

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA



**“Estudio de un sistema electromecánico – acústico encapsulado, para
cubrir una demanda eléctrica máxima de 2.7 MW”**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO**

AUTOR:

Bach. Caparachin Condori, Frank Kevin Arnold

ASESOR:

Ms. Escalante Espinosa, Nelver Javier

NUEVO CHIMBOTE – PERÚ

2024



HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe de tesis titulado:

**“ESTUDIO DE UN SISTEMA ELECTROMECHANICO – ACUSTICO ENCAPSULADO,
PARA CUBRIR UNA DEMANDA ELECTRICA MAXIMA DE 2.7 MW”**, elaborado por el
bachiller.

CAPARACHIN CONDORI, FRANK KEVIN ARNOLD

Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, ha conestado con el asesoramiento de quien
deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.



Msc. Nelyer Javier Escalante Espinoza
COD. ORCID. 000-0001-8586-3021
DNI: 32763819
ASESOR

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de tesis titulado:

**“ESTUDIO DE UN SISTEMA ELECTROMECHANICO – ACUSTICO ENCAPSULADO,
PARA CUBRIR UNA DEMANDA ELECTRICA MAXIMA DE 2.7 MW”**, elaborado por el
bachiller.

CAPARACHIN CONDORI, FRANK KEVIN ARNOLD

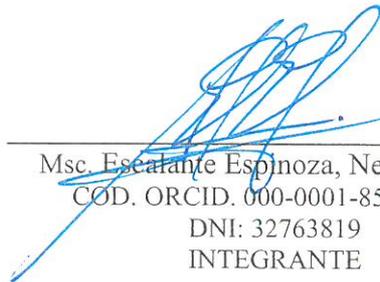
Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado
Evaluador.



Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X
DNI: 32903454
PRESIDENTE



Msc. Rios Noriega, Fredesbildo Fidel
COD. ORCID. 0009-0007-9192-360X
DNI: 32958274
SECRETARIO



Msc. Escalante Espinoza, Nelver Javier
COD. ORCID. 000-0001-8586-3021
DNI: 32763819
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

A los cinco días del mes de enero del año dos mil veinticuatro, siendo las 09:00 a.m., en el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 727-2023-UNS- CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 897-2023-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Presidente)**, **Msc. Fredesbildo Fidel Ríos Noriega (Secretario)** y el **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada **“ESTUDIO DE UN SISTEMA ELECTROMECAÁNICO-ACÚSTICO ENCAPSULADO, PARA CUBRIR UNA DEMANDA ELÈCTRICA DE 2.7 MW”**, perteneciente al bachiller **CAPARACHIN CONDORI FRANK KEVIN ARNOLD** con código de matrícula N° **0201116045**, quien fue asesorado por el Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza, según Resolución Decanal N° 348-2020-UNS-FI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
CAPARACHIN CONDORI FRANK KEVIN ARNOLD	17	BUENO

Siendo las 10:30 a.m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

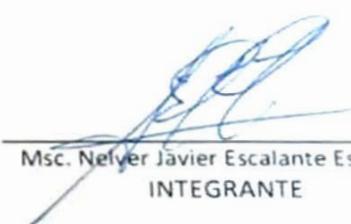
Nuevo Chimbote, enero 05 de 2024



Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
PRESIDENTE



Msc. Fredesbildo Fidel Ríos Noriega
SECRETARIO



Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza
INTEGRANTE

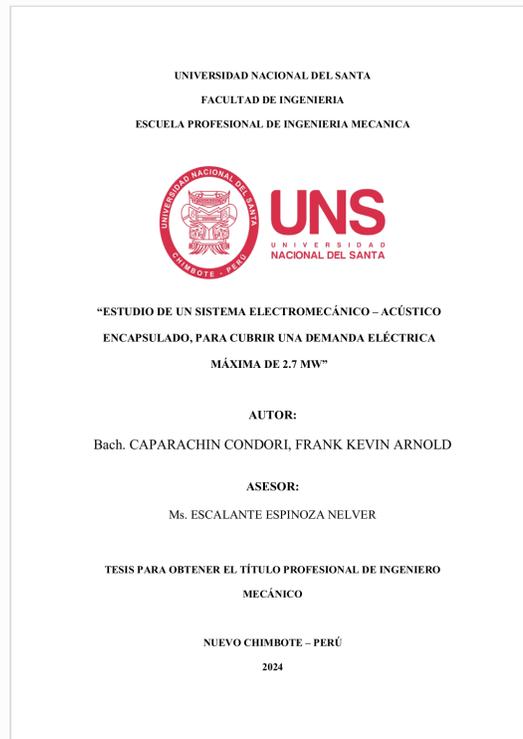


Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: FRANK KEVIN ARNOLD CAPARACHIN CONDORI
Título del ejercicio: NJEE
Título de la entrega: ESTUDIO DE UN SISTEMA ELECTROMECAÁNICO – ACÚSTICO E...
Nombre del archivo: Tesis_07_01_2024.pdf
Tamaño del archivo: 16.76M
Total páginas: 112
Total de palabras: 19,325
Total de caracteres: 101,691
Fecha de entrega: 07-ene.-2024 12:46p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entre... 2267544776



ESTUDIO DE UN SISTEMA ELECTROMECAÁNICO – ACÚSTICO ENCAPSULADO, PARA CUBRIR UNA DEMANDA ELÉCTRICA MÁXIMA DE 2.7 MW

INFORME DE ORIGINALIDAD

14%

INDICE DE SIMILITUD

14%

FUENTES DE INTERNET

3%

PUBLICACIONES

3%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uni.edu.pe Fuente de Internet	3%
2	idoc.pub Fuente de Internet	2%
3	ri2.bib.udo.edu.ve:8080 Fuente de Internet	1%
4	cybertesis.uni.edu.pe Fuente de Internet	1%
5	aprenderly.com Fuente de Internet	1%
6	fr.slideshare.net Fuente de Internet	1%
7	dspace.ups.edu.ec Fuente de Internet	1%
8	hdl.handle.net Fuente de Internet	1%

DEDICATORIA

A Dios por acompañarme durante mi camino personal y profesional, poniendo personas importantes en ella para poder lograr cada una de las metas propuestas.

A mi madre Nora Condori Reyes, una mujer luchadora social, quien me inculco valores éticos y morales, los cuales llevo hoy en día como mi marca personal, su valentía para superar obstáculos ha sido mi inspiración constante. Gracias por ser mi guía y por brindarme todo lo necesario para alcanzar mis metas académicas y profesionales. Tu amor y sacrificio son el motor que impulsa mi éxito.

A mi padre Willian Caparachin Contreras, quien a pesar de enfrentar obstáculos y no alcanzar todas sus metas personales, dejó atrás su propio desaliento para impulsarme a completar mi carrera profesional, aquello ha sido un regalo invaluable. Este logro también es tuyo.

A mi asesor Ms. Escalante Espinoza Nelver, quien confió en la investigación desde su planteamiento, y que ahora se materializa mediante el presente trabajo de investigación.

RESUMEN

En la presente investigación se analizó el comportamiento del ruido frente a materiales utilizados comúnmente en salas de los sistemas electromecánicos de potencia menor e igual a 2.7 Mega watts, los grupos electrógenos con esa potencia con frecuencia son adquiridos para los proyectos de las carteras ministeriales del gobierno, al ser motores de grandes potencias, estos llevan consigo el problema del ruido, por ello se aplicó teoría del comportamiento de los materiales acústicos, el efecto del diseño de la acústica y los accesorios trampas de sonido, con ello se logró reducir los decibeles de 110 a 80 de un sistema de grupos electrógenos de potencia 2.7MW siendo apto al cumplir el reglamento ambiental nacional.

Los materiales analizados nos revelo la importancia del tratamiento de las paredes, el insonorizar paredes sin el techo solo hace una diferencia de 2 decibeles, ese resultado es una ventaja en cuanto a reducir las áreas a tratar, disminuyendo la cantidad de trabajo e incrementando las utilidades.

La insonorización con lana de roca, con un espesor de 2 pulgadas o con el espesor de 1 pulgada solo aporta reducir 2 decibeles, esa diferencia monetaria es de 10876 dólares americanos, diferencia que no es relevante si se analiza el costo beneficio entre ambos espesores, sabiendo que ambos cumplen con la atenuación al llevarlo a menos de los 85 dB requeridos.

Luego de las simulaciones con los elementos atenuadores de sonido, se obtuvo de resultado que el silenciador resistivo mejora su atenuación acústica en razón a su profundidad, por cada 20 cm incrementa 3 dB de atenuación, la alteración de su área no mejora sus propiedades.

En general, se brindó los fundamentos claves para la construcción de sistemas electromecánicos acústicos con alta eficiencia en cuanto a los decibeles requeridos, además de cumplir con la potencia.

Palabras claves: Sistema electromecánico, ruido, prototipo acústico.

ABSTRACT

In the present investigation the behavior of noise was analyzed against materials commonly used in rooms of electromechanical systems of power less than or equal to 2.7 Mega watts, generators with that power are often acquired for projects of government ministerial portfolios, being large power engines, they carry with them the problem of noise, so we applied the theory of the behavior of acoustic materials, the effect of acoustic design and sound trap accessories, thereby reducing the decibels from 110 to 80 of a generator system power 2.7MW being suitable to meet the national environmental regulations.

