórico) sin embargo en la realidad el tiempo de reingreso real está entre el tiempo de mezcla y la suma del tiempo mezcla más tiempo de dilución.

$$T_{\text{tiempo Mezcla}} < T_{\text{tiempo antes de reingreso real}} < T_{\text{tiempo de mezcla}} + T_{\text{tiempo de dilución}}$$

Entonces reemplazando valores calculados:

$$50 \text{ min} < \text{Tiempo antes del reingreso} < 107 \text{ min}$$

Para efectos de cuantificar estimadamente el tiempo de reingreso se tomara dicho valor como el promedio de ambos valores.

$$\text{Tiempo antes del reingreso} = 78.5 \text{ Minutos}$$

Bajo la misma modalidad de cálculo se estimó los tiempos mínimos de reingreso labores para otras distancias referencia, el resumen de lo calculado se indica a continuación:

Para 1000 metros: 35 minutos

Para 2000 metros: 55 minutos

Para 3000 metros: 69 minutos

Para 4000 metros: 79 minutos

Si se usasen “refugios” (Pequeñas cámaras herméticas artificiales donde el personal puede permanecer debidamente oxigenados durante un lapso de tiempo dentro de la galería aun cuando el ambiente alrededor de este esté contaminado con gases de la voladura de explosivos) para personal que reingresara a las labores de carguío en el frente después de la

voladura (Refugios con cierta distancia máxima desde el frente), dicho personal deberá reingresar a las labores pasado un tiempo mínimo de 15 minutos, sin embargo no deberá ingresar personal adicional desde el ingreso del túnel ni circular a través del mismo hasta que se tenga el tiempo mínimo de reingreso labores indicado líneas arriba.

Si el personal ingresa por el inicio del túnel y/o circula a través del mismo antes de los tiempos indicados encontrara aire viciado por los gases de los explosivos con valores de contaminación por encima de los máximos permisibles.

#### **4.10 SISTEMA DE VENTILACIÓN REQUERIDO**

El túnel será excavado con un frente de trabajo con un sistema de ventilación independiente de 02 mangas en paralelo, La longitud del túnel y por ende de la longitud de las mangas será de 4000 m.

El sistema de ventilación a usar es del tipo impelente con ventilación forzada, el mismo que permitirá conducir el aire fresco desde la boca del túnel hasta el frente de trabajo a través de ductos flexibles de ventilación, retornando el aire contaminado a través de la excavación que está siendo avanzada.

El espacio disponible para acomodar el ducto de ventilación está limitado por las dimensiones de los equipos más grandes que se tiene previsto emplear.

Teniendo en cuenta esta limitación y para el caudal a insuflar se consideró 02 mangas en paralelo de  $\varnothing$  900 mm. Se ha seleccionado 02 mangas de  $\varnothing$  900 mm aun cuando hay cierto riesgo de que dañen las manga cuando pasen los camiones por el poco galibo disponible. Se tomaran medidas necesarias y los cuidados requeridos para reducir el riesgo de daños, el mantenimiento y control de fugas será exhaustivo y continuo.

Dado que los primeros tramos de las líneas de ventilación soportarán una presión interna relativamente alta cuando los frentes alcancen su longitud máxima, se recomienda que en todos los casos, se instale un tramo inicial de 10 m de ducto rígido metálico de 900 mm al que se conectará los ventiladores en un extremo y el ducto flexible de 900 mm en el otro extremo.

Dado que a lo largo de la línea de ventilación se producen fugas de aire a través de las juntas, el caudal de aire que deberán impulsar los ventiladores a instalarse al inicio de cada línea tendrá que ser mayor que el que se descarga y requiere en el frente de trabajo.

Por otro lado, la presión que habrá que vencer para impulsar el caudal a través de cada línea de ventilación de 900 mm de diámetro, será del orden de 9822 Pa (A 1700 msnm) para cuando ésta alcance una longitud de 4000 m.

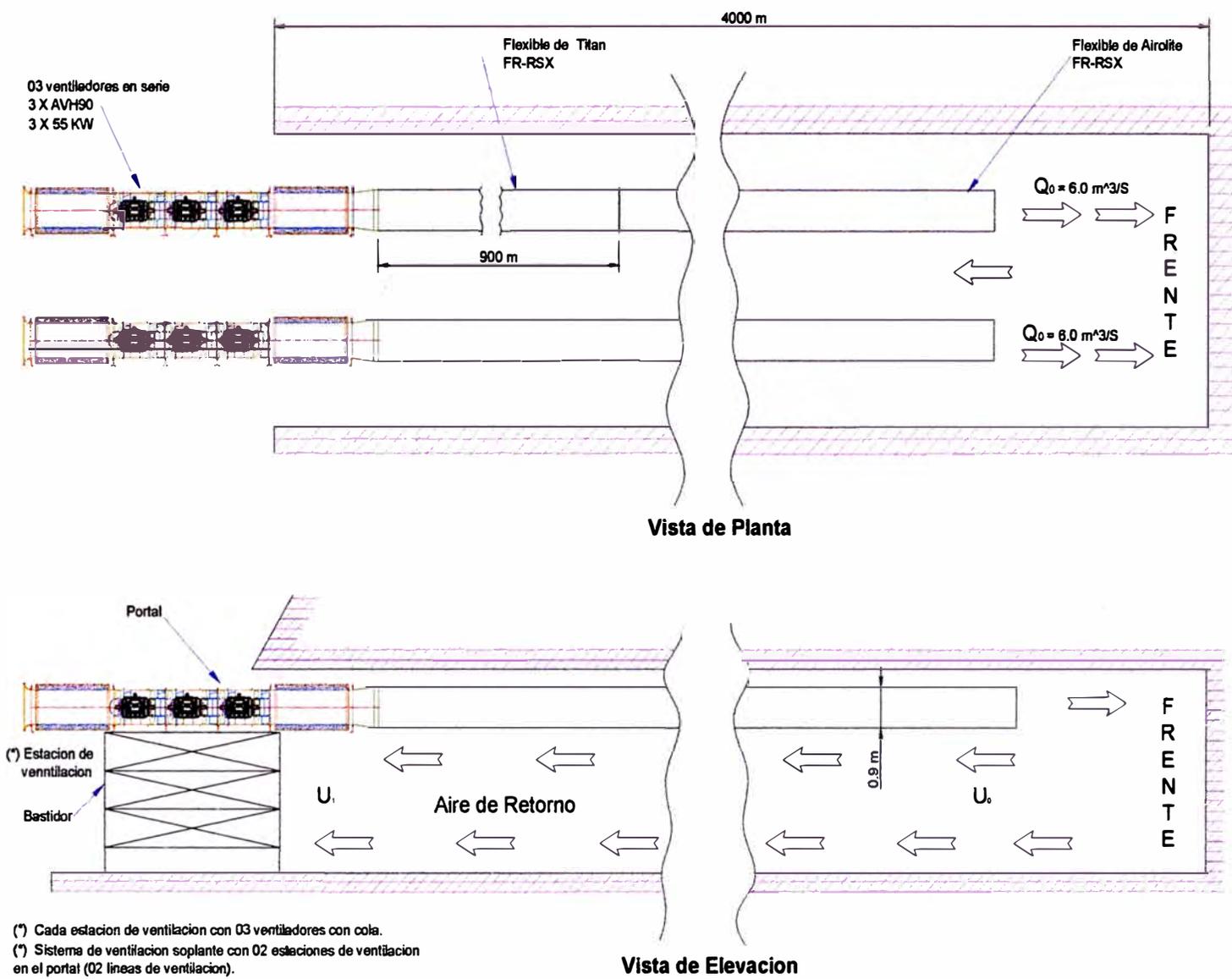


Figura 4.5.- Sistema de ventilación diseñado

#### 4.11 SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Con la información del sub-capítulo 4.10 podremos seleccionar los ventiladores que mejor se adecuen al rango de los requerimientos de caudal y presión, para el punto de operación más crítico, lo cual sucederá cuando el frente esté casi terminado, con su ventilador y mangas instalados.

Resumiendo los valores calculados en el punto 4.5 tenemos que se requiere 02 líneas de ventilación, cada línea requiere un ventilador (O batería de ventiladores conectados en serie y en cola) que cubra lo siguiente:

$$P_{vent} = 9822 \text{ Pa (a 1700 msnm)}$$

$$Q_1 = 13.50 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dichos valores mencionados serán entregados a 1700 msnm.

Los equipos requeridos serán seleccionados del catálogo GIA Swedvent, por la alta presión a obtener la selección indico que se requerirá de un “arreglo” operativo de ventiladores conectados en serie, la designación que se le dio a este “arreglo” es como sigue: ,

\* Marca: GIA Swedvent

\* Modelo: 3 x AVH90

\* Tipo : AVH90.55.2.8/50Hz

\* Motor: 3 x 55 kW, 1500 rpm, 50 Hz

El arreglo seleccionado está conformado por 03 ventiladores de una etapa conectados en serie cada uno de modelo AVH90, instalados uno a continuación del otro (Cola) Se considerara estos 03 equipos en serie trabajaran en el arreglo como si fuese un solo equipo con lo que el modelo "compuesto" de los equipos se denominó: 3 x AVH90.

La curva de performance del modelo "compuesto" se muestra en la figura N° 4.6

## GIA SwedVent High Pressure Axial Mining- and Tunnelling Fan

Project: C.H. Quitaracsa  
Customer: Constructora JME S.A.C.

Quotation No: 11PE964  
Calculation ID: quit40e

	<b>3xAVH90.</b>	<b>900 mm</b>	<b>50Hz</b>	<b>n = 2980 rpm</b>
---	-----------------	---------------	-------------	---------------------

$\beta$	kW	Type	$\beta$	kW	Type
32°	3x37	AVH90.37.2.8/50Hz	48°	3x90	AVH90.90.2.8/50Hz
36°	3x45	AVH90.45.2.8/50Hz	52°	3x110	AVH90.110.2.8/50Hz
40°	3x55	AVH90.55.2.8/50Hz			
44°	3x75	AVH90.75.2.8/50Hz			

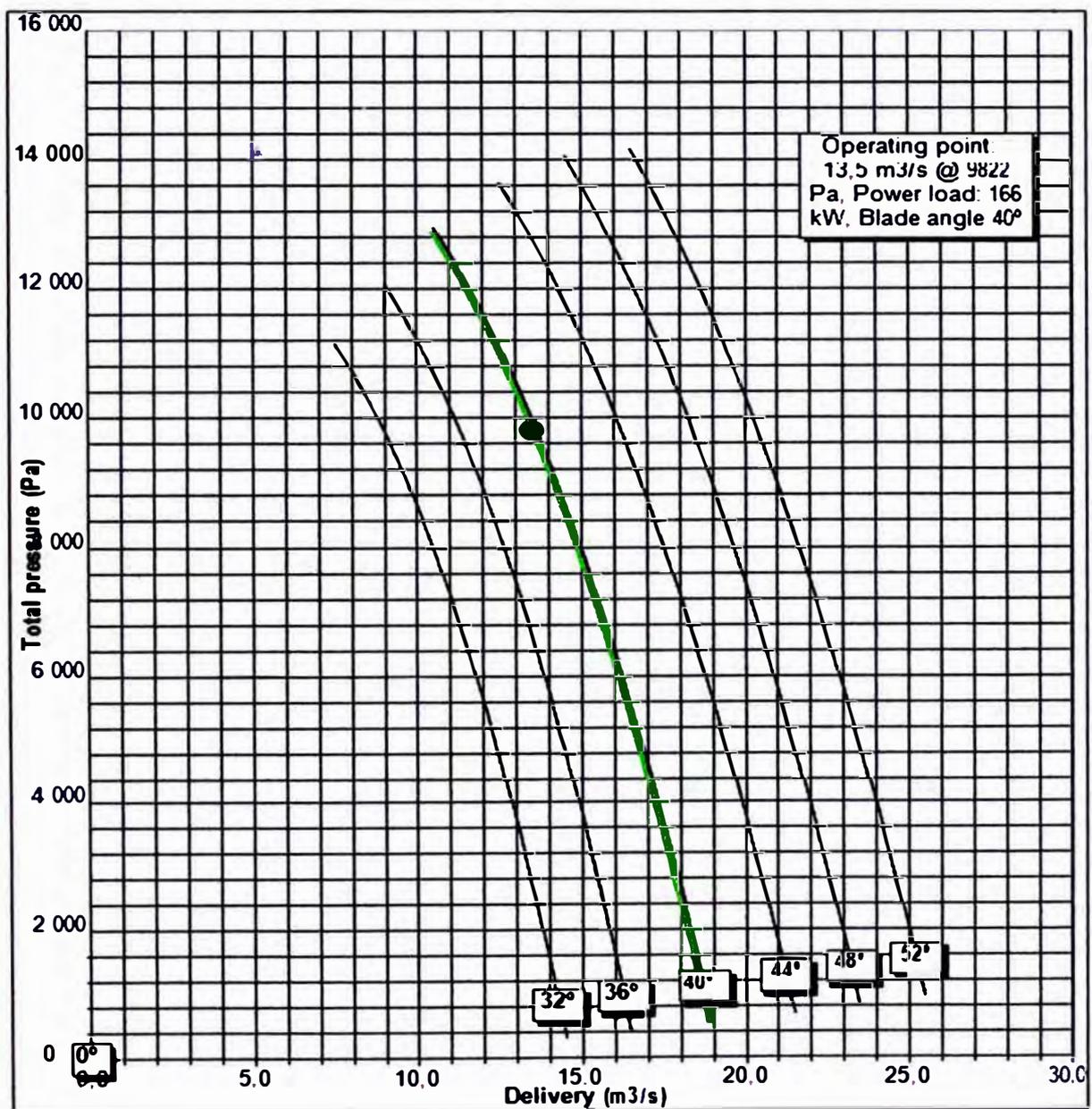


Figura 4.6.- Curva de performance de ventilador "compuesto" modelo 3 x AVH90

#### 4.12 SELECCIÓN DE LOS DUCTOS FLEXIBLES

Utilizando la hoja técnica de ductos flexibles Gia Swedvent en la parte referida a la máxima presión soportada por la manga se tiene los siguientes valores:

Manga Titan FR-RSX\* Ø 900 mm = 43.6 KPa

Manga Airolite FR-RSX\* Ø 900 mm = 28.6 KPa

La presión total de trabajo del ventilador calculada es de 9882 Pa.

Dicha presión deberá soportar la manga en su tramo inicial, a medida que el aire avanza en la manga habrá una caída de presión por lo que la presión soportada por la manga se irá reduciendo paulatinamente hasta hacerse mínimo en su descarga (Donde Presión estática = 0.0 Pa )

Los valores de presión estática estimados con distancia desde el ingreso del túnel se da en la tabla 4.9:

<b>Distancia desde la Boca túnel</b>	<b>Presión estática. (Pa)</b>
0 m	9243
1000 m	5409
2000 m	2849
3000 m	1141
4000 m	0

Tabla 4.9.- Presión soportada por las mangas según distancia desde el portal

Considerando el factor de servicio que indica el fabricante (F.S = 3) se tendrá para el tramo inicial la presión a soportar será de 29.6 KPa. Valor ligeramente por encima del máximo soportado por la manga Aiolite. Según esto se utilizara Manga tipo Titán los primeros 200 metros. En resumen se tendrá la siguiente configuración Para cada línea de ventilación:

01 Adaptador a manga: El cual se deberá instalar al inicio, después de la descarga de los ventiladores, esto para adaptar el ventilador a la manga flexible.

200 m. de Manga Flexible Titán Ø 900 mm, este tipo de manga irá después del adaptador a manga.

3800 m. de Manga Flexible Aerolite Ø 900 mm, este tipo de manga irá después de la manga Titán.

Tener en cuenta que son 02 líneas por lo que el se requerirá el doble de lo indicado, es decir 400 m en total de manga Titan de Ø900 mm y 7600 m en total de manga Aiolite de Ø900 mm.

## 4.13 ESPECIFICACIONES TECNICAS

### 4.13.1 Ventiladores

Se requerirá 02 líneas de Ventilación, cada línea de ventilación estará conformado por 03 ventiladores modelo AVH90 instalados en serie uno a continuación de otro (Con lo que el "modelo" compuesto para cada línea será: 3 x AVH90)

En total se requerirá de 06 ventiladores AVH90 cada uno con las siguientes características.

Marca : GIA SwedVent

Tipo de álabe : Air foil de paso variable.

Modelo :AVH90.55.2.8

Etapas : 01.

H de operación : 1700 m.s.n.m.

T° de operación : 15 °C

Densidad del aire : 1.02 Kg/m<sup>3</sup>.

Caudal : 13.5 m<sup>3</sup>/s

Presión Total : No especificada ( En conjunto en 03 etapas desarrollara 9822 Pa. a 1700 m.s.n.m. 15°C)

Consumo de pot. : No especifica.

Eficiencia Total : 80%

Nivel de ruido : 80 dB(A) Con silenciadores.

Ø de la carcasa : 900 mm

RPM del ventilador : 2980

### Motor IEC

- Marca : ABB
- Potencia : 55 Kw
- Voltaje : 400 V
- Frecuencia : 50 Hz
- IP : 55

### Características constructivas:

08 Alabes de diseño aerodinámico y con paso ajustable individualmente.

Masa de impulsor de Ø560 mm de acero soldado.

Rodamientos SKF.

Rodamientos lubricados con sistema externo de lubricadores automáticos SKF

“Luz” (Gap) entre carcaza e impeler de 1.5 mm para alta performance.

Diámetro de carcaza de 900 mm

Carcaza de 6 mm de espesor.

Revestido con 60 micras de acryl primer + 100 micras de acryl top.

Separador con vanos guía aerodinámicos soldado dentro de la carcasa + alineadores de flujo para eliminar turbulencia.

Bridas de acero cortados con láser y soldados a la carcasa.

Soportes con refuerzos.

Totalmente probado antes de la entrega, medición de la capacidad.

#### **4.13.2 Silenciadores**

Al estar conectados en serie 03 ventiladores en serie uno junto al otro por cada línea de ventilación se requerirá solo un par de silenciadores para cada línea, es decir para las 02 líneas se requerirá en total 04 unidades.

Cada silenciador tendrá las siguientes características:

Marca : GIA SwedVent

Modelo : GS90

Etapas : 01.

Diámetro interno: 900 mm.

Diámetro externo: 1060 mm.

Longitud: 1200 mm

Aislante acústico: Lana mineral pesada.

Características constructivas:

Espesor de carcaza de 3 mm

Bridas cortadas con láser de 8 x70 mm soldadas.

Revestido con 60 micras de acryl primer + 100 micras de acryl top.

Auto-soportado en el propio ventilador.

No incluye núcleo interno de diseño súper-silenciador

#### **4.13.3 Campanas de succión**

Para cada línea de ventilación conformada por 03 ventiladores en serie se requerirá una sola campana de succión, dado que hay 02 líneas se requerirá en total 02 campanas de las siguientes características:

Marca : GIA SwedVent

Modelo : GIB90

Ingreso en forma de "campana" para atenuar caída de presión en la succión.

Carcasa de 2.0 mm de espesor.

Rejilla de protección en la succión del modelo "red de araña".

#### **4.13.4 Adaptadores a manga**

Se requerirá un adaptador para cada línea de ventilación, es decir 02 en total para el sistema. Cada adaptador tendrá las siguientes características:

Marca : GIA SwedVent

Modelo : GDA90

Longitud. 150 mm.

Carcasa de 3.0 mm de espesor.

Tope con anillo de varilla de Ø 9 mm soldada en un extremo para asegurar el ducto.

#### **4.13.5 Tablero de arranque e Inversor de frecuencia**

Cada uno de los 06 ventiladores que confirmaran el sistema de ventilación (03 por línea) deberá tener su inversor de frecuencia que arrancara cada ventilador y controlara la frecuencia de trabajo según longitud de avance a fin de ahorrar energía. Las características de cada variador de frecuencia se indica a continuación:

Marca : ABB

Modelo : 54FC55

Potencia nominal: 55 Kw.

Voltaje : 400/440 V

Frecuencia : 50/60 Hz.

Control de velocidad: 250 a full RPM.

Protecciones: Sobre corriente motor, cortocircuito, falla de fase, sobre o sub voltaje.

Controles de operación: LED display con botones de control montados fuera de la carcasa (En la puerta).

Enfriado por ventilador.

Encerramiento: IP21

Protección: Por estándar todos los circuitos y tarjetas barnizados para protección contra polvo.

