

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIERREZ

Nombre del proyecto:

Modernización y actualización del sistema de ventilación de aire forzado para la casa de máquinas tipo caverna de la C. H. Malpaso

Ingeniería Mecánica

Nombre del alumno:

Alejandro Soberano Carreón

No de control del alumno:

11270673

Nombre del asesor interno:

M.E.R. Fernando Alfonso May Arriola

Nombre del asesor externo:

Ing. Albino Antonio García

Periodo:

Agosto – diciembre 2015



Tuxtla Gutiérrez, Chiapas a 21 de Enero de 2016.

INTRODUCCION

La residencia profesional es la actividad realizada mediante el desarrollo de un proyecto especializado a la aplicación de un modelo de ingeniería, que los estudiantes de un instituto Tecnológico a nivel profesional deben realizar para efectos de un desarrollo en el ámbito laboral donde se aplican los conocimientos adquiridos durante el curso de la carrera profesional.

En la actualidad se reconoce la importancia que desempeña la productividad en las empresas para el bienestar de un país o para sus trabajadores, ya que la principal fuente del crecimiento económico es el aumento de la productividad.

La C.H NETZAHUALCOYOTL es una instalación que permite aprovechar las masas de agua en movimiento que circulan por el río Grijalva, para transformarlas en energía eléctrica, utilizando turbinas acopladas a generadores eléctricos.

Por medio de la presa, se acumula cierta cantidad de agua formando un embalse, con el fin de generar un salto cuya energía potencial del agua pueda transformarse en energía cinética por medio de una tubería forzada.

Dicha tubería forzada se sitúa aguas arriba de la presa con una toma de admisión protegida por una rejilla metálica, esta toma de admisión tiene una cámara de compuertas que controla la admisión del agua, que tiene como finalidad llegar hasta las turbinas de la central.

Al llegar a las turbinas, actúa sobre los álabes del rodete tipo Francis, haciéndolo girar y perdiendo energía. El rodete de la turbina está unido por un eje al rotor del alternador que, al girar con los polos excitados por una corriente continua, induce una corriente alterna en las bobinas del estator del alternador.

Mediante transformadores, es convertida en corriente de baja intensidad y alta tensión, para ser enviada a la red general mediante las líneas de transmisión. El agua, una vez que ha cedido su energía, es restituida al río, aguas debajo de la central.

La casa de máquina donde se encuentran alojadas las 6 turbinas de la central es de tipo subterráneo, tipo caverna.

Las casas de máquinas son estancas y por ello necesitan simultáneamente de ventilación y extracción de aire. Esta central en razón de que es tipo caverna trabaja con un sistema de ventilación de aire forzado, este aire entra de la misma manera que el personal; esto es, por el túnel de acceso de la central. Al final del túnel existe un ducto de ventilación con un sistema de extracción el cual manda el aire hasta la cámara de aire forzado ubicado en el piso de la unidad auxiliar, en el cual existen dos ventiladores que se encargan de distribuirlos en los pisos siguientes: piso de generadores, piso de turbina y piso de la unidad auxiliar. Un ventilador es el de la primera etapa, éste ventila a las unidades 1, 2, 3 y 4, al igual que al personal ubicado en esa zona; el otro ventilador ventila a las unidades 5 y 6, al igual que al personal ubicado en estos lugares.

El aire que se encuentra ya caliente o que a nosotros como personal ya no nos sirve, sube hasta el piso de excitadores y a través de unos ventiladores de extracción ubicados en la parte de arriba de este piso es expulsado continuamente.

Contenido

CAPITULO 1: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	9
CAPITULO 2: JUSTIFICACIÓN	11
CAPITULO 3: OBJETIVOS.....	13
CAPITULO 4: CARACTERIZACIÓN DEL AREA DE TRABAJO	14
4.1. DESCRIPCION GENERAL DE UNA CENTRAL HIDROELECTRICA.....	14
4.2. MISIÓN	17
4.3. VISIÓN	18
4.4. LOGO DE LA EMPRESA.....	18
4.5. CENTRO DE TRABAJO.	18
4.5.1. CASA DE MAQUINAS	19
4.5.2. TÚNEL DE ACCESO	20
4.5.3. GENERADORES	21
4.5.4. SALA DE TABLEROS.....	22
4.5.5. OBRA DE TOMA.....	23
4.5.6. TUBERÍA DE PRESIÓN	23
4.5.7. SUBESTACIÓN ELEVADORA	24
4.5.8. TUBERÍA DE DESFOGUE.....	25
4.5.9. CORTINA	26
4.5.10. VERTEDORES DE CONTROL O SERVICIO	27
CAPITULO 5: PROBLEMAS A RESOLVER.....	29
CAPITULO 6: ALCANCES Y LIMITACIONES	32
CAPITULO 7: FUNDAMENTO TEORICO	34
7.1. VENTILACIÓN MECÁNICA.....	34
7.2. AIRE FORZADO.....	35
7.3. NORMAS.....	35
7.4. SISTEMA DE VENTILACIÓN MECÁNICA.....	38
7.5. COMPONENTES DEL SISTEMA.....	39
7.5.1. VENTILADORES.....	39
7.5.2. DUCTOS	46
7.6. SISTEMA DE VENTILACIÓN POR EXTRACCIÓN LOCALIZADA	47
7.6.1. CAMPANAS DE EXTRACCIÓN LOCALIZADA	49

7.7. INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LOS VENTILADORES.....	52
7.8. COMPROBACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VENTILACIÓN	52
7.9. NUMERO DE REYNOLDS	54
7.9.1. NÚMEROS DE REYNOLDS CRÍTICOS.	55
7.9.2. PÉRDIDAS PRIMARIAS EN TUBERÍAS.	56
7.9.3. PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN TUBERÍAS.	60
CAPITULO 8: PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS.....	63
8.1. CÁLCULOS DE CAUDAL DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE LA PRIMERA ETAPA.	63
8.1.1. CÁLCULOS DEL PISO DE TURBINAS.....	63
8.1.2. CÁLCULOS DEL PISO DE GENERADORES.....	66
8.1.3. CÁLCULOS DEL PISO DE EXCITADORES.....	67
8.2. CALCULO DE PÉRDIDAS PRIMARIAS POR FRICCIÓN DE LA PRIMERA ETAPA.	69
8.2.1. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE TURBINA.	69
8.2.2. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE GENERADORES.....	72
8.2.3. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE EXCITADORES.....	73
8.3. CALCULO DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN SECUNDARIA DE LA PRIMERA ETAPA.	74
8.3.1. PÉRDIDAS POR ACCESORIOS.	74
8.3.2. PÉRDIDAS POR CONTRACCIÓN BRUSCA.....	75
8.4. CALCULOS DE CAUDAL DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE LA SEGUNDA ETAPA.	78
8.4.1 CÁLCULOS DEL PISO DE TURBINA.....	78
8.4.2. CÁLCULOS DEL PISO DE GENERADORES.....	79
8.4.3. CÁLCULOS DEL PISO DE EXITADORES.....	80
8.5. CALCULO DE PÉRDIDAS PRIMARIAS POR FRICCIÓN DE LA SEGUNDA ETAPA.	81
8.5.1. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE TURBINA.	81
8.5.2. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE GENERADORES.....	83
8.5.3. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE EXCITADORES.....	84
8.6. CALCULO DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN SECUNDARIA DE LA SEGUNDA ETAPA.	85
8.6.1. PÉRDIDAS POR ACCESORIOS.	85
8.6.2. PÉRDIDAS POR CONTRACCIÓN BRUSCA.....	86
CAPITULO 9: RESULTADOS	88
CAPITULO: 10 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	90
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	96

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 FILTROS DE NICHOS DE EXTRACCIÓN.	9
FIGURA 2 ESCOTILLA DE VENTILACIÓN DE LOS DUCTOS.	10
FIGURA 3 VENTILADORES DE LA PRIMERA ETAPA.	10
FIGURA 4 PARTES DE UNA CENTRAL HIDROELÉCTRICA.	14
FIGURA 5 UBICACIÓN DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DE CHIAPAS.	15
FIGURA 6 VOLUMEN DE EMBALSE DE AGUAS MÁXIMAS EXTRAORDINARIAS.	17
FIGURA 7 PISO EXCITATRIZ.	19
FIGURA 8 TÚNEL DE ACCESO.	20
FIGURA 9 GENERADORES.	21
FIGURA 10 SALA DE TABLEROS.	22
FIGURA 11 OBRA DE TOMA.	23
FIGURA 12 SUBESTACIÓN ELEVADORA.	25
FIGURA 13 TUBERÍA DE DESFOGUE.	26
FIGURA 14 CORTINA.	27
FIGURA 15 VERTEDORES.	28
FIGURA 16 VENTILADORES DE LA PRIMERA ETAPA.	29
FIGURA 17 MOTORES DE LOS VENTILADORES DE LA SEGUNDA ETAPA.	30
FIGURA 18 FILTROS DE NICHOS DE EXTRACCIÓN.	30
FIGURA 19 CUARTO DE VENTILACIÓN.	31
FIGURA 20 DUCTO DE VENTILACIÓN Y ESCOTILLA.	31
FIGURA 21 CLASIFICACIÓN DE VENTILADORES.	40
FIGURA 22 VENTILADOR AXIAL.	42
FIGURA 23 VENTILADOR CENTRÍFUGO.	43
FIGURA 24 VENTILADOR CENTRÍFUGO DE ÁLABES CURVADOS ADELANTE.	44
FIGURA 25 VENTILADOR CENTRÍFUGO DE ÁLABES RADIALES.	45
FIGURA 26 VENTILADOR CENTRÍFUGO DE ÁLABES CURVADOS ATRÁS.	46
FIGURA 27 NOMENCLATURA ASOCIADA A LAS CAMPANAS DE EXTRACCIÓN.	50
FIGURA 28 TIPOS DE CAMPANAS.	51
FIGURA 29 RUGOSIDAD (EXAGERADA) DE LA PARED DE UN TUBO.	57
FIGURA 30 DIAGRAMA DE MOODY.	59
FIGURA 31 PISO DE TURBINAS.	63
FIGURA 32 PISO DE GENERADORES.	66
FIGURA 33 PISO DE EXCITADORES.	67
FIGURA 34 DUCTOS DEL PISO DE TURBINAS.	69
FIGURA 35 DUCTO DE PISO DE GENERADORES.	72
FIGURA 36 DUCTOS DEL PISO DE EXCITADORES.	73
FIGURA 37 PISO DE TURBINA.	78
FIGURA 38 PISO DE GENERADORES.	79
FIGURA 39 PISO DE EXCITADORES.	80
FIGURA 40 DUCTOS PISO DE TURBINAS.	81
FIGURA 41 DUCTOS PISO GENERADORES.	83
FIGURA 42 DUCTOS DE PISO DE EXCITADORES.	84

FIGURA 43 PLANO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN.	89
FIGURA 44 CARACOL DE TUBERÍA DE PRESIÓN Y RODETE DE U-4.	97
FIGURA 45 RODETE DE U-4.....	98
FIGURA 46 PISO EXCITADORES VISTO DESDE GRÚA VIAJERA.	98
FIGURA 47 DESMANTELAMIENTO DE ARAÑA DEL GENERADOR EN MANTTO.	99
FIGURA 48 MANTENIMIENTO A POLOS DE U-4.	99
FIGURA 49 TUBERÍA DE DESFOGUE Y ALMACÉN.	100
FIGURA 50 VERTEDORES DE SERVICIO.....	100
FIGURA 51 OBRA DE TOMA.	101
FIGURA 52 COMPAÑEROS DE DEPARTAMENTO.....	101

INDICE DE TABLAS

TABLA 1 ELEVACIONES CASA DE MÁQUINAS.	20
TABLA 2 CARACTERÍSTICAS DE LOS GENERADORES.	21
TABLA 3 CARACTERÍSTICAS DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN.	24
TABLA 4 CARACTERÍSTICAS DE LOS TRANSFORMADORES.	24
TABLA 5 CARACTERÍSTICAS DE LA CORTINA.	26
TABLA 6 CARACTERÍSTICAS DE LOS VERTEDORES DE CONTROL.	28
TABLA 7 NORMAS.	35
TABLA 8 RPH REQUERIDOS EN LA CENTRAL.	54
TABLA 9 RUGOSIDAD PROMEDIO DE TUBERÍAS.	58
TABLA 10 ACCESORIOS Y PERDIDAS.	61
TABLA 11 CONTRACCIONES Y ENSANCHAMIENTOS.	62
TABLA 12 PÉRDIDAS PISO DE TURBINAS ETAPA1.	71
TABLA 13 PÉRDIDAS PISO DE GENERADORES ETAPA1.	72
TABLA 14 PÉRDIDAS PISO EXCITADORES ETAPA1.	73
TABLA 15 PÉRDIDAS POR REDUCCIÓN BRUSCA ETAPA1.	77
TABLA 16 PERDIDAS PISO TURBINA ETAPA2.	82
TABLA 17 PERDIDA PISO GENERADORES ETAPA2.	83
TABLA 18 PERDIDAS PISO EXCITADORES ETAPA2.	84
TABLA 19 PERDIDAS POR REDUCCIÓN BRUSCA ETAPA2.	87
TABLA 20 PARTES DE REPUESTOS REQUERIDAS, SEGÚN SEA EL CASO DE LOS VENTILADORES INSTALADOS.	94

CAPITULO 1: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El departamento mecánico de la central hidroeléctrica (Mott, 2006) Malpaso desea realizar una actualización o modernización del sistema de ventilación de aire forzado, ya que el sistema de ventilación existente se encuentra trabajando desde el año de 1969 y no se le ha realizado ninguna modificación.

Este sistema de ventilación es antiguo, los filtros que presenta en los nichos de extracción no se encuentran en condiciones adecuadas (fig. 1), las escotillas de los ductos las encontramos en malas condiciones (fig. 2), los ductos carecen de estos mismos por lo que los ductos que distribuyen el aire en los diferentes pisos se encuentran contaminados con altas cantidades de partículas de polvo cosa que no es lo adecuado ya que este aire es el que nosotros como personal respiramos y nos puede afectar a un largo tiempo, al igual que a diferentes equipos que se encuentran en funcionamiento llegan a ser afectados como lo pueden ser los compresores u otros aparatos.



Figura 1 Filtros de nicho de extracción.



Figura 2 Escotilla de ventilación de los ductos.

Si este sistema llega a detenerse diferentes equipos presentarían una serie de inconvenientes ya que estos estarían trabajando a mayores temperaturas y estos podrían presentar un sobrecalentamiento al trabajar y existirían un sin número de fallas (fig. 3).



Figura 3 Ventiladores de la primera etapa.

Se pretende seguir utilizando el mayor equipo posible de este sistema para minimizar costos para la empresa y en dado caso de que esto no fuera posible se realizará una sustitución de todo el sistema.

CAPITULO 2: JUSTIFICACIÓN

La renovación del aire dentro de un espacio cerrado es necesaria para mantener condiciones de salud y seguridad adecuadas. Por ésta razón se plantea desarrollar una actualización del sistema de ventilación de aire forzado, este sistema de ventilación se encuentra trabajando desde el año 1969 año en que la central comenzó a trabajar.

En este sistema existen diferentes problemas, como son en los filtros del nicho de extracción, en las escotillas de los ductos, contaminación de ductos entre otras cosas.

Con respecto a la normatividad actual debe carecer de diferentes cosas ya que a tal sistema no se le realizan modernizaciones para tenerlo actualizado, esto provoca una seria de problemas para los equipos que se encuentran trabajando y principalmente para el personal laboral, es por ello que se realizará dicho proyecto.

Ventajas que ofrece la actualización y modernización del sistema de ventilación son:

- Equipos modernos que satisfagan las necesidades de la central.
- Mayor eficiencia del sistema de ventilación.
- Menos contaminación dentro de la central.
- Menos enfermedades respiratorias para el personal laboral, a corto o a largo plazo.
- Disminución de temperaturas en el área de trabajo del personal, así como para los equipos.
- Mantenimiento de bajo costo.

El proyecto está planeado para modernizar y actualizar el sistema de ventilación, utilizando el mayor equipo posible que se encuentra instalado para así minimizar

costos para la empresa, como también para tener siempre disponibilidad del sistema de ventilación.

CAPITULO 3: OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Presentación de una propuesta factible de modernización y actualización del sistema de aire forzado que garantice las mejores condiciones ambientales dentro de la casa de máquinas para el personal y los equipos que se encuentran ahí instalados.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Elaborar el diseño del sistema de ventilación de acuerdo a las necesidades de la central.
- Selección de equipo de ventilación basado en cálculos realizados.
- Eliminación de equipos ineficientes para el sistema de ventilación.

CAPITULO 4: CARACTERIZACIÓN DEL AREA DE TRABAJO

4.1. DESCRIPCION GENERAL DE UNA CENTRAL HIDROELECTRICA.

Una central hidroeléctrica (Fig. 4) puede definirse de manera muy elemental, como un conjunto de elementos que utilizan la potencia del agua para transformarla en energía eléctrica. Por medio de una cortina construida en el cauce de un río, se almacenan grandes cantidades de agua (energía cinética), cuya caída por tubería a presión, moverán ruedas provistas de aspas llamadas turbinas hidráulicas, las cuales a su vez dan movimiento a los generadores. La energía mecánica ya transformada en electricidad es llevada a una subestación para distribuirla mediante líneas de transmisión a los centros de consumo.