The materials analyzed revealed the importance of the treatment of the walls, soundproofing walls without the ceiling only makes a difference of 2 decibels, this result is an advantage in terms of reducing the areas to be treated, reducing the amount of work and increasing profits.

The soundproofing with rock wool, with a thickness of 2 inches or with a thickness of 1 inch only contributes to reduce 2 decibels, that monetary difference is of 10876 US dollars, difference that is not relevant if the cost benefit is analyzed between both thicknesses, knowing that both comply with the attenuation by taking it to less than the required 85 dB.

After the simulations with the sound attenuating elements, the result was that the resistive silencer improves its acoustic attenuation according to its depth, for every 20 cm it increases 3 dB of attenuation, the alteration of its area does not improve its properties.

In general, the key fundamentals for the construction of electromechanical acoustic systems with high efficiency in terms of decibels required, in addition to complying with the power were provided.

Keywords: Electromechanical system, noise, acoustic prototype.

INDICE GENERAL

I.	GENERALIDADES	12
1.1.	Realidad problemática.....	12
1.2.	Antecedentes	13
1.3.	Formulación de problema.....	14
1.4.	Objetivos	14
1.4.1.	General	14
1.4.2.	Específicos	14
1.5.	Formulación de la hipótesis.....	14
1.6.	Justificación.....	15
II.	MARCO TEORICO	16
2.1.	Sistemas electromecánicos.....	16
2.2.	Clasificación de los grupos electrógenos	16
2.2.1.	Standby.....	16
2.2.2.	Prime	17
2.2.3.	Continua	18
2.3.	Elementos básicos de los grupos electrógenos.....	18
2.3.1.	Motor.....	18
2.3.2.	Sistema eléctrico del motor	18
2.3.3.	Sistema de refrigeración.....	19
2.3.4.	Alternador.....	19

2.3.5.	Depósito de combustible y base chasis	19
2.3.6.	Aislamiento vibracional	19
2.3.7.	Sistema de escape.....	20
2.3.8.	Sistema de control	20
2.3.9.	Interruptor automático de salida.....	20
2.4.	Sincronización de grupos electrógenos	20
2.4.1.	Operación de generadores en paralelo	21
2.4.2.	Sincronización.....	22
2.5.	Consideraciones para el diseño de instalación del Sistemas Electromecánicos...	22
2.5.1.	Sistemas de ventilación	22
2.5.2.	Sistema de Escape	24
2.5.3.	Cimientos y Montaje	29
2.5.4.	Sistema de Puesta a Tierra	32
2.5.5.	Sistema de servicios auxiliares.....	33
2.6.	Consideraciones para el diseño de la Sala Insonorizada	35
2.6.1.	Producción de Onda Sonora.....	35
2.6.2.	Características del sonido.....	35
2.6.3.	Procedimiento de medición del ruido.....	39
2.6.4.	Instrumento de mediación acústica	40
2.6.5.	Controles acústicos.....	40
2.6.6.	Silenciadores acústicos.....	43
2.6.7.	Emisiones acústicas de los grupos electrógenos	44

2.6.8.	Normativa ambiental por OEFA.....	46
2.6.9.	Parámetros de Diseño.....	46
III.	MATERIALES Y METODO.....	52
3.1.	Método de la investigación.....	52
1.1.1.	Selección de datos de partida.....	52
1.1.2.	Diseño del sistema electromecánico acústico.....	52
3.1.1.	Diseño de Investigación.....	52
3.1.2.	Medios y materiales.....	53
IV.	CALCULOS.....	54
4.1.	Consideraciones Iniciales.....	54
4.2.	Verificación de Potencia.....	54
4.2.1.	Datos de Grupo electrógeno.....	54
4.2.2.	Datos de Componentes.....	55
4.2.3.	Calculo potencia G.E. Stand By.....	57
4.2.4.	Calculo potencia G.E. Prime.....	58
4.2.5.	Calculo perdida de potencia por Transmisión Directa.....	58
4.2.6.	Calculo perdida de potencia por Funcionamiento en paralelo.....	59
4.2.7.	Cálculo de flujo de aire para refrigeración.....	60
4.3.	Evaluación de sala insonorizada.....	61
4.3.1.	Toma de medidas iniciales.....	61
4.3.1.1.	<i>Instrumento de medición</i>	61
4.3.2.	Superficie absorbente de la sala (Sin tratamiento).....	65

4.3.3.	Nivel de Presión sonora en la Sala (Sin tratamiento).....	66
4.3.4.	Superficie absorbente de la sala (Con tratamiento)	66
4.3.5.	Nivel de Presión sonora en la Sala (Con tratamiento).....	68
4.3.6.	Perdida de presión sonora por transmisión en una pared.....	68
4.3.7.	Nivel de Presión sonora fuera de la sala	70
4.3.8.	Simulación de tratamientos acústicos para el sistema de emergencia	73
V.	RESULTADOS Y DISCUSIONES	81
5.1.	Resultados	81
5.2.	Discusiones.....	83
VI.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	85
6.1.	Conclusiones	85
6.2.	Recomendaciones.....	86
VII.	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	87
VIII.	ANEXOS	89

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 <i>Ventilación de cuarto de generadores</i>	23
Figura 2 <i>Consideraciones de diseño de instalación</i>	25
Figura 3 <i>Cimiento aislador de vibración</i>	30
Figura 4 <i>Aislador de vibración de resorte típico</i>	32
Figura 5 <i>Diagrama de bloques del sistema de control de ruido</i>	40
Figura 6 <i>Tipos de materiales absorbentes</i>	42
Figura 7 <i>Silenciador resistivo</i>	43
Figura 8 <i>Silenciador reactivo</i>	44
Figura 9 <i>Figura comparativa de emisiones (NPS) según la fuente</i>	45
Figura 10 <i>Sonido transmitido desde un material a través de un segundo material dentro de un tercer material para una incidencia normal</i>	50
Figura 11 <i>Software acústico AKUZOFT</i>	51
Figura 12 <i>Mechanical noise analysis of Mitsubishi S12R - PTA2</i>	61
Figura 13 <i>Puntos de medición en el sistema de emergencia 2700 kW</i>	62
Figura 14 <i>Grafica de presión acústica en la banda de octavas</i>	63
Figura 15 <i>Dimensiones del silenciador tipo splitter de acuerdo con nuestro vano</i>	71
Figura 16 <i>Software AKUZOFT con datos del splitter propuesto</i>	71
Figura 17 <i>Perdida de la presión sonora en el silenciador splitter propuesto</i>	72

INDICE DE TABLAS

Tabla 1	<i>Nivel de potencia sonora (Referido a I_{pw}) medido de varias fuentes acusticas...</i>	37
Tabla 2	<i>Valores de niveles de intensidad sonora de fuentes comunes de sonido</i>	38
Tabla 3	<i>Niveles maximos permitidos de ruido para fuentes fijas.....</i>	46
Tabla 4	<i>Ficha técnica GMTLS 1368i</i>	55
Tabla 5	<i>Technical data Mitsubishi S12R PTA2.....</i>	55
Tabla 6	<i>Technical data alternator LSA 50.2 VL10.....</i>	56
Tabla 7	<i>Diagrama de eficiencia, alternador LSA 50.2 VL10.....</i>	56
Tabla 8	<i>Technical data sheet fan</i>	57
Tabla 9	<i>Technical data mitsubishi S12R PTA2.....</i>	60
Tabla 10	<i>Technical data sheet fan</i>	60
Tabla 11	<i>Mediciones de ruido en la banda de octavas</i>	64
Tabla 12	<i>Coficiente de absorción de una sala de GGEE convencional, sin tratamiento.</i>	65
Tabla 13	<i>Coficiente de absorción de una sala de GGEE convencional, con tratamiento</i>	67
Tabla 14	<i>Configuración de insonorización en toda la sala excepto piso.....</i>	73
Tabla 15	<i>Configuración de insonorización en toda la sala excepto piso y techo</i>	73
Tabla 16	<i>Configuración de insonorización en toda la sala excepto piso, con silenciador.</i>	74
Tabla 17	<i>Configuración de insonorización en toda la sala excepto piso y techo, incluyendo silenciador 1.2m</i>	74
Tabla 18	<i>Insonorización en toda la sala excepto piso y techo, incl. silenciador 1.2m.....</i>	75
Tabla 19	<i>Grupos electrogenos para sala de sistema de emergencia menor a 2.7 MW.....</i>	76
Tabla 20	<i>Análisis de grupos electrogenos menores de 2.7MW misma sala insonorizada..</i>	76
Tabla 21	<i>Análisis de sonido en grupos electrógenos con diferentes silenciadores splitter.</i>	77
Tabla 22	<i>Cotización de tratamiento acústico para sistema electromecánico completo.....</i>	78
Tabla 23	<i>Cotización de tratamiento acústico para sistema electromecánico simple.....</i>	79

INDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Ficha técnica grupo electrógeno GMTLS 1368.....	89
Anexo 2. Ficha técnica Motor Mitsubishi S12R-PTA2.	93
Anexo 3. Diagrama de análisis de sonido de Motor Mitsubishi S12R-PTA2.....	96
Anexo 4. Ficha técnica Alternador LSA 50.2 VL10	97
Anexo 5. Ficha técnica Multirad termal MRTDY18111502-R2.....	100
Anexo 6. Ficha técnica de Placas de lana de roca de alta densidad.	101
Anexo 7. Coeficientes de absorción de sonido de materiales de construcción	103
Anexo 8. Planos As-built	104

I. GENERALIDADES

1.1. Realidad problemática

Actualmente la implementación de sistemas energéticos de respaldo en edificaciones, centros comerciales y establecimientos públicos es obligatoria, en cumplimiento a los reglamentos nacionales de edificación y normas internacionales que implementa el Estado Peruano. Este requerimiento también se justifica cuando se evalúa el impacto económico en los centros comerciales cuando se tienen ausencia de energía eléctrica, esto se materializa en grandes pérdidas de dinero; dar la solución implementando generadores eléctricos es una buena opción, sin embargo, la misma solución lleva consigo el problema que acompaña a la ciudadanía todo el tiempo, el ruido.