## Standard technical specifications GIA SwedVent high pressure tunnelling fans with accessories

FAN MODEL		AVH63	AVH71	AVH90	AVH100	AVH112	AVH125	AVH140	AVH160	AVH180	AVH224
Motor		F-class, IP54, 400/440 V, 50/60 Hz									
Nominal power		9-25 kW	11-37 kW	37-90 kW	45-110 kW	9-37 kW	45-160 kW	45-160 kW	75-315 kW	132-500 kW	132-500 kW
Impeller speed		3000/3600 rpm				1500/1780 rpm				1000/1200 rpm	
Bearings		SKF									
Bearing lubrication		SKF "auto-lubricators system 24" on casing outside									
Impeller hub		Ø380 mm, cast aluminium	Ø380 mm, welded steel	Ø560 mm, welded steel	Ø560 mm, welded steel	Ø560 mm, cast aluminium	Ø800 mm, cast aluminium	Ø800 mm, welded steel	Ø800 mm, welded steel	Ø1000 mm, welded steel	Ø1000 mm, welded steel
Impeller blades		8 pcs, cast aluminium, adjustable at stillstand						10 pcs, cast aluminium, adjustable at stillstand			
Gap between blade top and fan casing		1,5 mm	1,5 mm	1,5 mm	1,5 mm	2,0 mm	2,5 mm	2,5 mm	3,0 mm	3,0 mm	3,0 mm
Casing Inner Ø		630 mm	710 mm	900 mm	1000 mm	1120 mm	1250 mm	1400 mm	1600 mm	1800 mm	2240 mm
Fan casing thickness		5 mm	5 mm	6 mm	6 mm	6 mm	6 mm	8 mm	8 mm	8 mm	10 mm
Casing anti-rust protection		60 µ acryl primer + 100 µ acryl top layer									
Casing flanges		laser-cut, 8x5mm welded	laser-cut, 10x60 mm, welded				laser-cut, 10x70 mm, welded				
Turbulence elimination		Guide vanes welded to inside casing + 5 straight longitudinal "fins"									
CE marking		yes									
Performance test		full test before delivery, capacity measurements									
Allowed vibrations		< 2mm/s									
MODEL		GS63	GS71	GS90	GS100	GS112	GS125	GS140	GS160	GS180	GS224
Inner Ø		630 mm	710 mm	900 mm	1000 mm	1120 mm	1250 mm	1400 mm	1600 mm	1800mm	2240 mm
Outer Ø		790 mm	870 mm	1060 mm	1160 mm	1280 mm	1410 mm	1560 mm	1760 mm	1960 mm	2400 mm
Length		1000mm	1000mm	1200mm	1200 mm	1200 mm	2000 mm	2000 mm	2400 mm	2400mm	3000 mm
Casing flanges		laser-cut, 8x70 mm, welded					laser-cut, 8x80 mm, welded				
Casing thickness		3 mm	3 mm	3 mm	3 mm	3 mm	3 mm	4 mm	4 mm	4 mm	5 mm
Sound absorbing material		Heavy mineral wool									

<b>SILENCERS</b>	<b>Self-supporting to fan casing</b>	yes				
	<b>Casing anti-rust protection</b>	60 µ acryl primer + 100 µ acryl top layer				
	<b>"Super silencer"</b>	centre baffle, l=800 mm, Ø380 mm	centre baffle, l=1000 mm, Ø550 mm	centre baffle, l=1800 mm, Ø640 mm	centre baffle, l=2200 mm, Ø640 mm	centre baffle, l=2500 mm, Ø640 mm

<b>NLET BELLS</b>	<b>MODEL</b>	<b>GIB63</b>	<b>GIB71</b>	<b>GIB90</b>	<b>GIB100</b>	<b>GIB112</b>	<b>GIB125</b>	<b>GIB140</b>	<b>GIB160</b>	<b>GIB180</b>	<b>GIB224</b>	
	<b>Intake</b>	"Bell shaped", pressure turned										
	<b>Casing thickness</b>	2 mm						3 mm				
	<b>Protection grille "spider net model"</b>											

<b>DUCT ADAP</b>	<b>MODEL</b>	<b>GDA63</b>	<b>GDA71</b>	<b>GDA90</b>	<b>GDA100</b>	<b>GDA112</b>	<b>GDA125</b>	<b>GDA140</b>	<b>GDA160</b>	<b>GDA180</b>	<b>GDA224</b>	
	<b>Length</b>	150 mm	150 mm	150 mm	150 mm	150 mm	150 mm	200 mm	200 mm	200 mm	200 mm	
	<b>Casing thickness</b>	3 mm						4 mm				
		Ø9 mm ring welded to adapter end for securing ducting										

<b>FREQUENCY INVERTERS</b>	<b>Nominal power</b>	11-500 kW
	<b>Electrical supply</b>	400/ 440 V, 50/ 60 Hz
	<b>Adjust-able fan speed</b>	250 rpm up to full speed
	<b>Protec-tions</b>	motor current, short circuit, phase failure, over- and under voltage
	<b>Operating controls</b>	LED-display with control buttons mounted on outside casing door
	<b>Cooling</b>	By cooling fan
	<b>Capsuling</b>	IP 21
	<b>Standard extra protection</b>	All circuit boards laquered for protection against moisture and dust
	<b>CE-marking</b>	yes
	<b>Others</b>	The inverters fulfil the EU-regulations for start of electrical equipment
<b>Optional</b>	Inverters built in in an IP54 cabinet. Circuit breaker, automatic fuses, cabinet heater	
<b>Optional</b>	EMC-filter	

Tabla 4.10.- Características técnicas completas de los ventiladores y sus accesorios

#### **4.13.6 Ductos flexibles (mangas)**

Las mangas de ventilación flexible serán de dos clases por la presión a soportar, la longitud total a considerar será de 8000 metros dado que son 02 líneas de mangas que corren en paralelo los 4000 metros del túnel, las características de dichas mangas se indica a continuación:

- *Titan FR-RSX\**

Material Base: Poliester.

Revestimiento interno: PVC plastificado.

Peso: 600 gr/m<sup>2</sup>

Resistencia a la flama: si.

Resistencia al medio: Resistente a humos ácidos, Gases nitrosos y diesel, Rayos ultravioleta.

Temperatura de quiebre tela: -30°C

Diámetro: 900 mm

Máximo presión de trabajo al diámetro de fabricación: 49 KPa

Tipo unión: Zip-Joints (Cierre)

Totalmente vulcanizado con 40 mm de espesor.

Suspendidos cada 0.75 metros.

- *Airolite FR-RSX\**

Material Base: Poliester.

Revestimiento interno: PVC plastificado.

Peso: 500 gr/m<sup>2</sup>

Resistencia a la flama: sí.

Resistencia al medio: Resistente a humos ácidos, Gases nitrosos y diesel, Rayos ultravioleta.

Temperatura de quiebre tela: -30°C

Diámetro: 900 mm

Máximo presión de trabajo al diámetro de fabricación: 28.6 KPa

Tipo unión: Zip-Joints (Cierre)

Totalmente vulcanizado con 40 mm de espesor.

Suspendidos cada 0.75 metros.

## GIA SwedVent Flexible Ducting - Technical specification

**General:** All seams and other joining works are fully welded (vulcanised) 40 mm wide. No sewing. Suspension hooks are welded to the fabric at a distance of c/c 0,75 m. On duct diameters >Ø1800 mm, two parallel lines of suspension hooks are mounted.

**Coupling A - GIA SwedVent ZIP-joints:** Both duct ends made with a split zipper (plastic zipper) of heavy duty PVC-type. **Protection-sleeve** which on the outside hides the zipper and on the inside seals the joint according to the principle "the higher pressure the tighter joint". With ZIP-joints, the ducting is delivered on standard pallets regardless diameter.

**Coupling B - GIA SwedVent steel clamps:** One end of each duct length is fitted with a steel ring, vulcanised to the fabric. One steel clamp made of galvanized 1,5 mm steel with locking device (threaded crank) closes the joint.

* "RS" stands for Rip-Stop. The base fabric is made with an enhanced yarn which dramatically increases the tear strength. This feature eliminates the ducting to further-tear longitudinally under normal conditions.		<b>Titan FR-RSX*</b> (yellow)	<b>Airolite FR-RSX*</b> (yellow)	<b>Titan FRA-RSX*</b> (black)	<b>Airolite FRA-RSX*</b> (black)
<b>Base fabric</b>		Polyester			
<b>Yarn thickness (dtex)</b>		2200/1430	3300/1100	2200/1100	3300/1100
<b>Yarns/cm</b>	<b>warp</b>	3,5 (x1430)	3,5	3,5 (x1430)	3,5
	<b>weft</b>	3,5 (x2200)	3,5+1	3,5 (x2200)	3,5+1
<b>Coating</b>		Plastizised PVC			
<b>Tensile strength (N/5)</b>	<b>warp</b>	2400	1400	2400	1400
	<b>weft</b>	3000	1700	3000	1700
<b>Tear strengt</b>	<b>warp</b>	550	270	550	270
	<b>weft</b>	750	340	750	340
<b>Total weight (gram/m2) (DIN 53352)</b>		600	500	600	500
<b>Flame resistance (DIN4102-B1)</b>		yes			
<b>Cold crack (DIN 53361)</b>		-30°C			
<b>Environmental resistance</b>		Resistant against rotting, humus acid, diesel- and nitrous gases, UV- light			
<b>Conductivity (ISO 284)</b>				1x10 <sup>6</sup> Ω	1x10 <sup>6</sup> Ω

Diameter (mm)					
400	Max allowed working pressures (kPa) valid for new ducting. Safety factor 3.	98,0	64,4	98,0	64,4
500		78,4	51,5	78,4	51,5
600		65,3	42,9	65,3	42,9
700		56,0	36,8	56,0	36,8
800		49,0	32,2	49,0	32,2
900		43,6	28,6	43,6	28,6
1000		39,2	25,8	39,2	25,8
1100		35,6	23,5	35,6	23,5
1200		32,7	21,5	32,7	21,5
1300		30,2	19,8	30,2	19,8
1400		28,0	18,4	28,0	18,4
1500		26,1	17,1	26,1	17,1
1600		24,5	16,1	24,5	16,1
1700		23,1	15,2	23,1	15,2
1800		21,8	14,3	21,8	14,3
2000		19,6	12,9	19,6	12,9
2200		17,8	11,7	17,8	11,7
2400		16,3	10,7	16,3	10,7
2500		15,7	10,4	15,7	10,4
2600		15,1	9,9	15,1	9,9
2800	14,0	9,2	14,0	9,2	
3000	13,1	8,6	13,1	8,6	

Tabla 4.11.- Características técnicas completas de las mangas ventilación

## **CAPITULO V**

### **ANALISIS ECONOMICO**

El presente capítulo dará un detalle del coste total del sistema de ventilación. Previo a esto costeará puntualmente cada componente del costo total, tal como el costo de suministro del sistema de ventilación, costo estimado de la instalación y montaje, costo de mantenimiento y costo operativo. Para este último se analizará el costeo de manera tradicional y el costeo aplicando plan de ahorro de energía por uso de variadores de velocidad.

#### **5.1 COSTOS POR SUMINISTRO DE EQUIPOS**

Líneas arriba se especificó el detalle de los equipos requeridos para el sistema de ventilación, se solicitaron las ofertas por el suministro de dichos equipos, el fabricante y proveedor de los equipos entregó 02 presupuestos que se indican a continuación.

##### **5.1.1 Ventiladores y accesorios**

*Relación de equipos:*

- Ventilador AVH90.55.2.8, Pot=55 KW, 460 Volt. Frecuencia=50 Hz, trifásico Cantidad: 6.00 Unidades,

- Silenciador GS90, Diámetro 0,90m, 0,75 decibeles,  
Cantidad: 4.00 Unidades
- Rejilla de protección GIB90, para ventilador de 0,90m,  
Cantidad: 2.00 Unidades
- Adaptador para la manga GDA90, para ventilador de 0,90m,  
Cantidad: 2.00 Unidades
- Tablero de arranque y protección IP54 54FC55, variador de frecuencia,  
Cantidad: 6.00 Unidades

*Relación de costos:*

VENTILADOR MARCA GIA MODELO AVH90	UND	6	11,160.00	66,960.00
SILENCIADOR MARCA GIA GS90	UND	4	1,722.00	6,888.00
REJILLA MARCA GIA MODELO GIB90	UND	2	480	960.00
ADAPTADOR DE MANGA MARCA GIA GDA90	UND	2	809	1,618.00
TABLERO DE CONTROL Y PROTECCIO	UND	6	4,205.00	25,230.00
			Subtotal	US\$ 101,656.00

### **5.1.2 Mangas y accesorios**

*Relación de equipos*

- Mangas de ventilación GIA Ø 900, Calidad Airolite FR\_RSX, de tramos de 30 metros con un solo punto de fijación espaciados cada 1.30 m  
Cantidad: 7600 m.
- Abrazadera ZIP-joints, para manga de 0.90m de diámetro Airolite  
Cantidad: 253 Unidades

- Mangas de ventilación GIA Ø 900, Calidad Titán FR\_RSX, de tramos de 30 metros con un solo punto de fijación espaciados cada 1.30 m.  
Cantidad: 400 m.
- Abrazadera ZIP-joints, para manga de 0.90m de diámetro Titan  
Cantidad: 13 Unidades

*Relación de costos:*

*Mangas y accesorios*

MANGA DE VENTILACION GIA ø 900 Airolite	MTS	7600	8.90	67,640.00
ADAPTADORES PARA ACOPLAMIENT Airolite	UND	253	19.00	4,807.00
MANGA DE VENTILACION GIA ø 900 Titan	MTS	400	16.00	6,400.00
ADAPTADORES PARA ACOPLAMIENTO titan	UND	13	27.00	351.00
		Subtotal	US\$	<b>79,198.00</b>

### **5.1.3 Equipos para mantenimiento**

*Relación de equipos*

- Mangas de ventilación GIA Ø 900, Calidad Airolite FR\_RSX, de tramos de 30 metros con un solo punto de fijación espaciados cada 1.30 m  
Cantidad: 2400 m.
- Abrazadera ZIP-joints, para manga de 0.90m de diámetro  
Cantidad: 80 Unidades
- Mangas de ventilación GIA Ø 900, Calidad Titán FR\_RSX, de tramos de 30 metros con un solo punto de fijación espaciados cada 1.30 m.

Cantidad: 200 m.

- Abrazadera ZIP-joints, para manga de 0.90m de diámetro.

Cantidad: 7 Unidades

- Accesorio de reparación de manga, Ø900, SRS91, longitud 1 m.

Cantidad: 100 Unidades

- Accesorio de reparación de manga, Ø900, SRS93, longitud 3 m.

Cantidad: 50 Unidades

- Accesorio de reparación de manga, Ø900, SRS95, longitud 5 m.

Cantidad: 20 Unidades

- Impulsor de ventilador de 55 KW, Fan impeller AVH90.

Cantidad: 02 Unidades

*Relación de costos:*

*Mangas y accesorios*

MANGA DE VENTILACION GIA ø 900 AiroLite	MTS	2400	8.90	21,360.00
ADAPTADORES PARA ACOPLAMIENTO AiroLite	UND	80	19.00	1,520.00
MANGA DE VENTILACION GIA ø 900 Titan	MTS	200	16.00	3,200.00
ADAPTADORES PARA ACOPLAMIENTO titan	UND	7	27.00	189.00
ACCESORIOS DE REPARACION SRS91	UND	100	39	3,900.00
ACCESORIOS DE REPARACION SRS93 -	UND	50	81	4,050.00
ACCESORIOS DE REPARACION SRS95 -	UND	20	121	2,420.00
FAN IMPELLER AVH90	UND	2	4200	8,400.00
		Subtotal	US\$	<b>45,039.00</b>

#### **5.1.4 Resumen de costos totales por suministro equipos**

Se detalla a continuación el resumen de costos finales Ex Works. Asimismo a efectos de costeos finales para la obra se consideran costos por flete, nacionalización, aduanas, impuestos y todos los gastos para tener los equipos en obra.

<b>Producto</b>			<b>Monto</b>	
Ventiladores y accesorios			101,656.00	
Mangas y accesorios			79,198.00	
Equipos mantenimiento			45,039.00	
	Subtotal	US\$	225,893.00	Ex -Works
			124,241.15	
		US\$		Flete, aduanas y otros
	Total	US\$	350,134.15	Precio en Obra

Entonces:

*Costos por suministro de equipos = US\$ 350 134.15*

#### **5.1.5 Propuesta económica original**

En el anexo 7 Se adjunta la propuesta económica general con precios Ex – Works entregada por el fabricante y proveedor de los equipos. Que para este caso es la empresa Sueca GIA SWIDVENT.

## 5.2 COSTOS DE INSTALACION Y MONTAJE

Los equipos utilizados en el sistema de ventilación serán instalados en obra por una empresa local de montajes electromecánicos subcontratada. La empresa a contratada (SECOTEC) detallo en su oferta adjunta al final del capítulo los costos por montaje electromecánico del sistema del sistema de ventilación.

Se ha considerado la oferta solo el montaje de las 02 líneas de manga pero en un tramo máximo de 200 metros, esto debido a que las mangas se instalaran según avance de la obra y será el personal propio la obra (Constructor principal de la obra tunelera – Constructora JME) quien realizará dicha labor, se capacitara a dicho personal para que siga el “tendido” de la manga según avance.

El resumen de costos se indica a continuación:

Montaje mecánico de los equipos = US\$ 9 670.00

Montaje eléctrico del sistema y pruebas = US\$ 12 320.00

Entonces:

*Costos de instalación y montaje = US\$ 21 990.00*

### 5.3 COSTOS DE MANTENIMIENTO

El sistema de ventilación con mangas diseñado en el presente informe presentara costos de mantenimiento de cierta consideración los cuales están reflejadas principalmente en los componentes a reemplazar con los repuestos.

Serán las mangas de ventilación los elementos que requerirán un continuo reemplazo por su deterioro continuo durante la operación. La sección reducida de la galería, la poca tolerancia que existe entre la parte baja de las mangas y la parte elevada de los dumpers (camiones de carga del mineral "volado") hará que esto sea inevitable, se agrega a lo anterior la certeza de rotura mangas dado la construcción misma, lo complicado de estas construcciones deriva en secciones no necesariamente uniformes y con superficies no planas, el túnel tendría resaltes en la parte inferior y superior que harían que los dampers "rasguen" y rompan las mangas.

Dado que los equipos tenían que ser importados desde Suecia y a efectos de negociación en paquete con el fabricante Sueco se consideró solicitar la oferta por suministro considerando los repuestos necesarios para el mantenimiento del sistema.

En el costeo detallado por suministro de equipos ya se consideró los costos de repuestos necesarios para el mantenimiento (Sub-capítulo 5.1.3).

Los costos de mano para reemplazo de las mangas no se considera dentro del costo de mantenimiento del sistema de ventilación ya que el personal que realizara dicha labor forma parte del personal asignado a la obra para esta y varias funciones más y está dentro ya asignados al proyecto completo (Construcción de la

central).

Entonces por lo explicado.

$$\text{Costos de mantenimiento} = \text{US\$ } 0.00$$

## 5.4 COSTOS OPERATIVOS

Los costos operativos del sistema de operación se dan principalmente en el costo a pagar por consumo de energía eléctrica necesaria para el accionamiento de los ventiladores.

Se analiza las 02 situaciones que se presentan para el costeo por consumo energético, la primera es la tradicional trabajando los equipos a su potencia nominal (Punto 5.4.1) y la segunda el costeo considerando políticas de ahorro de energía y el uso de variadores de frecuencia.

### 5.4.1 Costo de energía (Tradicional)

Dado que los ventiladores funcionaran durante toda la duración de la obra (Estimada en 8000 Horas) y para la potencia total de accionamiento 330 Kw los costos por consumo eléctrico serán considerables y los cuantificaríamos como sigue:

Datos: Del Sub-capitulo 4.1 se resume los siguientes datos:

- Altitud : 1700 metros sobre el nivel del mar
- Electricidad: 440 V y 60 Hz.
- Costo Energía : 0.19 US\$ / Kw-h

- Tiempo estimado construcción: 8000 horas

De los cálculos y selección de equipos se tiene que la potencia total de accionamiento ventiladores es como sigue:

- Numero de ventiladores : 06 Unidades
- Potencia de c/u: 55 Kw.
- Potencia total de accionamiento: 330 Kw (Motores)
- Eficiencia de los motores: 93%
- Potencia total eléctrica: 355 Kw

El costo de operación si accionamos los equipos sin aplicar ninguna política de ahorro de energía se calculara como sigue:

Costo de energía = Pot. eléctrica (Kw) x Horas totales x Costo energía (US\$/Kw-h)

Reemplazando valores:

Costo de energía= 355 Kw x 8000 Horas x 0.19 US\$ / Kw-hora

. Entonces:

*Costo energía (tradicional) = US\$ 539 600.00*

#### **5.4.2 Reducción de costos por plan de ahorro de energía**

Como lo indica el sub-capítulo 2.6.4 en los ventiladores que se utilizan para la ventilación de túneles de gran longitud, es muy recomendable el uso de variadores de frecuencia ya que permiten ahorrar energía. El ahorro de energía se traduce a su vez en ahorro de dinero por menor costo total de energía eléctrica consumida. Para cuantificar el ahorro de dinero debemos cuantificar el ahorro total de energía que se tendrá durante la duración de la obra..

Cuando se está en una fase inicial de trabajo, la longitud de tubería no será muy grande por lo que la resistencia aeráulica de la instalación será más baja. Como consecuencia, el ventilador entregará mucho más aire que el necesario.

Lo anterior conlleva a gastar más energía por inyección de mayor flujo. Usaremos el variador de frecuencia para controlar el flujo entregado al sistema, esto mediante la reducción de la velocidad de rotación del ventilador, la reducción de la velocidad la lograremos reduciendo la frecuencia de la línea eléctrica que se conecta al motor. Esta reducción de frecuencia la “logra” el variador de frecuencia..

Al iniciar la obra, cuando el ventilador tenga conectada una longitud pequeña de manga, la frecuencia con que trabajara el motor será baja (Por ejemplo 10 Hz) a medida que se instale más manga la “resistencia” del sistema aumentara por lo que iremos aumentando paulatinamente la

frecuencia hasta hacerla máxima cuando se esté instalado el total de manga con que se diseñó el sistema.

El criterio de cálculo 2 aplicado en el sub-capítulo 4.7.2 mediante su simplificación de dividir el túnel de 4000 m. en 40 tramos de 100 metros nos genera una forma simplificada de estimar el consumo de energía según avance de la obra.

Partiremos de la tabla 4.6 donde se tiene detallado el cálculo por tramos del caudal y caída de presión del sistema de ventilación en su condición extrema (Cuando el sistema de ventiladores esté conectado con los 4000 m. de manga).