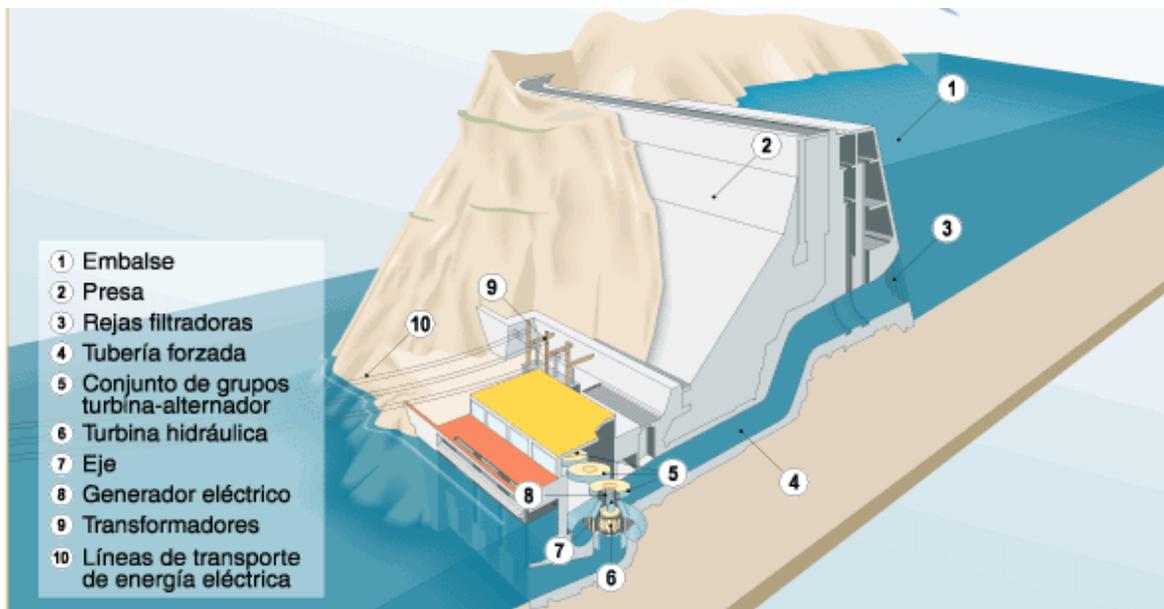


Figura 4 Partes de una central hidroeléctrica.

La central hidroeléctrica Malpaso (Netzahualcóyotl) se localiza al sureste de la república mexicana. En la ciudad de Raudales Malpaso, municipio de Tecpatán Chiapas (fig. 5), esta es una de las más importantes del país.

Se encuentra a unos 40 kilómetros al riente del punto en que concurren los límites de los estados de Veracruz, Oaxaca y Chiapas; aproximadamente a 93°

35´ W y 17°10´ N, quedando situada la cortina aproximadamente a 17° 11´18´´N y 93°35´46´´ W, en un estrechamiento del Río Grijalva denominado Raudales de Mal Paso, municipio de Tecpatán aproximadamente a 125 Km al suroeste de la ciudad de Villahermosa, Tabasco y a 323 km de su desembocadura en el Golfo de México.

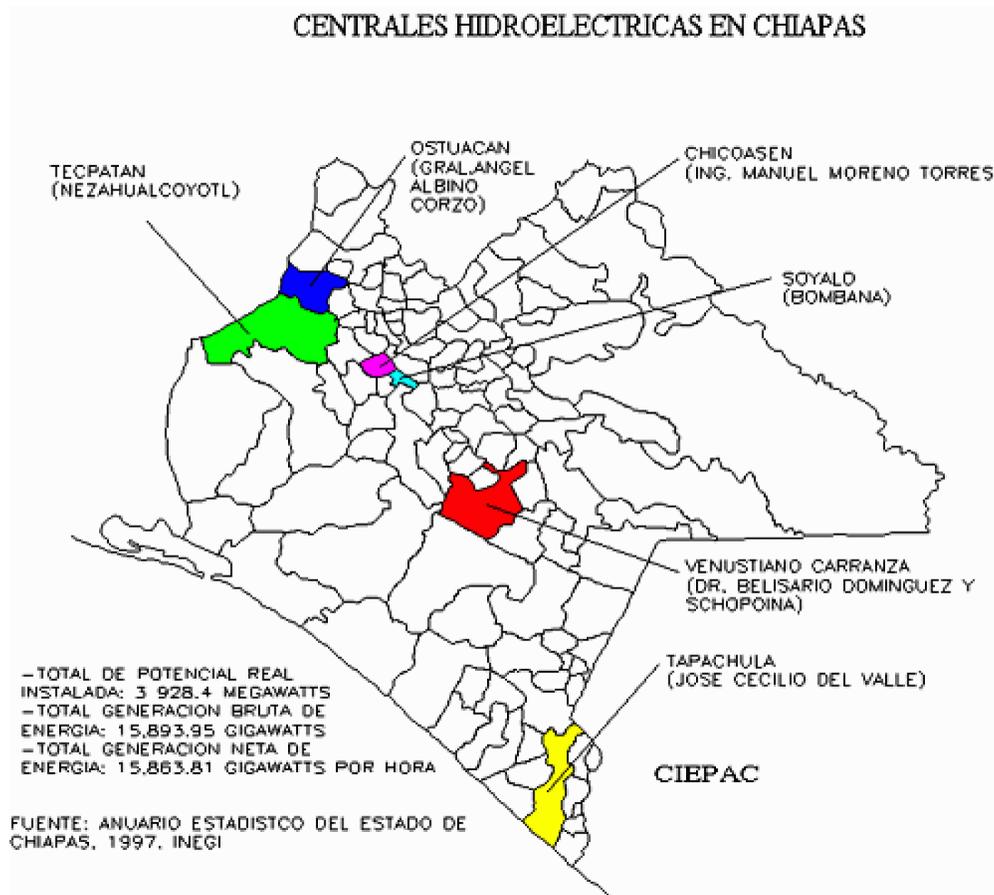


Figura 5 Ubicación de las centrales hidroeléctricas de Chiapas.

La cuenca de este río se inicia en la vecina república de Guatemala y se interna en nuestro país en la región denominada “Alto Grijalva” en el estado de Chiapas, posteriormente desciende hacia la planicie de Tabasco, ahora con el nombre de

Bajo Grijalva” hasta la zona de Chontalpa, donde desemboca en el Golfo de México.

Debido a la reducida pendiente del cauce en su curso inferior, las avenidas del río inundaban parte de la citada región de la Chontalpa, que forma la planicie costera del estado de Tabasco y parcialmente la costa de Campeche.

(Martínez, 2006)El 27 de junio de 1551, el presidente Miguel Alemán, dictó un acuerdo para crear la Comisión del Grijalva, en 1955 de acuerdo con los estudios hidrológicos y geológicos preliminares, esta concluyó que la presa debería construirse en la boquilla denominada “Raudales Malpaso” sobre los causes del mismo nombre.

En 1960 se disponía de los planos estructurales definitivos para iniciar la construcción de la presa, en la cual la comisión del río Grijalva coordinó sus actividades con la Comisión Federal de Electricidad que planeo todo lo referente a su aprovechamiento para la generación de energía eléctrica. La presa Netzahualcóyotl se terminó de construir en 1964, en 1969 empezó a operar con 4 unidades generadoras y en 1978 se amplió a 6 unidades. (Martínez, 2006)

(Martínez, 2006)La presa tiene un volumen de embalse de 13mil millones de M3 hasta la elevación 188.00 m.s.n.m. (fig. 6), que concierne al nivel de aguas máximas extraordinarias. Con un área de embalse máximo de 30 mil hectáreas. Así como la producción de 3200 GWH anuales de energía eléctrica.



Figura 6 Volumen de embalse de aguas máximas extraordinarias.

4.2. MISIÓN

Desarrollar actividades empresariales, económicas, industriales y comerciales generando valor económico y rentabilidad para el Estado Mexicano, procurando el mejoramiento de la productividad con sustentabilidad, en beneficio de la población y contribuir con ello al desarrollo nacional.

Prestar el servicio público de transmisión y distribución de energía eléctrica, así como la generación y comercialización

De electricidad y otros servicios relacionados, que generan valor económico y rentabilidad, procurando el desarrollo nacional. Considerando los aspectos ambientales y de seguridad, la mejora continua de la eficacia del Sistema Integral de Gestión con el compromiso de:

Formar y desarrollar el capital humano.

Gestión eficiente de los riesgos.

Prevenir la contaminación y aprovechar de manera responsable los recursos naturales.

Cumplir con la legislación reglamentación y otros requisitos aplicables.

Mejorar continuamente la gestión y los resultados de la Comisión Federal de Electricidad.

4.3. VISIÓN

Ser una empresa de energía de las mejores a nivel mundial, con presencia internacional, fortaleza financiera y reconocida por su atención al cliente: competitividad, transparencia, calidad en el servicio, capacidad de su personal, vanguardia y tecnología y aplicación de los cambios de desarrollo sustentable.

4.4. LOGO DE LA EMPRESA



4.5. CENTRO DE TRABAJO.

Para poder ingresar al área de trabajo de esta central, primero tenemos que pasar por medio de un túnel, llamado túnel de acceso. (Martínez, 2006) el acceso a Casa de Máquinas se hace desde aguas abajo a partir de la elevación 110.00 m.s.n.m. con un túnel perforado en conglomerado, sección de portal para desembocar a la elevación 89.5 m.s.n.m. en el recinto de Casa de Máquinas.

(Martínez, 2006)El acceso a las instalaciones de la C. H. Malpaso esta resguardado por personal de la Secretaría Armada de México, personal de

Seguridad Física y personal de la propia CFE. Una vez que se ha pasado por el túnel de acceso nos incorporamos en el campo de trabajo la cual se le denomina casa de máquinas, de tipo subterráneo, se localiza sobre la margen derecha, a un lado de la cortina, labrada en una caverna de conglomerado, totalmente revestida de concreto de 21.7 mts. De ancho de la bóveda hasta el nivel de la trabe carril y de 20.00 mts. De ancho desde este nivel hasta el piso excitatriz.

4.5.1. CASA DE MAQUINAS

(Martínez, 2006) De tipo subterráneo, se localiza sobre la margen derecha, a un lado de la cortina, labrada en una caverna de conglomerado, totalmente revestida de concreto de 21.7 mts. De ancho en la bóveda hasta el nivel de la trabe carril y de 20 mts. De ancho desde este nivel hasta el piso excitatriz, la longitud de la bóveda es de 160 mts (fig. 7). La altura de la bóveda es de 33 mts. Esta se encuentra a 104.00 m.s.n.m. Esta cuenta con diferentes pisos, los cuales presentaremos a continuación en la Tabla 1.

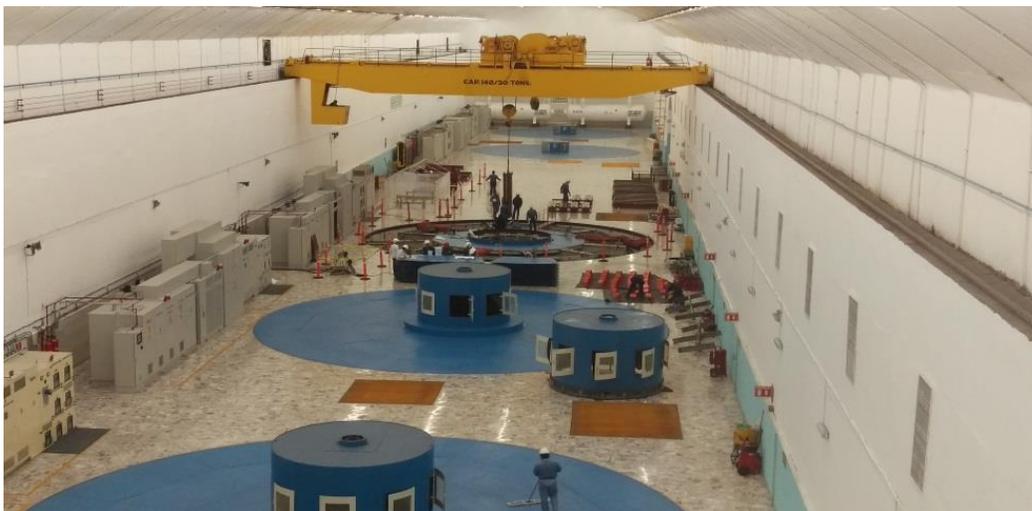


Figura 7 Piso excitatriz.

Tabla 1 Elevaciones casa de máquinas.

PISO DE ESITADORES.	89.5 m.s.n.m
PISO DE GENERADORES.	85.00 m.s.n.m
PISO DE TURBINAS.	81.5 m.s.n.m
PISO TURBINA AUXILIAR.	76.5 m.s.n.m
PISO DE VALVULAS.	71.5 m.s.n.m
PISO DE ASPIRACION.	65.5 m.s.n.m

4.5.2. TÚNEL DE ACCESO

(Martínez, 2006)El acceso a Casa de Máquinas se hace desde aguas abajo a partir de la elevación 110.00 m.s.n.m. con un túnel perforado en conglomerado (fig. 8), sección de portal para desembocar a la elevación 89.5 m.s.n.m. en el recinto de Casa de Máquinas. El acceso a las instalaciones de la C. H. Malpaso esta resguardado por personal de la Armada de México, personal de Seguridad Física y personal de la propia CFE.

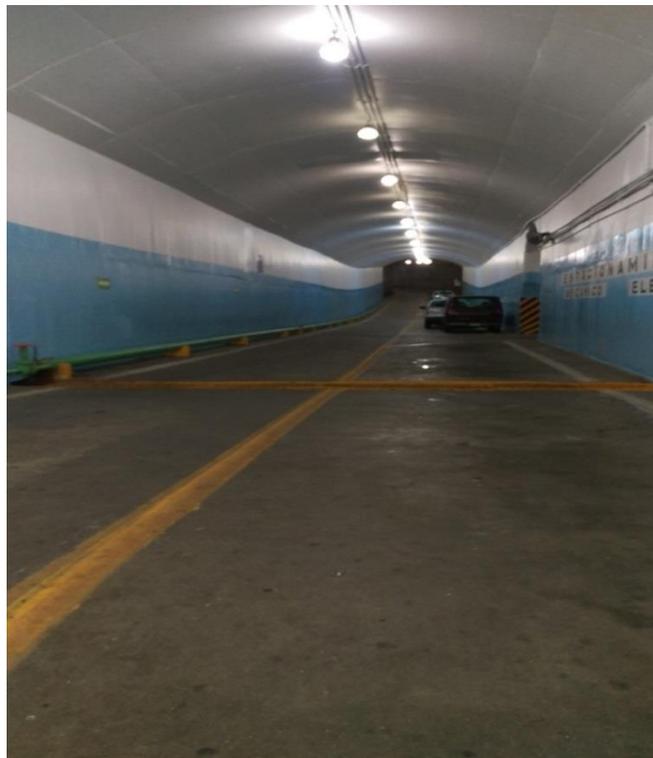


Figura 8 Túnel de acceso.

4.5.3. GENERADORES

(Martínez, 2006) La Central Hidroeléctrica Malpaso cuenta con seis generadores marca ASEA instalados 4 en la primera etapa y 2 en la segunda etapa (fig. 9). Por lo que se cuenta con una capacidad instalada de 1 080 00.00 Kwh, a continuación sus características (Tabla 2).

Tabla 2 Características de los generadores.

TURBINAS PRINCIPALES	
Marca	Misubishi/Escher Wiss
Tipo	Francis Vertical
Unidades instaladas	6
Diámetro de rodete	5.6 m
Potencia	250 000 C.V.
Caída	85.00 m
Gasto	240 m ³ /s
Velocidad de desboque	254 R.P.M.



Figura 9 Generadores.

4.5.4. SALA DE TABLEROS

(Martínez, 2006) Es el centro de operación de la Central Hidroeléctrica Malpaso, se localiza en el piso de generadores en la elevación de 85 m.s.n.m. esta sala localiza el control automático por medio de 2 computadoras, desde donde se efectúan las maniobras de apertura y cierre de compuertas de Obra de Toma, arranque. Paro y sincronización al Sistema Interconectado Nacional de las Unidades generadoras con las que cuenta la central; así como control de motobombas y compresas de regulación (fig. 10).

En esta sala de control se lleva a cabo la toma de lecturas de todos los parámetros y condiciones de cada una de las unidades generadoras, así como también se lleva un estricto control de las libranzas para efectuar los programas de mantenimientos. Preventivos y correctivos de las mismas. El tablero principal de la sala de control tiene los instrumentos necesarios para sincronizar los generadores en forma manual en caso de que no sea posible efectuar las maniobras por medio de las estaciones de trabajo.



Figura 10 Sala de tableros.

4.5.5. OBRA DE TOMA

(Martínez, 2006) Está constituida por 6 estructuras de entrada, correspondientes a cada una de las 6 unidades. Estas estructuras alojan dispositivos de operación de 6 compuertas rodantes y una auxiliar de emergencia, instaladas en vanos de 4.8 m de ancho por 8.2 m, de altura que se utilizar para sellar el paso de agua de la presa hacia la tubería de presión en caída de 36° con respecto a la horizontal (fig. 11). El agua que pasa trae consigo la suficiente fuerza Cinética para mover las Turbinas Hidráulicas.



Figura 11 Obra de toma.

4.5.6. TUBERÍA DE PRESIÓN

Son túneles circulares de concreto reforzado con blindaje de acero que trabajan a presión y cuya función es la conducción del agua desde el embalse hacia las turbinas.

(Martínez, 2006) Aguas debajo de los vanos de las compuertas rodantes de la obra de toma y a continuación de los transiciones que tiene 12.40 metros de longitud se inicia en cada unidad un túnel inclinado de 36° con la horizontal, revestido de concreto, 6 mts forrado con tubería de acero de 7.00 mts de diámetro inferior y 71.36 mts de longitud hasta el codo de reducción, que se continua con un tubo de reducción de 6.00 mts a 5.6 mts de diámetro y después con otro tubo recto horizontal de 5.6 mts de diámetro hasta su conexión con la tubería correspondiente. Las tuberías de las 6 unidades se fabricaron por sakai-iron Works Company Ltd., de Tokio Japón usándose un acero similar al .S.T.M., a - 201.grado b-61t, calidad fogón con peso total de 2,340 toneladas de acero (Tabla 3).

Tabla 3 Características de la tubería de presión.

TUBERIA DE PRESIÓN	
Marca	Sakai Iron
Unidades	6
Longitud	79.15 m
Diámetros principio	7.00 m
Final	6.00 m
Espesores principio	20.64 Mm
Final	26.99 Mm

4.5.7. SUBESTACIÓN ELEVADORA

(Martínez, 2006) De tipo intemperie, se localiza en la elevación 192.00 m.s.n.m. cuenta con 6 transformadores de potencia monofásicos que elevan el voltaje de generación, de 15 a 400 kv, aparta rayos e interruptores (fig. 12). Las características de los transformadores se indican en la tabla 4.

Tabla 4 Características de los transformadores.

3 TRANSFORMADORES MONOFASICOS POR UNIDAD	
Marca:	Mitsubishi Parsons Peebles
Capacidad:	45 000/ 60 000/ 75 000 KVA
Clase:	OA / FOA / FOFA
Voltaje:	400 000 / 15 000 Volts



Figura 12 Subestación elevadora.