Por ello, el tener un adecuado sistema electromecánico encapsulado tratado acústicamente es una necesidad primaria en el sector de la construcción, sin embargo, en la actualidad los diseños e instalaciones de las mismas se realiza siguiendo solo buenas prácticas, razón por la cual se decide realizar esta investigación con el fin de aportar un estudio del espectro sonido en las salas de los sistemas de emergencia para así poder proporcionar una guía con conocimientos científicos y prácticos, el cual defina los parámetros físicos y los accesorios adecuados a considerar para acondicionar acústicamente la sala, con el objetivo de lograr los decibels requeridos por el cliente en el primer intento, lo que nos llevaría en consecuencia a la alta optimización de tiempo y costo de materiales.

La problemática de la contaminación sonora de los grupos electrógenos es el objeto de estudio, por ello se analizará un sistema electromecánico de 2.7 MW al ser los más utilizados en proyectos grandes, para dar con aquellos factores que afectan a los parámetros de cumplimiento de decibeles que requiere el municipio.

1.2. Antecedentes

Los recursos con los que se cuenta para la presente investigación son las buenas prácticas de tratamiento acústico de las empresas fabricantes de grupos electrógenos, bibliografías de diseño de auditorios europeos, fichas técnicas de los materiales de aplicación acústicas, y papers.

A continuación, se mencionan casos que abordan temas referentes a sistemas electromecánicos, su diseño y la importancia de cada elemento que lo conforma, para obtener diferentes potencias eléctricas y decibeles requeridos inicialmente:

- Justo Mena, Sanchis (2013) en su tesis para obtener el grado de Maestría en Ingeniería Acústica de la Universidad Politécnica de Valencia, sintetiza lo siguiente: Hay que dar prioridad al objetivo de conseguir las mejores condiciones acústicas para el tipo de actividad a la que se destine, ya que, una vez construida la sala, cualquier mejora significativa será mucho más difícil y costosa. El aislamiento acústico debe abordarse durante la fase de diseño y construcción.
- Fernández Ibarra (2007), en su tesis para obtener el grado de Ingeniero Mecánico de la Universidad Nacional de Ingeniería, sintetiza lo siguiente: A la hora de diseñar una instalación acústica de generador se tienen en cuenta los requisitos de equipamiento e instalación. Los motivos para tener un generador y la aplicación prevista afectan a estos de diferentes maneras.

Ante la evidente escasez de información científica en el diseño y construcción de sistemas electromecánicos - acústicos, el desarrollo de la presente tesis pretende ser un gran aporte para el sector de la construcción, específicamente para generadores electrógenos, el cual por lo general es el responsable de brindar la solución electromecánica acústica al cliente.

1.3. Formulación de problema

¿De qué manera diseñar un sistema electromecánico acústico para que cumplan con la normativa nacional e internacional, optimizando tiempo y materiales, que permitirá la entrega del producto con la potencia requerida?

1.4. Objetivos

1.4.1. General

Analizar el sistema electromecánico acústico de grupos electrógenos 2.7 MW, para mejorar el diseño y simular diferentes formas de insonorización de la Sala, para luego tener una guía de diseño que cumpla con la normativa actual del Reglamento Nacional de Edificaciones.

1.4.2. Específicos

- a. Determinar el sistema electromecánico acústico de capacidad 2.7 MW para cumplir con las especificaciones técnico-ambientales.
- b. Analizar el comportamiento de los materiales acústicos utilizados en la sala de grupos electrógenos encapsulados.
- c. Simular el prototipo acústico para entender la efectividad de los elementos seleccionados para el tratamiento de ruido.

1.5. Formulación de la hipótesis

La aplicación de fundamentos mecánico-eléctricos y acústicos a un sistema electromecánico como un grupo electrógeno convencional, responderán al cumplimiento de la potencia demandada y cumplir con las normas ambientales que se establecen en el Perú.

1.6. Justificación

La selección adecuada de los elementos que conforman el grupo electrógeno permite reducir los costos de la adquisición de un grupo electrógeno por defecto, aumentando el margen de ganancia de la empresa proveedora del sistema electromecánico; además la mejora del diseño acústico de la sala puede mejorar la relación costo beneficio; a diferencia de lo que se espera de una sala con grupos electrógeno con diseño convencional, donde por lo general se tiene elementos mecánicos capaces de generar potencias eléctricas que sobrepasan a la requerida y por otro lado los materiales para la sala tienen la constante de absorción acústicas por debajo de la recomendada.

A demás el modelamiento de un mejor sistema electromecánico acústico para lograr los decibeles y la potencia eléctrica que requiere el proyecto es un beneficio ambiental debido a que como resultado proporciona un adecuado entorno laboral al interior y exterior de la sala, es decir sin contaminación sonora, a ello agregarle la buena práctica del uso de la lana de roca a cambio de los polímeros sintéticos, que hoy en la actualidad viene a ser un contaminante comúnmente utilizado.

II. MARCO TEORICO

2.1. Sistemas electromecánicos

Conocido también como grupo electrógeno, es un equipo compuesto por dos máquinas, un motor de combustión interna y un alternador; básicamente la función del motor es transformar energía térmica a mecánica y el alternador convertir esta energía mecánica en eléctrica, este sistema se utiliza para contar con energía ante cortes de alimentación de la red comercial.

2.2. Clasificación de los grupos electrógenos

Entender las diferencias entre los diferentes tipos de grupos electrógenos, nos llevara a seleccionar correctamente el grupo electrógeno para la aplicación que se requiera.

2.2.1. Standby

Su función principal es proporcionar electricidad temporal de emergencia durante un apagón. Debido a la baja demanda que satisfacen, los generadores de reserva no están equipados con protección contra sobrecargas.

Cuando se dispone de suministro eléctrico y se puede cambiar de una fuente de energía a otra de forma manual o automática, debe aplicarse al equipo la potencia nominal de reserva.

La potencia nominal habitual de un motor de reserva exige dimensionarlo para un factor de carga medio máximo del 80% y unas 200 horas al año. No utilice nunca la energía de reserva, sólo en situaciones de emergencia.

Según las normas UL, los cortes por defecto de la compañía eléctrica no se consideran emergencias.

2.2.2. Prime

Cuando un usuario no compra electricidad a una compañía eléctrica, debe utilizar generadores de energía Prime. Hay dos tipos de aplicaciones de potencia prime:

- Tiempo de ejecución indefinido:

La potencia máxima a la que se puede acceder con carga variable durante horas ilimitadas al año en un sistema de carga variable se conoce como potencia nominal prime.

Durante un período de funcionamiento de 250 horas, no se recomienda que la carga variable sea superior al 70% de la potencia nominal principal.

Las horas anuales del motor no deberían superar las 500 si funciona a plena capacidad. Sin embargo, la capacidad de sobrecarga que se dispone es 10% durante una hora de un ciclo de funcionamiento de 12 horas, por lo que deben evitarse las situaciones de sobrecarga.

- Tiempo de ejecución limitado:

En situaciones de carga no variable, la potencia prime sólo está disponible durante unas horas. Los casos en los que se prevén cortes de energía, como una reducción planificada de la energía de la red pública, están pensados para una potencia primaria limitada.

Los motores de los grupos electrógenos pueden funcionar a niveles de potencia inferiores a su potencia nominal máxima hasta 750 horas al año. En estas circunstancias, es crucial no superar nunca la potencia prime.

La vida útil de cualquier motor se verá acortada por la utilización continua de cargas elevadas, algo que el usuario final debe tener en cuenta. Cualquier aplicación que requiera más de 750 horas al año debería tener una potencia nominal continua.

2.2.3. Continua

Se utiliza en situaciones en las que la potencia de suministro funciona continuamente al 100% de carga durante un periodo de tiempo ilimitado cada año. Las aplicaciones más comunes de las unidades de alimentación continua son aquellas en las que no se puede acceder a la electricidad de la red. Las operaciones militares, agrícolas y mineras son algunos ejemplos de este tipo de aplicaciones.

2.3. Elementos básicos de los grupos electrógenos

2.3.1. Motor

El alternador necesita energía mecánica para girar y producir electricidad, y esa energía procede del motor. Debido a su rendimiento mecánico, ecológico y rentable, los motores diésel suelen ser la opción más popular para los grupos electrógenos.

2.3.2. Sistema eléctrico del motor

Se pueden utilizar 12 V o 24 V, negativo a la masa, para el sistema eléctrico del motor. El sistema tiene un motor con arranque eléctrico, una batería, sensores y alarmas para salvaguardar el motor y el generador contra ocurrencias imprevistas como caída de presión de aceite, temperatura alta, deshidratación, exceso de velocidad (para el motor), voltaje excesivo o inadecuado y sobrecarga para el alternador, entre otras.