Si analizamos el último tramo de manera independiente (3900-4000 m) podemos suponer que se presentó una situación similar en los inicios de la obra cuando el túnel había “avanzado” sus primeros 100 metros y el ventilador estaba conectado solo con 100 metros de manga. Lo lógico para ahorrar energía es considerar que el ventilador debió inyectar  $6.12 \text{ m}^3/\text{s}$  a la manga de 100 metros para descargar  $6.0 \text{ m}^3/\text{s}$  en el frente y generando una caída de presión de 94 Pa (Similar a los valores mostrados en la tabla 4.6 para el tramo mencionado). Para lograr estos valores de flujo en el ventilador necesariamente se tuvo que recurrir al uso de variadores de frecuencia y con valores mínimos de los “Hertz”.

A medida que fue “avanzando” el túnel y se le conecto el siguiente tramo de 100 metros (Longitud túnel = 200 m) la situación que se tuvo en

ese momento se pudo asemejar a la que se tendría al analizar independientemente el tramo 3800 a 4000 m. de la tabla 4.6. Es decir bastaba inyectar  $6.25 \text{ m}^3/\text{s}$  a los 200 metros de manga para descargar los  $6.0 \text{ m}^3/\text{s}$  que se quiere en el frente por línea. La caída de presión que se tuvo para estos metro de manga seria =  $94 + 98 = 192 \text{ Pa}$ . Condiciones que también se tuvieron que lograr con el variador.

Podríamos seguir analizando para los 300 m de manga (Tramo 3700 a 4000 m), 400 m (Tramos 3600 a 4000 m ) y así sucesivamente. Es decir dicha tabla utilizada desde su parte inferior nos permitiría estimar el caudal y caída de presión (Y por ende estimar la potencia) que requerirá el ventilador a medida que se avanza en la profundización del túnel fijando sus valores cada 100m de avance.

Elaboraremos una nueva tabla de estimación de potencia para cada línea de ventilación según la lógica deducida y con los siguientes datos y considerandos.

$\eta_{\text{ventilador}}$  : 80% (Para sus condiciones nominales)

$\eta_{\text{ventilador}}$  : Decrecerá hasta su mínimo cuando el ventilador entregue su menor caudal y presión (En el inicio de la obra, valor mínimo considerado = 50%)

$\eta_{\text{motor}}$  : 93% (Para sus condiciones nominales)

$\eta_{\text{motor}}$  : Decrecerá hasta su mínimo cuando el motor entregue su menor potencia (En el inicio de la obra, valor mínimo considerado =70%)

Los resultados de lo indicado se muestran tabla 5.1, Este cuadro muestra el consumo de potencia para los primeros 100 metros (Tramo 0-100m), Para cuando esté trabajando con 200 metros de manga (Tramo 0-200m) y así sucesivamente hasta su máxima profundidad (tramo 0-4000m) se totaliza en una columna el consumo de potencia eléctrico total para las 02 líneas de ventilación.

Dado que se tiene como dato el tiempo total de trabajo estimado para la obra y la longitud total del túnel, podemos cuantificar un "ratio" de tiempo para cada avance 100 metros de túnel mediante una regla de tres simple.

Tiempo total duración obra = 8000 horas.

Longitud total del túnel = 4000 m

Tiempo avance 100 m = "X"

La regla de tres será:

$$\begin{array}{l} 4000 \text{ m} \text{ ----- } 8000 \text{ h} \\ 100 \text{ m} \text{ ----- } \text{"X"} \end{array}$$

Entonces X= Tiempo por cada 100 m. de avance= 200 Horas.

Distancia	Q (m³/s)	SP (Pa)	Vel (m/s)	TP (Pa)	Efi V	Efi m	Pot Kw	Total Kw
0-100	6.12	94	9.62	227	50.0%	70.0%	4.0	7.9
0-200	6.25	193	9.82	331	50.8%	70.6%	5.8	11.5
0-300	6.37	295	10.02	439	51.5%	71.2%	7.6	15.2
0-400	6.50	402	10.23	551	52.3%	71.8%	9.6	19.1
0-500	6.64	513	10.43	668	53.1%	72.4%	11.6	23.1
0-600	6.77	629	10.65	790	53.9%	73.0%	13.6	27.3
0-700	6.91	749	10.86	918	54.6%	73.5%	15.8	31.6
0-800	7.05	874	11.09	1050	55.4%	74.1%	18.0	36.1
0-900	7.20	1005	11.31	1188	56.2%	74.7%	20.4	40.7
0-1000	7.34	1141	11.54	1331	56.9%	75.3%	22.8	45.6
0-1100	7.49	1282	11.78	1480	57.7%	75.9%	25.3	50.7
0-1200	7.65	1430	12.02	1636	58.5%	76.5%	28.0	55.9
0-1300	7.80	1583	12.26	1798	59.2%	77.1%	30.7	61.4
0-1400	7.96	1743	12.51	1966	60.0%	77.7%	33.6	67.2
0-1500	8.12	1909	12.77	2142	60.8%	78.3%	36.6	73.2
0-1600	8.29	2082	13.03	2325	61.6%	78.9%	39.7	79.4
0-1700	8.46	2263	13.30	2515	62.3%	79.4%	43.0	85.9
0-1800	8.63	2450	13.57	2713	63.1%	80.0%	46.4	92.8
0-1900	8.81	2646	13.84	2920	63.9%	80.6%	49.9	99.9
0-2000	8.99	2849	14.13	3134	64.6%	81.2%	53.7	107.3
0-2100	9.17	3061	14.42	3358	65.4%	81.8%	57.6	115.1
0-2200	9.36	3282	14.71	3591	66.2%	82.4%	61.6	123.3
0-2300	9.55	3512	15.01	3834	66.9%	83.0%	65.9	131.8
0-2400	9.74	3751	15.32	4086	67.7%	83.6%	70.4	140.7
0-2500	9.94	4000	15.63	4349	68.5%	84.2%	75.0	150.1
0-2600	10.15	4260	15.95	4623	69.3%	84.8%	79.9	159.8
0-2700	10.35	4530	16.27	4908	70.0%	85.3%	85.0	170.1
0-2800	10.56	4811	16.61	5205	70.8%	85.9%	90.4	180.8
0-2900	10.78	5104	16.94	5514	71.6%	86.5%	96.0	192.0
0-3000	11.00	5409	17.29	5836	72.3%	87.1%	101.9	203.8
0-3100	11.22	5726	17.64	6171	73.1%	87.7%	108.0	216.1
0-3200	11.45	6057	18.00	6520	73.9%	88.3%	114.5	229.0
0-3300	11.69	6401	18.37	6883	74.6%	88.9%	121.3	242.5
0-3400	11.93	6760	18.75	7261	75.4%	89.5%	128.3	256.7
0-3500	12.17	7133	19.13	7655	76.2%	90.1%	135.8	271.6
0-3600	12.42	7521	19.52	8065	77.0%	90.7%	143.6	287.1
0-3700	12.67	7926	19.92	8492	77.7%	91.2%	151.7	303.5
0-3800	12.93	8347	20.32	8937	78.5%	91.8%	160.3	320.6
0-3900	13.19	8786	20.74	9400	79.3%	92.4%	169.3	338.6
0-4000	13.46	9243	21.16	9882	80.0%	93.0%	178.7	357.4

Consumo de potencia eléctrica máxima (Con 4000 m de manga)= 357.4 Kw

Tabla 5.1.- Cálculo de potencia consumida según avance del túnel

Con los datos de la tabla 5.1 y los tiempos estimados podemos elaborar un nuevo cuadro donde muestre la potencia consumida para cada 100 m. de avance (Para 01 y 02 líneas de ventilación) y los tiempos estimados para avanzar estos 100 metros, es decir podemos estimar los Kw-hora que se tendría en cada 100 metros de avance del túnel.

En la sección de datos se nos indicó el costo de energía.

- Costo Energía : 0.19 US\$ / Kw-h

Valor que podríamos ingresar al nuevo cuadro que se elaborara para estimar los costos por consumo de energía eléctrica para cada 100 metros de avance de construcción del túnel, todo bajo el concepto de ahorro de energía usando variadores de frecuencia.

La tabla 5.2 muestra este detalle de cálculo. En resumen tenemos los costos por consumo de energía eléctrica para cada 100 metros de avance del túnel. La sumatoria nos entregara el costo total operativo de los ventiladores por consumo de energía

- Costo con plan de ahorro energía = US\$ 206 049.00

### **5.4.3 Ahorro de costos operativos**

Se ha calculado el costo de energía que se tendría si no se usaran variadores de frecuencia y un plan de ahorro de energía que utilice los mismos. Asimismo se ha calculado el costo de energía aplicando dicho plan. Entonces el ahorro que se tendría sería la diferencia de costos de ambas formas de trabajo.

Resumiendo:

Costo energía (tradicional)	=	US\$ 539 600.00
Costo con plan de ahorro energía	=	US\$ 206 049.00
Ahorro de costos	=	US\$ 333 551.00

Para el costeo total se tomara como costo operativo el obtenido mediante el plan de ahorro de energía, es decir:

*Costo operativo del sistema = US\$ 206 049.00*

<b>Distancia</b>	<b>Pot Kw</b>	<b>Total Kw</b>	<b>Horas</b>	<b>US\$ Kw-h</b>	<b>Costo US\$</b>
0-100	3.97	7.9	200	0.19	301
0-200	5.76	11.5	200	0.19	438
0-300	7.62	15.2	200	0.19	579
0-400	9.55	19.1	200	0.19	726
0-500	11.55	23.1	200	0.19	878
0-600	13.63	27.3	200	0.19	1036
0-700	15.79	31.6	200	0.19	1200
0-800	18.03	36.1	200	0.19	1370
0-900	20.37	40.7	200	0.19	1548
0-1000	22.80	45.6	200	0.19	1733
0-1100	25.33	50.7	200	0.19	1925
0-1200	27.97	55.9	200	0.19	2126
0-1300	30.72	61.4	200	0.19	2335
0-1400	33.59	67.2	200	0.19	2553
0-1500	36.58	73.2	200	0.19	2780
0-1600	39.71	79.4	200	0.19	3018
0-1700	42.97	85.9	200	0.19	3266
0-1800	46.38	92.8	200	0.19	3525
0-1900	49.95	99.9	200	0.19	3796
0-2000	53.67	107.3	200	0.19	4079
0-2100	57.57	115.1	200	0.19	4375
0-2200	61.64	123.3	200	0.19	4685
0-2300	65.90	131.8	200	0.19	5009
0-2400	70.36	140.7	200	0.19	5348
0-2500	75.03	150.1	200	0.19	5702
0-2600	79.92	159.8	200	0.19	6074
0-2700	85.03	170.1	200	0.19	6462
0-2800	90.39	180.8	200	0.19	6870
0-2900	96.00	192.0	200	0.19	7296
0-3000	101.88	203.8	200	0.19	7743
0-3100	108.04	216.1	200	0.19	8211
0-3200	114.49	229.0	200	0.19	8701
0-3300	121.25	242.5	200	0.19	9215
0-3400	128.34	256.7	200	0.19	9754
0-3500	135.78	271.6	200	0.19	10319
0-3600	143.57	287.1	200	0.19	10911
0-3700	151.74	303.5	200	0.19	11532
0-3800	160.31	320.6	200	0.19	12183
0-3900	169.29	338.6	200	0.19	12866
0-4000	178.72	357.4	200	0.19	13583

<b>Sumatoria</b>	<b>US\$</b>	<b>206049</b>
------------------	-------------	---------------

Tabla 5.2.- Costos por consumo eléctrico según avance de obra

## 5.5 COSTO TOTAL DEL SISTEMA DE VENTILACION

Tal como se indicó al inicio del presente capítulo se estimara el costo total del sistema de ventilación. Dado que ya se calcularon los costos parciales, haremos un resumen de los mismos a fin de totalizarlo y obtener dicho costo total.

Resumen de costos.

Costos por suministro de equipos = US\$ 350 134.15

Costos de instalación y montaje = US\$ 21 990.00

Costos de mantenimiento. = US\$ 0.00

Costos operativos = US\$ 206 049.00

Entonces:

*Costo total del sistema de ventilación* = US\$ 705 049.00

## CONCLUSIONES

1. El cálculo del caudal de aire para la ventilación de túneles de gran longitud tiene complicaciones debido a que no existiría normativa específica en el país para dichas construcciones civiles subterráneas, la normativa nacional que podría utilizarse es la de minería sin embargo dicha norma, por estar orientada principalmente a otro tipo de labores, es muy pobre y presentaría ambigüedades que solo complicarían aún más dicho cálculo, debido a esto se optó por el uso de la norma suiza SIA-196 utilizada en muchas partes del mundo dado que la misma si esta conceptualizada específicamente para la ventilación de construcción de túneles.
2. Se debe tener los criterios adecuados y experiencia necesaria para “estimar” *la potencia efectiva* del total de equipos diesel a utilizar en el cálculo del caudal de aire de dilución. Asimismo en este análisis se debe contemplar el uso de equipos de carga (Cargadores) con accionamiento eléctrico a fin de reducir dicha potencia diesel efectiva
3. Dado la alta presión que soportan las mangas en gran parte de su longitud (Por la ventilación en serie y “cola”) es lógico pensar que el caudal de fuga podría incrementarse notablemente si es que la manga sufriera daños o rasgaduras (Que incrementarían su área específica de fuga) es por esto que

el éxito del sistema dependerá sobremanera al control que se le brinde a dichas áreas de fuga, se deberá tener en cuenta las recomendaciones indicadas líneas abajo para este control.

4. El criterio de ahorro de energía por variadores de frecuencia en ventilación de túneles de gran longitud difiere de los criterios comunes mencionados en la mayoría de los textos técnicos debido a que en dichos textos se explica que el variador ahorra energía por reducción del caudal del ventilador para un sistema de ductos o galerías fijos (Es decir el sistema resistivo NO VARIA). En la Ventilación de túneles se inicia la obra inyectando con los ventiladores un caudal reducido de aire y se va incrementando el mismo a medida que avanza la profundidad del túnel, asimismo el sistema resistivo de mangas también es variable según el avance, al inicio hay poca resistencia por la pequeña longitud de las mangas, luego la resistencia va aumentando a medida que se agrega más tramos de manga por el avance en longitud del túnel. No hay que confundir el caudal que pasa por el ventilador (el cual va variando como ya se explicó) con el caudal requerido en el frente el cual si necesariamente deberá ser constante tanto al inicio como a los 4000 metros de túnel.
5. Es importante resaltar que el ahorro de energía y de costos que se indicó solo serán efectivos si y solo si se dispone (y se ejecuta) de un plan de ahorro de energía, dicho plan indicara una programación del variador de frecuencia para trabajar el ventilador con frecuencias bajas al inicio de la obra e ir subiendo el mismo manual o automáticamente según avance, Asimismo dicho plan deberá indicar los valores de estas frecuencias con su

variación escalada según el cronograma de avance de la construcción del túnel, trabajar el equipo con variador a la frecuencia nominal y sin variaciones no genera ahorro de energía y costos.

## RECOMENDACIONES

1. Dado la enorme importancia de tener las tuberías en perfecto estado cuando se trabaja con la configuración de ventilación en cola se recomienda tener un plan de monitoreo, revisión, mantenimiento y reparación de las líneas de mangas, tomando acciones inmediatas para tener las mangas adecuadamente reparados o reemplazadas por nuevas. Se deberá reducir al máximo posible los agujeros en las mangas, especialmente en zonas cercanas a la batería de ventiladores, este proceso será cada vez más crítico a medida que se avanza con la profundización del túnel.
2. Las mangas deberán ser montadas por personal calificado con experiencia en este tipo de montajes, estas deben estar adecuadamente tensadas, el montaje deberá ser en línea recta, el cable mensajero deberá ser tensado y el "techo" donde está anclado deberá tener una "planicidad" con tolerancias adecuadas, todo ello con el fin de que la manga este lo más "recta" posible. No tener la manga "recta" y tensadas generara protuberancias que podrían ser rasgadas por la "sobre monta" en carga de los camiones
3. El sistema de ventilación deberá ser monitoreado para revisar su comportamiento según avance y detectar fugas mayores por agujeros o

rasgadura. Para esto se deberá realizar mediciones de caudal en las mangas, para dicho fin se recomienda disponer de instrumentos adecuados para la medición de flujos en las mangas de los ventiladores como son: Tubo de Pitot de 36 " y manómetros diferenciales para la medición de la presión dinámica, estos últimos pueden ser los de columna inclinada de agua o electrónicos.

4. Se deberá realizar un "barrido" constante de verificación de la distancia entre la parte baja de las mangas y la parte superior de los camiones cargados. Esto se realizara a todo lo largo de la manga a fin de identificar las zonas donde el galibo disponible este por debajo de lo mínimo recomendado. Identificadas y "marcadas" estas zonas se deberá tomar acciones correctivas como nivelación de pisos, "desquinchados" en la bóveda, templado de líneas mensajeras, tensado de mangas y lo necesario para que luego de realizar estas acciones se asegure tener un galibo mínimo de 200 mm .

## BIBLIOGRAFIA

American Conference of Governmental industrial Hygienists. Industrial Ventilation, A Manual of Recommended Practice for design 27th edition. 2010

Mine Ventilation and Air Conditioning, Howard L. Hartman, Jam M. Mutmansky. 1997

Fundamentos De Mecanica De Fluidos, P.Gerhart, R. Gross, J. Hochsstein, 1995.

Conferencia Sobre Ventilación de Minas, Zitron España. 2005.

Société suisse des ingénieurs et des architectes, SIA 196, Ventilation des chantiers souterrains. Edition 1998

Reglamento de Seguridad y Salud Ocupacional en Minería, Decreto Supremo N° 055-2010-EM

UNITED STATES DEPARTMENT OF THE INTERIOR, How To Control Air Contaminants During Tunnel Construction By Fred N. Kissell, 1996

A Rational Approach to Tunnelling, Tunnelling and Tunnel Mechanics, Dimitrios Kolymbas 2008

BASIC MINE VENTILATION, AMC Consultants Pty Ltd, 2005

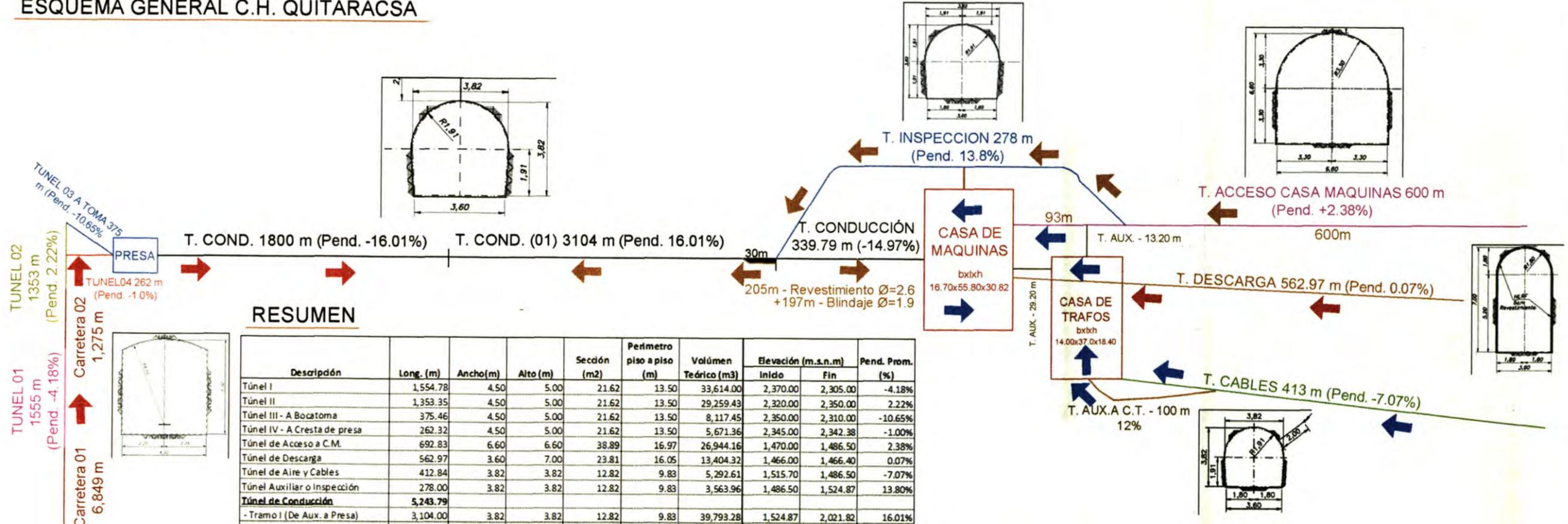
World Tunnel Congress 2008 - Underground Facilities for Better Environment and Safety - India - Ventilation of long tunnels, R.K. Khanna, Anand Mincons, New Delhi, India

Fan Handbook - Selection, Application and Design, Frank P. Bleir.