4.5.8. TUBERÍA DE DESFOGUE

(Martínez, 2006) Las tuberías desalojan el agua hacia el cauce natural del río, mediante ramales de descarga, aguas debajo de los pozos de oscilación. Actualmente se utiliza el túnel N° 3 para desfogue de las unidades 5 y 6; el túnel N° 4 para las unidades 3 y 4 y el túnel N° 5 para las unidades 1 y 2 (fig 13). Estos túneles son de sección de portal de 12.00 mts. De ancho en la base y 12.00 mts. De altura hasta la clave de la bóveda, conectándose con pendiente ascendente hasta la elevación 76.13 m.s.n.m.



Figura 13 Tubería de desfogue.

4.5.9. CORTINA

(Martínez, 2006) Tiene por objeto el control de avenidas máximas para reducir las aportaciones del río a valores que no ocasionen perjuicios en las zonas agrícolas y poblados de Chontalpa, así como la producción de 3200 GWH anuales de energía eléctrica (fig. 14), se mostraran las características. (Tabla 5)

Tabla 5 características de la cortina.

Tipo	Enroscamiento con corazón impermeable de arcilla.
Altura	137.50 m
Longitud máxima	485.00 m
Elevación de la corona	192.00 m.s.n.m
Ancho de la corona	10.00 m
Longitud de la corona	478.00 m



Figura 14 Cortina.

4.5.10. VERTEDORES DE CONTROL O SERVICIO

(Martínez, 2006) Se localiza en el margen izquierdo de la boquilla y está construida por Vertedores de cresta controlada, perfil Creager, dividido por pilas en 3 vanos de 15.00 m. de ancho, donde están instaladas las compuertas radiales. La cresta se encuentra en la elevación 167.64 m.s.n.m. y localiza 3 compuertas radiales de 15 X 16 mts (fig. 15).

(Martínez, 2006) El canal de descarga de este vertedor, está revestido de concreto con una longitud total de 410.00 mts y ancho de 51.00 mts alcanzando un desnivel entre la cresta y el fondo del tanque de 93.69 mts. Las aguas vertidas caen sobre un tanque amortiguador de 105.00 X 51 mts y retornan al cause original, aguas debajo de la cortina (Tabla 6).

Tabla 6 Características de los vertedores de control.

Elevación de las cresta	167.64 m.s.n.m	167.64 m.s.n.m
Capacidad máxima de descarga.	8,250 m³/s	10,650 m³/s
Dimensiones (ancho x alto).	15.00X16.00 m	15.00 x 18.70 m
Labio superior de compuertas cerradas.	183.60 m.s.n.m	186.34 m.s.n.m



Figura 15 Vertedores.

CAPITULO 5: PROBLEMAS A RESOLVER

El sistema de ventilación de aire forzado tipo caverna que opera, en la C.H Malpaso, que principalmente abastece el aire dentro de la central, tanto para el personal laboral, así también para los equipos que están ahí instalados, opera de manera deficiente con lo cual no cumple con su propósito, ocasionando problemas para el personal a largo tiempo, como es también para los equipos utilizados en la central.

Se describen los principales problemas ocasionados por el deterioro del equipo original con el que cuenta el sistema de ventilación durante el periodo de residencia profesional.

1. Cuenta con ventiladores que se encuentran instalados desde el inicio de la central, como así también los motores con los que trabajan estos, realizaremos los cálculos adecuados de acuerdo a los ductos instalados para así poder remplazarlos por equipos nuevos (fig. 16, 17).



Figura 16 Ventiladores de la primera etapa.



Figura 17 Motores de los ventiladores de la segunda etapa.

2. Los nichos de extracción cuentan con filtros que se encuentran en malas condiciones para operar, ya sea por un mal mantenimiento o por el largo periodo de utilidad (fig. 18).



Figura 18 Filtros de nicho de extracción.

3. Verificación del mantenimiento al cuarto de ventilación, ya que se encuentra contaminado con altas cantidades de polvo (fig. 19).



Figura 19 Cuarto de ventilación.

4. Verificación de mantenimiento a ductos de ventilación, así también a las escotillas de estos, ya que en diferentes partes ambas se encuentran dañadas, como también contaminadas de polvo (fig. 20).



Figura 20 Ducto de ventilación y escotilla.

CAPITULO 6: ALCANCES Y LIMITACIONES

El presente trabajo pretende lograr un alcance para la mejora del sistema de ventilación que opera en la C.H Malpaso. Con esto se busca modernizar y actualizar el sistema, para solucionar problemas como lo es la contaminación por el exceso de polvo que se distribuye por los ductos de ventilación.

Con esto se busca mantener al personal laboral en áreas adecuadas para realizar su trabajo, como también tener en condiciones adecuadas todos los equipos que dependen del sistema de ventilación de aire forzado, algunos factores que influyen son: polvo, ruido y temperatura

Además de esto tendremos un alcance en el que prolongaremos el tiempo de vida de los equipos, minimizaremos el ruido que provoca el sistema de ventilación, así como también se pretende priorizar la salud del personal laboral. Se reutilizara el mayor equipo posible que se encuentra instalado.

Debido a que la disponibilidad de este sistema es una prioridad en la planta, es necesario contar con todos sus componentes en buenas condiciones de operación, ya que este sistema es de vital importancia y opera todos los días del año ya sea la primera o segunda etapa o en ocasiones ambas etapas al mismo tiempo.

Debido a que el proyecto corresponde únicamente a la modernización y actualización del sistema de ventilación, el presente trabajo de residencia, únicamente indica los accesorios para el buen funcionamiento del sistema para que sea eficiente y cubra las necesidades dentro de la central, todo esto con base a cálculos realizados. Solo se limita a recomendar los tipos de ventiladores a utilizar de acuerdo a los caudales y cantidad de pérdidas obtenidas, mantenimientos, tamaño de los ductos si es el caso, entre otras cosas.

Las marcas, características de funcionamiento, selección de los accesorios se dejan a consideración de la empresa. Por lo que el costo total del proyecto dependerá directamente de los factores mencionados anteriormente.

CAPITULO 7: FUNDAMENTO TEORICO

7.1. VENTILACIÓN MECÁNICA

(García, 2004)El propósito de la ventilación mecánica es el de suministrar aire puro y/o extraer aire viciado de un ambiente por medios mecánicos.

La ventilación mecánica es un medio efectivo de remoción del aire contaminado en un espacio cerrado mediante la dilución del mismo. En este proceso, el aire viciada que contiene olores molestos, partículas irritantes, sustancias en suspensión o materiales tóxicos es reemplazado por aire exterior fresco.

La finalidad de la ventilación mecánica, es lograr una aceptable calidad de aire interior, la cual se define como: aire en el cual no haya contaminantes conocidos en concentraciones que puedan resultar peligrosas para las personas, según niveles determinados por las autoridades competentes, y con el cual una sustancia la mayoría de la población expuesta, no manifieste sensación de insatisfacción.

El aire interior no debe contener contaminantes que excedan concentraciones que se conocen que afectan la salud o causan incomodidad a los ocupantes. Tales contaminantes incluyen gases, vapores, microorganismos, humos y otro tipo de partículas, las cuales pueden estar presentes en el aire proveniente del exterior o ser el resultado de actividades internas o del desprendimiento desde muebles, materiales de construcción, recubrimientos superficiales o elementos del sistema de tratamiento y manejo de aire. (García, 2004)

(García, 2004)Una aceptable calidad de aire interior puede ser lograda mediante el suministro de aire ventilación de una específica calidad y cantidad al espacio. La calidad del aire interior está en función de muchos parámetros como son, la calidad del aire exterior, el diseño de los espacios cerrados; el diseño, operación y mantenimiento del sistema de ventilación y la presencia e intensidad de fuentes de contaminación.

7.2. AIRE FORZADO

Un sistema de aire forzado es aquel donde a un volumen de aire se le dota de presión y velocidad, ya sea para inyectarlo o extraerlo de un espacio.

En las plantas industriales se emplea dos tipos generales de sistemas de ventilación. Los sistemas de IMPULSIÓN se utilizan para impulsar aire, habitualmente templado, a un local de trabajo. Los sistemas de EXTRACCIÓN se emplean para eliminar los contaminantes generados por alguna operación, con la finalidad de mantener un ambiente de trabajo saludable.

Un programa completo de ventilación debe incluir tanto la impulsión como la extracción. Si la cantidad global de aire que se extrae de un local de trabajo es superior a la cantidad de aire exterior que se aporta, la presión en el interior será más baja que la atmosférica. Esta situación puede ser deseable cuando se emplea ventilación por dilución para controlar o aislar ciertos contaminantes en una zona determinada de la planta, pero a menudo el fenómeno se produce porque se han instalado sistemas de extracción sin tener en cuenta la sustitución del aire que extraen. Cuando ello ocurra, el aire entrará en la planta de una manera incontrolada, a través de rendijas, puertas, ventanas, etc.

7.3. NORMAS

La implementación de este sistema debe contar con diferentes normas para el regimiento de todos los procedimientos a realizar.

A continuación las mencionaremos tabla 7:

Tabla 7 Normas.

NOM-001-SEDE-2007	Instalaciones Eléctricas.
NOM-008-SCFI-2000	Sistema General de Unidades de Medida.
NOM-011-STPS-2004	Condiciones de Seguridad e Higiene en los centros de trabajo donde se Genere Ruido.

NOM-081-SEMARNAT-1994	Establece los Límites Máximos Permisibles de emisión de ruidos de las Fuentes Fijas y su medición.
NMX-E-242/1-ANCE-CNCP-2005	Industria del Plástico – Tubo de Polietileno de Alta Densidad, (PEAD), para Instalaciones eléctricas Subterráneas (Conduit) - especificaciones - Métodos de Prueba – Parte 1: Pared Corrugada.
NMX-E-242/2-ANCE-CNCP-2005	Industria del Plástico – Tubo de Polietileno de Alta Densidad (Pead) para Instalaciones Eléctricas Subterráneas (Conduit) Especificaciones Y Métodos de Prueba – Parte 2: Pared lisa.
NMX-J-023/1-ANCE-2000	Productos Eléctricos - Cajas Registro Metálicas de Salida - parte 1: Especificaciones y Métodos de Prueba.
NMX-J-075/1-ANCE-1994	Aparatos Eléctricos – Máquinas Rotatorias – Parte 1: motores de Inducción de Corriente alterna del Tipo de Rotor. en Cortocircuito, en Potencias desde 0,062 kW a 373 kW – Especificaciones.
NMX-J-075/3-ANCE-1994	Aparatos Eléctricos – Máquinas Rotatorias – Parte 3: Métodos de Prueba Para Motores de Inducción de Corriente Alterna, del Tipo de Rotor en Cortocircuito, en Potencias desde 0,062 kW.
NMX-J-235/1-ANCE-2000	Envolventes – Envolventes (Gabinetes) para uso en Equipo Eléctrico – Parte 1: Requerimientos Generales - Especificaciones y Métodos de Prueba.

NMX-J-235/2-ANCE-2000	Envolventes - Envolventes (Gabinetes) para uso en Equipo Eléctrico – Parte 2: Requerimientos Específicos - Especificaciones y Métodos de Prueba.
NMX-J-353-ANCE-1999	Productos Eléctricos – Centros de Control de Motores -Especificaciones y Métodos de Prueba.
NMX-J-438-ANCE-2003	Conductores - Cables con Aislamiento de Poli cloruro de Vinilo, 75 °C y 90 °C para Alambrado de Tableros – Especificaciones.
NMX-J-492-ANCE-2003	Conductores – Cables Mono conductores de Energía para Baja Tensión, No Propagadores de Incendio, de Baja Emisión de Humos y Sin Contenido de Halógenos 600 V 90 °C – Especificaciones.
NMX-J-534-ANCE-2005	Tubos Metálicos Rígidos de Acero Tipo Pesado y Sus Accesorios para la Protección de Conductores Eléctricos - Especificaciones y Métodos de Prueba.
NMX-J-536-ANCE- 2005	Tubos Metálicos Rígidos de Acero Tipo Ligero y Sus Accesorios para la Protección de Conductores Eléctricos. Especificaciones y Métodos de prueba.
NRF-001-CFE-2000	Empaque, Embalaje, Embarque, Transporte, Descarga, Recepción y Almacenamiento de Bienes Muebles, Adquiridos por CFE.
NRF-002-CFE-2000	Manuales Técnicos.

El sistema de ventilación en una central hidroeléctrica, debe crear y mantener las condiciones ambientales para que el personal que labora en las diferentes áreas de la central, cuente con aire fresco y libre de polvo, así como mantener las condiciones para que el equipo electromecánico, y de control de las diferentes zonas, opere en forma satisfactoria.

Tomando en cuenta las necesidades propias de la central hidroeléctrica, (casa de máquinas, fosos de turbinas, edificios de tableros de servicios auxiliares, casetas de subestaciones convencionales y/o subestaciones elevadoras, sala de baterías, talleres mecánico y eléctrico, cocinetas, comedores, almacén general, almacén de residuos peligrosos, y sanitarios existentes en toda la central), el diseño del sistema de ventilación debe considerar las condiciones ambientales interiores y exteriores, la generación de calor por los equipos y personas ocupantes, así como las características de calidad del aire en cada caso y en cada zona en particular para lograr sus objetivos.

La ventilación de la sala de baterías, y la extracción del CO₂, de los fosos de los generadores, no se incluyen por formar parte del suministro solicitado en el sistema de protección contra incendio.

7.4. SISTEMA DE VENTILACIÓN MECÁNICA

(García, 2004) Se diferencian tres sistemas de ventilación:

- Extracción de aire viciado: se crea una baja presión en el ambiente como resultado de la extracción que del aire viciado realiza el sistema. El aire puro entra por las ventanas y puertas para compensar la baja presión interna. Las tomas para el aire extraído van montadas sobre un ducto conectado a la succión de un ventilador que expulsa el aire viciado al exterior.
- Suministro de aire puro: se crea una sobrepresión en el ambiente como resultado del suministro de aire tomado del exterior por el ventilador, luego filtrado y conducido a través de conductos al recinto. El aire viciado es obligado a salir a través de puertas y ventanas.

- Suministro de aire puro y extracción de aire viciado: mediante dos sistemas diferentes y un apropiado balance de caudales y presiones se conjugan en un mismo recinto las dos alternativas anteriores.

7.5. COMPONENTES DEL SISTEMA

(García, 2004) Los elementos que constituyen un sistema de ventilación son: los ductos, las bocas de suministro o extracción, los elementos de limpieza de aire y los ventiladores.

7.5.1. VENTILADORES

(Sandoval, 2012-2013) Un ventilador, en la acepción más amplia del vocablo, es una turbo máquina que transfiere, con un determinado rendimiento, potencia a un fluido comunicándole una sobrepresión e incrementando su movimiento.

Concretando un poco más en cuanto a la sobrepresión alcanzada por el fluido, llamaremos Ventilador, simplemente, cuando aquella sea inferior a 700 mm.C.H₂O soplante si no sobrepasa los 2.000 mm.C.H₂O y Turbocompresor cuando se trate de mayores presiones, hasta las máximas posibles.

La primera clasificación de los ventiladores aparece al atender a la trayectoria que sigue el fluido al pasar por ellos. Según este concepto los agruparemos en tres grandes familias:

I. Ventiladores Axiales

II. Ventiladores Centrífugos

III. Ventiladores Tangenciales

La segunda clasificación la haremos atendiendo a la utilización de ventilador y según ella los llamaremos:

A. Extractores

B. Tubulares

C. Impulsores

En la (fig. 21) se representa un ejemplo de aplicación de cada una de las clasificaciones expuestas.

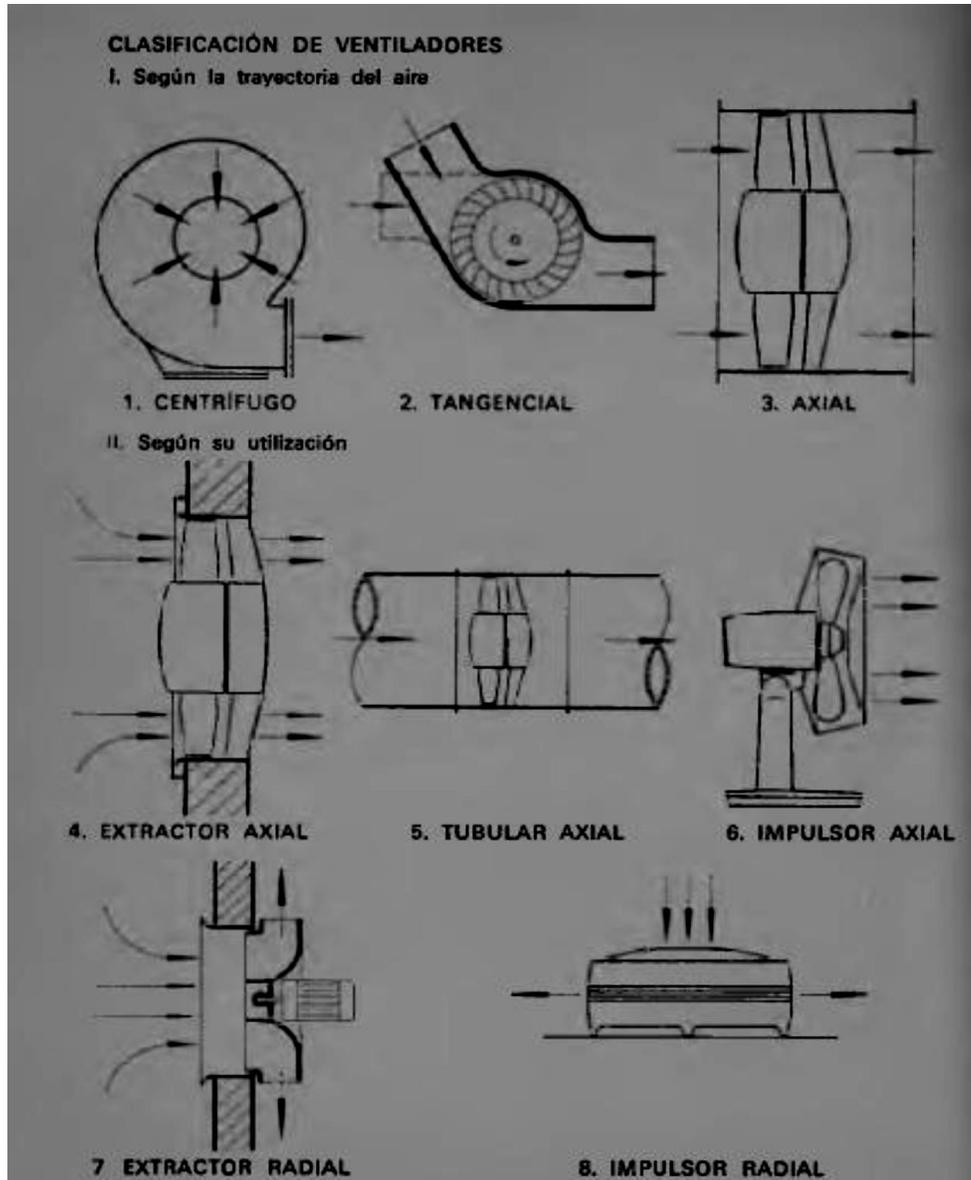


Figura 21 Clasificación de ventiladores.