2.3.3. Sistema de refrigeración

Para un sistema de refrigeración de motor se puede utilizar agua, aceite o aire. Un ventilador de gran capacidad hace circular aire frío por el motor como parte del sistema de refrigeración por aire para mantenerlo frío. El radiador y un ventilador interno que enfría las piezas propias del sistema conforman el sistema de refrigeración por agua/aceite. El método de refrigeración más popular es la refrigeración por agua.

2.3.4. Alternador

Un alternador protegido contra salpicaduras, autoexcitado, autorregulado y autoventilado genera la potencia eléctrica de salida.

La potencia del alternador, medida en Kva o Kw, se adecua a la potencia máxima que puede suministrar el motor de accionamiento; en otras palabras, existe una correlación directa entre la capacidad en CV del motor y la velocidad de rotación teórica, que suele ser de 1.500 rpm para 50 Hz y de 1.800 rpm para 60 Hz. Los motores pueden ser monofásicos, trifásicos o ambos.

2.3.5. Depósito de combustible y base chasis

El motor y el alternador acoplados se encuentran montados sobre la base chasis que comúnmente es llamado tanque chasis. El tanque estándar permite al grupo electrógeno tener una capacidad de 8hrs de autonomía.

2.3.6. Aislamiento vibracional

Para lograr disminuir las vibraciones causadas por el motor y alternador, el grupo electrógeno dispone de aisladores antivibración en su base. Estos aisladores se ubican entre las patas (soportes) del motor y alternador.

2.3.7. Sistema de escape

El tubo de escape y silenciador, que se colocan en el motor son parte del sistema de escape para eliminar los gases y disminuir la contaminación acústica. La eficacia del tubo de escape y el silenciador depende de las necesidades del lugar; puede atenuar más o menos los niveles de ruido en función de la normativa local.

2.3.8. Sistema de control

Para regular las cualidades de funcionamiento de la unidad y protegerla de posibles fallos, se puede instalar alguno de los modelos de paneles y sistemas de control. Al ser digitales, pueden conectarse a ordenadores locales o remotos a través de puertos de comunicación, lo que abre un amplio abanico de opciones de supervisión y control.

2.3.9. Interruptor automático de salida

Sirve de protección para el alternador, que puede controlarse manual o mecánicamente mediante un PLC, que puede ser ni más ni menos que el propio centro de mando y control del grupo electrógeno.

2.4. Sincronización de grupos electrógenos

La sincronización es el proceso de ajustar las propiedades de un alternador (generador) u otra fuente, como la tensión, la frecuencia, el ángulo de fase, la secuencia de fases y la forma de onda, a un sistema eléctrico que funcione correctamente.

Si la tensión, la frecuencia y otras especificaciones del generador no coinciden perfectamente con las de la red, no podrá alimentar el sistema eléctrico. El control de la corriente de excitación y de la velocidad del motor del generador da lugar a la sincronización.

Cuando dos alternadores (o más) colaboran para alimentar la carga, la sincronización es muy necesaria. Esto se debe al hecho de que las cargas eléctricas no son continuas y cambian

con el tiempo, lo que hace necesario el funcionamiento en paralelo de dos o más alternadores conectados entre sí para alimentar cargas mayores.

La capacidad de sincronización permite adaptar diferentes parámetros del alternador (o generador) a otro alternador o a una barra colectora. El funcionamiento en paralelo de los generadores es otro nombre que recibe el procedimiento de sincronización.

2.4.1. Operación de generadores en paralelo

La operación de dos o más generadores trabajando en paralelo tiene ventajas respecto a uno trabajando en solitario, la ventaja más relevante puede ser la disponibilidad.

Sólo podrán conectarse en paralelo los generadores que funcionen en régimen prime o continuo, donde la potencia prime equivale al 90,9% de la potencia de Standby y los generadores continuos son capaces de suministrar una potencia similar al 70% de la potencia Standby. Con los criterios anteriores, será posible crear las configuraciones necesarias para suplir la necesidad de potencia debida a aumentos de la carga, lo que resulta ventajoso.

Como cada generador tiene un interruptor motorizado que debe cerrarse sólo cuando la barra y el alternador entrante coinciden en: frecuencia, tensión y secuencia de fase; además, la onda sinusoidal de la barra común con los generadores coincide en el pico; el generador debe estar sincronizado antes de conectarlo en paralelo a una barra común. El generador está en paralelo hasta el momento en que se cierra el interruptor.

El hecho de que dos o más generadores estén conectados en paralelo no significa necesariamente que la distribución de la carga sea proporcional para cada generador. Para los generadores sincrónicos enlazados en paralelo, la distribución de la potencia aparente depende de los ajustes de tensión y frecuencia de cada generador. La tensión está controlada por la corriente de excitación en el rotor, que determina cuánta potencia reactiva suministra

el generador síncrono. Cuando la tensión interna del generador es alta, aumenta la distribución de potencia aparente.

Si el ángulo entre el generador y la barra es positivo, indica que el generador está ligeramente acelerado y entrega potencia real. Diferente cuando el generador tiene un ángulo negativo con respecto a la barra común, entonces se dice que el alternador recibe potencia real. Por último, si el ángulo del generador es igual al ángulo instantáneo de la barra común, se dice que está en vacío porque no entrega potencia.

2.4.2. Sincronización

La paralelización de dos fuentes, uno o más generadores, y el bus infinito es la sincronización, como se ha mencionado anteriormente.

Cuando un generador eléctrico se conecta en paralelo a otro, o a un sistema enorme (bus infinito), deben darse las siguientes condiciones:

- Voltajes iguales.
- Igual frecuencia.
- Igual secuencia de fases.
- Similar fase.

El cumplimiento de estos requisitos suele verificarse por un módulo de control marca Comap (módulo de sincronismo de procedencia norte americana), en donde se instala el sistema de sincronismo.

2.5. Consideraciones para el diseño de instalación del Sistemas Electromecánicos

2.5.1. Sistemas de ventilación

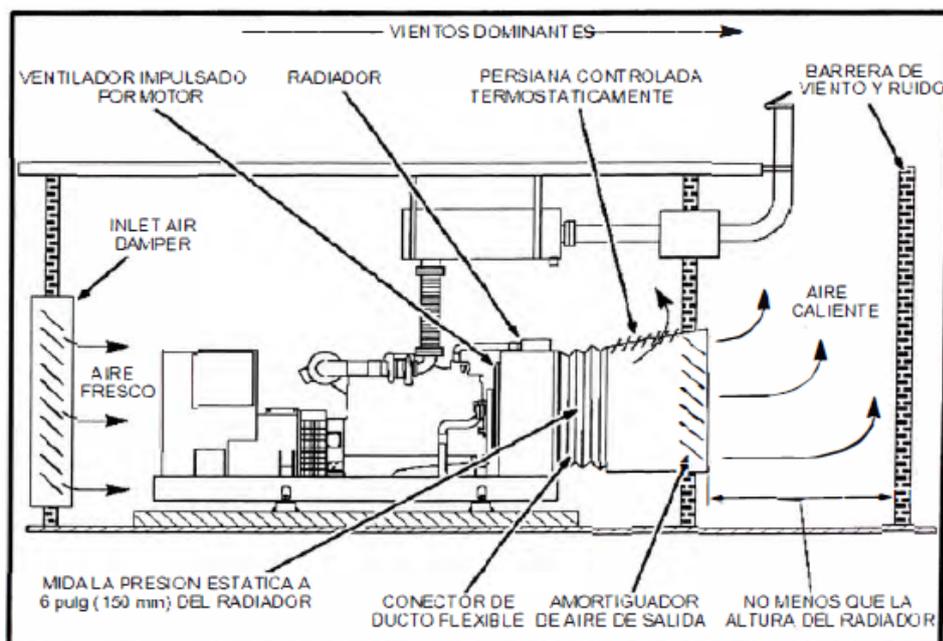
Un motor diésel pierde entre un seis y un diez por ciento de su combustible por radiación de calor a la atmósfera. Además, el calor producido por el motor puede ser fácilmente

igualado por el calor producido por generadores y tubos de escape inefficientes. El personal de mantenimiento, la baja eficiencia del combustible, el bajo rendimiento del generador, el fallo prematuro de los componentes y el sobrecalentamiento del motor se ven afectados negativamente por las elevadas temperaturas que se producen en la sala del generador.

En una situación ideal, el cuadro eléctrico, la parte trasera del generador, el motor y el radiador deberían recibir y expulsar aire limpio, fresco y seco, según la figura 1.

Figura 1

Ventilación de cuarto de generadores



Nota. Adaptado de *Manual de aplicación generadores* (p.24), por Cummins.

Para que pueda utilizarse el término "ventilación", deben cumplirse las disposiciones de extracción, inyección y barrido de aire, así mismo es importante considerar la velocidad del aire, por recomendación de los fabricantes un buen diseño debe limitar esta velocidad entre 500 – 700 f/min (150 - 220 m/min), a mayores velocidades se tiende a succionar lluvia o nieve hacia dentro del cuarto.

Los fabricantes consideran que el aumento de temperatura en habitación del grupo electrógeno es la diferencia entre la temperatura del alternador y la temperatura exterior al cuarto. La temperatura del cuerpo del radiador, que se encarga del motor, no es considerada debido a que es expulsada directamente a la intemperie. Se recomienda mantener la temperatura del cuarto en 50 °C en una aplicación Standby, lo ideal hasta 40 °C, este último limite permitirá considerar un generador más pequeño y menos costos.