# PLANOS



# ESQUEMA GENERAL C.H. QUITARACSA



## RESUMEN

Descripción	Long. (m)	Ancho(m)	Alto (m)	Sección (m2)	Perímetro piso a piso (m)	Volumen Teórico (m3)	Elevación (m.s.n.m)		Pend. Prom. (%)
							Inido	Fin	
Túnel I	1,554.78	4.50	5.00	21.62	13.50	33,614.00	2,370.00	2,305.00	-4.18%
Túnel II	1,353.35	4.50	5.00	21.62	13.50	29,259.43	2,320.00	2,350.00	2.22%
Túnel III - A Bocanoma	375.46	4.50	5.00	21.62	13.50	8,117.45	2,350.00	2,310.00	-10.65%
Túnel IV - A Cresta de presa	262.32	4.50	5.00	21.62	13.50	5,671.36	2,345.00	2,342.38	-1.00%
Túnel de Acceso a C.M.	692.83	6.60	6.60	38.89	16.97	26,944.16	1,470.00	1,486.50	2.38%
Túnel de Descarga	562.97	3.60	7.00	23.81	16.05	13,404.32	1,466.00	1,466.40	0.07%
Túnel de Aire y Cables	412.84	3.82	3.82	12.82	9.83	5,292.61	1,515.70	1,486.50	-7.07%
Túnel Auxiliar o Inspección	278.00	3.82	3.82	12.82	9.83	3,563.96	1,486.50	1,524.87	13.80%
<b>Túnel de Conducción</b>	<b>5,243.79</b>								
- Tramo I (De Aux. a Presa)	3,104.00	3.82	3.82	12.82	9.83	39,793.28	1,524.87	2,021.82	16.01%
- Tramo II (De Aux. a C.M.)	339.79	3.82	3.82	12.82	9.83	4,356.11	1,524.87	1,474.00	-14.97%
- Tramo III (De Presa a Aux.)	1,800.00	3.82	3.82	12.82	9.83	23,076.00	2,310.00	2,021.82	-16.01%
<b>Casa de Máquinas</b>	<b>55.80</b>	<b>16.70</b>	<b>30.82</b>			<b>28,720.00</b>			
<b>Caverna de Transformadores</b>	<b>37.00</b>	<b>14.00</b>	<b>18.40</b>			<b>9,531.00</b>			
<b>Túneles Auxiliares</b>									
- A Casa de Máquinas	20.00	3.82	3.82	12.82	9.83	256.40	1,497.90	1,497.90	0.00%
- A Caverna de Transformadores	100.00	3.82	3.82	12.82	9.83	1,282.00	1,492.50	1,504.50	12.00%
Distribuidores	62.90	3.82	3.82	12.82	9.83	806.38	1,474.00	1,474.00	0.00%
Colectores	42.00	4.40	5.40	21.68	13.31	910.56	1,469.40	1,469.40	0.00%
<b>Otros</b>									
- De T. Acceso a C.M.	13.20	4.50	5.40	22.13	13.37	292.12	1,486.50	1,486.50	0.00%
- De C.M. a C.T.	29.20	3.82	3.82	12.82	9.83	374.00	1,486.10	1,486.10	0.00%
<b>TOTAL</b>	<b>11,096</b>					<b>235,265</b>			

## SECUENCIAS DE TRABAJO

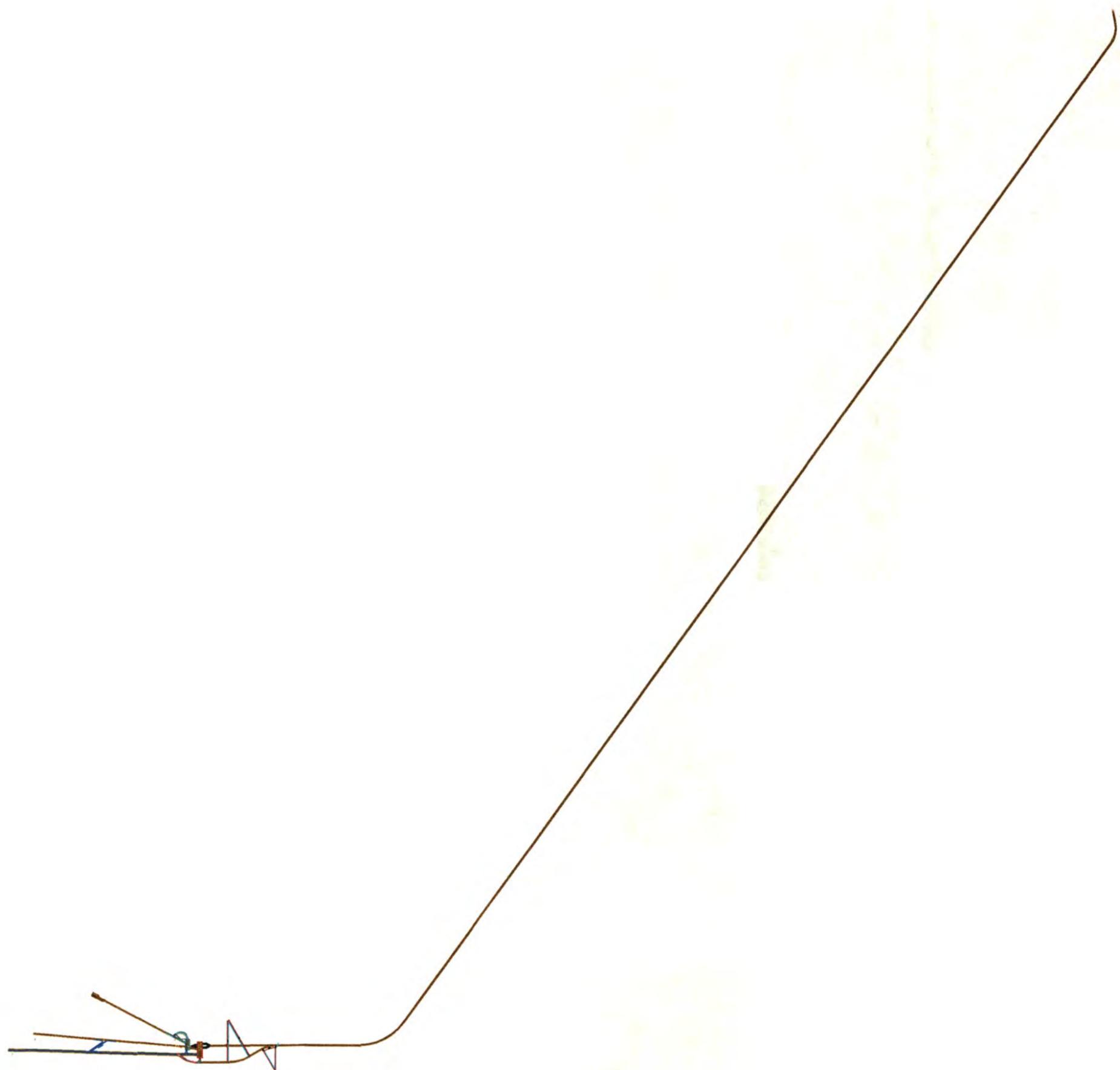


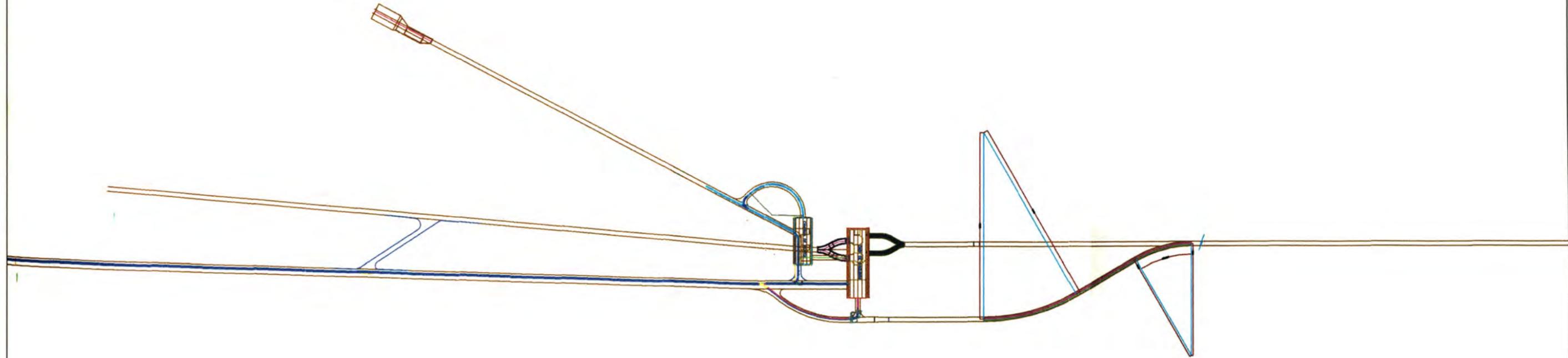
NOTA_1
NOTA_2
NOTA_3
NOTA_4
NOTA_5
NOTA_6
NOTA_7
NOTA_8

ESTE PLANO Y LA INFORMACION CONTENIDA SON DE PROPIEDAD DE CONSTRUCTORA JME S.A.C. CUALQUIER MODIFICACION Y ADAPTACION SERA RESPONSABILIDAD DEL USUARIO SIN NINGUNA RESPONSABILIDAD LEGAL DE CONSTRUCTORA JME S.A.C

PROYECTO: CENTRAL HIDROELECTRICA QUITARACSA-I		
NOMBRE	FECHA	FIRMA
DISEÑADO POR: DISEÑADO_POR:	FECHA_1	
DIBUJADO POR: DIBUJADO_POR:	FECHA_2	
REVISADO POR: REVISADO_POR:	FECHA_3	
APROBADO POR: APROBADO_POR_1:	FECHA_4	
APROBADO POR: APROBADO_POR_2:	FECHA_5	
PLANO DE REF:	N°DE_PLANO_REF	ESC: ESC

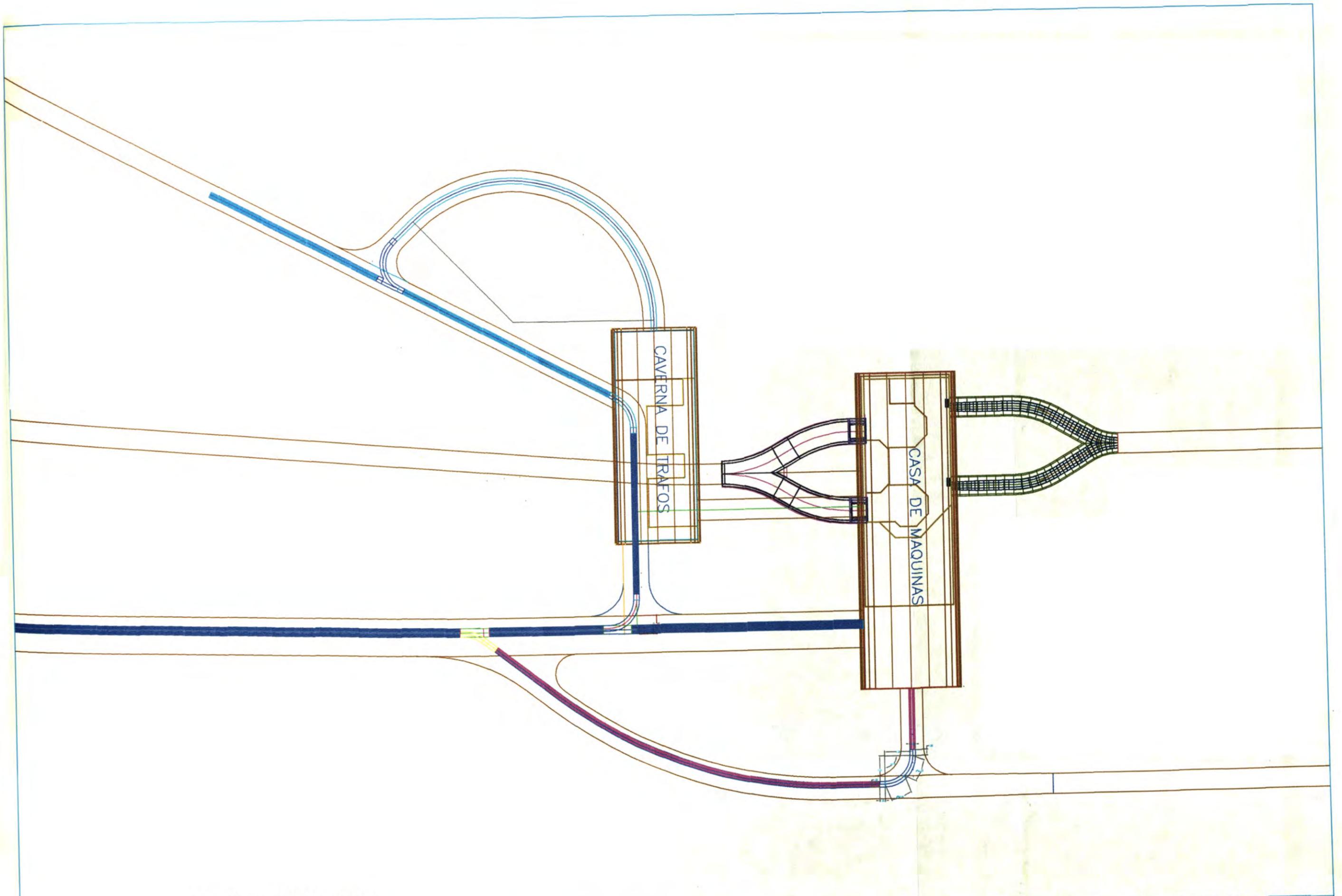
<b>CONSTRUCTORA JME S.A.C.</b>	
NOMBRE_1	
NOMBRE_2	
NOMBRE_3	
N° DE PLANO:	N°DE_PLANO
REV:	REV





PERFIL INTERSECCION 03

	PROYECTISTA: 	CONTRATISTA: 	SUPERVISOR: 	REVISIONES			CENTRAL HIDROELECTRICA QUITARACSA I	Plano: <b>ESTRUCTURA</b>	Jefe de Supervision: <b>JEFE_SUPERVISION</b>	Residente de Obra: <b>RESIDENTE_OBRA</b>	Escala: ESCALA	Rev.
				REV. N°	FECHA	DESCRIPCION					Fecha: FECHA	REV.
				REV_0	FECHAREV_0	DESCRIPCIONREV_0				<b>PLANO</b>	PAJ.	
				REV_1	FECHAREV_1	DESCRIPCIONREV_1					PAJ.	
				REV_2	FECHAREV_2	DESCRIPCIONREV_2					PAJ.	
				REV_3	FECHAREV_3	DESCRIPCIONREV_3					PAJ.	
							Ubicacion: <b>PROGRESIVA</b>					



PERFIL INTERSECCION 03



PROYECTISTA:  
TRACTEBEL Engineering  
GDF SVEZ

CONTRATISTA:  
CONSTRUCTORA  
**JME**

SUPERVISION:  
**EnerSur**  
GDF SVEZ

REVISIONES			
REV. N°	FECHA	DESCRIPCION	DESCRIPCION
REV_0	FECHAREV_0	DESCRIPCIONREV_0	
REV_1	FECHAREV_1	DESCRIPCIONREV_1	
REV_2	FECHAREV_2	DESCRIPCIONREV_2	
REV_3	FECHAREV_3	DESCRIPCIONREV_3	

CENTRAL HIDROELECTRICA  
QUITARACSA I

Plano:

ESTRUCTURA

Ubicación:

PROGRESIVA

Jefe de Supervision:

JEFER\_SUPERVISION

Residente de Obra:

RESIDENTE\_OBRA

Escala: ESCALA

Fecha: FECHA

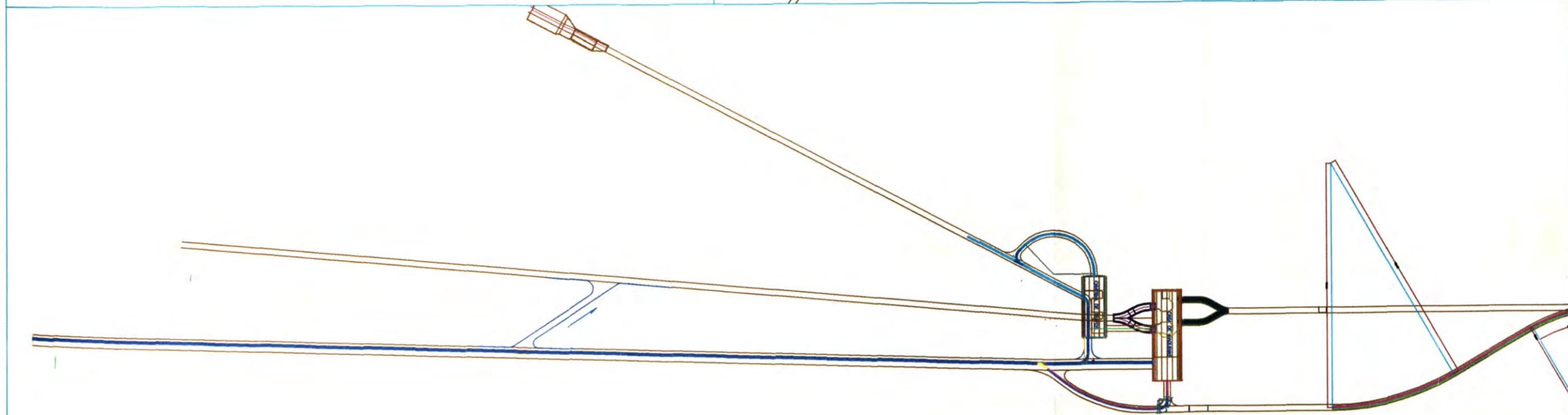
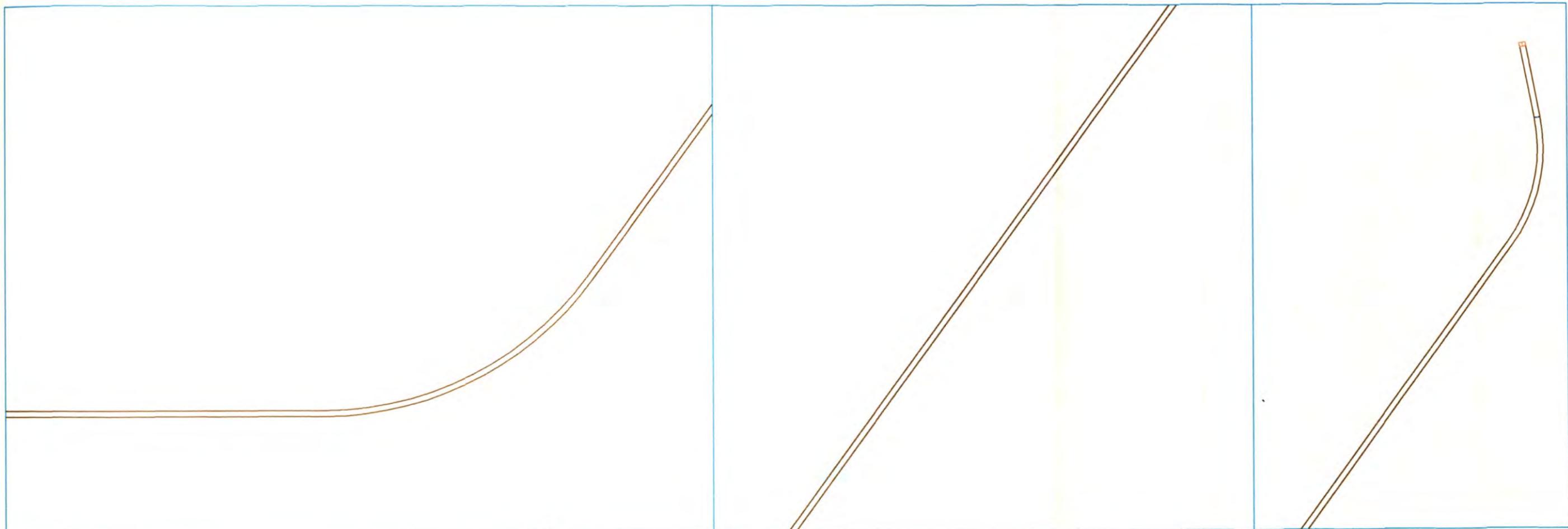
PLANO

Rev.

REV.