7.51.1. VENTILADORES AXIALES

(Sandoval, 2012-2013) En este tipo de ventiladores el fluido sigue la dirección del eje del rodete estando alineadas la entrada y la salida del mismo (fig. 22).

En su forma más simple constan de un rodete con alabes inclinados respecto al eje al que puede ir acoplado directamente el motor, lo que representa ya de entrada una ventaja pudiendo prescindir de correas o de otros órganos de transmisión. Los alabes pueden ser de disco, o sea de chapa metálica de espesor constante y anchura notable o bien estrechos y de grosor variable como las hélices de los aviones o del perfil de las alas de los mismos.

La utilización de ventiladores axiales ha entrado en franco auge en los últimos años, tanto en el campo de las bajas presiones y grandes caudales como en el de altas presiones.

El bajo coste de un ventilador axial por otra parte, su facilidad de montaje en medio de una canalización en línea recta sin necesidad de cambios de dirección y la ventaja de que en caso de emergencia pueden trabajar de forma reversible, les han hecho ganar rápidamente terreno.

La capacidad de propulsión de las palas de una hélice axial varía según sea la forma de las mismas. Para un mismo diámetro y una misma velocidad desplazarán más aire y de una forma más silenciosa unas palas anchas y curvadas que unas planas y estrechas. Una hélice de alabes estrechos deberá girar a mayor velocidad que una de palas anchas para dar el mismo caudal y como, por otra parte, las palas estrechas vibran con mayor facilidad y provocan mayores turbulencias del aire, el resultado es de un funcionamiento de mayor ruido que el de aquellas.

Tanto si son de palas anchas como estrechas, cuando los ventiladores se destinan a hacer pasar el aire de una cara de una pared a la otra, se les conoce comúnmente con el nombre de Extractores, siendo por lo general aparatos de característica muy plana capaces de manejar volúmenes de aire a presiones débiles.



Figura 22 Ventilador Axial

7.5.1.2. VENTILADORES CENTRIFUGOS

(Sandoval, 2012-2013) La trayectoria del fluido en un ventilador centrífugo sigue la misma dirección del eje del rodete a la entrada del ventilador y esta perpendicular al mismo a la salida (fig. 23).

Si a la salida del rodete se deja libre el paso del fluido en todas direcciones el ventilador se llama Radial y si, en cambio, se recoge con una envolvente en espiral para descargarlo en una sola dirección, se llama Ventilador de Voluta.

Dentro de los centrífugos, los ventiladores más importantes desde el punto de vista industrial son los de voluta y a ellos vamos a dedicar nuestra atención entendiéndolos así en adelante aunque se los llame simplemente centrífugos.

Así pues un ventilador centrífugo consta de un rodete con paletas o alabes y una envolvente del mismo que canaliza el aire de salida en dirección perpendicular al eje. Su funcionamiento, de una forma simple, podemos explicarlo como sigue: Al girar el rodete, los alabes lanzan el aire por centrifugación en el sentido de la rotación siendo recogido por la voluta que, con sección transversal creciente, lo lleva hasta la salida. Al mismo tiempo se produce una aspiración en dirección del eje que recoge aire para reemplazar el vacío provocado en la expulsión llevada a cabo por las paletas.

La velocidad absoluta de la salida del aire de los alabes es lo que caracteriza al ventilador centrífugo y como tal velocidad depende de la forma de esos alabes podemos considerar como un factor determinante del aparato las posibles variantes de los mismos.

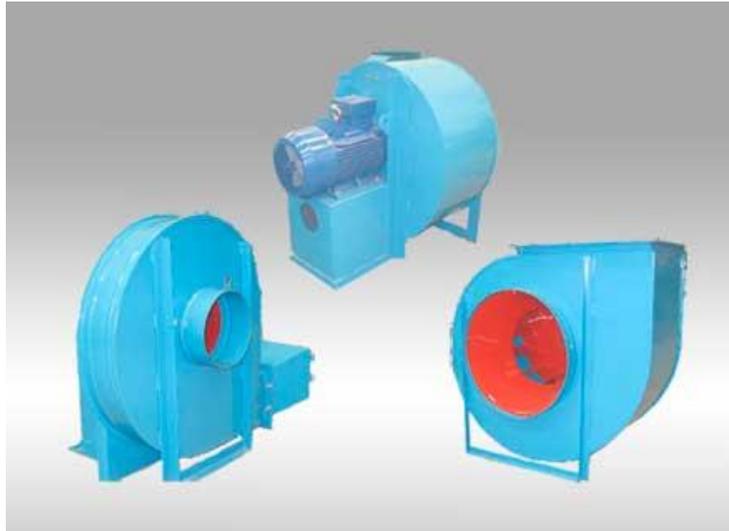


Figura 23 Ventilador Centrífugo.

Tres son las formas más usuales de alabes y también las más importantes y a ellas nos referimos:

- a) Alabes curvados adelante.
- b) Alabes radiales, rectos o curvos.
- c) Alabes curvados atrás.

7.5.1.3. VENTILADORES CENTRIFUGOS DE ALABES CURVADOS ADELANTE

(Sandoval, 2012-2013)El triángulo de velocidades de salida de este rodete nos muestra como su velocidad absoluta es muy elevada. Es un ventilador para altas presiones que suele construirse con alabes cortos y en gran número. Su rendimiento es bajo fuera del punto exacto de su proyecto, pero para un caudal y presión determinados resulta un aparato más pequeño y puede funcionar a más baja velocidad que los otros dos, lo que le hace muy apropiado para instalaciones de tiro forzado (fig. 24).

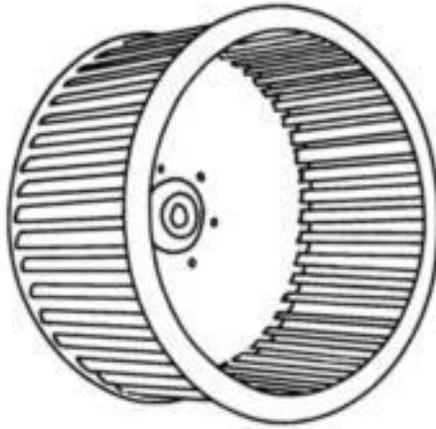


Figura 24 Ventilador Centrífugo de álabes curvados adelante.

Su característica de potencia absorbida crece rápidamente con el caudal suministrado lo que exige un cuidadoso cálculo de la pérdida de carga de la instalación para no sobrecargar el motor. Su funcionamiento es bastante inestable y no es apto para funcionar en paralelo con otro, ya que siempre llega a sobrecargarse con el trabajo de los dos. Esto puede paliarse, no obstante, accionando los dos aparatos con el mismo motor.

No debe utilizarse este tipo de rodete en aquellos casos que el aire contenga materias abrasivas, ya que con la alta velocidad y la curvatura de los alabes, estos llegan a erosionarse rápidamente.

7.5.1.4. VENTILADORES CENTRIFUGOS CON ALABES RADIALES

Estos son los más clásicos y los que se han venido haciendo desde más antiguo.

(Sandoval, 2012-2013) Suelen construirse con las paletas largas, rectas, prolongadas hasta casi el cubo del rodete y resultan muy apropiados para transporte neumático de materiales (fig. 25), ya que deslizan mejor sobre paletas rectas que curvadas, auto limpiándose si trasiegan aire cargado de polvo.

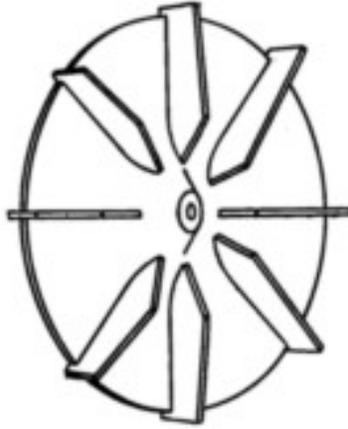


Figura 25 Ventilador Centrífugo de álabes radiales.

Son de funcionamiento estable y su característica de potencia absorbida aumenta con el caudal, aunque de forma discreta que no hace peligrar el motor por sobrecarga si se prevé un tanto holgado. Permiten acoplarse en paralelo con un rendimiento aceptable.

Para evitar choques del aire a la entrada de los álabes se construyen también estos con una curvatura apropiada en su arranque aunque la velocidad relativa sigue radial a la salida, consiguiendo así un mejor rendimiento.

7.5.1.5. VENTILADORES CENTRIFUGOS CON ALABES CURVADOS ATRAS

(Sandoval, 2012-2013) Son los ventiladores de mayor rendimiento, ya que los álabes acompañan con su curvatura al aire a su paso evitando choques, remolinos y desprendimientos (fig. 26).

Se construyen con álabes más largos que los inclinados hacia adelante resultando canales de un ensanchamiento gradual más suave que en aquellos.

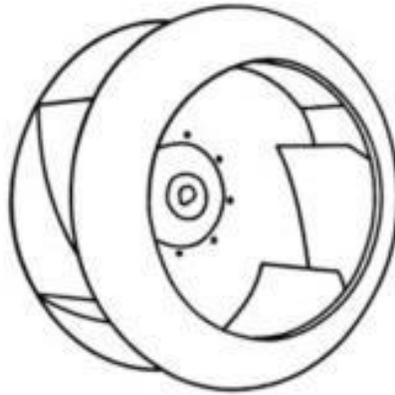


Figura 26 Ventilador Centrífugo de álabes curvados atrás.

La característica de su presión decrece continuamente desde el valor máximo, que corresponde al caudal cero, y la de la potencia absorbida aumenta hasta un valor a partir del cual va bajando y, decididamente, cae en la región de grandes volúmenes. No existe peligro que sobrecargue el motor al trabajar libremente.

Para alcanzar las presiones y volúmenes de los otros tipos debe funcionar a gran velocidad lo que constituye uno de sus inconvenientes, ya que exige una construcción sólida e indeformable. Su envolvente también debe ser mayor que la de los otros tipos, aunque suele soslayarse este inconveniente construyendo rodetes más anchos.

Este es el tipo de ventilador más usado en acondicionamiento y ventilación, ya que, por otra parte, es el más silencioso.

7.5.2. DUCTOS

(García, 2004) Constituyen el sistema por el cual el aire es transportado entre puntos específicos. Generalmente son contruidos en lámina galvanizada o de láminas rígidas de fibra de vidrio aglutinadas con resina termoestable y recubierta por una de sus caras de foil de aluminio reforzado. Tradicionalmente los sistemas de ventilación y aire acondicionado han utilizado ductos de sección transversal rectangular pero existe una tendencia cada vez mayor a incorporar la utilización de ductos de sección transversal circular.

Los ductos construidos en lámina galvanizada constituyen un ensamble estructural cuyos elementos son las láminas, sellos, uniones y refuerzos, los cuales deben garantizar estabilidad dimensional, evitar fugas del aire transportado y limitar la generación y transmisión de ruidos.

Por el material empleado:

- Metálicos; larga duración, resistencia mecánica, más fácil mantenimiento, no desprenden impurezas ni olores.
- De fibra de vidrio, lana de roca, menor peso, más fácil construcción (no necesitan maquinaria), son aislante térmico y acústico.
- Textiles; fácil instalación, lavables, difusión incorporada

Por la forma:

- Circulares (prefabricados).
- Rectangulares (mejor cuanto más cuadrado; sección equivalente).

7.6. SISTEMA DE VENTILACIÓN POR EXTRACCIÓN LOCALIZADA

(Sandoval, 2012-2013) La ventilación por extracción puede utilizarse para eliminar el calor y/o la humedad excesivos, siempre que se disponga de aire de sustitución más frío. Si es posible encerrar la fuente de calor, como en el caso de estufas o ciertos hornos, una chimenea de tiro natural o forzado puede ser suficiente para impedir que el exceso de calor penetre en el local de trabajo.

En el caso de muchas operaciones que no admiten la extracción localizada, puede ser indicado recurrir a la ventilación general. Para calcular el caudal de ventilación necesario estimarse la cantidad de calor sensible y latente aportado por cada una de las fuentes, así como determinarse previamente el aumento de temperatura y

humedad que se considerará aceptable. El caudal necesario para la eliminación del calor sensible puede estimarse a partir de la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{\text{Carga térmica sensible, (kcal/h)}}{0,29 \times \text{increm. de temp., (}^\circ\text{C)}} \quad (\text{Ec. 1})$$

Para emplear esta ecuación es necesario evaluar previamente la carga térmica, incluyendo el sol, las personas, la iluminación, los motores y cualquier otra fuente específica de calor. De ellas, el sol, los motores y la iluminación aportan exclusivamente calor sensible. La carga térmica de las personas es en parte sensible y en parte latente. En el caso de procesos que generen tanto calor sensible como latente, será necesario estimar las cantidades de uno y otro.

Al emplear la ecuación anterior para el calor sensible es preciso fijar el incremento de temperatura que se admitirá.

Por ello, en una localidad donde pueda esperarse una temperatura seca en el exterior de 32 °C, si se desea que la temperatura interior no exceda de 38°C, es decir un aumento de 6 °C, será necesario un cierto caudal de aire. Si se desea que la temperatura interior no supere 35 °C será necesario doblar el caudal de aire.

Para la carga de calor latente el procedimiento es similar aunque más complicado. Si se conoce la cantidad total de vapor emitido, puede estimarse el caudal de ventilación necesario mediante la fórmula siguiente:

$$Q = \frac{\text{Carga Térmica latente (kcal/h)}}{\Delta H \times d} \quad (\text{Ec. 2})$$

Cuando se conoce la cantidad total de agua liberada, se emplea la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{\text{Kg de agua liberada/h}}{\Delta H \times d} \quad (\text{Ec. 3})$$

Donde “d” es la densidad del aire en kg/m³ y ΔH es la diferencia entre la humedad absoluta del aire exterior y el valor máximo de humedad absoluta que se considera tolerable en el interior del local, expresadas en kg de vapor por kg de aire seco. Los caudales de aire calculados a partir de las ecuaciones anteriores no deben ser sumados, sino que debe emplearse como caudal de ventilación el mayor de los valores hallados, ya que los calores sensible y latente son eliminados simultáneamente. Por otra parte, en la mayoría de los casos, la carga térmica sensible es muy superior a la latente, de manera que el caudal de ventilación puede ser calculado tomando sólo en cuenta la carga de calor sensible.

La ventilación debe diseñarse de manera que el aire circule por el local favoreciendo las corrientes de convección natural.

Los sistemas de extracción localizada se diseñan para captar y eliminar los contaminantes antes de que se difundan al ambiente general del local de trabajo. La campana es el punto de entrada al sistema de extracción, y le daremos dicho nombre independientemente de cuál sea su configuración física. La función esencial de la campana es crear un flujo de aire que capture eficazmente el contaminante y lo transporte hacia la campana.

7.6.1. CAMPANAS DE EXTRACCIÓN LOCALIZADA

(Sandoval, 2012-2013) Los sistemas de extracción localizada se diseñan para captar y eliminar los contaminantes antes de que se difundan al ambiente general del local de trabajo. La campana es el punto de entrada al sistema de extracción, y le daremos dicho nombre independientemente de cuál sea su configuración física. La función esencial de la campana es crear un flujo de aire que capture eficazmente el contaminante y lo transporte hacia la campana. En la (Fig. 27) se indica la nomenclatura asociada a las campanas de extracción.

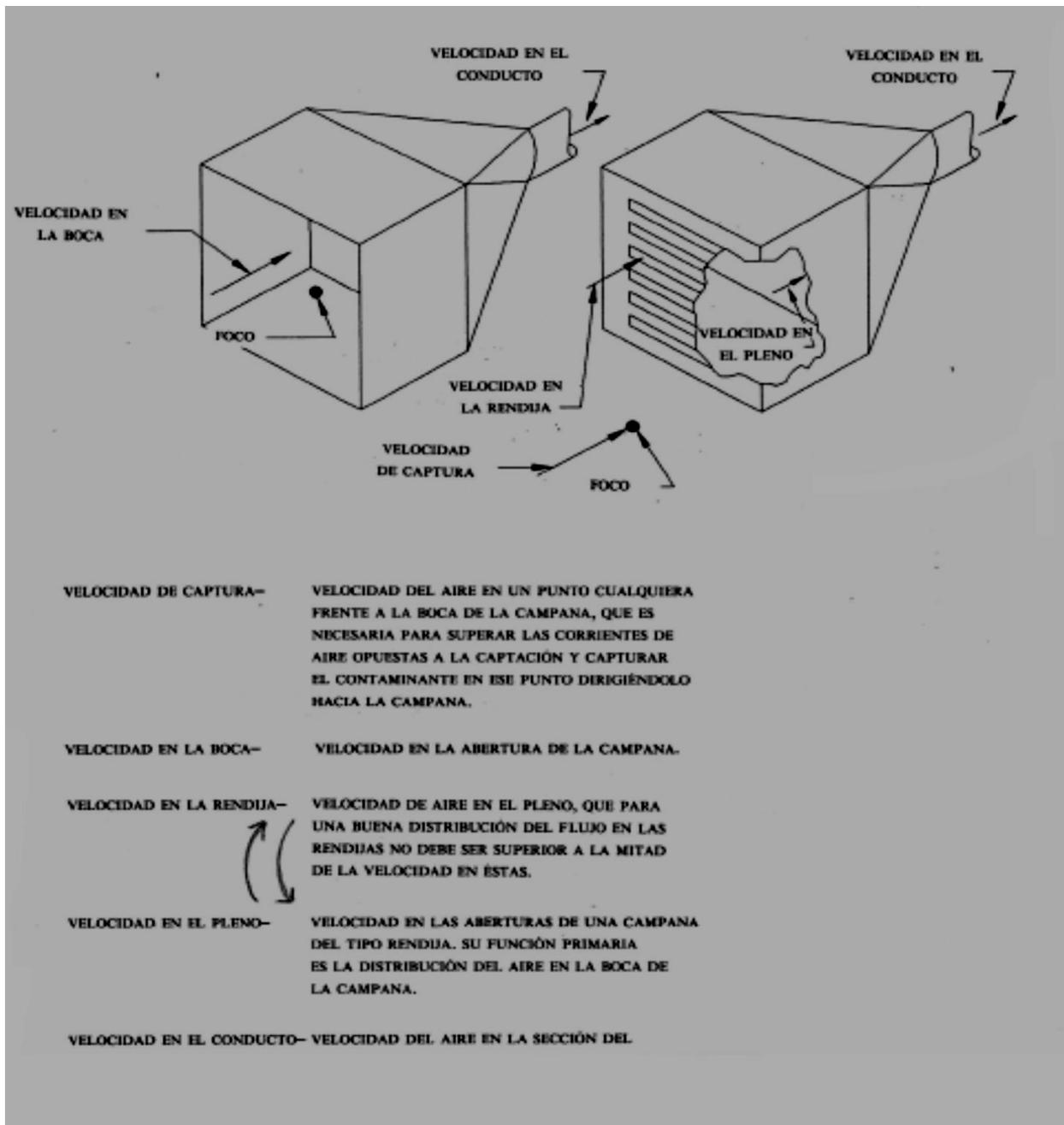


Figura 27 Nomenclatura asociada a las campanas de extracción.