El caudal requerido para regular la temperatura en el cuarto del generador se determina con la siguiente formula:

$$m = \frac{Q}{Cp * \Delta T * d} \quad (1)$$

Donde:

m = Caudal de flujo de aire que entra al cuarto, ft³/min (m³/min)

Q = Rechazo de calor del alternador al cuarto u otras fuentes de calor, Btu/min (MJ/min)

Cp = Calor específico a presión constante: 0.241 BTU/lb-°F (1.01 x 10⁻³ MJ/kg-°C)

ΔT = Incremento de temperatura en la habitación del generador respecto a la temperatura ambiente, °F (°C)

d = Densidad del aire; 0.0754 lb/ft³ (1.21 kg/cm³)

2.5.2. Sistema de Escape

El trabajo del sistema de escape consiste en eliminar adecuadamente los gases de escape del motor de las estructuras y, al mismo tiempo, dispersar los gases, el hollín y el ruido lejos de las personas y las estructuras cercanas. Es fundamental que el diseño del sistema de escape considere la reducción de la contrapresión en el motor. El humo negro, las temperaturas anormalmente altas del sistema de escape, el consumo anormalmente alto de combustible y

las averías relacionadas con las altas temperaturas del escape son todos efectos de una restricción excesiva.

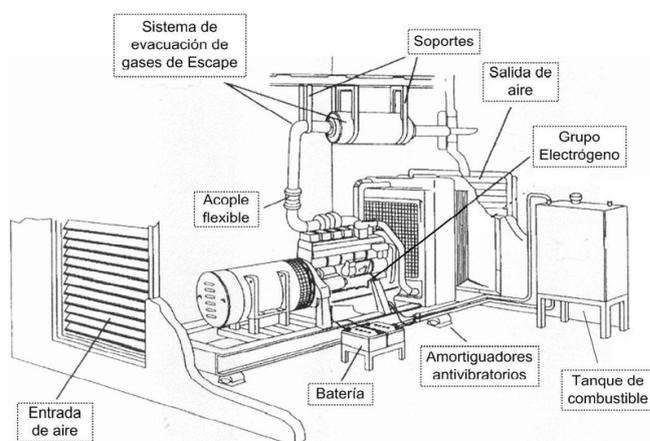
Parte principal del sistema de escape es el silenciador, para su selección se debe tener en cuenta la normativa de ruido o las preferencias locales, y también considerar si el generador estará en interiores o exteriores. Los fabricantes de generadores suelen ofrecer varias alternativas de silenciadores, que suelen colocarse dentro de la carcasa insonorizada. Se clasifican en industriales, residenciales o críticas.

El sistema de escape debe estar aislado del cuerpo del grupo electrógeno, esto debido a que el equipo está en constante movimiento. En consecuencia, se requiere un tubo flexible en la salida de escape del generador.

Para evitar daños en el sistema de escape, los múltiples de escape o turbo cargadores, los sistemas interiores que conectan grandes tubos de gases de escape también necesitan espacio para expandirse.

Figura 2

Consideraciones de diseño de instalación



Nota. Adaptado de *Manual de instalación de grupos electrógenos* (p.6), CRAM.

Consideraciones:

- Se recomienda usar acero al carbono A500 grado 40 como material para el tubo de escape, también se puede usar acero inoxidable.
- Cuando se monte el generador sobre aisladores de vibraciones, se deben fijar tubos flexibles ondulados de acero inoxidable sin soldadura con una longitud mínima de 610 mm a los puertos de salida de gases de escape del motor para posibilitar la expansión térmica, el movimiento y la vibración mecánica del generador. Los generadores más pequeños tienen aisladores de vibración incorporados por lo que deben instalarse directamente en el suelo y conectarse utilizando tubos flexibles corrugados de acero inoxidable sin soldadura de 457 mm de longitud mínima. No se recomienda doblar el tubo de escape flexible ni utilizarlo para compensar tubos de escape desalineados.
- Las conexiones de los tubos de escape pueden ser roscadas, con abrazaderas o herrajes. Aunque son más caras de instalar, las conexiones roscadas y de abrazadera son menos propensas a las fugas.
- En la salida de gases de escape del motor, el tubo de escape debe apoyarse en estructuras o soportes colgantes no inflamables. El peso del tubo sobre la salida de gases de escape del motor podría acortar la vida útil del turbocompresor al dañar el colector de escape. Además, puede provocar la transmisión de vibraciones del generador a la estructura del edificio. La transmisión de vibraciones a la estructura del edificio se reduce aún más mediante el uso de soportes aislantes.

El silenciador debe colocarse lo más cerca posible del motor para que se caliente rápidamente y evitar la corrosión causada por la humedad. La atenuación del sonido mejora cuando el silenciador se coloca cerca del motor.

Para fines de fabricación de tubos de escape se realizará según las siguientes recomendaciones técnicas:

- Los radios o curvas de doblez del tubo de gases de escape deben de ser lo más largos.
- La tubería de escape debe tener un diámetro nominal igual (o superior) al de la salida de escape del motor en toda su longitud. Además, debe confirmarse que todas las tuberías tienen un diámetro suficiente para mantener la contrapresión dentro del rango aceptable para el motor utilizado. Esto es importante porque los motores tienen diferentes tamaños de salida de escape y diferentes restricciones de contrapresión. Una tubería más larga de lo necesario es más vulnerable a la corrosión por condensación que una tubería más corta. La velocidad de los gases de escape para diseminar los gases a las corrientes de aire externas disminuye aún más por una tubería excesivamente grande.
- Para evitar riesgos de contacto involuntario, quemaduras accidentales, la activación de sistemas contra incendios, y para disminuir el calor irradiado en la sala del generador, las tuberías de escape y los silenciadores deben aislarse térmicamente. Si no están refrigerados por agua, las juntas de expansión, los colectores de escape y los turbocompresores no deben aislarse nunca. Instalar las tuberías de escape a dos o tres metros del suelo le ayudará a evitar entrar en contacto con el sistema de escape por accidente.
- Las tuberías del sistema de escape deben estar a una distancia mínima de 230 mm de cualquier estructura inflamable. Cuando el sistema de escape deba atravesar materiales o paredes inflamables, utilice arandelas o ojillos aprobados.
- Preste mucha atención a la orientación de la salida de gases de escape. Nunca dirija los gases de escape hacia el tejado de un edificio o hacia cualquier otro material

combustible. Los gases de escape de los motores diésel pueden adherirse a las superficies cercanas debido a su calor, contenido de hollín y otros contaminantes.

- Por cada 100 grados Celsius de incremento en la temperatura de los gases de escape por encima de la temperatura ambiente, el tubo de escape se dilata unos 1,14 mm por metro de tubo. Cuando se instalen tramos largos y rectos de tubería, deberán utilizarse juntas de dilatación. Además, deben utilizarse juntas de dilatación cada vez que el tubo cambie de dirección. El fabricante del motor o grupo electrógeno proporciona las temperaturas de escape.
- Las prolongaciones de los tubos de escape horizontales deben tener una pendiente descendente alejándose del motor hacia el exterior o hacia un colector de condensación. La curva ascendente del tubo requiere un tapón para este colector de condensación. Además, los purgadores de condensación deben tener silenciador. Las trampas de condensación en el sistema de escape necesitan ser drenadas como parte del mantenimiento de rutina del generador.
- Para evitar el ingreso de lluvia en el sistema de escape se utilizan los sombreros chinos o tapa antilluvia, instalados a la salida de los gases en el tubo vertical.
- Es necesario cubrir el tubo de escape con una malla y cortarlo en ángulo para que la salida del tubo de escape sea horizontal. En tales circunstancias, deben utilizarse otras protecciones, ya que las cubiertas contra la lluvia podrían congelarse en climas fríos, dejando inoperativo el motor.

Independientemente del uso, los generadores pueden estar sujetos a normas que controlan las emisiones de gases de escape a nivel local, nacional o ambos. En general, se necesitan permisos específicos para cumplir las leyes sobre emisiones. En el caso de los motores de gas o diésel, algunas zonas pueden tener clasificaciones especiales que requieren técnicas de postratamiento.

Todas las recomendaciones anteriores se deberán considerar al momento de diseñar el sistema de escape, principalmente que el máximo caudal a evacuar genere una caída de presión, lo menor posible en el sistema de escape.

2.5.3. Cimientos y Montaje

El proyecto de instalación debe evitar que niveles de vibración molestos o perjudiciales penetren en la estructura del edificio, por ello debe contar con una cimentación o base que soporte el peso del grupo electrógeno.

Es necesario que todas las piezas que se unen físicamente al generador sean flexibles para absorber la vibración sin resultar dañadas. El sistema de gases de escape del motor, los conductos de combustible, los cables de alimentación de CA, el cableado de control (que debe ser trenzado en lugar de sólido), el generador y los conductos de aire de ventilación son algunas de las piezas que deben estar aisladas. Si estos no se aíslan de la conexión física y eléctrica, puede producirse un fallo del generador en funcionamiento como consecuencia de daños por vibración en el edificio o en el generador.