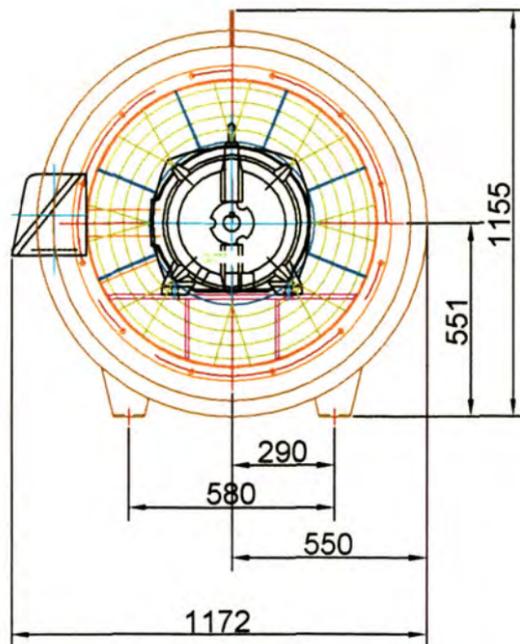
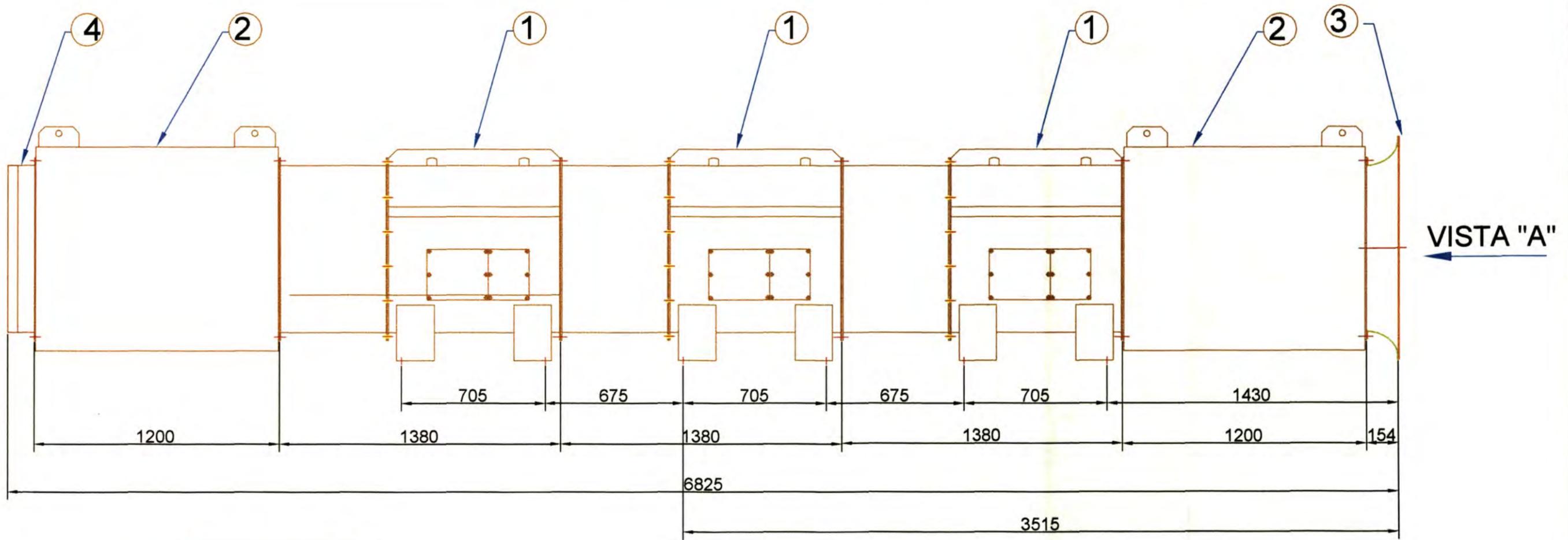
PAG.

PAGINA



PERFIL INTERSECCION 03

	PROYECTISTA: 	CONTRATISTA: 	SUPERVISION: 	REVISIONES			CENTRAL HIDROELECTRICA QUITARACSA I	Plano: <b>ESTRUCTURA</b>	Jefe de Supervision: _____	Residente de Obris: _____	Escala: ESCALA	Rev.
				REV. N°:	FECHA:	DESCRIPCION:					Fecha: FECHA	REV.
				REV. 0 FECHAREV.0 DESCRIPCIONREV.0			Ubicacion: <b>PROGRESIVA</b>	<b>JEFE_SUPERVISION</b>	<b>RESIDENTE_OBRA</b>	<b>PLANO</b>	PAG.	
				REV. 1 FECHAREV.1 DESCRIPCIONREV.1							PAGINA	
				REV. 2 FECHAREV.2 DESCRIPCIONREV.2								
				REV. 3 FECHAREV.3 DESCRIPCIONREV.3								



VISTA "A"

This drawing may be subject to changes without notice.

1	4	Duct adapter GDA 90		26 Kg.
1	3	Inlet bell GIB 90		17 Kg.
2	2	Silencer GSC 90		175 Kg.
3	1	Fan		870 Kg.

Ant.				
A	Det.-nr	Dimension	Material	Anm.

Proy. nr.	Datum	Skala: 1/20	Sign.
-----------	-------	-------------	-------

	&GIA INDUSTRI ab	Quotation drawing
--	------------------	-------------------

Filnamn 1XAVH90	Dat 2009-05-06	3xAVH90 Fan station
--------------------	-------------------	------------------------

# **ANEXOS**

## **ANEXO N° 1**

### **REGLAMENTO DE SEGURIDAD E HIGIENE MINERA DEL PERÚ**

#### **CAPITULO IV – VENTILACION.**

*Artículo 236°.- El titular minero dotará de aire limpio a las labores de trabajo de acuerdo a las necesidades del trabajador, de los equipos y para evacuar los gases, humos y polvo suspendido que pudieran afectar la salud del trabajador. Todo sistema de ventilación en la actividad minera, en cuanto se refiere a la calidad del aire, deberá mantenerse dentro de los límites de exposición ocupacional para agentes químicos de acuerdo al ANEXO N° 4 y lo establecido en el Decreto Supremo N° 015-2005-SA o la norma que la modifique o sustituya. Además debe cumplir con lo siguiente:*

*a) Al inicio de cada jornada o antes de ingresar a cualquier labor, en especial labores ciegas programadas, deberá realizar mediciones de gases tóxicos, las que deberán ser registradas y comunicadas a los trabajadores que tienen que ingresar a dicha labor.*

*b) En todas las labores subterráneas se mantendrá una circulación de aire limpio y fresco en cantidad y calidad suficientes de acuerdo con el número de trabajadores, con el total de HPs de los equipos con motores de combustión interna, así como para la dilución de los gases que permitan contar en el ambiente de trabajo con un mínimo de 19.5% de oxígeno.*

*c) Las labores de entrada y salida de aire deberán ser absolutamente independientes. El circuito general de ventilación se dividirá en el interior de las minas en ramales para hacer que todas las labores en trabajo reciban su parte proporcional de aire limpio y fresco.*

*d) Cuando las minas se encuentren hasta un mil quinientos (1,500) metros sobre el nivel del mar, en los lugares de trabajo la cantidad mínima de aire necesaria por hombre será de tres (03) metros cúbicos por minuto. En otras altitudes la cantidad de aire será de acuerdo con la siguiente escala:*

- De 1,500 a 3,000 msnm, aumentará en 40% que será igual a 4 m<sup>3</sup>/min*
- De 3,000 a 4,000 msnm aumentará en 70% que será igual a 5 m<sup>3</sup>/min*
- Sobre los 4,000 msnm aumentará en 100% que será igual a 6 m<sup>3</sup>/min*
- En el caso de emplearse equipo diesel, la cantidad de aire circulante no será menor de tres (3) m<sup>3</sup>/min por cada HP que desarrollen los equipos.*

*e) En ningún caso la velocidad del aire será menor de veinte (20) metros por minuto ni superior a doscientos cincuenta (250) metros por minuto en las labores de explotación, incluido el desarrollo, preparación y en todo lugar donde haya personal trabajando. Cuando se emplee explosivo ANFO u otros agentes de voladura, la velocidad del aire no será menor de veinticinco (25) metros por minuto.*

*f) Cuando la ventilación natural no sea capaz de cumplir con los artículos precedentes, deberá emplearse ventilación mecánica, instalando ventiladores principales, secundarios o auxiliares, según las necesidades.*

*g) Se tomará todas las providencias del caso para evitar la destrucción y paralización de los ventiladores principales. Dichos ventiladores deberán cumplir las siguientes condiciones:*

- Ser instalados en casetas incombustibles y protegidas contra derrumbes, golpes, explosivos y agentes extraños.*
- Tener, por lo menos, dos (02) fuentes independientes de energía eléctrica que, en lo posible, deberán llegar por vías diferentes.*
- Estar provistos de dispositivos automáticos de alarma para el caso de disminución de velocidad o paradas y provistos de los respectivos silenciadores para minimizar los ruidos.*
- Contar con otras precauciones aconsejables según las condiciones locales para protegerlas.*
- En casos de falla mecánica o eléctrica de los ventiladores, la labor minera debe ser paralizada y clausurado su acceso, de forma que se impida el pase de los trabajadores y equipos móviles hasta verificar la calidad y cantidad del aire haya vuelto a sus condiciones normales. Los trabajos de restablecimiento serán autorizados por el ingeniero supervisor.*

*h) Los ventiladores principales estarán provistos de dispositivos que permitan invertir la corriente de aire en caso necesario. Sus controles estarán ubicados en lugares adecuados y protegidos, alejados del ventilador y preferentemente en la superficie. El cambio de la inversión será ejecutado sólo por el trabajador autorizado.*

*i) Se colocará dispositivos que eviten la recirculación de aire en los ventiladores secundarios.*

*j) En labores que posean sólo una vía de acceso y que tengan un avance de más de sesenta (60) metros, es obligatorio el empleo de ventiladores auxiliares. En longitudes de avance menores a sesenta (60) metros se empleará también ventiladores auxiliares sólo cuando las condiciones ambientales así lo exijan. Se prohíbe el empleo de sopladores para este objeto.*

*En las labores de desarrollo y preparación se instalará mangas de ventilación a no menos de quince (15) metros del frente de disparo.*

*Cuando las condiciones del trabajo lo requieran, los ventiladores auxiliares estarán provistos de dispositivos que permitan la inversión de la corriente de aire en el sector respectivo, evitando cualquier posible recirculación.*

*k) Se contará con el equipo necesario para las evaluaciones de ventilación las que se hará con la periodicidad que determinen las características de la explotación.*

*Asimismo, se llevará a cabo evaluaciones cada vez que se originen cambios en el circuito que afecten significativamente el esquema de ventilación.*

*l) Cuando existan indicios de estar cerca de una cámara subterránea de gas o posibilidades de un desprendimiento súbito de gas, se efectuará taladros paralelos y oblicuos al eje de la labor, con por lo menos diez (10) metros de avance.*

*m) La evaluación integral del sistema de ventilación de una mina subterránea se hará cada semestre y las evaluaciones locales se harán cada vez que se produzcan*

*nuevas comunicaciones de chimeneas, cruceros, tajeos y otras labores; considerando, primordialmente, que la cantidad y calidad del aire establecido en los artículos precedentes debe darse en las labores donde haya personal trabajando, como son los frentes de los tajeos, sub-niveles, galerías, chimeneas, inclinados, piques, entre otros.*

*n) La concentración promedio de polvo respirable en la atmósfera de la mina, a la cual cada trabajador está expuesto, no será mayor de tres (03) miligramos por metro cúbico de aire.*

*o) En el monitoreo se debe incluir el número de partículas por metro cúbico de aire, su tamaño y el porcentaje de sílice por metro cúbico.*

*p) La medición de la calidad del aire se hará con instrumentos adecuados para cada necesidad.*

*q) La concentración promedio se determinará midiendo durante un periodo de seis (06) meses en cada una de las áreas de trabajo. El contenido de polvo por metro cúbico de aire existente en las labores de actividad minera debe ser puesto en conocimiento de los trabajadores.*

## **ANEXO N° 2**

### **EXTRACTOS DE LA NORMA SIA-196**

**Société suisse des  
ingénieurs et des architectes**

 **Sia** 1998

**196**

**Remplace la recommandation SIA 196 (1983)**

# **Ventilation des chantiers souterrains**

**Terminologie**  
**Bases et références**  
**Etude du projet**  
**Calculs**  
**Matériel de ventilation**  
**Exécution**  
**Prestations et fournitures**  
**Contrôle et entretien**

---

Editeur:  
Société suisse des ingénieurs et des architectes  
Case postale, 8039 Zurich

---

## 2 22 22 GAZ D'ÉCHAPPEMENT DE MOTEURS DIESEL

Débits d'air à prévoir pour la dilution des gaz d'échappement de moteurs Diesel:

– Pour des moteurs Diesel de conception récente, bien entretenus, sans traitement spécial ni contrôle des gaz d'échappement:

- 6 m<sup>3</sup> d'air frais par minute et DIN-kW de puissance nominale de gros engins d'excavation et de chargement engagés en souterrain.

- 3 m<sup>3</sup> d'air frais par minute et DIN-kW de puissance nominale de gros engins de transport de matériaux d'excavation et de béton engagés en souterrain.

– Pour des moteurs avec filtres à particules dont l'exploitant peut apporter la preuve d'un contrôle régulier des valeurs d'émissions:

- 4 m<sup>3</sup> d'air frais par minute et DIN-kW de puissance nominale de gros engins d'excavation et de chargement engagés en souterrain.

- 2 m<sup>3</sup> d'air frais par minute et DIN-kW de puissance nominale de gros engins de transport de matériaux d'excavation et de béton engagés en souterrain.

Les contrôles devront apporter la preuve que les émissions de particules dans les gaz d'échappement sont inférieures à: 10 mg par m<sup>3</sup> de gaz d'échappement

Il sera tenu compte – par une augmentation des débits d'air – d'un fonctionnement des moteurs à leur puissance nominale durant un temps supérieur à la moyenne, par exemple pour des avancements descendants.

La valeur indicative pour les produits nocifs gazeux correspond à la somme des monoxyde d'azote NO<sub>x</sub> ≤ 5 ppm.

## 2 22 23 GAZ NATUREL

Si la présence de gaz naturel (méthane et autres) est à craindre, l'alimentation en air frais sera conçue conformément aux classes de danger selon la recommandation SIA 199. Dans les plus grandes sections libres d'un tunnel, une vitesse de l'air moyenne d'au moins 0,5 m/s doit être garantie pour éviter la formation de couches d'air nocif.

## 2 22 24 RADON

Valeur indicative pour les travaux souterrains: 1000 Bequerel/m<sup>3</sup> d'air.

## 2 3 Dimensionnement de la ventilation

2 31 L'installation de ventilation doit être dimensionnée – pression de service et débit – de manière à ce que la quantité d'air maximale requise à la fin de l'avancement (longueur maximale du tunnel) soit assurée.

2 32 L'air frais doit être amené à l'endroit de l'émission du produit nocif.

2 33 En présence d'engins d'excavation et de chargement électriques et d'une ventilation par pulsion, il est d'ordinaire possible d'admettre que le débit d'air prescrit pour la dilution des gaz d'échappement des engins de transport à moteurs ne soit mis à disposition qu'au début du conduit (les pertes du conduit servent à diluer les émissions le long du parcours).

## 2 4 Exploitation de la ventilation

L'exploitation de l'installation de ventilation peut et doit être adaptée aux besoins découlant de la longueur d'avancement et des émissions nocives (cycles des travaux).

L'utilisation de ventilateurs à moteurs facilement réglables (par exemple à régulation de fréquence) est recommandée. Il est ainsi possible d'économiser de grandes quantités d'énergie

### 3 23 Ventilation par pulsion

3 23 1 Un conduit amène l'air frais au front. L'air pollué s'écoule jusqu'au portail par le profil excavé. Les ateliers de travail au front sont alimentés en air frais tandis que les ateliers suivants se trouvent dans le courant d'air pollué.

3 23 2 La ventilation par pulsion est adéquate et possible si:

- le personnel travaillant au front quitte le tunnel après le minage ou peut se replier, soit dans une zone d'air frais, soit dans un abri anti-fumées pendant le passage de celles-ci
- les poussières résultant d'une excavation au tunnelier ou à l'aide d'une machine à attaque ponctuelle sont captées au front et séparées dans une installation de dépoussiérage appropriée
  - des gaz naturels s'échappent de la roche
- les engins de chargement et de transport sont équipés de moteurs Diesel, car les quantités plus grandes d'air prescrites dans ce cas contribuent à diluer les gaz de minage.

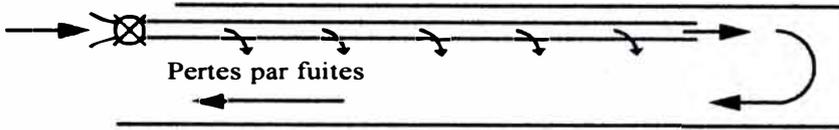


Fig. 1 Ventilation par pulsion

3 23 3 En cas d'avancement en continu avec une ventilation par pulsion, la dilution des fumées de minage, et par là même des poussières, n'est suffisante que si la quantité d'air est déterminée par les moteurs Diesel engagés. Si la quantité d'air déterminante est calculée sur la base de la vitesse moyenne de flux exigée, parce que seuls des moteurs électriques sont utilisés, des mesures complémentaires tels que le dépoussiérage, spécialement en cas de roche contenant du quartz, seront indispensables.

3 23 4 Lors d'avancements mécaniques rapides des dégagements de poussières relativement importants sont générés par l'application du béton projeté du soutènement. Le captage de l'air pollué et la séparation des poussières dans un dépoussiéristeur peuvent s'avérer nécessaires.

3 24 Ventilation par circulation d'air

3 24 1 Pour de longs tunnels, des systèmes de ventilation par circulation d'air sont à rechercher soit pour l'ensemble, soit pour une partie de l'ouvrage. Ces systèmes sont caractérisés par l'absence presque totale de pertes de charges par frottement. De grandes quantités d'air peuvent être propulsées de façon très économique. Divers systèmes de ventilation par circulation d'air, souvent combinés avec une ventilation par conduits pour les tronçons situés à l'écart, sont réalisables.

3 24 2 Des systèmes de ventilation par circulation d'air sont spécialement avantageux si, pour des raisons de délais, une méthode d'exécution en continu est souhaitée. Pour en garantir le bon fonctionnement il faut prévoir une étanchéité suffisante des tunnels de liaison et des sas.

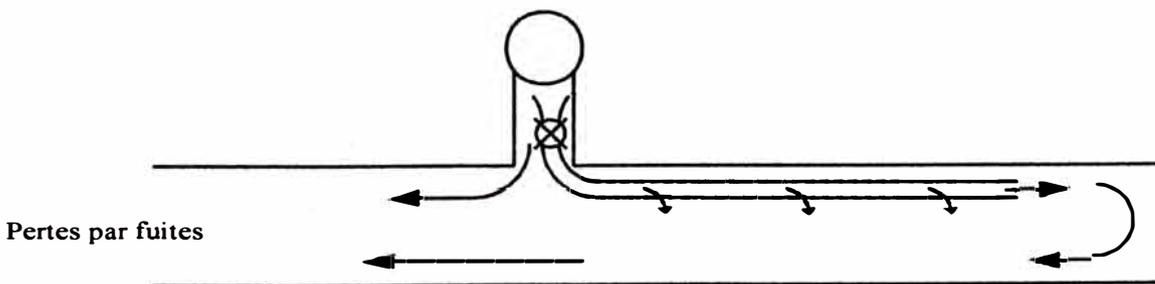


Fig. 2 Système de ventilation par circulation d'air avec puits ou fenêtre

## 4 3 Le calcul du conduit

### 4 31 Débits et système de ventilation

4 31 1 Les débits d'air frais déterminants pour les différents ateliers et partant pour les tronçons de conduits s'obtiennent sur la base des facteurs du paragraphe 2 3.

Zone arrière de longueur croissante	Zone d'avancement de longueur constante
<p>Dans la zone arrière il faut tenir compte des facteurs suivants:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Transport avec traction électrique: pas d'air frais supplémentaire nécessaire, conduits A ou S recommandés.</li> <li>- Transport avec des véhicules à moteur Diesel: apports d'air frais pour la dilution des gaz d'échappements en fonction de la longueur du tunnel, les fuites peuvent être prises en considération dans le calcul. Adopter des conduits B ou évent. A avec des éléments intermédiaires du type Coanda (voir § 5 11 12), éventuellement S avec des orifices de sorties définis.</li> </ul>	<p>Le débit d'air frais <math>Q_0</math> est en général constant dans cette zone.</p> <p><math>Q_0</math>: débit d'air frais pour l'avancement dépendant de la méthode d'avancement et du type d'entraînement des machines.</p>

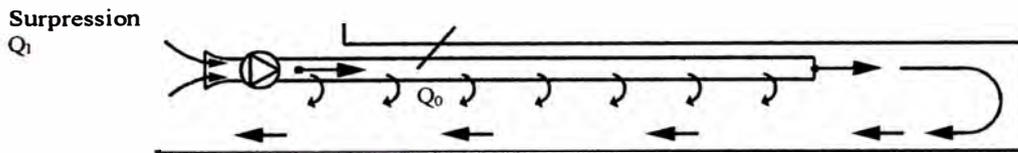
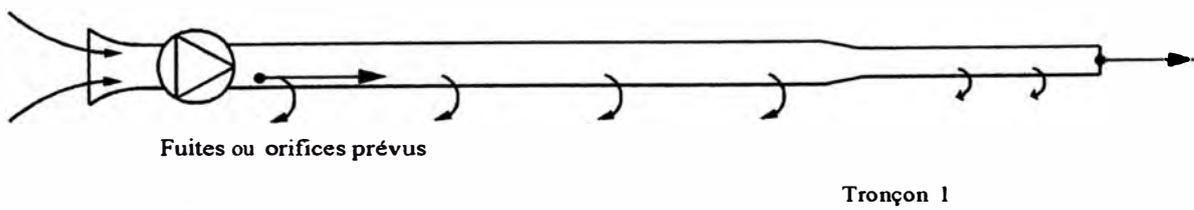


Fig. 6 Quantités d'air frais

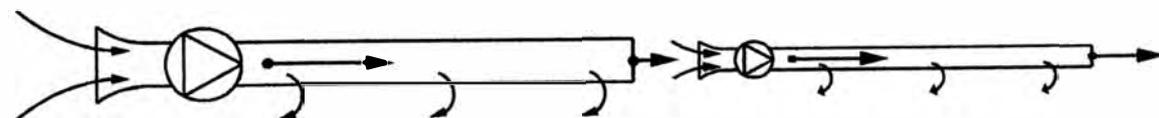
4 31 2 Des systèmes de ventilation comportant des rétrécissements à l'extrémité (par exemple dans la zone du train suiveur d'un avancement mécanique ou pour des tronçons composés de conduits couplés) correspondent toujours, pour leur calcul, à une suite de tronçons de conduits.