7.6.1.1. TIPOS DE CAMPANAS

(Sandoval, 2012-2013) Aunque las campanas se construyen en una amplia variedad de configuraciones, es posible clasificarlas en dos grandes familias:

cabinas y campanas exteriores. El tipo de campana a emplear dependerá de las características físicas del equipo o instalación (fig. 28), del mecanismo de generación de contaminante y de la posición relativa del equipo y el trabajador.

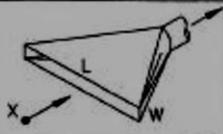
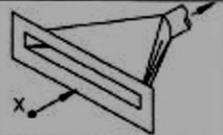
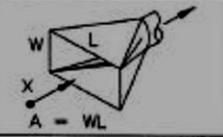
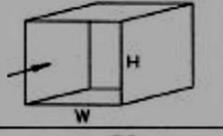
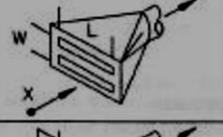
TIPO DE CAMPANA	DESCRIPCIÓN	FACTOR DE FORMA W/L	CAUDAL
	RENDIJA	0,2 Ó MENOS	$Q = 3,7 LVX$
	RENDIJA CON PESTAÑA	0,2 Ó MENOS	$Q = 2,6 LVX$
	CAMPANA SIMPLE	0,20 Ó SUPERIOR Y CIRCULAR	$Q = V(10X^2 + A)$
	CAMPANA SIMPLE CON PESTAÑA	0,2 Ó SUPERIOR Y CIRCULAR	$Q = 0,75V(10X^2 + A)$
	CABINA	ADAPTADA A LA OPERACIÓN	$Q = VA = VWH$
	CAMPANA ELEVADA	ADAPTADA A LA OPERACIÓN	$Q = 1,4 PVH$ VER VS-903 P = PERIMETRO H = ALTURA SOBRE LA OPERACIÓN
	RENDIJA MÚLTIPLE. 2 Ó MÁS RENDIJAS	0,2 Ó SUPERIOR	$Q = V(10X^2 + A)$
	RENDIJA MÚLTIPLE CON PESTAÑA. 2 Ó MÁS RENDIJAS	0,2 Ó SUPERIOR	$Q = 0,75V(10X^2 + A)$

Figura 28 Tipos de campanas.

7.7. INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LOS VENTILADORES

Los ensayos para determinar el caudal, la presión y el consumo de potencia de un ventilador se realizan en condiciones ideales entre las que se incluyen un flujo uniforme y rectilíneo en la entrada y salida del ventilador. Sin embargo, si en la práctica las conexiones de los conductos al ventilador originan un flujo no uniforme, las características y el rendimiento del ventilador se verán afectados. La situación y la instalación del ventilador deben hacerse teniendo en cuenta estos elementos del conducto para minimizar las pérdidas. Si se deben utilizar conexiones desfavorables, hay que corregir los cálculos adecuadamente. Una vez que el sistema ha sido construido y se encuentra en operación, es necesario practicar inspecciones y mantenimientos rutinarios para conseguir que funcione permanentemente en las condiciones del diseño original.

Los aspectos a controlar deben ser, entre otros:

1. Temperatura de los rodamientos (el engrase debe estar programado).
2. Vibración de la carcasa y rodamientos.
3. Tensión y desgaste de las correas.
4. Alineamiento de los acopladores.
5. Alineamiento y sentido de giro del rodete.
6. Desgaste y acumulaciones de material sobre las palas.

7.8. COMPROBACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VENTILACIÓN

Todos los sistemas de ventilación deben comprobarse en el momento de su instalación, a fin de verificar el caudal o caudales, para obtener información que pueda compararse con los datos de diseño. La comprobación es asimismo necesaria para verificar la posición de las compuertas de regulación, compuertas

cortafuegos, y otros elementos de control del caudal que pueden formar parte del sistema. La comprobación inicial proporcionará una referencia para el mantenimiento periódico y la detección de los fallos del sistema en el supuesto de que se produjera una avería.

Muchos reglamentos oficiales exigen una comprobación inicial y verificaciones periódicas para ciertos tipos de procesos.

Los datos obtenidos en la comprobación de sistemas de extracción son también, en aquellos casos en los que se consigue un adecuado control de los contaminantes, útiles para el diseño de nuevos sistemas.

En general la medición más importante de las obtenidas en la comprobación de un sistema de ventilación es el valor del caudal, este caudal, en cualquier punto de un sistema de ventilación, puede determinarse mediante la siguiente ecuación:

$$Q = A \times V \quad (\text{Ec. 4})$$

Dónde:

Q = caudal (m³/s)

V = velocidad media (m/s)

A = área de la sección del conducto en el punto de medida (m²)

Nosotros para la comprobación del caudal utilizaremos la Ec. 5, para la utilización de esta ecuación se requiere de la tabla 8, en la cual se muestran cada una de las Rph necesarias para cada piso.

$$Q = v * Rph \quad (Ec. 5)$$

Donde.

Q = caudal (m³/s).

v = volumen (m³).

Rph = revoluciones por hora (tabla 8).

Tabla 8 Rph requeridos en la central.

Zona	Cantidad mínima de aire
Casa de máquinas:	Cambios por hora:
piso de excitadores	8
piso de generadores	26
piso de turbinas	22
galería de inspección	12
galería de drenaje	2
otros pisos y zonas	12
fosos de la turbina	40
Talleres mecánico y eléctrico:	12 (extracción al exterior)
Cocinetas en comedores:	15 (extracción al exterior)
Comedores:	12
Sanitarios existentes en toda la central:	12 (extracción al exterior)
Almacén general:	12
Almacén de residuos peligrosos:	15

7.9. NUMERO DE REYNOLDS

(Mott, 2006) El comportamiento de un fluido, particularmente con respecto a las pérdidas de energía, depende bastante de si el flujo es laminar o turbulento. Por esta razón se desea tener medios para predecir el tipo de flujo sin la necesidad de observarlo. La observación directa es imposible para fluidos que se encuentran en conductos opacos. Se pueden mostrar experimentalmente y verificar analíticamente que el carácter del flujo en un conducto redondo depende de cuatro variables: la densidad del fluido ρ , la viscosidad del fluido μ , el diámetro del conducto D y la velocidad promedio del flujo, V.

Osborne Reynolds fue el primero en demostrar que un flujo laminar o turbulento puede ser predicho si se conoce la magnitud de un número adimensional, conocido ahora como el número de Reynolds (N_R , Re). La siguiente ecuación muestra la definición básica del número de Reynolds.

$$N_R = \frac{vD\rho}{\mu} = \frac{vD}{\vartheta} \quad (\text{Ec. 6})$$

Si $N_R \leq 2000$, el flujo es laminar.

Si $N_R \geq 4000$, el flujo es turbulento.

N_R = número de Reynolds.

v = velocidad promedio del flujo.

D = diámetro del conducto.

P = densidad del fluido.

μ = viscosidad del fluido

ϑ = viscosidad cinemática. $\vartheta = \frac{\mu}{\rho}$

Los flujos que tienen un número de Reynolds grande, típicamente debido a una alta velocidad o a una baja viscosidad, o a ambas, tienen a ser **turbulentos**. Aquellos fluidos que poseen una alta viscosidad y/o que se mueven a bajas velocidades tendrán un número de Reynolds pequeño y tendrán a ser **laminares**.

7.9.1. NÚMEROS DE REYNOLDS CRÍTICOS.

(Mott, 2006) Para aplicaciones prácticamente en flujos de conductos, tenemos que si el número de Reynolds para el flujo es menor que 2000, el flujo será laminar.

Tenemos también que si el número de Reynolds es mayor que 4000, se puede suponer que el flujo es turbulento. En el intervalo de número de Reynolds comprendido entre 2000 y 4000, es imposible predecir qué tipo de flujo existe; por consiguiente, este intervalo se conoce como región crítica.

Si se encuentran que el flujo de un sistema está en la región crítica, la práctica normal consiste en cambiar la rapidez de flujo o el diámetro del conducto para hacer que el flujo sea claramente laminar o turbulento. Esto hace un análisis más preciso.

7.9.2. PÉRDIDAS PRIMARIAS EN TUBERÍAS.

Las pérdidas primarias son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Tienen lugar en flujo uniforme, por tanto principalmente en los tramos de tubería de sección constante (Mott, 2006).

$$\text{La pérdida de carga (m)} = \frac{32\mu lV}{\gamma d^2} \text{ ó } h_f = \frac{32LV\theta}{gd^2} \quad (\text{Ec. De HAGEN POISEUILLE}) \quad (7)$$

También:

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. De DARCY}) \quad (8)$$

Dónde:

h_L = pérdida de energía debido a la fricción (N*m/N, m, lb-pie/lb o pies)

L = longitud de la corriente del flujo (m o pies)

D = diámetro de la tubería (m o pies)

v = velocidad promedio del flujo (m/s o pies/s)

f = factor de fricción (adimensional).

La ecuación 8 de Poiseuille se aplica únicamente para flujo laminar mientras que la ecuación 8 de Darcy se utiliza para flujos laminares y turbulentos.

La ecuación de Darcy se utiliza para calcular la pérdida de energía debido a la fricción en secciones rectilíneas y largas de tubos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento. La diferencia entre los dos flujos está en la evaluación del factor de fricción adimensional f .

Cuando hay flujo turbulento en tuberías es más conveniente usar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía debido a la fricción. El flujo turbulento es caótico y varía en forma constante. Por estas razones, para determinar el valor de f debemos recurrir a los datos experimentales

(Mott, 2006) Las pruebas han demostrado que el número adimensional f depende de otras dos cantidades adimensionales, el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. La rugosidad relativa es la relación del diámetro de la tubería D a la rugosidad promedio de la pared ϵ en la figura 29 se ilustra la rugosidad de la pared de la tubería como la altura de los picos de las irregularidades de la superficie. La condición de la superficie de la tubería depende sobre todo del material de que está hecho el tubo y el método de fabricación. Debido a que la rugosidad es algo irregular, con el fin de obtener su valor global tomaremos valores promedios.

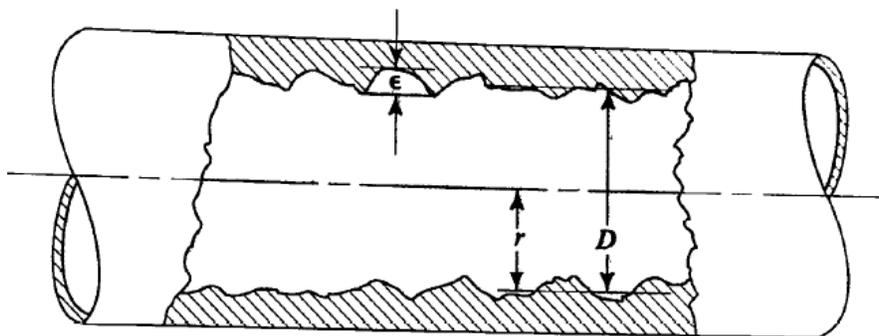


Figura 29 rugosidad (exagerada) de la pared de un tubo.

Se ha determinado el valor ϵ de la rugosidad promedio de la pared de tuberías y tubos existentes comercialmente. Estos son sólo valores promedios para tuberías nuevas y limpias tabla 9. Es de esperarse cierta variación. Una vez que una tubería ha estado en servicio durante algún tiempo, la rugosidad cambia debido a la corrosión y a la formación de depósitos en la pared.

El hierro galvanizado tiene adherido un recubrimiento metalúrgico de zinc para que sea resistente a la corrosión.

Tabla 9 rugosidad promedio de tuberías.

Tipo de tubería o de revestimiento (Nuevo)	Valores de ϵ en cm	
	intervalo	Valor de diseño
Latón	.00015	.0015
Cobre	.00015	.0015
Hormigón	.03-.3	.012
Fundición desnuda	.012-.06	.024
Fundición asfaltada	.006-.018	.012
Fundición revestida de cemento	.00024	.00024
Fund. Revestimiento bituminoso	.00024	.00024
Fundición centrífuga	.0003	.0003
Hierro galvanizado	.006-.024	.015
Hierro forjado	.003-.009	.006
Acero comercial y soldado	.003-.009	.006
Acero roblonado	.09-.9	.18
Tubo estirado	.00024	.00024
Madera	.018-.09	.06

Nota. Por razones tipográficas, se ha conservado en estos diagramas la notación decimal la edición en inglés.

(Mott, 2006) Uno de los métodos más utilizados para evaluar el factor de fricción emplea el diagrama de Moody que se presenta en la figura 30, el diagrama muestra la gráfica del factor de fricción f versus el número de Reynolds N_R con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa ϵ/D . estas curvas las generó L.F. Moody.

(Mott, 2006) Se grafica en escalas logarítmicas tanto a f como N_R , debido al rango tan amplio de valores que se obtienen. A la izquierda de la gráfica, para número de Reynolds menores de 2000, la línea recta muestra la relación $f = 64/N_R$ para el

flujo laminar. Para $2000 < N_R < 4000$ no hay curvas, debido a que ésta es la zona crítica entre el flujo laminar y el flujo turbulento, y no es posible predecir cuál de ellos ocurrirá. El cambio de flujo laminar a turbulento da como resultado valores para los factores de fricción dentro de la zona sombreada. Más allá de $N_R = 4000$, se grafica la familia de curvas para distintos valores de $\frac{\epsilon}{D}$. Se hacen algunas observaciones importantes acerca de estas curvas:

1. Para un flujo con número de Reynolds dado, conforme aumenta la rugosidad relativa $\frac{\epsilon}{D}$, el factor de fricción f disminuye.
2. Para una rugosidad relativa $\frac{\epsilon}{D}$, el factor de fricción f disminuye con el aumento del número de Reynolds, hasta que se alcanza la zona de turbulencia completa.
3. Dentro de la zona de turbulencia completa, el número de Reynolds no tiene ningún efecto sobre el factor de fricción.
4. Conforme se incrementa la rugosidad relativa $\frac{\epsilon}{D}$, también se eleva el valor del número de Reynolds donde comienza la zona de turbulencia completa.

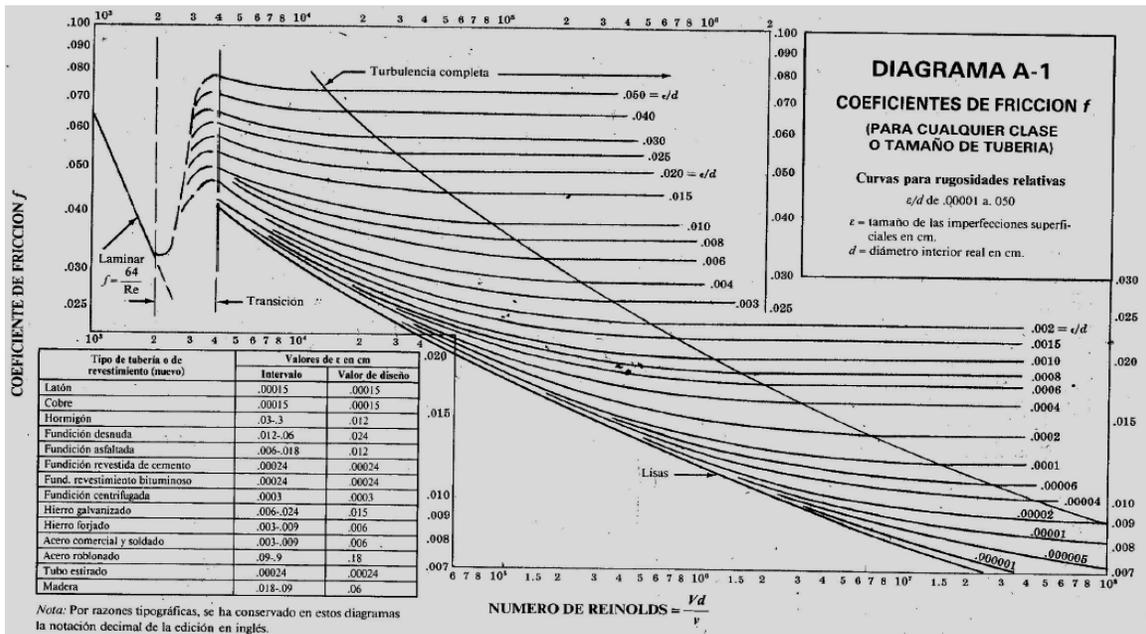


Figura 30 diagrama de Moody.

7.9.3. PÉRDIDAS SECUNDARIAS EN TUBERÍAS.

Las pérdidas secundarias son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones (estrechamiento o expansiones de la corriente), codos, válvulas, y en toda clase de accesorios de tubería.

Para encontrar las perdidas por accesorios tenemos:

$$h_a = K \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 9})$$

Dónde:

h_a = pérdida de carga secundaria.

K = coeficiente de adimensional de pérdida de carga secundaria.

V = velocidad media en la tubería, si se trata de codos, válvulas, etc.

Si se trata de un cambio de sección como contracción o ensanchamiento, suele tomarse la velocidad en la sección menor. Lo correcto será indicar junto al valor de K la velocidad V que hay que tomar en cada caso. Tabla 10 muestra los valores del coeficiente K como así también las perdidas por carga media, la tabla 11 es utilizada en los casos 4 y 6 de la tabla 10.

Tabla 10 accesorios y pérdidas.