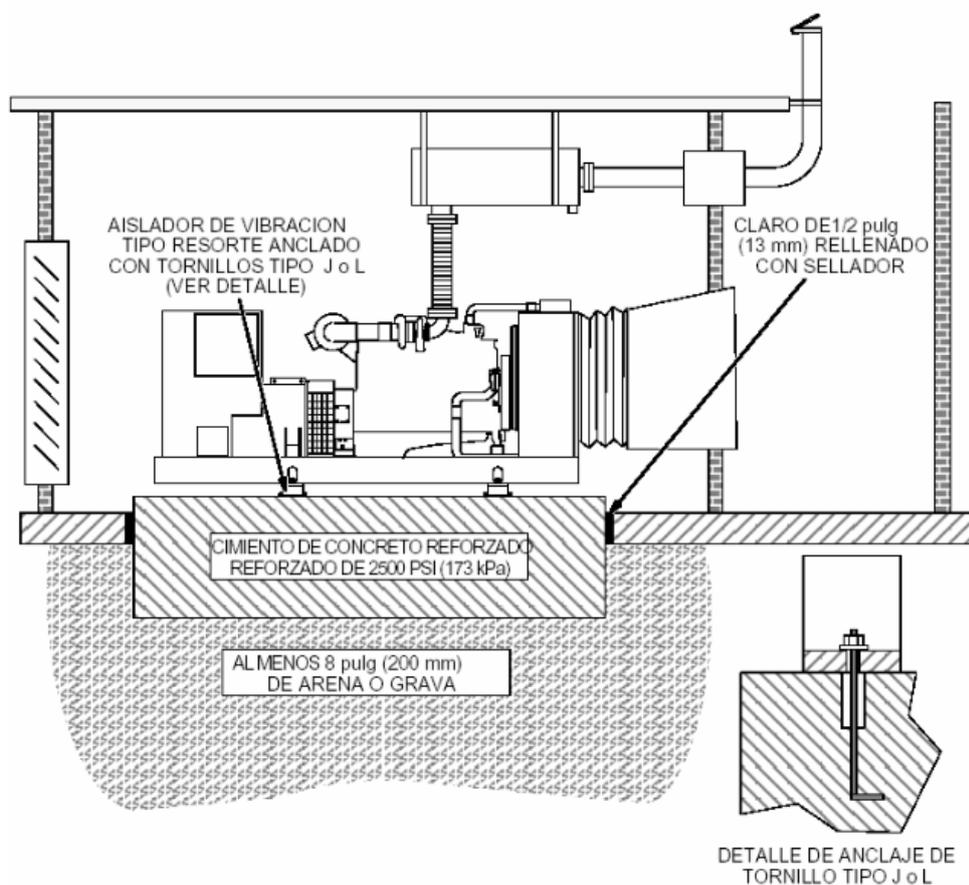
2.5.3.1. *Cimiento aislante de vibración*

El montaje del generador sobre una base aislante de vibraciones puede ser necesario en aplicaciones en las que la transmisión de vibraciones al edificio es de suma importancia. Por ello, deben tenerse en cuenta las siguientes consideraciones adicionales.

- Para resistir las cargas dinámicas, el peso (W) de la base cimiento debe ser al menos 2 veces mayor que el generador (preferiblemente 5-10). A pesar de la colocación de aisladores de vibraciones entre el depósito de combustible y el generador, no debe tenerse en cuenta el peso del combustible dentro de un depósito de subbase.

Figura 3

Cimiento aislador de vibración



Nota. Generadores enfriados por Líquido – *Manual de Aplicación* (p.80), CUMMINS.

- El cimiento debe sobrepasar por lo menos 6 pulg. (150 mm) más allá del patín en todas las direcciones, esto define la longitud (l) y el ancho (w) del cimiento.
- El cimiento debe sobrepasar cuando menos 6 pulg. (150 mm) sobre el nivel del piso para facilitar el servicio y mantenimiento del generador.
- Para evitar el levantamiento, los cimientos deben extenderse por debajo de la línea de congelación. Para los cimientos debe utilizarse hormigón reforzado con una resistencia mínima a la compresión de 17.200 kPa (2500 psi).
- Calcule la profundidad (h) del cimiento indispensable para soportar el peso necesario (W) usando la siguiente fórmula:

$$h = \frac{W}{d * l * w} \quad (2)$$

Donde:

h = Profundidad del cimiento en pies (metros)

l = Longitud del cimiento en pies (metros)

w = Ancho del cimiento en pies (metros)

d = Densidad del concreto – 145 lbs/f³ (2322 kg/m³)

W = Peso total del generador en lbs (kg)

2.5.3.2. *Aisladores de vibración*

El motor y el alternador de un generador tienen que mantenerse separados del bastidor en el que están montados. Algunos generadores utilizan aisladores de vibraciones de goma o neopreno incorporados en la máquina entre el motor/alternador y el patín, especialmente los de menor potencia. Por lo general, los patines de estos generadores pueden montarse directamente en la subestructura, el suelo o los cimientos.

Otros generadores pueden construirse con el motor/alternador fijado firmemente al patín; en estas circunstancias, durante la instalación deben utilizarse herramientas de aislamiento de vibraciones, como aisladores de resorte.

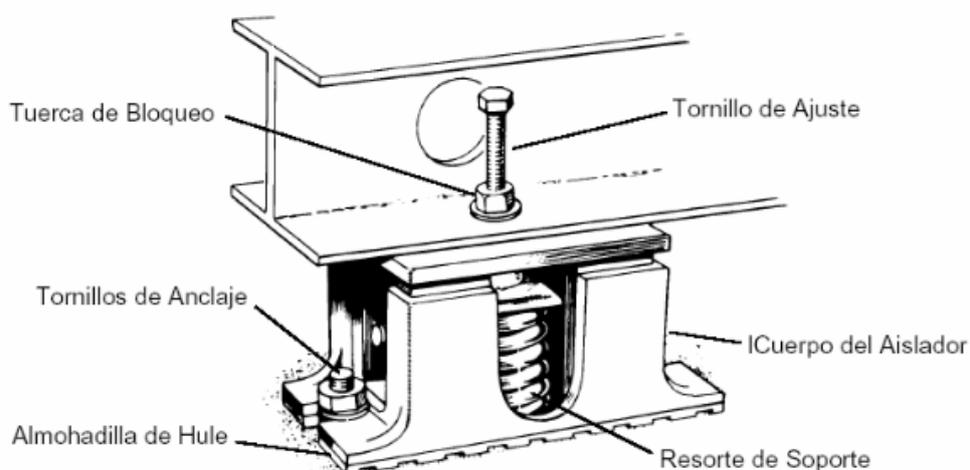
Los aisladores de resorte de acero (Figura 4) tienen la capacidad de amortiguar hasta el 98% de la energía vibratoria del generador. Al colocar los aisladores, deben seguirse los documentos del fabricante del generador. Dado que deben colocarse teniendo en cuenta el

centro de gravedad de la máquina, los aisladores no pueden colocarse simétricamente alrededor del motor.

La cantidad de aisladores necesarios varía en función del peso del generador y de los valores nominales de los aisladores.

Figura 4

Aislador de vibración de resorte típico



Nota. Generadores enfriados por Líquido *Manual de Aplicación* (p.82), CUMMINS.

2.5.4. Sistema de Puesta a Tierra

La descarga, la protección de personas y bienes son los objetivos conocidos de los sistemas de puesta a tierra; para la puesta a tierra del generador y del tablero de transferencia se tienen en cuenta los siguientes factores:

2.5.4.1. Aterrizado del sistema

La conexión a tierra del sistema es la conexión deliberada del punto neutro del generador conectado en estrella a la esquina de un generador conectado en triángulo o el punto medio del devanado monofásico de un generador conectado en triángulo a tierra.

En un sistema trifásico de cuatro hilos, es mucho más típico quitar el neutro (conductor del circuito conectado a tierra) y conectar a tierra el punto neutro del generador. El conductor del circuito conectado a tierra en un sistema delta conectado a tierra en una esquina no es neutro.

2.5.4.2. *Aterrizaje sólido*

Un sistema que está correctamente conectado a tierra es aquel que está conectado a tierra directamente por un conductor (electrodo conductor de puesta a tierra) sin ninguna resistencia intensional a la tierra. El código eléctrico obliga a adoptar esta técnica en todos los sistemas de baja tensión que incluyen con frecuencia un conductor de circuito neutro de puesta a tierra que da servicio a cargas L-N.

2.5.5. Sistema de servicios auxiliares

2.5.5.1. *Calentadores de agua*

El calentador de agua es un mecanismo que mantiene el motor del grupo electrógeno a un grado de temperatura aceptable para el arranque, lo que permite al equipo asumir la carga de inmediato en lugar de esperar a que alcance la temperatura de funcionamiento.

El refrigerante se calienta esencialmente mediante una resistencia eléctrica. El bloque motor circula mediante un termosifón, que hace subir el líquido más caliente y bajar el más frío.

Según algunas normas y estándares, el generador debe gestionar todas las cargas de emergencia en los 10 segundos siguientes a un apagón.

Dado que puede ser dificultoso arrancar y lograr la aceptación de la carga completa con generadores diésel, ciertos fabricantes de generadores limitan el rango de rendimiento de

arranque en frío a una parte del rango de emergencia del generador. Esta buena práctica reconoce que, una parte de la carga total conectable es carga de emergencia (las cargas no críticas pueden conectarse más tarde).

Para poder utilizar este tipo de sistema, el generador debe disponer de calentadores de refrigerante y situarse en lugares con temperaturas no inferiores a 4 °C.

Dado que los cobertizos de protección del entorno exterior suelen estar mal aislados, puede resultar complicado mantener caliente un generador en un entorno gélido.