Tronçon 2

Tronçon 1

Fig. 7 Conduit de ventilation par pulsion avec rétrécissement au front



Tronçon 2

Tronçon 1

Fig. 8 Raccordement de deux conduits de ventilation par pulsion (voir § 4 34)

## A2 LE CALCUL PRATIQUE DES CONDUITS

### A2 1 Pertes aux points singuliers

#### A2 11 Introduction

A2 11 1 Les coefficients de perte indiqués ci-dessous concernent différents types de discontinuités. Ils se rapportent toujours à la pression dynamique correspondant à la vitesse donnée (voir indices 1 ou 2):

$$\frac{\Delta p_{\text{perte}}}{2} = \zeta \frac{\rho}{2} u^2$$

A2 11 2 La précision des données est de l'ordre de  $\pm 10$  à  $20\%$ , car le degré de turbulence du courant, la distance entre les points de mesure et les points de discontinuité (elle doit être au moins égale à deux diamètres) ainsi que la courbure des arêtes de décollement, jouent un grand rôle.

A2 11 3 On remarquera que ces données se rapportent au bilan de pression totale:

$$p_1 + \frac{\rho}{2} u_1^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} u_2^2 + \Delta p_{\text{perte}}$$

A2 11 4 Les pressions statiques  $p_1$  et  $p_2$  sont déterminantes pour le calcul d'un réseau de conduits; il faut donc tenir compte de la différence des pressions dynamiques  $\frac{\rho}{2} u_1^2 - \frac{\rho}{2} u_2^2$  en plus pertes  $\Delta p_{\text{perte}}$ .

#### A2 12 Rétrécissement de section

##### A2 12 1 RÉTRÉCISSEMENT PROGRESSIF

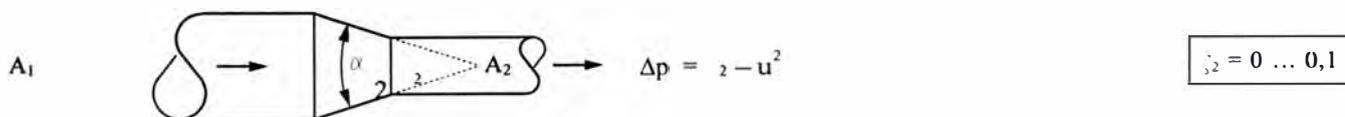


Fig. 19

La perte par décollement est inversement proportionnelle à l'angle du tronc de cône de la transition. A2 12 2

##### RÉTRÉCISSEMENT BRUSQUE

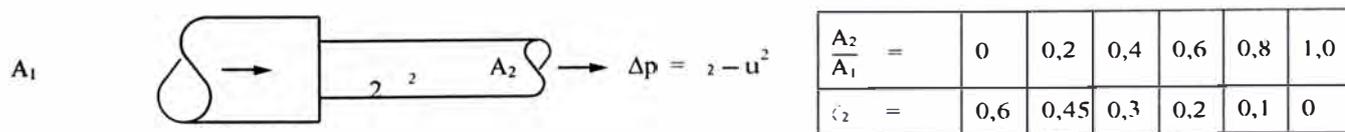


Fig. 20

Si la différence de surface des sections est faible, la perte par décollement reste petite.

A2 13 Élargissement de section

A2 13 1 ÉLARGISSEMENT PROGRESSIF

A2 13 11 D'une manière générale, un diffuseur doit transformer aussi bien que possible la pression dynamique  $\rho/2 \cdot u^2$  en une augmentation de la pression statique  $p_1 - p_2$ . Cette augmentation de la pression statique n'est plus améliorée par des rapports de surface  $A_1/A_2 \sim 1/3 \dots 1/4$  parce que la perte de charge devient plus forte lorsque le rapport  $A_1/A_2$  diminue.

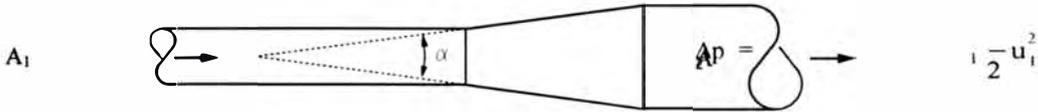


Fig. 21

$\alpha = 20^\circ:$	$\frac{A_1}{A_2} =$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
	$\zeta_1 =$	0,35	0,25	0,15	0,05	0

A2 13 12 Ce n'est que progressivement que la vitesse de l'écoulement peut diminuer dans la totalité de la section et amener une augmentation de la pression statique. Si pour une faible valeur donnée du rapport  $A_1/A_2$ , l'angle  $\alpha$  augmente, les pertes s'accroissent rapidement.

$\frac{A_1}{A_2} \sim 0,4$	$\alpha =$	10	20	30	60	90
	$\zeta_1 =$	0,15	0,25	0,4	0,8	0,9

A2 13 2 ÉLARGISSEMENT BRUSQUE

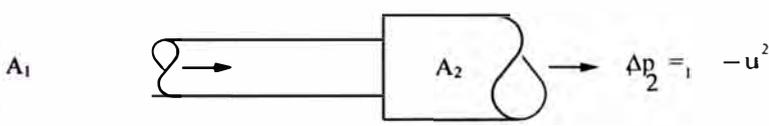


Fig. 22

$\frac{A_1}{A_2} =$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\zeta_1 =$	1	0,7	0,4	0,2	0,1	0

Puisque dans un élargissement brusque, la perte diminue fortement si la différence de section entre  $A_2$  et  $A_1$  diminue, il suffit de monter au point de transition un petit diffuseur sur le conduit comme le montre la figure 23.

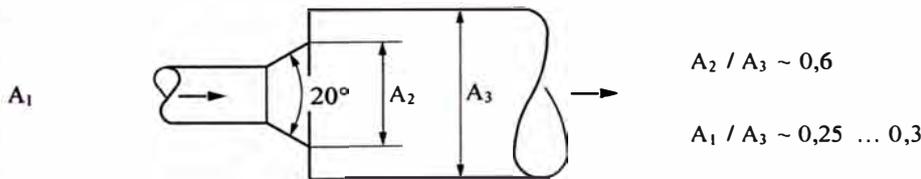
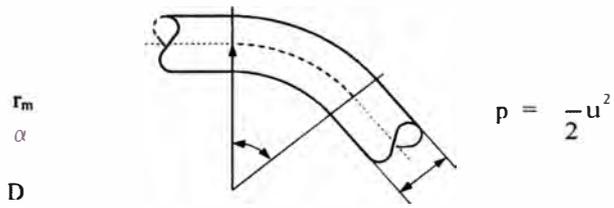


Fig. 23

$A_2 / A_3 \sim 0,6$   
 $A_1 / A_3 \sim 0,25 \dots 0,3$

A2 14 Changements de direction

A2 14 1 COUDES À PAROIS CONCENTRIQUES

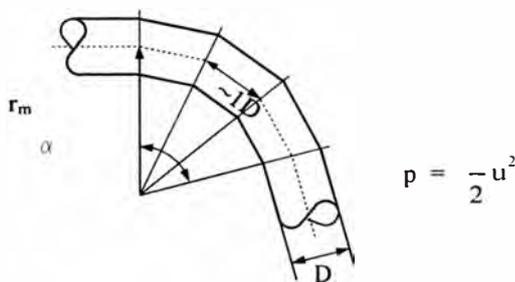


$\vartheta = 90^\circ$	$\frac{r_m}{D}$	0,5	1	2	4	8
	$\zeta_k$	1,2	0,4	0,25	0,15	0,15
$\vartheta \neq 90^\circ$	$\zeta = \zeta_k \vartheta / 90^\circ$					

Fig. 24

Une diminution du rayon de courbure provoque une augmentation rapide de la perte de charge tandis que celle-ci varie proportionnellement à l'angle au centre (dans les limites de 180°). Pour un changement de direction en forme de S avec 2 coudes de 90°, la perte de charge est égale à 3 fois la valeur de celle d'un coude de 90°.

A2 14 2 COUDES FORMÉS DE SEGMENTS DROITS

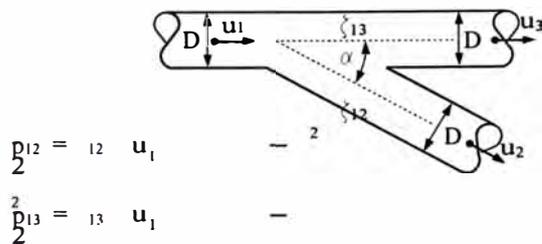


$\vartheta = 90^\circ$	$\frac{r_m}{D}$	0,5	1	2	
	$\zeta_k$ 3 seg.	1,3	0,5	0,25	(30° par seg.)
	$\zeta_k$ 5 seg.	1,1	0,4	0,2	(18° par seg.)
$\vartheta \neq 90^\circ$	$\zeta = \zeta_k \alpha / 90^\circ$				

Fig. 25

Ce tableau est valable pour des segments d'une longueur au moins égale à 1 D. Les pertes de charge diminuent peu avec des segments plus longs.

A2 15 Dérivations

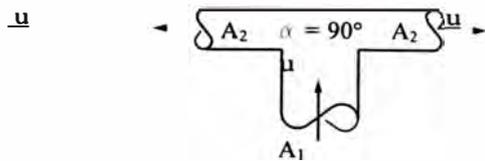


	$\frac{Q_2}{Q_1}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\vartheta = 90^\circ$	$\zeta_{12}$	1	0,9	0,9	1	1,1	1,3
	$\zeta_{13}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4
$\alpha = 45^\circ$	$\zeta_{12}$	0,9	0,7	0,5	0,3	0,3	0,3
	$\zeta_{13}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4

Fig 26

La perte dans le conduit rectiligne est relativement petite, tandis que dans le tronçon dérivé elle dépend fortement du rapport des débits et de l'angle de dérivation.

A2 16 Bifurcations

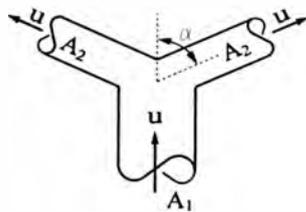


$$\Lambda_1 = 2 \Lambda_2$$

$$\frac{p_2}{2} = -u^2$$

$$\zeta = 1,4$$

Fig. 27a

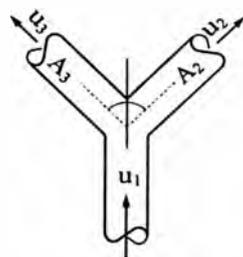


$$\Lambda_1 = 2 \Lambda_2$$

$$\frac{p_2}{2} = -u^2$$

$\theta$	10	30	45	60
$\zeta$	0,1	0,3	0,7	1

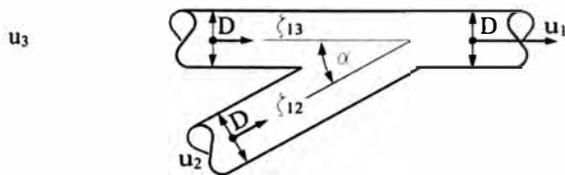
Fig. 27b



même quantité dans  
A2 et A3  
 $\zeta = 0,5$

A1  
Fig. 27c

A2 17 Jonctions



$$\frac{p_{12}}{2} = \zeta_{12} u_1^2$$

$$\frac{p_{13}}{2} = \zeta_{13} u_1^2$$

	$\frac{Q_2}{Q_1}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\theta = 90^\circ$	$\zeta_{12}$	-1,2	-0,4	0,1	0,5	0,7	0,9
	$\zeta_{13}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\theta = 45^\circ$	$\zeta_{12}$	-0,9	-0,4	0	0,2	0,4	0,4
	$\zeta_{13}$	0,1	0,2	0,2	0,1	-0,2	-0,6

Le signe négatif signifie que cette branche bénéficie d'un effet de succion au détriment de l'autre branche.

Fig. 28

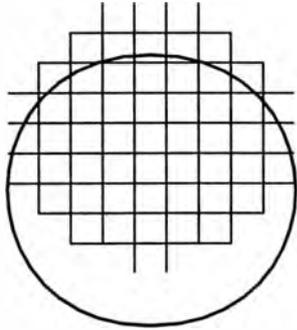
A2 18 Orifices de sortie

A2 18 1 La meilleure façon de réaliser les orifices de sortie, à l'extrémité d'un réseau de conduits, est de leur conserver la forme circulaire. La veine d'air ne doit pas être fortement fractionnée par la grille de protection.

A2 18 2 A la sortie d'un ventilateur on peut prévoir, comme orifice de sortie, un court diffuseur prolongé d'un tronçon de conduits. Cependant, pour un conduit de grande longueur, ce dispositif n'influence que faiblement le total des pertes de charge.

A2 19 Orifices d'entrée

Les pertes de charge dues à une grille dépendent de la section nette et du type de grille, comme l'indiquent les figures 29a à 29d



$$\Delta p_2 = u^2$$

u sur la section totale

$$a^2 = \frac{\text{section nette}}{\text{section totale}}$$

a' %	10	20	30	40	60	80	90	95
grille en fil rond	40	20	8	4	2	1	0,5	0,2

Fig. 29a Barreaux de grille cylindriques

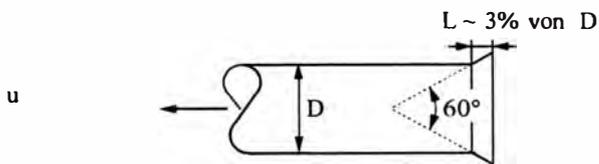


Fig. 29b

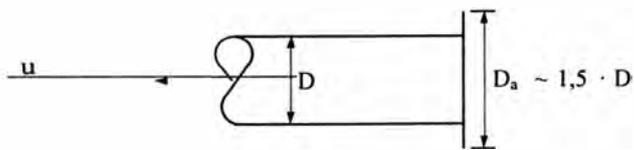
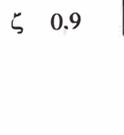
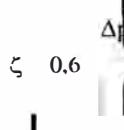
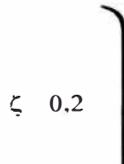
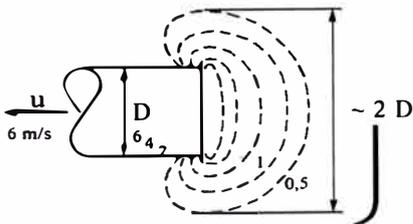


Fig. 29c



$$\Delta p = 2 u^2$$

En chanfreinant l'orifice ou en l'arrondissant les pertes d'entrée sont minimisées.

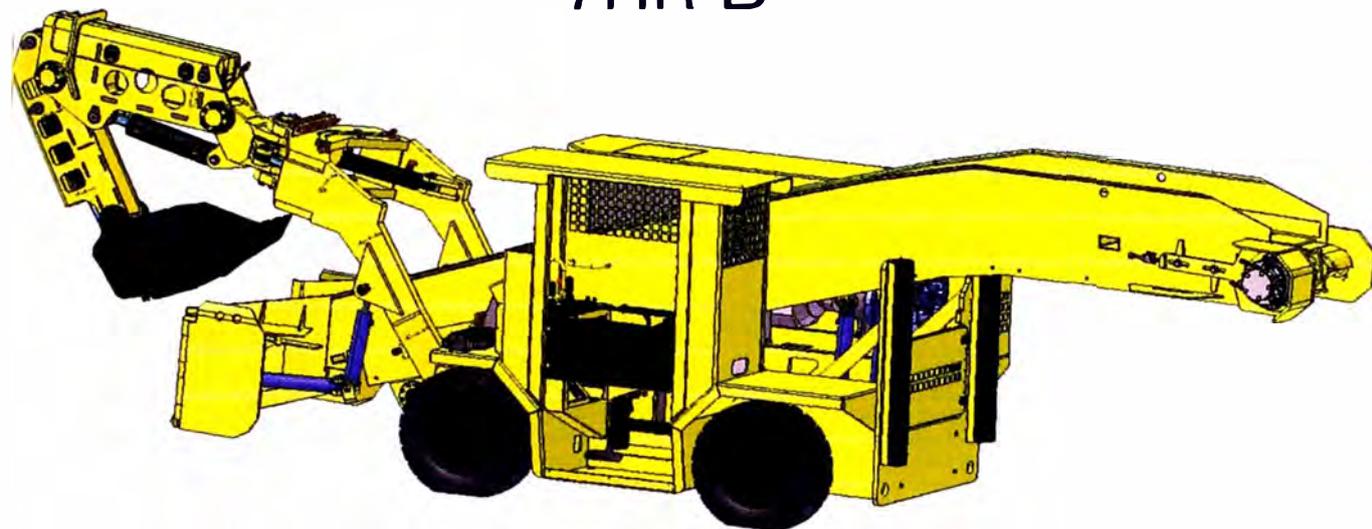
## **ANEXO N° 3**

### **ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL "HAGGLOADER" MARCA GIA**



# GIA Häggloader

## 7HR-B



The wheel borne Häggloaders are rubber tyred electro-hydraulic driven, trackless loaders with a back-hoe digging system. Available in two models 7HR-B and 10HR-B.

### Technical features

- Hydraulic system powered by electric or diesel engine.
- The electro-hydraulic drive provides low installation and energy costs, and maintains good air quality.
- The diesel-hydraulic drive is used for transportation and can also be used for minor digging work.
- The back-hoe digging system loads the muck onto the conveyor, which then fills the haulage vehicle with a constant flow of muck.
- The dozer blades clean the sole effectively thus eliminating the need of manual clean up.
- The back-hoe system can be used for lifting and can be repaired with standard sheet metal.
- The conveyor can be raised and lowered to suit the loading height of different haulage vehicles.
- Significantly reduces the number of niches needed and reduces tyre wear.
- A built in sprinkler system controls dust effectively.
- Suitable for use in drifts and tunnel with cross section from 7 m<sup>2</sup> and upwards.
- The driver operates from a compartment with protection roof, a gate and a comfortable backrest
- The Häggloader is controlled by PLC via a LCD-panel and joysticks.
- The chassis and conveyor are made of heavy duty plate joined together with continuous welds for maximum fatigue strength.
- The front and rear axle steering provides excellent agility and the ability to travel sideways in confined spaces.
- The service brake is hydraulic. The Häggloader also has a spring applied hydraulic released parking and emergency brake.

### Standard

CE mark according to European standards.

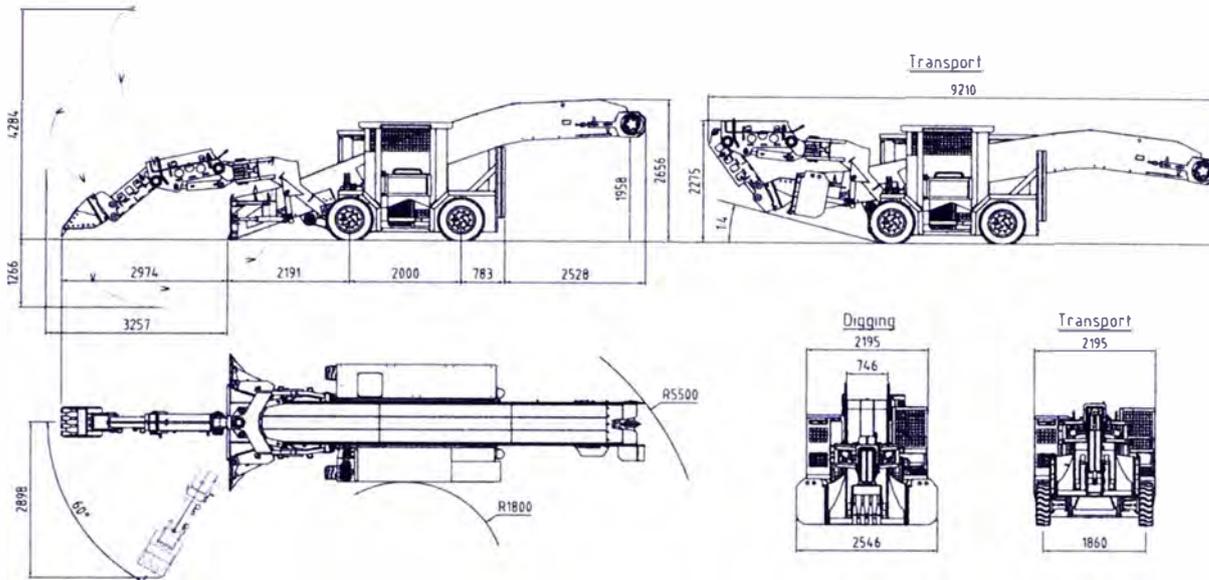
### Options

- *Extended conveyor*  
(Under development)
- *Dual digging arm system*
- *Coupling device*  
(Under development)
- *Pony track for towing on rail.*  
(Under development)
- *Cable reel*  
(under development)  
Length and dimension of cable depends on the voltage chosen. Capacity 100 m at 400V.

Other options and dimensions on request.

Häggloader 7HR-B

## Technical data



### Engine

Deutz diesel engine (stage III) including silencer and catalytic purifier. Diesel engine for transport and minor loading.

Type: BF4L2011, 58 kW @ 2 800 rpm

### Standard electric system

Electrical motor	45 kW
Voltage	400-690 V 1 000 V
Battery capacity	2 x 12 V - 70 Ah
Generator capacity	40 A
Lamps	8 x 35 W HID

### Transmission

Maximum travel speed

Electric	3 km/h
Diesel	10 km/h

### Volume data-service

Engine oil volume	11 dm <sup>3</sup>
Fuel tank	96 dm <sup>3</sup>
Hydraulic tank incl. cooler	250 dm <sup>3</sup>

### Dimensions during transport

Total length	9 210 mm
Width	2 195 mm
Total height	2 275 mm
Weight	13 000 kg

### Functional data

Ground clearance (frame)	150 mm
Digging depth below ground level	1 266 mm
Tractive pull (4 wheel drive)	7 200 kp
Steering	4 wheel
Max work gradient (uphill)	1:5 (20%)
Max work gradient (downhill)	1:7 (14%)
Loading capacity	approx. 1,5 m <sup>3</sup> /min
Digging width	5 700 mm
Dozer blades	2 550, 3 100 mm
Tyres	8.25x15"
Wheel base	2 000 mm
Track width	1 860 mm

# Häggloader 7HR-B

Contact us for further information.