Accesorios	Perdida de carga media
1. De depósito a tubería (pérdida a la entrada)	$-0.50 \frac{V_2^2}{2g}$
- Conexión a ras de la pared	$-1.0 \frac{V_2^2}{2g}$
- Tubería entrante	$-0.05 \frac{V_2^2}{2g}$
- Conexión abocinada	$-0.05 \frac{V_2^2}{2g}$
2. De tubería a depósito (perdida a la salida)	$1.00 \frac{V_1^2}{2g}$
3. Ensanchamiento brusco	$\frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$
4. Ensanchamiento gradual (ocupar tabla)	$K \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$
5. Venturímetros, boquilla y orificios	$\left(\frac{1}{C_v^2} - 1\right) \frac{V_2^2}{2g}$
6. Contracción brusca (ocupar tabla)	$K_c \frac{V_2^2}{2g}$
7. Codos accesorios, válvulas	
Algunos valores corrientes de K son:	$K \frac{V^2}{2g}$
45°, codo.....0,35 a 0.45	
90°, codo.....0.50 a 0.75	
Tes1.50 a 2.00	
Válvula de compuerta....0.25	
Válvulas de control.....3.0	

Tabla 11 contracciones y ensanchamientos.

VALORES DE K^*								
Contracciones y ensanchamientos								
Contracción brusca		Ensanchamiento gradual para un ángulo total del cono						
d_1/d_2	K_c	4°	10°	15°	20°	30°	50°	60°
1,2	0,08	0,02	0,04	0,09	0,16	0,25	0,35	0,37
1,4	0,17	0,03	0,06	0,12	0,23	0,36	0,50	0,53
1,6	0,26	0,03	0,07	0,14	0,26	0,42	0,57	0,61
1,8	0,34	0,04	0,07	0,15	0,28	0,44	0,61	0,65
2,0	0,37	0,04	0,07	0,16	0,29	0,46	0,63	0,68
2,5	0,41	0,04	0,08	0,16	0,30	0,48	0,65	0,70
3,0	0,43	0,04	0,08	0,16	0,31	0,48	0,66	0,71
4,0	0,45	0,04	0,08	0,16	0,31	0,49	0,67	0,72
5,0	0,46	0,04	0,08	0,16	0,31	0,50	0,67	0,72

Finalmente la pérdida de carga total se da con:

$$h_T = h_L + h_a \quad (Ec. 10)$$

Dónde:

h_T = pérdida de carga total en metros

h_L = pérdida de carga por tubería

h_a = pérdida de carga por accesorios

Para hacer la conversión de metros a milímetros columna de H₂O utilizamos:

$$h_T(\rho \text{ aire})(g) \left(\frac{1 \text{ mm H}_2\text{O}}{9.80665 \text{ Pa}} \right) = \text{mm. C. H}_2\text{O} \quad (Ec. 11)$$

CAPITULO 8: PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS

Para comenzar con el análisis de todo el sistema de ventilación de aire forzado, se necesitó reunir toda la información posible en los archivos y documentos que se encuentran disponibles en el departamento mecánico, así como también información por parte del departamento civil. De toda la información obtenida fue muy poco lo que se pudo utilizar ya que no existe suficiente información sobre el sistema de ventilación de aire forzado.

Para la verificación de los ventiladores así como de los motores de estos, comenzaremos obteniendo los cálculos del sistema de ventilación de la primera etapa.

8.1. CÁLCULOS DE CAUDAL DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE LA PRIMERA ETAPA.

8.1.1. CÁLCULOS DEL PISO DE TURBINAS.



Figura 31 piso de turbinas.

$$V = (l * l * h) = m^3$$

Volumen piso de turbinas sección 1:

$$V_{t1} = (89 * 20 * 3.2)m = 5,696m^3$$

Volumen piso de turbinas sección 2:

$$V_{t2} = (21 * 20 * 2.6)m = 1,092m^3$$

Volumen de turbinas:

$$V_{TT} = (V_{t1} + V_{t2}) = 6,788m^3$$

Del volumen obtenido restaremos el volumen ocupado por espacios no habilitados por el sistema de aire forzado, los cuales cuentan con su propio sistema de ventilación. Los cuales son:

- Sala de baterías.
- Oficinas auxiliares de cada departamento.
- 4 Unidades generadoras.

Sala de baterías:

$$V_A = (14.96 * 7 * 2.6)m = 272.272m^3$$

Oficinas auxiliares:

$$V_B = (7.838 * 3.1 * 2.6)m = 63.1743m^3$$

4 Unidades generadoras:

$$V = \frac{\pi * 13.2m^2}{4} * 3.2m = 437.913m^3$$

$$V_C = (437.913 * 4) = 1,751.65m^3$$

Restaremos lo acordado anteriormente:

Volumen total 1, piso de turbinas:

$$V_{T1} = (V_T - (V_A + V_B + V_C)) = \mathbf{4,700.9 m^3}$$

Con el volumen total obtenido anteriormente y de los siguientes pisos obtendremos el caudal (Q) de flujo de aire necesario para cada uno de ellos, para lo cual ocuparemos la tabla (8). Con los cambios por hora (Rph) apropiadas para cada piso.

Zona	Cantidad mínima de aire
Casa de máquinas:	Cambios por hora:
piso de excitadores	8
piso de generadores	26
piso de turbinas	22
galería de inspección	12
galería de drenaje	2
otros pisos y zonas	12
fosos de la turbina	40
Talleres mecánico y eléctrico:	12 (extracción al exterior)
Cocinetas en comedores:	15 (extracción al exterior)
Comedores:	12
Sanitarios existentes en toda la central:	12 (extracción al exterior)
Almacén general:	12
Almacén de residuos peligrosos:	15

$$Q = (m^3 * Rph) = m^3/h \quad (Ec. 5)$$

Caudal 1, piso de turbinas:

$$Q_1 = (4700.9m^3 * 22Rph) = 103420 m^3/h$$

$$Q_1 = \left(103420 \frac{m^3}{h}\right) \left(\frac{1h}{60min}\right) \left(\frac{1min}{60s}\right) = 28.7277m^3/s$$

El caudal requerido en el piso de turbinas es de **28.7277m³/s**.

8.1.2. CÁLCULOS DEL PISO DE GENERADORES.

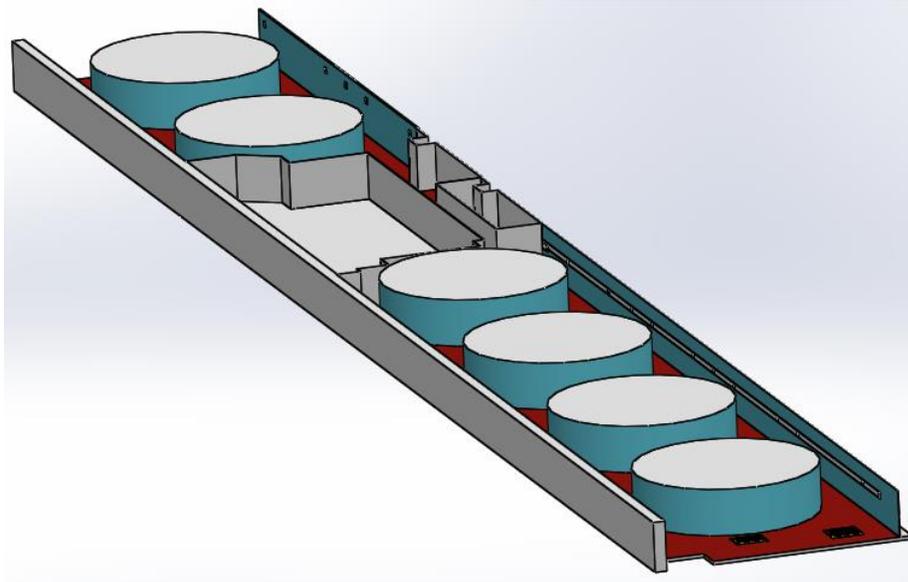


Figura 32 piso de generadores.

Volumen de generadores:

$$V_{TG} = (116.5 * 20 * 3.9)m = 9,087m^3$$

Volumen ocupado por espacios no habilitados por el sistema de aire forzado.

- Oficina del jefe del departamento mecánico, eléctrico, secretarías.

$$V_D = 231.884 m^3$$

- Sala de tableros, departamento del personal eléctrico, departamento de protecciones.

$$V_E = 1847.57082m^3$$

- 4 unidades generadoras.

$$V_F = 1434.06m^3$$

Restaremos el volumen de los espacios no habilitados por el aire forzado.

Volumen total 2, piso de generadores:

$$V_{T2} = (V_{TG} - (V_D + V_E + V_F)) = 5573.49m^3$$

Rph del piso de generadores = 26

Caudal 2, piso de generadores:

$$Q_2 = (5573.49m^3 * 26Rph) = 144911m^3/h \quad (Ec. 5)$$

$$Q_2 = \left(144911 \frac{m^3}{h}\right) \left(\frac{1h}{60min}\right) \left(\frac{1min}{60s}\right) = 40.253m^3/s$$

Caudal requerido en el piso de generadores es de **40.253m³/s**

8.1.3. CÁLCULOS DEL PISO DE EXCITADORES.



Figura 33 piso de excitadores.

Volumen piso de excitadores sección 1:

$$V_{E1} = (8.5 * 20 * 116.5)m = 19805m^3$$

Volumen piso de excitadores sección 2:

$$V_{E2} = (2.5 * 21.7 * 116.5)m = 6320.13m^3$$

Volumen piso de excitadores sección 3:

$$V_{E3} = 6920.72m^3$$

Volumen de excitadores:

$$V_{TE} = (V_{E1} + V_{E2} + V_{E3}) = 33045.9m^3$$

Volumen ocupado por espacios no habilitados por el sistema de aire forzado.

- 4 unidades generadoras.

$$V_G = 16.1054m^3$$

Restaremos el volumen de los espacios no habilitados por el aire forzado.

Volumen total 3, piso de excitadores:

$$V_{T3} = (V_{TE} - V_G) = \mathbf{33029.8m^3}$$

Rph del piso de excitadores = 8

Caudal 3, piso de excitadores:

$$Q_3 = (33029.8m^3 * 8Rph) = 264238m^3/h \quad (Ec.5)$$

$$Q_3 = \left(264238 \frac{m^3}{h}\right) \left(\frac{1h}{60min}\right) \left(\frac{1min}{60s}\right) = 73.3995m^3/s$$

Caudal requerido para el piso de excitadores es de **73.3995m³/s**

Sumaremos el caudal de cada uno de los pisos que será igual al caudal total a utilizar en la primera etapa.

$$Q_T = (Q_1 + Q_2 + Q_3) = 142.38m^3/s$$

Caudal total requerido en la primera etapa: 142.38m³/s

8.2. CALCULO DE PÉRDIDAS PRIMARIAS POR FRICCIÓN DE LA PRIMERA ETAPA.

8.2.1. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE TURBINA.

Las pérdidas por fricción se desarrollan a través de lo largo del ducto de cada piso, en donde utilizando valores de caudal, longitud, velocidad, diámetro, obtendremos cada una de las pérdidas para cada secciones del ducto, estas secciones se irán representando en las figuras de cada uno de los pisos.

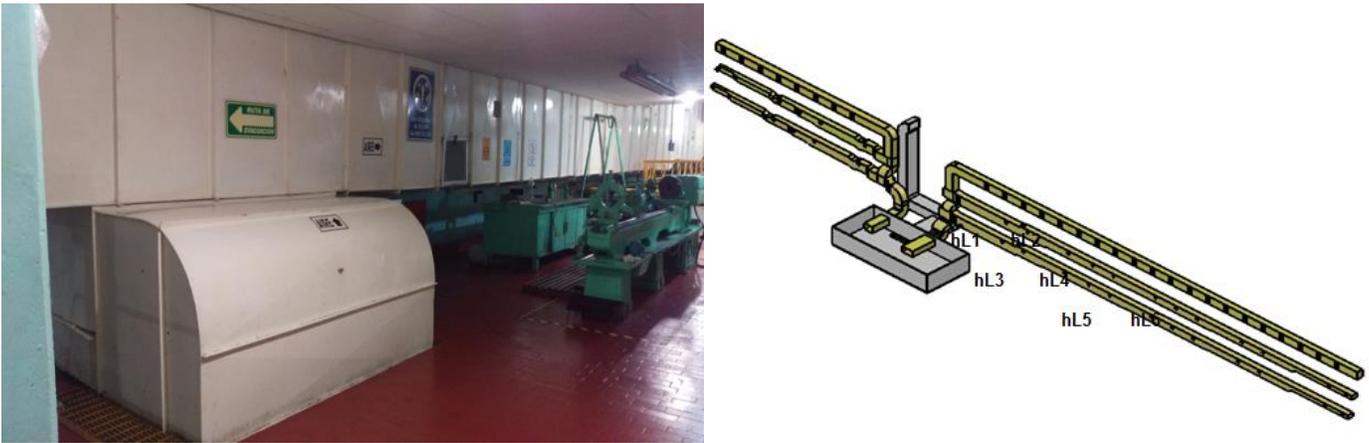


Figura 34 Ductos del piso de turbinas.

Utilizando la ecuación (8) de Darcy.

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g}$$

$$Re = \left(\frac{V * D}{\nu} \right)$$

Los siguientes valores serán constantes a lo largo de todos los cálculos a realizar a continuación, como así también los valores de las velocidades ocupadas como

los diámetros ya fueron obtenidos manualmente y simplemente serán plasmados en las ecuaciones correspondientes.

Viscosidad cinemática a 25° es $\nu = 1.565 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

Rugosidad absoluta del acero galvanizado que es el que se utiliza en los ductos de la central, esta es $\epsilon = 0.15 \text{ mm}$.

$$Re = \frac{43.1194 \frac{m}{s} * 1.95928m}{1.565 \times 10^{-5}} = 5.398E^6 \quad (Ec. 6)$$

f es obtenida con el Re y $\frac{\epsilon}{D}$ respecto al diagrama de Moody = 0.018

Perdida 1 obtenida por fricción:

$$h_{L1} = 0.018 * \frac{7.41537m}{1.95928m} * \frac{\left(43.1194 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} = 6.45588 \text{ m} \quad (Ec. 8)$$

De la misma manera se fueron realizando cada uno de los cálculos de pérdidas primarias, los cuales se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 12 pérdidas piso de turbinas etapa1.

Numeración de pérdidas	Velocidad V(m/s)	Diámetro M	Número de Reynolds Re	Coefficiente De fricción f	Pérdidas M
hL1	43.1194	1.95928	5.39827E ⁶	0.018	6.45588
hL2	10.8325	1.76905	1.2244E ⁶	0.019	0.327599
hL3	9.9992	1.76905	1.130E ⁶	0.0195	0.539259
hL4	9.16594	1.76905	1.036E ⁶	0.0197	0.231748
hL5	8.33267	1.76905	9.419E ⁵	0.0198	0.138632
hL6	9.5498	1.6578	1.0116E ⁶	0.0196	0.2885
hL7	8.59482	1.6578	9.10447E ⁵	0.0198	0.247326
hL8	7.63984	1.6578	8.092E ⁵	0.0199	0.167837
hL9	6.68487	1.6578	7.08126E ⁵	0.020	0.078312
hL10	7.21155	1.5982	7.36454E ⁵	0.0205	0.207401
hL11	6.18134	1.5982	6.31247E ⁵	0.020	0.114542
hL12	5.15112	1.5982	5.2604E ⁵	0.0208	0.082725
hL13	4.1209	1.5982	4.20832E ⁵	0.0209	0.031693
hL14	4.59425	1.51552	4.449E ⁵	0.021	0.102858
hL15	3.4457	1.51552	3.3367E ⁵	0.0213	0.039973
hL16	2.29713	1.51552	2.2245E ⁵	0.0215	0.26518
hL17	3.6954	1.19107	2.81245E ⁵	0.022	0.10092
hL18	1.84773	1.19107	1.4062E ⁵	0.0225	0.012656
				TOTAL	9.43304

8.2.2. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE GENERADORES.

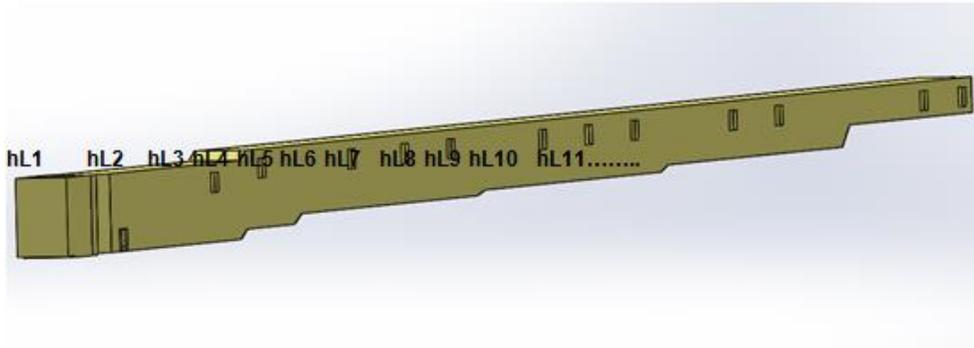


Figura 35 ducto de piso de generadores.

Tabla 13 pérdidas piso de generadores etapa1.

Numeración de pérdidas	Velocidad V(m/s)	Diámetro M	Número de Reynolds Re	Coefficiente De fricción f	Pérdidas M
hL1	15.1784	1.76905	1.7157E ⁶	0.0188	1.91549
hL2	13.9135	1.76905	1.57276E ⁶	0.0189	0.512307
hL3	12.6486	1.76905	1.4297E ⁶	0.01892	0.305235
hL4	14.4962	1.6578	1.5358E ⁶	0.019	0.644451
hL5	13.0466	1.6578	1.38202E ⁶	0.0192	0.552621
hL6	11.5969	1.6578	1.2284E ⁶	0.0194	0.377009
hL7	10.1473	1.6578	1.0749E ⁶	0.0198	0.17864
hL8	10.9468	1.5982	1.1179E ⁶	0.0203	0.473228
hL9	9.38297	1.5982	9.58202E ⁵	0.0205	0.270522
hL10	7.81914	1.5982	7.985E ⁵	0.0208	0.190611
hL11	6.25531	1.5982	6.3880E ⁵	0.021	0.073374
hL12	6.97383	1.51552	6.75334E ⁵	0.021	0.237001
hL13	5.23036	1.51552	5.06499E ⁵	0.0212	0.091672
hL14	3.4869	1.51552	3.37666E ⁵	0.0215	0.0611
hL15	5.60936	1.19107	4.2691E ⁵	0.0219	0.231475
hL16	2.80467	1.19107	2.13454E ⁵	0.0222	0.02877
TOTAL					6.14351

8.2.3. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE EXCITADORES.