2.5.5.2. Resistencia anti humedad (Des humedecedora)

Debido a lugares de instalación en donde los grupos electrógenos suelen tener presencia de humedad, la resistencia de deshumecedora es un dispositivo que ayuda dando calor a los devanados del alternador (generador) para evitar que los devanados se humedezcan.

2.5.5.3. Cargador de batería

Independientemente del tiempo que el motor haya estado apagado, este cargador se encarga de mantener las baterías completamente cargadas para que no ocurra nada inesperado cuando llegue el momento de arrancar el motor.

Aunque la batería sea nueva, después de su primer uso esta comenzara a perder carga lentamente, por ello, el cargador de baterías se encarga de mantener mediante pulsos suaves la carga al máximo.

Cuando se apague el generador, el cargador se conectará a la red eléctrica, y cuando la red eléctrica se ausente, el cargador se apagará al mismo tiempo que el generador arranque.

2.6. Consideraciones para el diseño de la Sala Insonorizada

2.6.1. Producción de Onda Sonora

El sonido viaja a través de un material elástico como una onda mecánica longitudinal.

Para crear una onda sonora, deben cumplirse dos condiciones:

- Una fuente de vibración mecánica.
- Un medio elástico donde permita viajar a la perturbación.

2.6.2. Características del sonido

2.6.2.1. *La velocidad del Sonido*

La densidad y la elasticidad del medio por el que viaja el sonido influyen en su velocidad. Ambas propiedades están influidas por la temperatura y la presión atmosférica estática P_0 para el aire. Por tanto, la velocidad de propagación del sonido es de aproximadamente 345 m/s cuando se tienen en cuenta 1 atmósfera de presión y 22 grados centígrados de temperatura como condiciones normales.

A pesar de que el aire es el medio típico para la transmisión de ondas sonoras, es fundamental recordar que el sonido puede viajar a través de cualquier otro medio espeso y elástico. Cuanto más rápido viaja el sonido a través de un medio, más denso y menos elástico es éste. Por ejemplo, el sonido de un tren se oirá mucho antes que su sonido en el aire porque el sonido de un tren se propagará por las vías a una velocidad mucho mayor que en el aire.

La velocidad del sonido en el aire fluctúa ligeramente con la temperatura (aproximadamente un $0,17\%/^{\circ}\text{C}$), es frecuente que las mediciones de un texto a otro sean sustancialmente diferentes. El hecho de que la velocidad del sonido no se vea afectada por el grado de alteración es un hallazgo importante.

2.6.2.2. Nivel de presión sonora

Es posible diferenciar entre sonidos más fuertes y silenciosos utilizando el nivel de presión sonora (intensidad). El decibelio, abreviado B, es un submúltiplo del decibelio y representa la intensidad mecánica de una onda diez veces superior a su intensidad umbral. La curva A, que es la que más se aproxima a la anatomía del oído humano, es la razón por la que se emplea el dBA.

La sonoridad incrementa a medida que el oído se aproxima a la fuente de vibración.

2.6.2.3. Potencia Sonora

La cantidad de energía acústica emitida por una fuente por unidad de tiempo se mide en términos de potencia acústica (W). La potencia será la intensidad de toda la superficie espacial que a una distancia continua de la fuente si la intensidad se define como la cantidad de energía por unidad de superficie. Naturalmente, esta superficie es una esfera, cuyo radio es igual a la distancia a la fuente.

2.6.2.4. Nivel de potencia sonora

Los vatios u otras fracciones de vatios se utilizan para representar la potencia de salida de audio de una fuente. A menudo es más práctico describirla en una escala logarítmica utilizando el decibelio (dB), una unidad de medida de nivel de potencia sonora.

La Tabla 1, muestra una serie de fuentes sonoras junto con sus niveles de potencia individuales en vatios (W) y decibelios (dB), utilizando 1 picovatio como referencia.

Tabla 1

Nivel de potencia sonora (Referido a I_pW) medido de varias fuentes acústicas

Potencia (W)	Nivel de Potencia Sonora (dB)	Fuente
100.000.000	200	Motor de un cohete
10 000	160	Motor de un avión
1 000	150	Aeroplano ligero en crucero
100	140	
10	130	
1	120	
0.1	110	Tractor oruga 150 Hp
0.01	100	Motor eléctrico 100 Hp 2600 rpm
0.001	90	
0.0001	80	Aspiradora
0.00001	70	Gaita Escocesa
0.000001	60	
0.0000001	50	
0.00000001	40	Habla susurrada
0.0000000001	30	

Nota. Harris, C. M. *Manual de medidas acústicas y control de ruido*, Mc.Graw-Hill. Tercera Edición, Volumen I. España (1995).

2.6.2.5. Intensidad acústica

La energía de la onda sonora se extiende junto con la perturbación porque sólo existe en los lugares por los que viaja la perturbación. Otros fenómenos ondulatorios, incluidos los electromagnéticos, también comparten esta característica esencial. La potencia (energía por

unidad de tiempo) que transmite una onda en un área determinada se conoce como intensidad acústica "I".

2.6.2.6. *Nivel de intensidad acústica*

Los valores de los distintos niveles de intensidad figuran en la tabla 2, y su definición es el nivel de intensidad sonora de las ondas acústicas:

Tabla 2

Valores de niveles de intensidad sonora de fuentes comunes de sonido

Niveles de intensidad Sonora	Fuentes de sonido
140 dB	Umbral del dolor
130 dB	Avión despegando
120 dB	Motor de avión en marcha
110 dB	Concierto
100 dB	Perforadora eléctrica
90 dB	Trafico
80 dB	Tren
70 dB	Aspiradora
50/60 dB	Aglomeración de gente
40 dB	Conversación
20 dB	Biblioteca
10 dB	Respiración tranquila

Nota. Miyara, F. *Control de ruido*, Universidad de Rosario. Argentina (1999).

2.6.2.7. *Reverberación*

La reverberación se produce cuando la onda directa aún se mantiene incluso cuando la onda reflejada llegue al oyente, es decir, tiempo menor de la persistencia acústica del oído.

El tiempo necesario para que el sonido en un recinto se atenúe hasta una millonésima parte de su intensidad inicial o descienda 60 dB se conoce como periodo de reverberación.

2.6.2.8. *Coefficiente de Absorción del sonido*

El porcentaje de energía acústica que se absorbe cuando las ondas sonoras inciden sobre una superficie se conoce como coeficiente de absorción acústica (α). La frecuencia del sonido que incide sobre la superficie de un material determina el coeficiente de absorción de esa sustancia. La reflexión perfecta se indica con un coeficiente de 0,00 (0% de absorción), mientras que la absorción perfecta se muestra con un coeficiente de 1,00 (100% de absorción).

2.6.3. **Procedimiento de medición del ruido**

Para efectuar nuestras mediciones acústicas, seguimos los siguientes pasos básicos:

- Elegir las cantidades que se van a medir.
- Decidir qué instrumentos, incluido el tipo de micrófono que se empleara. Es útil crear un diagrama de bloques con todos los instrumentos necesarios.
- Identifique la ubicación y el número mínimo de posiciones de los micrófonos.
- Asegúrese de que el sistema de medición es sensible efectuando todas las calibraciones necesarias.
- Medir los niveles sonoros de la fuente mientras registras todos los valores de los parámetros pertinentes que hayas elegido en los instrumentos.
- Realiza todas las correcciones necesarias en las mediciones realizadas.
- Registra por escrito la información pertinente (niveles de presión sonora, niveles de potencia sonora, etc.). Esta información incluye las lecturas de los parámetros relevantes elegidos de los instrumentos, cualquier acontecimiento extraño que pueda haber ocurrido mientras la fuente de ruido estaba funcionando y, si procede, las condiciones ambientales.

2.6.4. Instrumento de mediación acústica

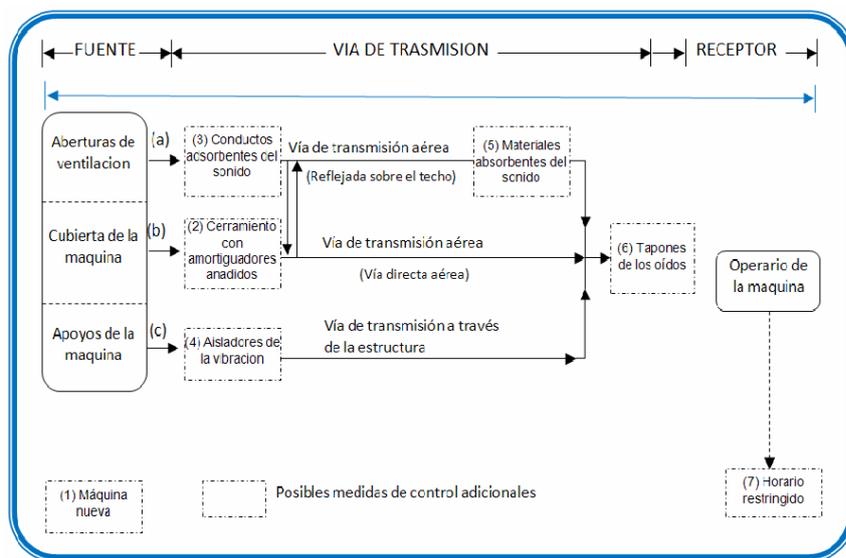
Para determinar los niveles sonoros existen diversos equipos. Entre ellos, el sonómetro, una herramienta que permite realizar una medida del nivel de presión sonora ponderada en frecuencia y tiempo, es el más utilizado. La mayoría de ellos son compactos, ligeros y fáciles de usar. Hay que leer atentamente las instrucciones del fabricante para utilizar el aparato como es debido.