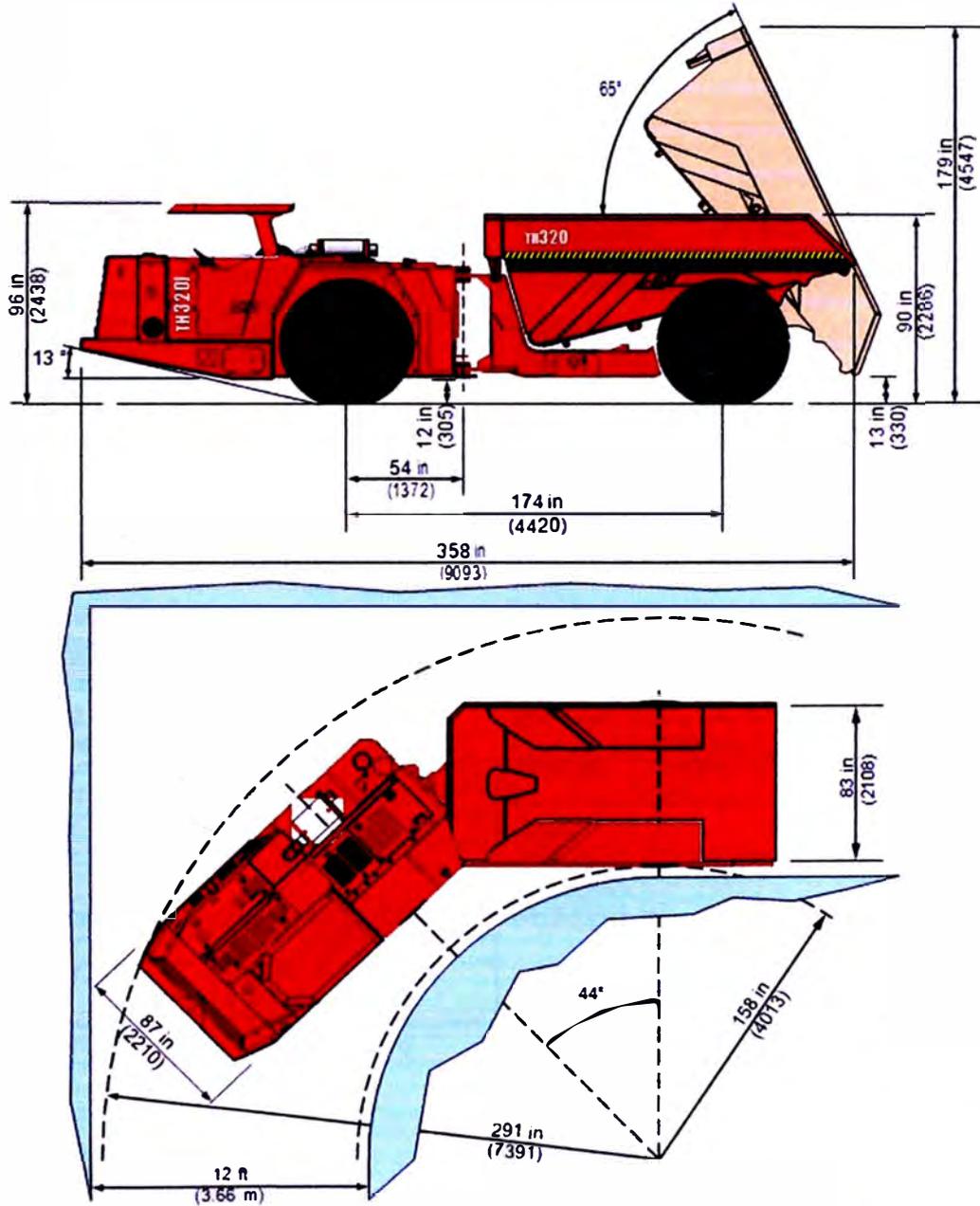
GIA Industri AB  
Box 59  
SE-772 22 Grängesberg  
Sweden

Phone +46 (0)240 797 00  
Fax +46 (0)240 797 25  
Email: info@gia.se  
Web: www.gia.se

**ANEXO N° 4**

**ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL "DUMPER" MARCA SANDVIK**

**General Arrangement**



## Standard Unit Specifications

### General Information

#### Main Dimensions

Total length	9093 mm	358 in
Total width	2210 mm	87 in
Height with safety canopy	2438 mm	96 in
Height of dump box	2286 mm	90 in
Dump Height	4547 mm	179 in

#### Operating Weights

Total	22317 kg	49200 lb.
Front axle	16465 kg	36300 lb.
Rear axle	5851 kg	12900 lb.
Shipping weight	22045 kg	48600 lb.

#### Loaded Weights

Total	42275 kg	93200 lb.
front axle	20412 kg	45000 lb.
rear axle	21863 kg	48200 lb.

#### Capacities

Payload	20 tonnes	22 tons
Dump box volume (SAE)	10.2 m <sup>3</sup>	13.4 yd <sup>3</sup>

#### Dump Box Motion Times

Discharging time	14 sec.
Dumping angle	65°

#### Driving Speeds Forward and Reverse (Loaded)

1st gear	6.6 km/h	4.1 m.p.h.
2nd gear	12.0 km/h	7.5 m.p.h.
3rd gear	21.1 km/h	13.1 m.p.h.
4th gear	38.0 km/h	23.6 m.p.h.

#### Frame

Rear and front frame	Welded steel box construction
Material	G40.21 - 50wt Cat. #3
Central hinge	Full plate, clevis type with spherical bearings
Dump box construction	Welded steel box construction
Material	G40.21 - 50wt Cat. #3

### Power Train

#### Engine

Diesel engine	Mercedes OM 926 LA, Tier 3	
Output	240 kW (322 HP) @ 2200 RPM	
Torque	1300 Nm (959 lb.ft.) @1300 - 1600 RPM	
Number of cylinders	In line 6	
Displacement	7.2 litres (439 in <sup>3</sup> )	
Cooling system	Liquid Cooled	
Combustion principle	Direct injected, turbo charged, after cooled	
Air filtration	Donaldson, dry type	
Electric system	24 V	
Exhaust system	Catalytic purifier with silencer	
Fuel consumption (60% duty factor)	35.8 l/h	9.47 US gal/h
Fuel Capacity	341 l	90 US gal.

#### Converter

Dana SOH C8000 series	Single stage, 2.292 torque multiplication ratio, 0.895 offset ratio with manual lock-up
-----------------------	---

#### Transmission

Dana SOH 6000 series	4-speed forward and reverse
----------------------	-----------------------------

#### Axles

Front axle	Dana SOH 19D2748, standard differential, oscillating ± 7°.
Rear axle	Dana SOH 19D2748, standard differential, fixed.

#### Tires

Tire size	18.00R25 **		
Air pressure, front	689 kPa	6.89 bar	100 psi
Air pressure, rear	689 kPa	6.89 bar	100 psi

## Systems

### Steering Hydraulics

Full hydraulic power steering, centre articulated with double acting steering cylinders. Open centre system with a gear pump and wheel steer control.

### Turning Radius

Inner	4013 mm	158 in
Outer	7391 mm	291 in
Turning angle	44°	

### Main Components

Hydraulic pump	Gear
Control valve	Pilot operated
Steering cylinders	114.3 mm bore X 63.5 mm rod (4½" X 2½")

### Pressure Settings

Main relief	18.6 MPa	186 bar	2700 psi
Port relief valves	16.5 MPa	165 bar	2400 psi

### Dump Box Hydraulics

Full hydraulic open-centre system with one gear pump. Oil flows to the dump box hydraulic system from the pump when the steering system is not in use. Push button dump box control.

### Main Components

Dump cylinders	Telescopic, 159 mm bore X 133 mm first sleeve X 108 mm second sleeve (6¼" X 5¼" X 4¼")
Hydraulic pump	Gear pump
Control valve	Pilot operated

### Pressure Settings

Main relief	15 MPa	151 bar	2200 psi
Port reliefs	16.5 MPa	165 bar	2400 psi
Hyd. oil tank capacity	378 l	100 US gal.	

### Standard Brakes

Service brakes are spring applied hydraulically released, liquid cooled (LCB) multi-disc brakes on all wheels. Service brakes also function as an emergency brake, when the emergency brake system is engaged.

### Main Components

Pressure accumulators	Piston type with charging valve
Brake pedal valve	Modulated

### Electrical Equipment

Alternator	24V, 175 Amp min
Batteries	2 x 12 V, 950 CCA
Starter	24 V, Heavy Duty
Driving lights	4pcs front, 2pcs rear

### Other Standard Equipment

- SAE ROPS FOPS Canopy
- Electric shift
- Central hydraulic pressure test points
- Central manual lubrication system
- SAE ORS hose fittings

### Standard Manuals

All manuals are delivered on CD-ROM in web based format with Adobe PDF output for printing extra copies and one papercopy. Extra copies are also available as an option.

Manual Type	CD-ROM	Paper
Spare parts manuals	2 Copies	1 Copy
Operator's manual	2 Copies	1 Copy
Service manual	2 Copies	1 Copy

## Optional Equipment Specifications

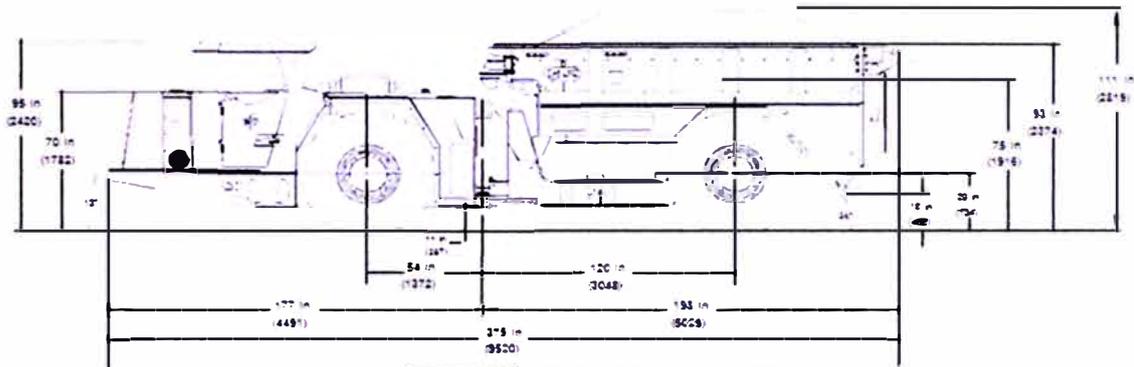
### Available Alternative Equipment

Enclosed Cabin	ROPS/FOPS, forward facing operator's compartment with air conditioning and wheel type steering control.
Auto lube system	Lincoln modular

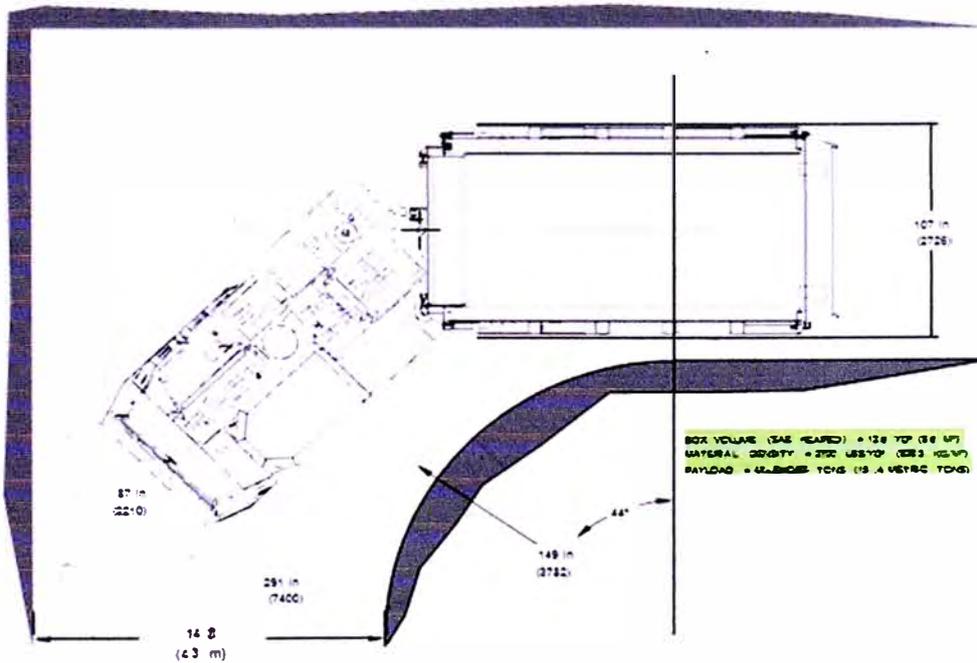
### Available Add-On Options

Heating system	for enclosed cabin option, includes A/C	
Fire suppression systems	Manual - Ansul 6 nozzles, 1 tank Automatic (Checkfire II) - Ansul 6 nozzles, 1 tank	
Hand held fire extinguishers	4.5 kg	10 lb.
	9.1 kg	20 lb.
Exhaust system	Exhaust brake	
Emergency steering system	EC regulations	
Dump box	Ejector Box with hydraulically operated tail gate	
Extra CD-ROM manuals		
Extra paper manuals		

**General Arrangement - 12.6 yd<sup>3</sup> (9.6 m<sup>3</sup>) Ejector Box**



ITEM	QTY	DESCRIPTION	UNIT	QTY	DESCRIPTION	UNIT
1	1	BOX	EA	1	BOX	EA
2	1	COVER	EA	1	COVER	EA
3	1	DRUM	EA	1	DRUM	EA
4	1	DRUM	EA	1	DRUM	EA
5	1	DRUM	EA	1	DRUM	EA
6	1	DRUM	EA	1	DRUM	EA
7	1	DRUM	EA	1	DRUM	EA
8	1	DRUM	EA	1	DRUM	EA
9	1	DRUM	EA	1	DRUM	EA
10	1	DRUM	EA	1	DRUM	EA



Copyright © Sandvik Mining and Construction  
All rights reserved. All other rights reserved.  
All dimensions are in inches. Sandvik Mining and  
Construction reserves the right to change the  
specifications without notice.

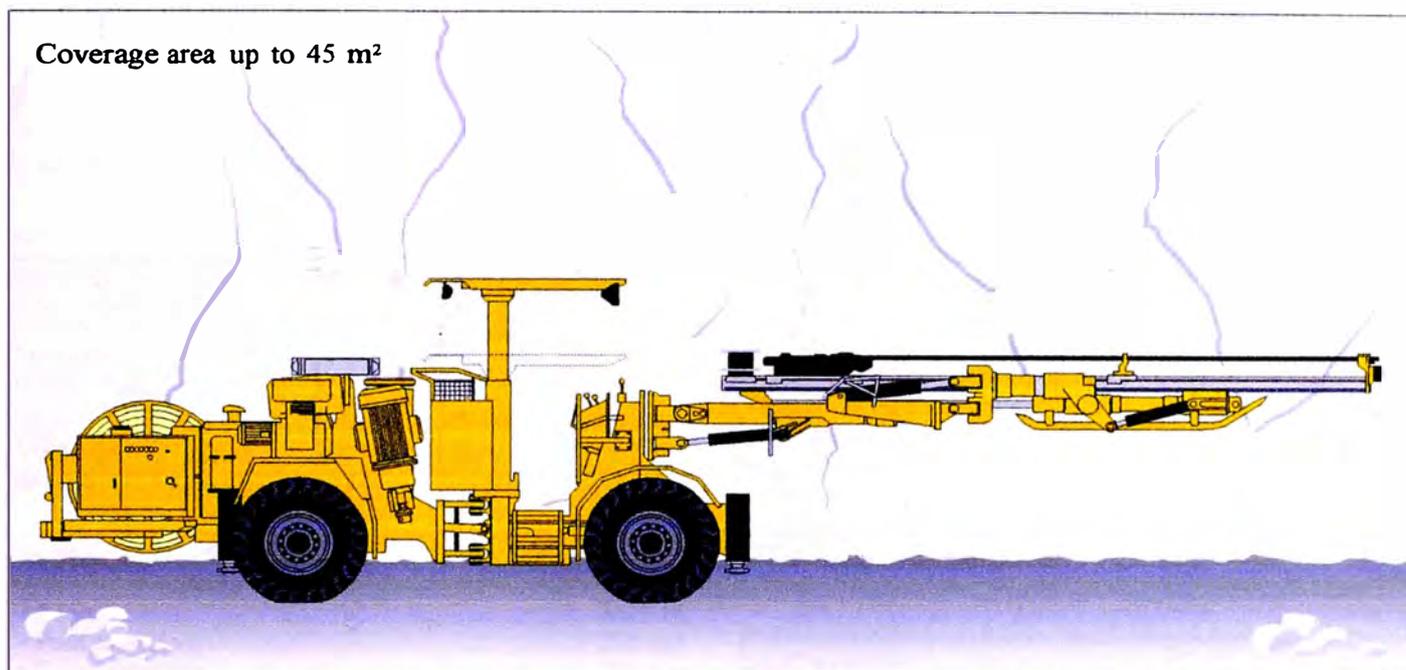


**ANEXO N° 5**

**ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL "JUMBO" MARCA ATLAS COPCO**

# Boomer 282

Equipped with COP 1638 or COP 1838ME rock drills



Hydraulically controlled mining and tunnelling face drilling rig with two BUT 28 booms. Available with a variety of rock drills to suit customer requirements.

## Standard features

### » Rock drill

- COP 1638 or COP 1838ME rock drill with dual-damping system for optimal consumable life
- Pressurized housing and mating surfaces to reduce internal contamination of the rock drill

### » Hydraulic boom

- BUT 28 heavy-duty boom with double tripod suspension for accurate hydraulic parallel holding in all directions

### » Hydraulic feed

- BMH 2800-series heavy-duty aluminium feed with high bending and torsional resistance for maximum durability
- Snap-on stainless steel sleeves and polymer contacts

### » Control system

- Hydraulically controlled drilling system which incorporates the anti-jamming function Rotation Pressure Controlled Feed (RPCF)

### » Carrier

- Sturdy, articulated carrier with four-wheel drive
- Powered by a 4-cylinder, EPA III/COM III (Tier 3/Stage IIIA) approved diesel engine
- Four jacks for stable set up

### » General

- FOPS-approved telescopic protective roof
- Cable reel
- Electrically driven piston compressor
- Electrically driven water booster pump
- Working lights

# Specifications

## ROCK DRILL

	COP 1638	COP 1838ME
Shank adapter	R32/R38/T38	R32/R38/T38
Height over drill centre	88 mm	88 mm
Length without shank	1 008 mm	1 008 mm
Impact power	16 kW	18 kW
Impact rate	60 Hz	60 Hz
Hydraulic pressure	200 bar	230 bar
Rotation system	Separate rotation	Separate rotation
Rotation speed	0–340 rpm	0–340 rpm
Rotation torque, max	640 Nm	640 Nm
Lub. air consump. at 2 bar	6 l/s	6 l/s
Water consumption	1.1 l/s	1.1 l/s
Weight	170 kg	170 kg
Sound level	<106 dB(A)	<106 dB(A)

## FEED

	BMH 2800	BMH 2831	BMH 2837	BMH 2843	BMH 2849
Total length	4 677 mm	5 287 mm	5 897 mm	6 507 mm	
Drill steel length	3 090 mm	3 700 mm	4 310 mm	4 920 mm	
Hole depth	2 795 mm	3 405 mm	4 015 mm	4 625 mm	
Weight, incl. drill	475 kg	495 kg	525 kg	540 kg	
Feed force	15.0 kN	15.0 kN	15.0 kN	15.0 kN	

## » Boom

- Boom ..... BUT 28
- Feed extension ..... 1 250 mm
- Boom extension ..... 1 250 mm
- Parallel holding ..... complete
- Feed roll-over ..... 360°
- Max. lifting angle ..... +65°/-30°
- Max. swinging angle ..... +45°/-25°
- Weight, boom only ..... 1 750 kg

## » Air system

- Hydraulically driven screw compressor ..... Atlas Copco LE7
- Capacity, max at 7 bar ..... 12.5 l/s
- Air pressure gauge

## » Water system

- Hydraulically driven water booster pump ..... Flygt PXR812H
- Water booster pump max capacity at 13.5 bar ..... 100 l/min
- Min water inlet pressure ..... 2 bar
- Water flow guard

## » Control system

- Direct hydraulic Control System, DCS
- Basic functions such as anti-jamming included

## » Electrical system

- Total installed power ..... 125 kW
- Main motors ..... 2 x 55 kW
- Voltage ..... 380–1 000 V
- Frequency ..... 50–60 Hz
- Starting method ..... star/delta (1 000 V direct start)
- Thermal overload protection for electric motors
- Percussion hour meter
- Digital voltmeter/amperage meter in electric cabinet
- Phase sequence indicator
- Earth fault indicator
- Battery charger
- Transformer ..... 4 kVA
- Cable reel, diameter ..... 660/1 395 mm

## » Hydraulic system

- Hydraulic pumps ..... 2 separate units, one for each boom
- Pumps unloaded at start
- System pressure, max ..... 150–230 bar
- Hydraulic oil tank, volume max/min ..... 195 l
- Oil temperature gauge on oil tank
- Electrical oil filling pump
- Oil filter indicator
- Water cooled oil
- Filtration ..... 16 µm
- Mineral hydraulic oil
- Two operator control panels