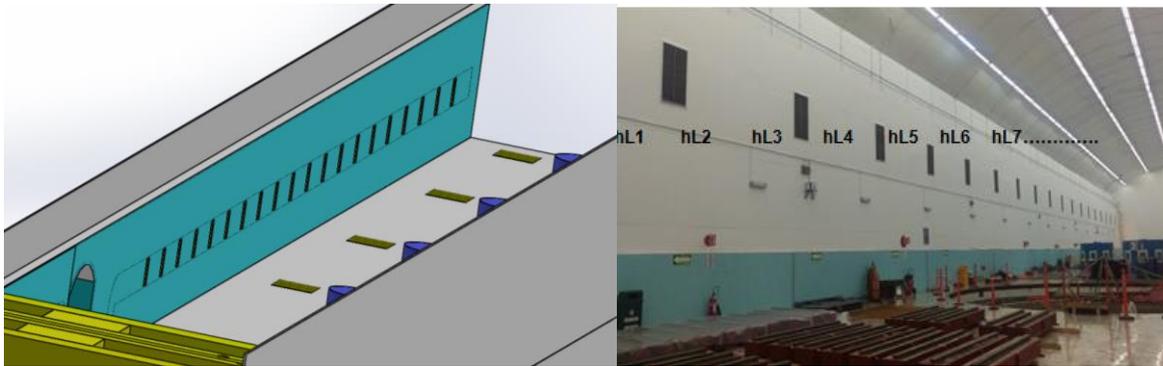


Figura 36 ductos del piso de excitadores.

Tabla 14 Pérdidas piso excitadores etapa1.

Numeración de pérdidas	Velocidad V(m/s)	Diámetro M	Número de Reynolds Re	Coefficiente De fricción f	Pérdidas M
hL1	31.3673	1.66672	3.34061E ⁶	0.0188	4.37703
hL2	29.7989	1.66672	3.17357E ⁶	0.019	1.96054
hL3	28.2306	1.66672	3.0065E ⁶	0.0192	1.77813
hL4	26.6622	1.66672	2.83952E ⁶	0.0194	1.60256
hL5	25.0938	1.66672	2.67248E ⁶	0.0196	1.4342
hL6	23.5254	1.66672	2.5054E ⁶	0.0198	1.27339
hL7	21.957	1.66672	2.33841E ⁶	0.020	1.12046
hL8	20.3886	1.66672	2.17137E ⁶	0.0202	0.975771
hL9	18.8202	1.66672	2.0043E ⁶	0.0204	0.839654
hL10	17.2518	1.66672	1.83731E ⁶	0.0206	0.712456
hL11	15.6834	1.66672	1.67028E ⁶	0.0208	0.594519
hL12	14.115	1.66672	1.5032E ⁶	0.0208	0.481556
hL13	12.5466	1.66672	1.33621E ⁶	0.0208	0.380485
hL14	10.9782	1.66672	1.16917E ⁶	0.0208	0.291305
hL15	9.4098	1.66672	1.00214E ⁶	0.0208	0.214016
hL16	7.8414	1.66672	8.35107E ⁵	0.0208	0.148618
hL17	6.273	1.66672	6.68072E ⁵	0.0208	0.095112
hL18	4.7046	1.66672	5.01038E ⁵	0.021	0.054012
hL19	3.1362	1.66672	3.34E ⁵	0.0212	0.024231
hL20	1.5678	1.66672	1.6697E ⁵	0.0216	0.00617
				TOTAL	18.3642

Total de pérdidas por fricción:

$$h_{LT} = (9.43304 + 6.14351 + 18.3642) = 33.9408 \text{ m}$$

8.3. CALCULO DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN SECUNDARIA DE LA PRIMERA ETAPA.

8.3.1. PÉRDIDAS POR ACCESORIOS.

Accesorios	Valor de Cte. K	Total
3 CODOS 90°	0.75	2.25
	ΣK	2.25

Usando la ecuación (9) para perdidas por accesorios es:

$$h_a = \sum K \frac{V^2}{2g} = m$$

$$V = 43.1194 \text{ m/s}$$

Por tanto:

Pérdidas por accesorios piso de turbinas:

$$h_{a1} = 2.25 \left(\frac{43.1194^2}{2(9.81)} \right) = 2.13.22 \text{ m}$$

Accesorios	Valor de Cte. K	Total
2 CODOS 90°	0.75	1.5
	ΣK	1.5

$$V = 43.7127 \text{ m/s}$$

Pérdidas por accesorios piso de generadores:

$$h_{a2} = 1.5 \left(\frac{43.7127^2}{2(9.81)} \right) = 146.086 \text{ m}$$

Accesorios	Valor de Cte. K	Total
1 CODOS 90°	0.75	0.75
	ΣK	0.75

$$V = 31.3673 \text{ m/s}$$

Pérdidas por accesorios piso de excitadores:

$$h_{a3} = 0.75 \left(\frac{31.3673^2}{2(9.81)} \right) = 37.6111 \text{ m}$$

Total de pérdidas por accesorios de la primera etapa:

$$h_{aa} = (h_{a1} + h_{a2} + h_{a3}) = \mathbf{396.917 \text{ m}}$$

8.3.2. PÉRDIDAS POR CONTRACCIÓN BRUSCA.

A continuación obtendremos otras pérdidas secundarias que son las de reducción brusca o contracción súbita. Las pérdidas las aremos con la ecuación de la tabla 10, se decidió no utilizar la ecuación de reducción gradual ya que los ductos de la central son rectangulares y solo obtuvimos las equivalencias a ductos de sección circular para poder realizar determinados cálculos.

Ecuación de reducción brusca obtenida de la tabla (10).

$$h_a = K_c \frac{V_2^2}{2g}$$

Para la cual se utiliza la tabla (11) para determinar K_c con referencia en los diámetros.

VALORES DE K^*								
Contracciones y ensanchamientos								
Contracción brusca		Ensanchamiento gradual para un ángulo total del cono						
d_1/d_2	K_c	4°	10°	15°	20°	30°	50°	60°
1,2	0,08	0,02	0,04	0,09	0,16	0,25	0,35	0,37
1,4	0,17	0,03	0,06	0,12	0,23	0,36	0,50	0,53
1,6	0,26	0,03	0,07	0,14	0,26	0,42	0,57	0,61
1,8	0,34	0,04	0,07	0,15	0,28	0,44	0,61	0,65
2,0	0,37	0,04	0,07	0,16	0,29	0,46	0,63	0,68
2,5	0,41	0,04	0,08	0,16	0,30	0,48	0,65	0,70
3,0	0,43	0,04	0,08	0,16	0,31	0,48	0,66	0,71
4,0	0,45	0,04	0,08	0,16	0,31	0,49	0,67	0,72
5,0	0,46	0,04	0,08	0,16	0,31	0,50	0,67	0,72

En la tabla no aparece el valor 1 (d_1/d_2) pero este valor es 0 (K_c).

Para obtener K_c :

$$\frac{1.95928m}{1.76905m} = 1.10753$$

Con el resultado obtenido anteriormente se interpola para obtener K_c .

$$K_c = 0.043013$$

$$V_2 = 43.7125m/s$$

Pérdida 1 obtenida por contracción brusca:

$$h_{a1} = 0.043013 \left(\frac{43.7125^2}{2(9.81)} \right) = 4.18901 m$$

De esta misma manera se realizan todos los cálculos de pérdida por contracción brusca de cada uno de los pisos, los cuales se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 15 pérdidas por reducción brusca etapa1.

Numeración de pérdidas	Velocidad $V_2(m/s)$	Valor de constante K_c	Pérdidas M
ha1	43.7125	0.043013	4.18901
ha2	31.3673	0.070212	3.52101
ha3	10.8325	0.043013	0.257251
ha4	9.5498	0.026843	0.124772
ha5	7.21155	0.014917	0.03954
ha6	4.59425	0.021822	0.023476
ha7	2.29713	0.112581	0.030279
ha8	14.4962	0.026843	0.287502
ha9	10.9468	0.014917	0.091108
ha10	6.97383	0.021822	0.054093
ha11	5.60936	0.112581	0.180548
har		TOTAL	8.79859

Total de pérdidas secundarias:

$$h_{aT} = h_{aa} + h_{ar} = 405.716 \text{ m}$$

Total de pérdidas de la primera etapa:

$$h_T = h_{aT} + h_{LT} = 439.656 \text{ m} \quad (\text{Ec. 10})$$

Las pérdidas totales las convertiremos a milímetros columna de agua, donde ocuparemos la densidad del aire (1.2998 kg/m^3) y la gravedad, donde $9.80665 \text{ Pa} = \text{mm.H}_2\text{O}$.

$$h_T = (439.656 \text{ m}) \left(1.2998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \left(\frac{1 \text{ mm.H}_2\text{O}}{9.80665 \text{ Pa}} \right) = 571.66 \text{ mm.C.H}_2\text{O} \quad (\text{Ec. 11})$$

Pérdida total en los ductos de la primera etapa: 571.66 mm.C.H₂O.

8.4. CÁLCULOS DE CAUDAL DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE LA SEGUNDA ETAPA.

8.4.1 CÁLCULOS DEL PISO DE TURBINA.

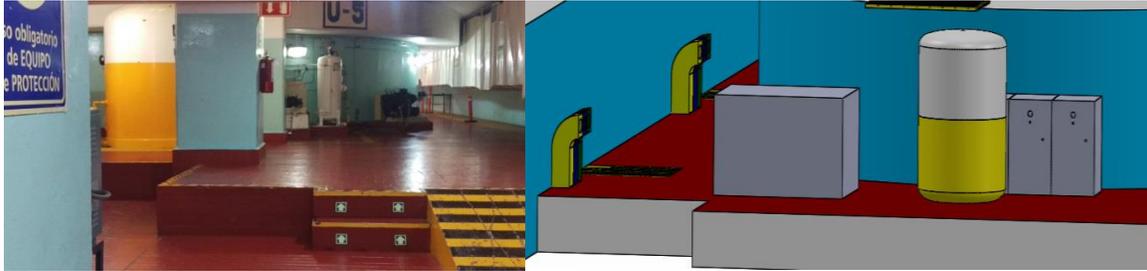


Figura 37 piso de turbina.

Volumen piso de turbinas sección 1:

$$V_{t1} = (43.5 * 20 * 3.2)m = 2784 m^3$$

Volumen piso de turbinas sección 2:

$$V_{t2} = 7 * 20 * 2.6) = 364 m^3$$

Volumen de turbinas:

$$V_{TT} = (V_1 + V_2) = 3148 m^3$$

Del volumen obtenido restaremos el volumen ocupado por espacios no habilitados por el aire forzado.

- 2 unidades generadoras.

$$V = \frac{\pi * 13.2m^2}{4} * 3.2m = 437.913m^3$$

$$V_A = (437.913 * 2) = 875.826 m^3$$

Volumen total 1, piso de turbinas:

$$V_{T1} = (V_{TT} - V_A) = 2272.17m^3$$

Rph del piso de turbina = 22.

Caudal 1, piso de turbinas:

$$Q_1 = (2272.17m^3 * 22Rph) = 49987.7 \frac{m^3}{h} \quad (Ec. 5)$$

$$Q_1 = \left(49987 \frac{m^3}{h}\right) \left(\frac{1h}{60min}\right) \left(\frac{1min}{60s}\right) = 13.8855m^3/s$$

Caudal requerido para el piso de turbinas es de **13.8855m³/s**.

8.4.2. CÁLCULOS DEL PISO DE GENERADORES.

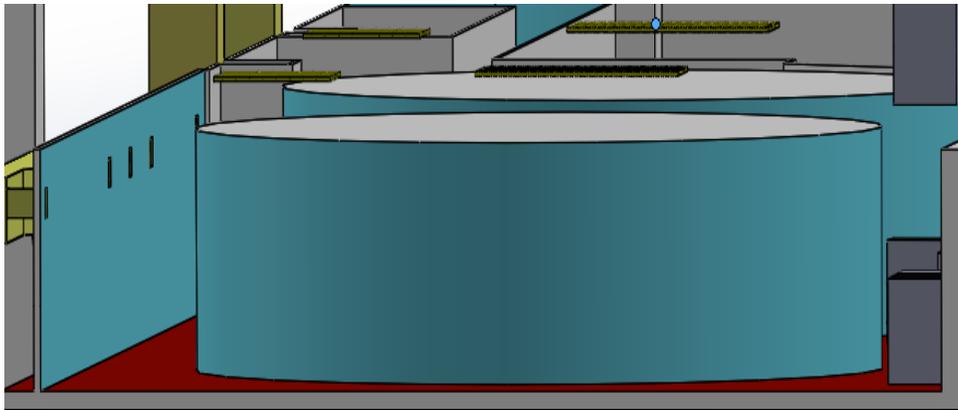


Figura 38 piso de generadores.

Volumen de generadores:

$$V_{TG} = (20 * 43.5 * 3.9) = 3393 m^3$$

Espacios no habilitados por el aire forzado.

- Sala de tableros.

$$V_B = 48.3989m^3$$

- 2 unidades generadoras

$$V_C = 717.03m^3$$

Volumen total 2, piso de generadores:

$$V_{T2} = (V_{TG} - (V_B + V_C)) = 2627.57 m^3$$

Rph del piso de generadores = 26

Caudal 2, piso de generadores

$$Q_2 = (2627.57 * 26) = 68316.8m^3/h \quad (Ec. 5)$$

$$Q_2 = \left(28316.8 \frac{m^3}{h} \right) \left(\frac{1h}{60min} \right) \left(\frac{1min}{60s} \right) = 18.9768m^3/s$$

Caudal requerido para el piso de generadores es de **18.9768m³/s**

8.4.3. CÁLCULOS DEL PISO DE EXCITADORES.

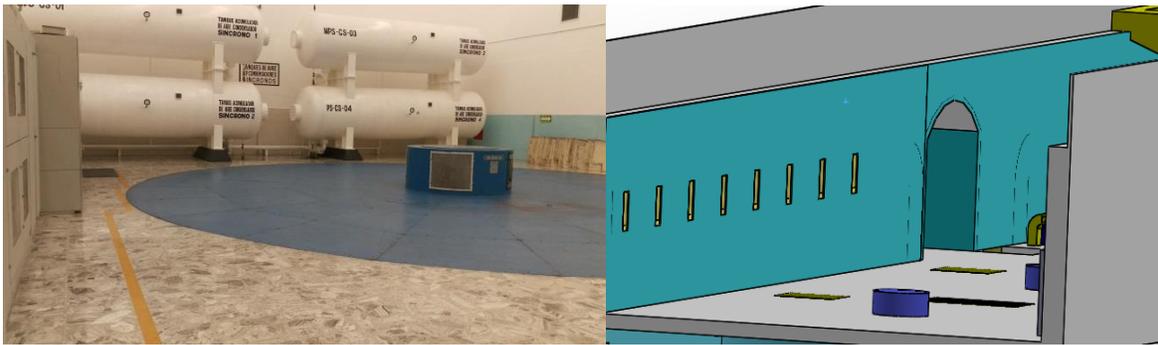


Figura 39 piso de excitadores.

Volumen piso de excitadores sección 1:

$$V_{E1} = 7395m^3$$

Volumen piso de excitadores sección 2:

$$V_{E2} = 2359.88 m^3$$

Volumen piso excitadores sección 3:

$$V_{E3} = 2584.35 m^3$$

Volumen de excitadores:

$$V_{TE} = V_{E1} + V_{E2} + V_{E3} = 12339.2 m^3$$

- 2 unidades generadoras no habilitados por el aire forzado

$$V_D = 38.1606 m^3$$

Volumen total 3, piso de excitadores:

$$V_{T3} = V_{TE} - V_D = 12301.1$$

Rph del piso de excitadores = 8

Caudal 3, piso de excitadores:

$$Q_3 = (12301.1 * 8Rph) = 98408.8m^3/h \quad (Ec. 5)$$

$$Q_3 = \left(98408.8 \frac{m^3}{h}\right) \left(\frac{1h}{60min}\right) + \left(\frac{1min}{60s}\right) = 27.3358 m^3/s$$

Caudal requerido para el piso de excitadores es de **27.3358 m³/s**

Sumaremos el caudal de cada uno de los pisos que será igual al caudal total a utilizar en la segunda etapa.

$$Q_T = (Q_1 + Q_2 + Q_3) = 60.1982 m^3/s$$

Caudal total requerido en la segunda etapa: 60.1982 m³/s

8.5. CALCULO DE PÉRDIDAS PRIMARIAS POR FRICCIÓN DE LA SEGUNDA ETAPA.

8.5.1. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE TURBINA.



Figura 40 ductos piso de turbinas.

Con el mismo procedimiento que se obtuvieron los cálculos de pérdidas en la primera etapa así mismo se obtendrán las de la segunda, utilizando la viscosidad cinemática a 25° ($\nu = 1.565 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$) como así también la rugosidad absoluta del acero galvanizado ($\epsilon = 0.15 \text{ mm}$). Por lo cual solo se plasmaran en las tablas siguientes tanto pérdidas primarias como pérdidas secundarias.

Tabla 16 pérdidas piso turbina etapa2

Numeración de pérdidas	Velocidad V(m/s)	Diámetro M	Número de Reynolds Re	Coefficiente De fricción f	Pérdidas M
hL1	21.1222	1.84226	2.48643E ⁶	0.018	2.44424
hL2	4.87211	1.84226	5.73527E ⁵	0.0185	0.026522
hL3	5.84653	1.67554	6.259 E ⁵	0.0195	0.035341
hL4	4.67722	1.67554	5.007 E ⁵	0.0198	0.074447
hL5	4.93707	1.63299	5.1515 E ⁵	0.020	0.057819
hL6	3.7028	1.63299	3.863 E ⁵	0.0203	0.011728
hL7	4.44336	1.49533	4.245 E ⁵	0.021	0.03533
hL8	2.96224	1.49533	2.83 E ⁵	0.0217	0.001623
hL9	3.52648	1.3665	3.079 E ⁵	0.0215	0.033907
hL10	1.76324	1.3665	1.539 E ⁵	0.0219	0.000254
hL11	2.51891	1.14782	1.847 E ⁵	0.022	0.059566
hL12	4.069	0.896696	2.331 E ⁵	0.023	0.073593
				TOTAL	2.83437

8.5.2. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE GENERADORES.

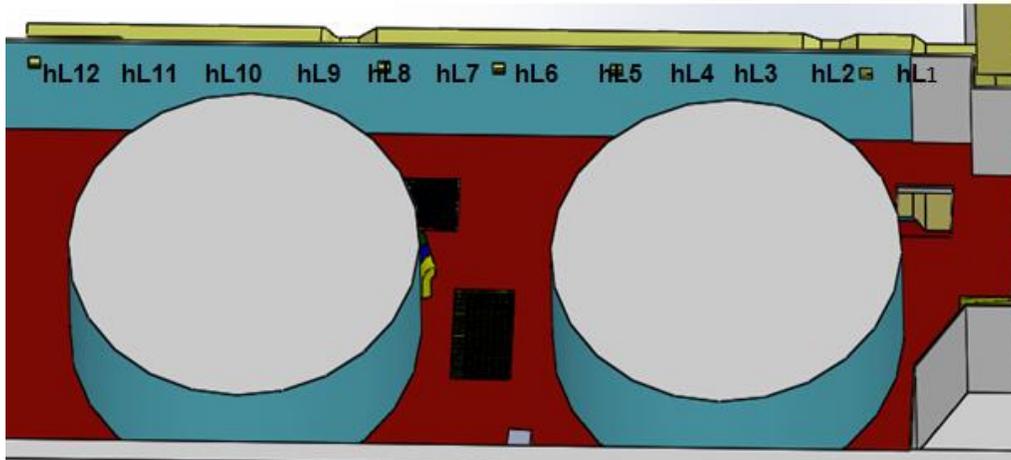


Figura 41 ductos piso generadores.

Tabla 17 perdida piso generadores etapa2

Numeración de pérdidas	Velocidad V(m/s)	Diámetro M	Número de Reynolds Re	Coficiente De fricción f	Pérdidas M
hL1	16.25	1.84226	1.9128E ⁶	0.0182	0.026592
hL2	6.65853	1.84226	7.838E ⁵	0.0184	0.051594
hL3	7.99023	1.67554	8.5546 E ⁵	0.0188	0.063639
hL4	6.39219	1.67554	6.8436 E ⁵	0.019	0.133432
hL5	6.74731	1.63299	7.04044 E ⁵	0.0195	0.105292
hL6	5.06048	1.63299	5.28 E ⁵	0.020	0.063475
hL7	6.07258	1.49533	5.802 E ⁵	0.0202	0.063475
hL8	4.04838	1.49533	3.868 E ⁵	0.0203	0.002835
hL9	4.8195	1.3665	4.208 E ⁵	0.0203	0.059796
hL10	2.4097	1.3665	2.104 E ⁵	0.021	0.000455
hL11	3.4425	1.14782	2.5248 E ⁵	0.0218	0.110244
hL12	5.56097	0.896696	3.186 E ⁵	0.023	0.137456
TOTAL					0.776391

8.5.3. PÉRDIDAS EN LOS DUCTOS DEL PISO DE EXCITADORES.

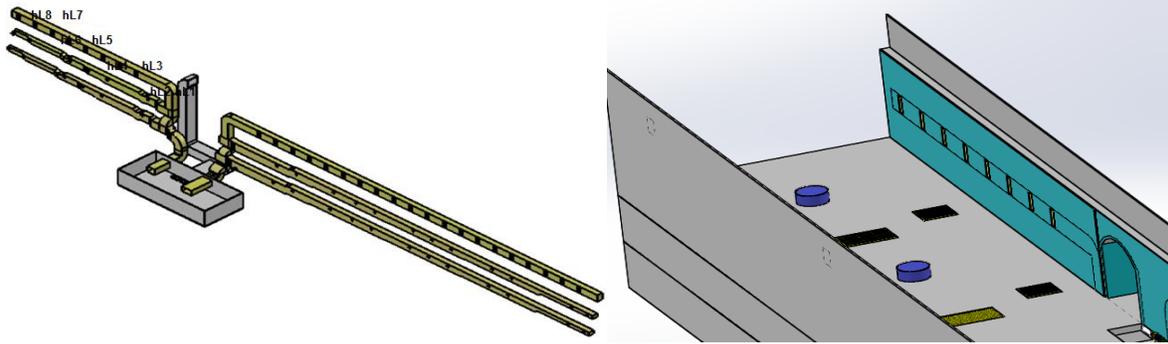


Figura 42 ductos de piso de excitadores.

Tabla 18 perdidas piso excitadores etapa2

Numeración de pérdidas	Velocidad V(m/s)	Diámetro M	Numero de Reynolds Re	Coficiente De fricción f	Pérdidas M
hL1	10.1244	1.79439	1.16E ⁶	0.019	0.652767
hL2	8.85882	1.79439	1.015E ⁶	0.0192	0.162638
hL3	7.59327	1.79439	8.706E ⁵	0.0193	0.120111
hL4	6.3277	1.79439	7.25518 E ⁵	0.0194	0.083842
hL5	5.06218	1.79439	5.804 E ⁵	0.0195	0.053936
hL6	3.79663	1.79439	4.35312 E ⁵	0.0197	0.030651
hL7	2.53108	1.79439	2.902 E ⁵	0.020	0.01383
hL8	1.26553	1.79439	1.45103 E ⁵	0.021	0.00363
TOTAL					1.12141

Total de pérdidas por fricción:

$$h_{LT} = (2.83437 + 0.776391 + 1.12141) = 4.73217 \text{ m}$$

8.6. CALCULO DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN SECUNDARIA DE LA SEGUNDA ETAPA.

8.6.1. PÉRDIDAS POR ACCESORIOS.

Accesorios	Valor de Cte. K	Total
2 CODOS 90°	0.75	1.5
	ΣK	1.5

Pérdidas por accesorios:

$$h_a = \sum K \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 9})$$

$$V = 21.1222 \text{ m/s}$$

Por tanto:

Perdida por accesorios piso de turbinas:

$$h_{a1} = 1.5 \left(\frac{21.1222^2}{2(9.81)} \right) = 34.1091 \text{ m}$$

Accesorios	Valor de Cte. K	Total
2 CODOS 90°	0.75	1.5
	ΣK	1.5

$$V = 16.2501 \text{ m/s}$$

Perdidas por accesorios piso de generadores:

$$h_{a2} = 1.5 \left(\frac{16.2501^2}{2(9.81)} \right) = 20.1885 \text{ m}$$

Accesorios	Valor de Cte. K	Total
1 CODOS 90°	0.75	0.75
	ΣK	0.75

$V = 10.1244 \text{ m/s}$

Perdidas por accesorios piso de excitadores:

$$h_{a3} = 0.75 \left(\frac{10.1244^2}{2(9.81)} \right) = 3.91833 \text{ m}$$

Total de pérdidas por accesorios de la segunda etapa:

$$h_{aa} = (h_{a1} + h_{a2} + h_{a3}) = \mathbf{58.2159 \text{ m}}$$

8.6.2. PÉRDIDAS POR CONTRACCIÓN BRUSCA.

Ecuación de reducción brusca obtenida de tabla (10).

$$h_a = Kc \frac{V_2^2}{2g}$$

Tabla 19 pérdidas por reducción brusca etapa2

Numeración de pérdidas	Velocidad $V_2(m/s)$	Valor de constante K	Pérdidas M
ha1	5.84653	0.039801	0.069341
ha2	4.93707	0.010423	0.012948
ha3	4.44336	0.036824	0.037056
ha4	3.52648	0.037711	0.023903
ha5	2.51891	0.076207	0.024645
ha6	4.06901	0.116025	0.09791
ha7	7.99023	0.039801	0.129513
ha8	6.74731	0.010423	0.024185
ha9	6.07258	0.036824	0.069212
ha10	4.8195	0.037711	0.044645
ha11	3.4425	0.076207	0.04603
ha12	5.56097	0.116025	0.182875
ha13	10.1244	0.010671	0.05575
har		TOTAL	0.818013

Total de pérdidas secundarias:

$$h_{aT} = h_{aa} + h_{ar} = 59.0339 \text{ m}$$

Total de pérdidas de la segunda etapa:

$$h_T = h_{aT} + h_{LT} = 63.7661 \text{ m} \quad (\text{Ec. 10})$$

Las pérdidas totales las convertiremos a milímetros columna de agua de la misma manera que en la primera etapa.

$$h_T = (63.7661 \text{ m}) \left(1.2998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \left(\frac{1 \text{ mm H}_2\text{O}}{9.80665 \text{ Pa}} \right) = 82.9115 \text{ mm. C. H}_2\text{O} (\text{Ec. 11})$$

Pérdida total en los ductos de la segunda etapa: 82.9115 mm. C. H₂O.

Por lo tanto obtenemos que en la primera etapa se ocupa un caudal de **142.38m³/s** con pérdidas de **571.66 mm.C.H₂O.**

Mientras que en la segunda etapa se ocupa un caudal de **60.1982m³/s** con pérdidas de **82.9115mm.C.H₂O.**

CAPITULO 9: RESULTADOS

De acuerdo al análisis y cálculos realizados llegamos a la conclusión de que los ventiladores deberán ser sustituidos por unos nuevos ventiladores. Con el caudal obtenido en cada etapa y sus pérdidas las cuales son:

En la primera etapa se ocupa un caudal de **142.38m³/s** con pérdidas de **571.66 mmH₂O**. Aquí ocuparemos ya sea un par o un solo ventilador.

En la segunda etapa se ocupa un caudal de **60.1982m³/s** con pérdidas de **82.9115mmH₂O**. De la misma manera se ocupara un par o un solo ventilador.

Para seleccionar los cinco ventiladores de extracción ubicados en el piso de excitadores, se retomaran estos mismos datos, en los cuales los caudales y pérdidas de las dos etapas serán sumadas y de acuerdo a eso serán seleccionados estos.

Filtros

Debido a la inspección y verificación realizada a los filtros que se encuentran funcionando se concluye que no se encuentran en condiciones adecuadas para estar funcionando ni mucho menos de estar cumpliendo su función por lo que se optó por una sustitución de ellos con las características siguientes:

- a) Las unidades filtrantes (filtros) son necesarias para integrar el área de filtros requeridos para cada ventilador (inyector), las cuales deben quedar instaladas en un marco porta-filtros ubicado en las ventanas de la caseta de los ventiladores.
- b) Los filtros deben ser de alta eficiencia y de tipo plano, con material filtrante metálico inoxidable, lavable, renovable, protegidos con malla de alambre, y construcción reforzada.
- c) La velocidad de filtrado debe ser de 2,0 m/s como máximo.
- d) El marco porta-filtros, debe ser de acero galvanizado.

CAPITULO: 10 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el proyecto de Modernización y actualización del sistema de ventilación de aire forzado para la casa de máquinas tipo caverna de la C. H. Malpaso, como residente, desarrolle habilidades y tuve la necesidad de profundizar en varios temas de la mecánica de fluidos para así poder hacer un análisis completo de ingeniería.

La participación y convivencia diaria con el personal que labora en la C.H. MALPASO. Es una buena oportunidad para entender como es el ambiente laboral en la industria y las lecciones que se pueden llegar a aprender en este ámbito son infinitas, así como también para familiarizarse con herramientas, maquinaria y equipos.

La participación en este proyecto de residencia proporciona una solución viable para problemas de contaminación por polvo acumulado en ductos, filtros contaminados, como también para erradicar problemas de exceso de ruido.

Durante el desarrollo del proyecto se pudo identificar y estudiar los diversos problemas del sistema de ventilación de aire forzado instalado actualmente. Por lo que este proyecto nos llevó a la realización de una actualización factible, utilizando lo más posible del sistema instalado para ayudando a minimizar costos.

En base a la observación del sistema durante el período de desarrollo del proyecto se pueden hacer las siguientes recomendaciones:

Para la adquisición de ventiladores, se deben tomar en cuenta los cálculos realizados en esta etapa de análisis, ya que así garantizaremos la óptima solución del sistema de ventilación.

Durante el montaje de equipos puede existir la posibilidad de hacer adaptaciones en el orden de los componentes debido a imprevistos por lo que pudiese llegar a necesitar algunos otros componentes.

Funciones del sistema de ventilación

El sistema de ventilación debe satisfacer las necesidades específicas de la central hidroeléctrica, tomando en cuenta las condiciones ambientales interiores y exteriores, el calor que generan los equipos y el personal que ahí labora, así como las características de calidad del aire en cada caso y en cada zona en particular, y como ya se dijo, para tener las siguientes funciones básicas:

- a) Crear las condiciones ambientales para que el personal que labora en las diferentes áreas, cuente con aire fresco y limpio.
- b) Generar y mantener las condiciones de temperatura para que el equipo electromecánico y de control de las diferentes áreas, opere en forma satisfactoria.

Deben considerarse los ventiladores y/o extractores principales de operación normal del sistema (para casa de máquinas), del mismo tipo, marca y capacidad, lo cual debe ser evaluado durante el diseño y con esto, permitir la flexibilidad de la operación, así como con las partes de repuesto de los diferentes equipos que componen el sistema.

Los ventiladores centrífugos de cada sistema, deben ser iguales en capacidad y características.

- c) Los ventiladores centrífugos suministrados, deben ser, de preferencia, clase I, ya que la velocidad del aire en los ductos, no debe exceder de 670 m/min, a menos que en algún caso especial, se requieran mayor presión y velocidad.

En dado caso que la el departamento civil llegue al acuerdo de cambiar los ductos ventilación se recomienda lo siguiente:

El diseño y construcción de los ductos de lámina, deben seguir las recomendaciones de las normas correspondientes en cuanto a sus dimensiones, métodos constructivos, refuerzos y espesores de lámina. Los ductos deben ser robustos y no deben vibrar al paso del aire, en ningún caso el espesor de la lámina debe ser menor a 0,8 mm.

Compuertas de control para ventiladores

Cada ventilador debe incluir una compuerta de control de volumen de salida y cierre en la descarga, para evitar la recirculación del aire a través del mismo, cuando éste permanezca fuera de servicio.

La compuerta debe tener las siguientes características:

- a)** Debe ser de acero galvanizado y de construcción sólida para uso rudo.
- b)** Las persianas deben ser de tipo abatible, diseño aerodinámico y cierre hermético.
- c)** Suministrar una válvula de control de flujo para aislar la válvula de cierre (check) en caso de mantenimiento.

Motores eléctricos

Los motores eléctricos que se adquieren para accionar los ventiladores, deben ser trifásicos, de inducción tipo jaula de ardilla, 60 Hz, y cumplir con lo indicado en las normas NMX-J-075/1-ANCE y NMX-J-075/3-ANCE y con las Características indicadas a continuación:

- Sobrevelocidad.

En los casos en que el acoplamiento del motor con el ventilador no sea directo, o sea que utilice bandas, debe contar con algún dispositivo de protección que corte la alimentación al motor, cuando quede funcionando en vacío, como puede ser en el caso de que las bandas se rompan, por lo que los motores deben estar diseñados para soportar una sobre velocidad del 25 % de la velocidad nominal durante dos minutos, sin sufrir daños ni deformaciones.

- El incremento de la temperatura debe ser medido por el método de resistencia.

El incremento de temperatura en las chumaceras o baleros, no debe exceder de 40° C sobre la temperatura ambiente, cuando se mida sobre la superficie externa.

- Balanceo mecánico de los motores.

La amplitud de las vibraciones de los motores en vacío, debe estar dentro de los límites señalados en la norma NMX-J-075/1 y deben ser probados conforme a la norma NMX-J-075/3.

- Nivel de ruido.

Los motores no deben exceder los niveles de ruido indicados en las normas NOM-011-STPS y NOM-081-SEMARNAT.

Partes de repuesto requeridos.

Se deben incluir las partes de repuesto considerando que cualquier repuesto indicados en la tabla 20, debe ser idéntico a los originales, con la misma garantía de calidad.

Tabla 20 partes de repuestos requeridas, según sea el caso de los ventiladores instalados.

descripción	Cantidad	unidad
Juego de chumaceras para cada uno de los ventiladores centrífugos de inyección a casa de máquinas.	1	Pieza
Motor eléctrico para los ventiladores centrífugos o axiales de extracción a casa de máquinas.	1	Pieza
Juego de chumaceras para cada uno de los ventiladores centrífugos de extracción a casa de máquinas.	1	Pieza
Juego de bandas para cada uno de los ventiladores centrífugos de inyección a casa de máquinas.	1	Pieza
Juego de bandas para cada uno de los ventiladores centrífugos de extracción a casa de máquinas.	1	Pieza
Ventilador axial completo para taller mecánico.	1	pieza
Ventilador axial (o turbo axial) completo para el foso de la turbina.	1	pieza
Filtros para aire de cada tipo.	25%	Del total
Juego de elementos térmicos de cada tipo y tamaño existente en el suministro.	1	Pieza
Juego de cestas de acero inoxidable, para los filtros de agua.	1	Pieza
Juego de motores para actuadores de válvulas automáticas (uno de cada tipo).	1	Pieza
Juego de instrumentos de medición (termómetros y manómetros).	1	Pieza
Juego de empaques para los filtros de agua y válvulas (uno de cada tipo y tamaño).	1	pieza
Tornillería (de cada tipo).	10%	Del total
Motores para actuadores eléctricos de compuertas de ventilador.		Pieza
Ventilador axial completo para cada uno de los baños.	1	Pieza
Ventilador axial completo para la subestación blindada de servicios auxiliares en 13,8 kV.	1	Pieza
Ventilador axial completo para la subestación SF ₆ .	1	pieza

También puede considerarse la instalación de un ventilador adicional como respaldo, el cual debe estar conectado y funcionar en forma automática, cuando alguno de los ventiladores programado para operación normal, quede fuera de servicio.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

García, H. A. (2004). *FUNDAMENTOS DE VENTILACIÓN MECÁNICA*. BOGOTÁ.

Martínez, J. M. (2006). SUBGERENCIA REGIONAL DE GENERACION HIDROELECTRICA GRIJALVA.
*COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD SUBGERENCIA REGIONAL DE GENERACION
HIDROELECTRICA GRIJALVA*, 25.

Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos*. PEARSON.

Sandoval, J. Á. (2012-2013). *SISTEMA DE VENTILACIÓN POR EXTRACCIÓN LOCALIZADA*.

ARCHIVO FOTOGRAFICO



Figura 44 Caracol de tubería de presión y rodete de U-4.



Figura 45 Rodete de U-4.



Figura 46 Piso excitadores visto desde grúa viajera.



Figura 47 Desmantelamiento de araña del generador en manto.



Figura 48 Mantenimiento a polos de U-4.



Figura 49 Tubería de desfogue y almacén.



Figura 50 Vertedores de servicio.



Figura 51 Obra de toma.



Figura 52 Compañeros de departamento.