## » Carrier

- Deutz 4-cylinder, D914 L04 2V, EPA III/COM III (Tier 3/ Stage IIIA) approved 4-stroke prechamber diesel engine
- Power rating at 2 300 rpm ..... 58 kW (78 hp)
- Torque at 1 500 rpm ..... 270 Nm
- Articulated steering ..... ±41° steering angle
- Fixed seat for tramping
- Four-wheel drive
- Hydrostatic power steering system
- Hydrostatic transmission ..... Clark 12000
- Front axle ..... Dana 176
- Rear axle ..... Dana 176, ±8° oscillation
- Automatic differential lock on rear axle
- Tyres ..... 12.00 x R20
- Clearance outside axles ..... 15°
- Hydraulic jacks, front ..... 2 extendable
- Hydraulic jacks, rear ..... 2
- Service brakes ..... 2 separate circuits
- Emergency and parking brakes ..... SAHR
- Fuel tank, volume ..... 60 l
- Exhaust catalyser
- Silencer
- Electric system ..... 24 V
- Batteries ..... 2 x 70 Ah
- Tramping lights ..... 8 x 70 W
- Working lights ..... 3 x 500 W
- Brake lights
- Fire extinguisher
- Central lubrication system
- Spirit level
- Gradeability at max. load on drive wheels ..... 1:4
- Horn, beacon and reverse alarm
- Rock drill lubrication warning kit

## DRIFtER RODs

Dimension		Min. hole diameter
mm	R32-H35-R38	45
	R32-H35-T38	45
	R32-H35-T38 Speedrod	45
	SR35-H35-R38 Speedrod	45
	SR35-H35-T38 Speedrod	45
	SR35-H35-T38	45
	SR35-R39-T38	45
	R32-R39-T38	45
	SR35-R39-T38	45
	SR35-R39-T38 Speedrod	45

## sHAnK ADAPtERs

thread		Diameter	Length
mm	R38	38	435
	T38	38	435
	R32	38	525
	T38*	38	525

\*Intended for RAS and extension drilling with BSH 110

## COuPLInGs

thread		Diameter	Length
mm	R38	55	170
	T38	55	190

## ExtEnSIOn RODs FOR InJECTIOn DRILLInG/RAs

Dimension		Min. hole diameter
mm	Rnd 32 Speedrod	51
	Rnd 38 Speedrod	64

## Optional equipment

### »» Rock drill/Drilling system

- Big hole drilling kit
- Water mist flushing, external water and air supply
- Hole blowing kit with 2x50 l air receiver
- Hole blowing kit with external air supply
- Dry drilling system

### »» Feed

- Telescopic feed BMHT 2000-series (max 14 ft)
- Extension drilling set BSH 110 (BMH feeds only)

### »» Boom

- Feed Angle Measurement system (FAM 1)
- Feed Angle Measurement system with hole depth measurement (FAM 2)
- Automatic boom lubrication kit, rear part of boom

### »» Protective roof

- Manual spotlight, left and/or right
- Outlet for communication radio, 12V
- Illuminated stairs

### »» Cabin

- FOPS-approved cabin, noise level <85 dB(A), including:
  - Air conditioning unit
  - Fixed seat
- Manual spotlight, left and/or right
- Illuminated stairs for platform
- CD-player
- Outlet for communication radio, 12 V

### »» Water system

- Water hose reel

### »» Hydraulic system

- Hydraulic oil thermostat
- Heater kit for oil tank

### »» Carrier

- Fire suppression system ANSUL (manual or Checkfire)

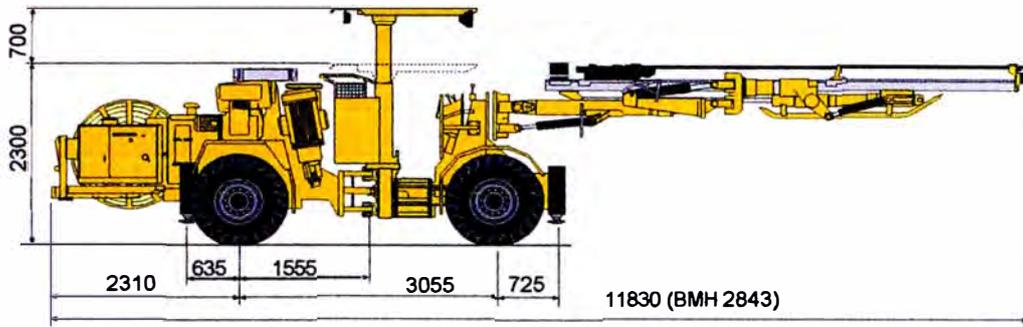
### »» Electrical system

- Electric cable type H07RN-F or Buxflex
- Plug for cable
- Switch gear
- Electric outlet for accessories, 16 A (CE and not for 1,000 V)

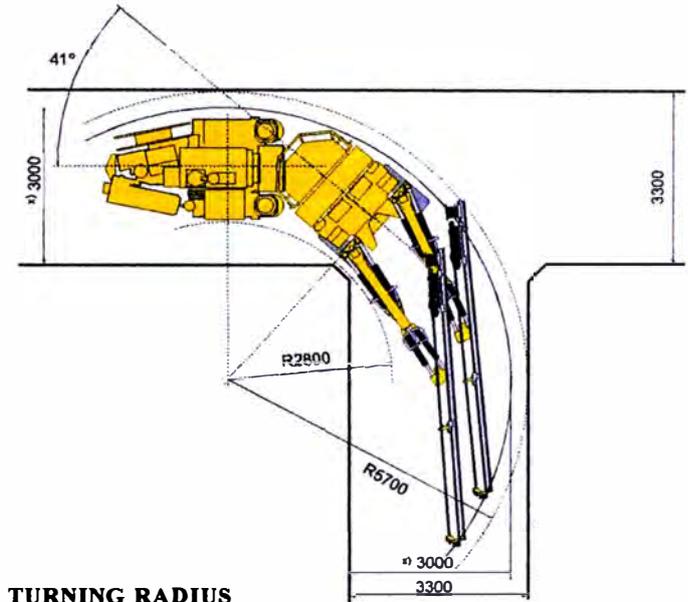
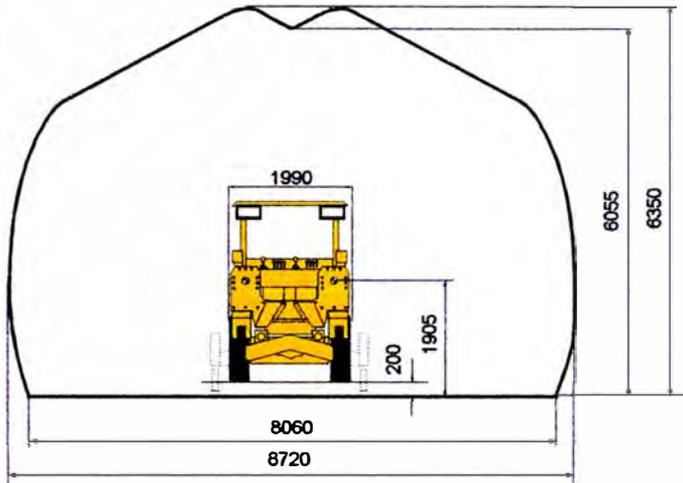
### »» Miscellaneous

- Hydraulic Swellex pump type H1 for manual installation
- Manual lubrication kit
- Rig washing kit
- Boot washing kit
- Ni-Cr plated piston rods (limitations exist)

# Measurements



## SIDE VIEW



## COVERAGE AREA

## TURNING RADIUS

### DIMENSIONS

mm	Width	1 990
	Height with cabin	3 050
	Height roof up/down	3 000/2 300
	Length with BMH 2343 feeds	11 830
	Ground clearance	290

### RECOMMENDED CABLE SIZE AND LENGTH

Voltage	type	Dimension, mm <sup>2</sup>	Diameter, mm	Length, m
380-400 V	H07RN-F	4X150	67	60
	Buflex	3x185+3G35	56	90
440-500 V	H07RN-F	4X120	60	75
	Buflex	3x150+3G25	52	100
550 V	H07RN-F	4X95	55	90
	Buflex	3x120+3G25	46	135
660-690V	H07RN-F	4X70	49	110
	Buflex	3x95+3G16	45	155
1,000 V	H07RN-F	N/A	N/A	N/A
	Buflex	3x50+3G10	33	200

Recommendations are given for surrounding temperature of 40 °C and up to a height of 2 000 m.

### TRAMMING SPEED

km/h	On flat ground (rolling resistance 0.05)	>13
	On incline 1:8	>4.5

### WEIGHT

gross weight, depending on configuration		
kg	Total	18 300
	Boom side	12 800
	Engine side	5 500

**Atlas Copco**

## **ANEXO N° 6**

### **CALCULO "GIA" SOBRE SISTEMA DE VENTILACION**

## GIA SwedVent Tunnelling Ventilation

This calculation is valid for 4000m ducting of diameter 900mm, air flow at heading 6m<sup>3</sup>/s, assumed leakage 2%/100m ducting.

Calculation ID: quit40e  
Project: C.H. Quitaracsa  
Contractor: Constructora JME S.A.C.  
Ref.:  
Date: 2011-09-26

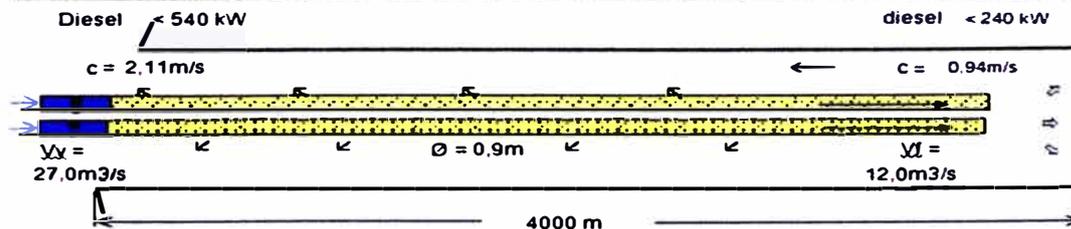
This calculation is done according to the Peruvian "law" stating an airflow of 3,0 m<sup>3</sup>/minute/diesel kW. Max 540 utilized diesel kw operating inside the "Conduction" tunnel from Casa De Maquina and forward.

<b>SITE:</b>			<b>Ventilation</b>	forced
Lowest temperature	°C	15	Tunnelling(1=TBM 0,56=D&B)	0,56
Altitude	m	1700	Mucking	Dumpers
Air density	kg/m <sup>3</sup>	1,02	Max diesel power at heading	kW < 240
Tunnelsection area	m <sup>2</sup>	12,8	Max total diesel power	kW < 540
Tunnelling length	m	4000		

<b>VENTILATION:</b>			<b>Air speed in tunnel</b>	
Lambda factor		0,0170	at face	m/s 0,94
Duct diameter	m	0,9	<b>Air flow from fan (x2)</b>	<b>m<sup>3</sup>/s 13,5</b>
Length of duct	m	4000	Quotient L/D	4444,4
<b>Air flow at face (x2)</b>	<b>m<sup>3</sup>/s</b>	<b>6,0</b>	Air velocity in duct at Entrance	m/s 21,2
Fan diameter	m	0,90	Air velocity in duct at end	m/s 9,5
Leakage per 100 m duct	%	2,0	Static pressure	Pa 9546
Zeta factor		0,2	Velocity pressure	Pa 230
Addition Pressure Pa		0,0	Additional pressure	Pa 46
Efficiency (+)	%	80	<b>Total pressure</b>	<b>Pa 9822</b>
Nominal power	kW	55 x3	Power input	kW 325,0
Price of power	USD/kWh	0,19	Duration of work	h 8 000

<b>Total energy cost with one speed motor</b>	<b>USD 792 363</b>
<b>Total energy cost with frequency inverter (*)</b>	<b>USD 178 707</b>

Recommended type of fan: AVH90.55.2.8      N° of fans: 3 (in serie in one)



**GIA SwedVent - Underground Ventilation System Tel: +46 240 79700 Fax: +46 240 79725**

This calculation must not be given to, copied or in any other way shown to with GIA Industry AB Competing Company according to international laws.

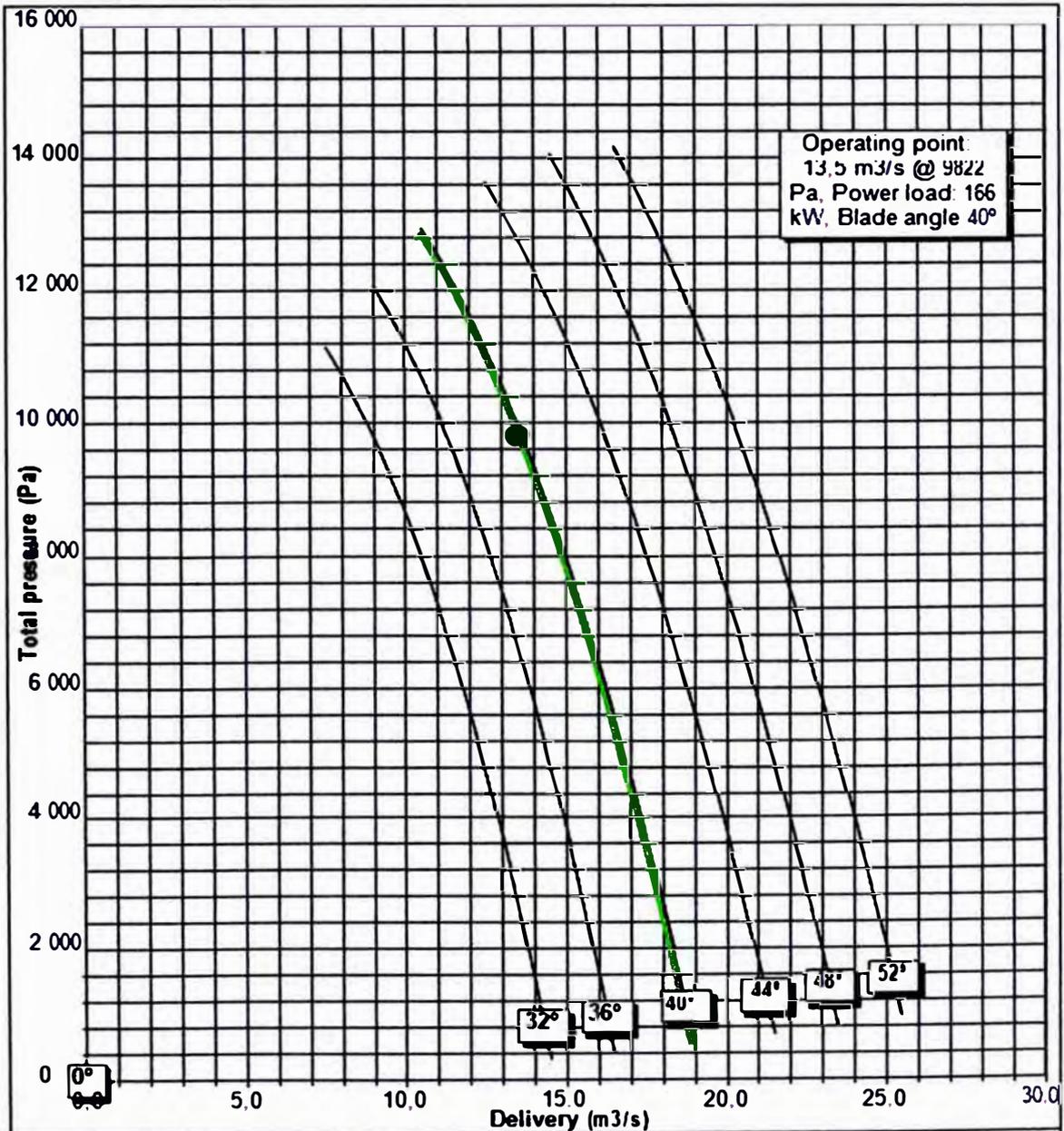
# GIA SwedVent High Pressure Axial Mining- and Tunnelling Fan

Project: C.H. Quitaracsá  
 Customer: Constructora JME S.A.C.

Quotation No: 11PE964  
 Calculation ID: quit40e

	<b>3xAVH90.</b>	<b>900 mm</b>	<b>50Hz</b>	<b>n = 2980 rpm</b>
---	-----------------	---------------	-------------	---------------------

β	kW	Type	β	kW	Type
32°	3x37	AVH90.37.2.8/50Hz	48°	3x90	AVH90.90.2.8/50Hz
36°	3x45	AVH90.45.2.8/50Hz	52°	3x110	AVH90.110.2.8/50Hz
40°	3x55	AVH90.55.2.8/50Hz			
44°	3x75	AVH90.75.2.8/50Hz			



**ANEXO N° 7**

**PROPUESTA ECONÓMICA “GIA” POR SUMINISTRO EQUIPOS**



**Quotation: 11PPE818**

**Contractor: JJC Contratistas**

**Project: Quitaracsa Project**

Your Reference: JJC Contratistas

**Quotation 11PE818**

**GIA SwedVent Underground Ventilation System for Quitaracsa project**

We thank You for Your inquiry and have hereby the pleasure of quoting GIA SwedVent Underground Ventilation System for a.m. project as follows:

Please note:

This quotation is based on our enclosed ventilation calculations. "Max. diesel kW at heading" stated in our calculations indicates max allowed momentarily generated diesel kW and is based on an air flow need of 3,0 m3/min per each generated diesel kW.

All technical specifications according to GIA SwedVent standards.

For general information about GIA Industri AB, please visit our web-site at [www.gia.se](http://www.gia.se)

**Pos 1: Two fan stations composed of 3xAVH90.55.2.8**

Item	Model	Info	Price USD/ea	units	extended USD
Fan	AVH90.55.2.8	55 kW	11 160,-	6	66 960,-
Silencer	GS90		1 722,-	4	6 888,-
Duct adapter	GDA90		480,-	2	960,-
Inlet bell	GIB90		809,-	2	1 618,-
Freq. inverter IP54	54FC55	55 kW	4 205,-	6	25 230,-
<b>Total</b>					<b>101 656,-</b>

## GIA SwedVent flexible ducting

Diameter	Quality USD	sections	Price USD/m	m	Extended
Ø900	Airolite FR-RSX	30 m	8.90	10000	89 000,-
Ø900	Titan FR-RSX	30 m	16.00	600	9 600,-

## Duct Coupling and accesories

Diameter	USD	Type	Price USD/ea	Unit	Extended USD
Ø900		ZIP-joints Airolite	19.00	333	6 327,-
Ø900		ZIP-joints Titan	27.00	20	540,-

## Maintenance accesories

USD	Diameter	Type	Price USD/ea Length (m)	Unit	Exxtended
Repair sleeve	Ø900	SRS141	1 39.00	100	3 900,-
Repair sleeve	Ø900	SRS141	2 81.00	50	4 050,-
Repair sleeve	Ø900	SRS141	3 121.00	20	2 420,-
Fan Impeller		AVH90	4200.00	02	8 400,-

**Total USD: 124 237,-**

<b>Delivery:</b>	All prices include packing for shipment and delivery Ex Works
<b>Fixed prices:</b>	Prices fixed for contract duration if accepted within the tender validity.
<b>Import duty, taxes etc:</b>	Our quotation is exclusive of any charges that may be levied by your authorities on the import of this equipment.
<b>Export packing:</b>	GIA standard practice, details on request.
<b>Delivery time:</b>	8-10 working weeks after order.
<b>Conditions of sale:</b>	Orgalime S2000 regulates the conditions applicable to this quotation.
<b>Terms of payment:</b>	By Confirmed Irrevocable Letter of Credit established in USD, in our favour, on an Swedish Bank, within 30 days of order date. To be negotiable at sight, against presentation of shipping documents, <b>or as may otherwise be agreed.</b>
<b>Validity of prices:</b>	90 days from date of tender. Prices fixed within an exchange rate of 1 USD= 6,4 SEK +/- 2%.

We hope You will find our quotation favorable and place Your fine order to us.

Yours sincerely  
GIA industri ab



Bo Ströms

## ANEXO N° 8

### **¿Se incluye o no las fugas como parte del aire de dilución de gases equipos diesel?**

Se está considerando el aire que fuga a través de la manga y que será descargado al túnel como parte del aire que diluirá los gases que generan los equipos diesel ubicados a lo largo del túnel ( $Q_{\text{total diesel}}$ ). Lo anterior se hace basándose en las indicaciones que da la norma SIA-196 :párrafo 2.33:

2.33 En presencia de máquinas eléctricas de excavación y de carga y de una ventilación por impulsión (Inyección de aire), comúnmente es posible suponer **que el caudal de aire necesario para la dilución de los gases de escape de las máquinas de transporte a motores diesel sea puesto en disposición sólo al principio del conducto (las pérdidas del conducto sirven para diluir las emisiones a lo largo del trayecto).**

Es decir la norma SIA 196 indica que todo el aire calculado para la dilución de gases del total de equipos diesel que operan en el túnel debe ser asegurado solo al inicio de la manga es decir al inicio del túnel.

Asimismo en el punto 4.31.1 de la norma SIA 196 se indica

Transporte con vehículos automotor Diesel: Aportaciones de aire fresco para la dilución de los gases de escapes con arreglo a la longitud del túnel, **las fugas pueden ser tenidas en cuenta en el cálculo.** Adoptar conductos B o eventualmente. A con elementos intermediarios del tipo Coanda (ver § 5 11 12), eventualmente S con orificios definidos de salidas.

Es decir no norma SIA 196 puede considerar las fugas como parte del cálculo y podría inducir los mismos en caso se tenga ductos de excelente calidad tipo clase "S" (Ductos de muy buena calidad – casi sin área de fugas- y con certeza de que no tendrá daños en la operación.).