2.6.5. Controles acústicos

El control acústico es aplicar un sistema de tal manera que puedan conseguir un resultado específico modificando los distintos componentes. La fuente, la vía y el receptor son los tres componentes principales del diseño que se muestra en la Figura 5 y que puede utilizarse para representar los problemas de control acústico.

Figura 5

Diagrama de bloques del sistema de control de ruido



Nota. Harris, C. M. *Manual de medidas acústicas y control de ruido*, Mc.Graw-Hill. Tercera Edición, Volumen II. España (1995).

2.6.5.1. *Aislamiento acústico*

Impiden que el sonido pase de un recinto a otro. Debido a su bajo NRC, tiene una pérdida de transmisión significativa, lo que se traduce en grandes niveles de reflexión del sonido.

Tiene sentido tratar el aislamiento acústico en aire u otros medios gaseosos (baja impedancia), por un lado, y el aislamiento en sólidos (alta impedancia), por otro, porque siempre que se quiera conseguir un factor de reflexión elevado, debe colocarse en el trayecto acústico un medio cuya impedancia (Z) sea lo más diferente posible de la del medio conductor del sonido.

Para insonorizar un recinto, hay que aislarlo acústicamente del exterior, lo que implica dos direcciones:

- Evitar que el sonido que producimos se exteriorice (evitar la contaminación acústica)
- Evitar que el ruido exterior entre en la habitación y distorsione el sonido. Es interesante mencionar que, aunque no se aumente el aislamiento, si se reduce el nivel de ruido en una habitación, también se reduce en las habitaciones adyacentes.

Para emplear los materiales y métodos adecuados en cada situación, es importante distinguir entre aislamiento y acondicionamiento acústicos cuando se trata de insonorizar:

- El aislamiento acústico protege al recinto contra la penetración del ruido.
- Por el contrario, el acondicionamiento acústico trata de mejorar la acústica de la sala ajustando variables como la naturaleza, la cantidad de reflexiones sonoras, las resonancias modales, el tiempo de reverberación, etc.

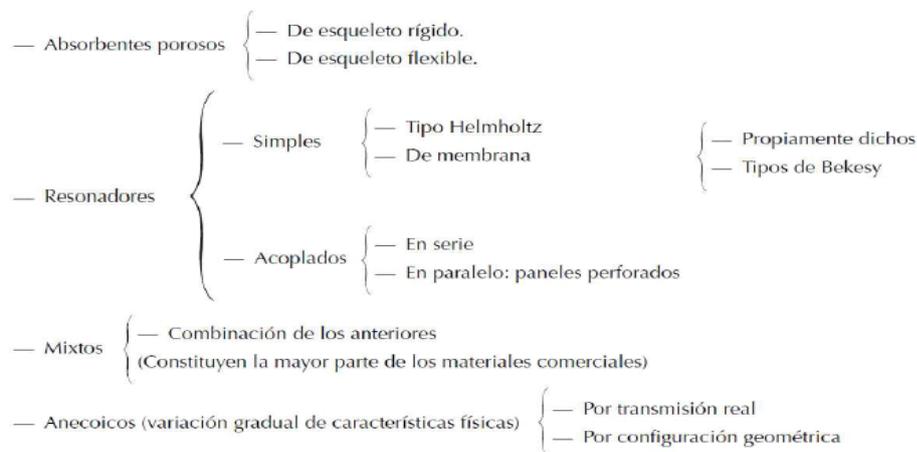
2.6.5.2. *Absorbentes acústicos*

Convierten la energía acústica de las ondas que chocan contra su superficie en calor al ser absorbidas, en resultado disminuye la energía que se acumula en el interior de un recinto. Tienen un elevado coeficiente de absorción acústica.

El siguiente sistema de clasificación permite agruparlas:

Figura 6

Tipos de materiales absorbentes



Nota. ISOVER, *Manual de aislamiento en la industria* (p.105), España: 2010.

Los más típicos, y desde luego los considerados en este informe de investigación, con características verdaderamente acústicas son los materiales porosos.

Los materiales porosos tienen un esqueleto formado por material sólido atravesado por cavidades más o menos tortuosas que conectan con el exterior. La fricción del fluido viscoso dentro de las cavidades provoca el deterioro de la energía acústica.

Hay que diferenciar entre materiales esqueléticos rígidos y flexibles en lo que se refiere al comportamiento acústico. El coeficiente de absorción de los primeros incrementa con la frecuencia, mientras que los segundos experimentan resonancias de absorción (máximos) a frecuencias bajas y medias.

2.6.6. Silenciadores acústicos

Los silenciadores son objetos que se colocan en los conductos por los que se transportan los gases. Su objetivo es reducir significativamente el ruido de transmisión.

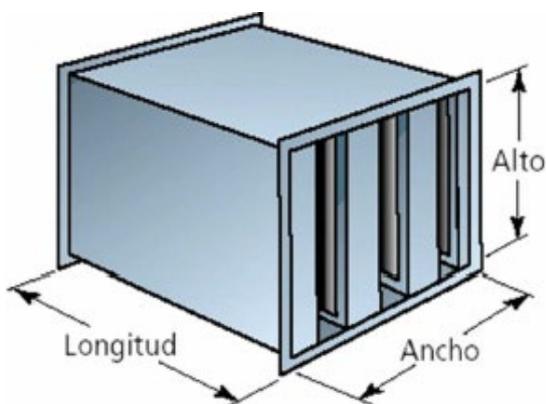
Se requiere la máxima atenuación acústica. Las circunstancias aerodinámicas específicas dependen de la velocidad del gas. La temperatura y la presión del gas determinan los componentes del supresor acústico. El espacio disponible, el caudal y la caída de presión dictan la geometría y las dimensiones del silenciador.

2.6.6.1. Silenciadores Resistivos

Son conductos metálicos de forma ciega que tienen ambos extremos abiertos y están revestidos interiormente con aislamiento acústico para forzar el flujo de aire desde la entrada hasta la salida. Los silenciadores de sección cuadrangular presentan canales paralelos, mientras que los de sección circular presentan canales concéntricos anulares. Se emplean en sistemas que requieran mover aire y atenuación significativa, se acoplan a la salida o entrada del flujo.

Figura 7

Silenciador resistivo



Nota. ISOVER, *Manual de aislamiento en la industria* (p.45), España: 2010.

2.6.6.2. Silenciadores Reactivos

Son cámaras de expansión de una o dos etapas compuestas de lata metálica que pueden manejar flujos gaseosos de hasta 500 °C con o sin contar de refuerzo aislante y/o material absorbente interno.

Se utilizan en sopladores, tubos de escape de motores de combustión interna, etc.

Figura 8

Silenciador reactivo



Nota. ISOVER, *Manual de aislamiento en la industria* (p.47), España: 2010.

2.6.7. Emisiones acústicas de los grupos electrógenos

A continuación, se enumeran las principales causas del ruido generado por los grupos electrógenos:

2.6.7.1. Ruido del motor

Generado por las fuerzas mecánicas y de combustión, varían entre 100 y 122 dB(A).

2.6.7.2. Ruido del ventilador de refrigeración

Tiene un rango de decibelios de 100 a 105 (A) y está causado por el sonido del aire que pasa por el radiador y el motor a altas velocidades.

2.6.7.3. Ruido del generador.

Se sitúa entre 80 y 90 dB(A) y se produce por la fricción entre las escobillas y el aire de refrigeración.

2.6.7.4. *Ruido de inducción*

El ruido entre 80 y 90 dB(A) es el resultado de las fluctuaciones de corriente en el bobinado del generador.

2.6.7.5. *Escape del motor*

El ruido sin silenciador varía entre 120 y 130 dB(A), diferente cuando tiene silenciador, está en un rango de 105 y 115 dB(A).

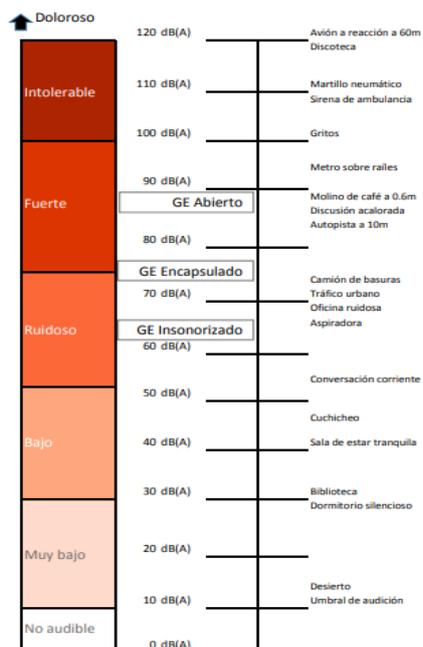
2.6.7.6. *Ruido estructural*

Se produce por la vibración mecánica de diversas secciones estructurales y del motor, que se irradia en forma de sonido.

En la figura 9 se muestra una comparación de las emisiones sonoras en función de la fuente de ruido.

Figura 9

Figura comparativa de emisiones (NPS) según la fuente



Nota. www.taiguergeneradores.com.

2.6.8. Normativa ambiental por OEFA.

El ruido debe cumplir las normas primarias de calidad ambiental definidas en las normas técnicas peruanas de acústica y medición de ruido ambiental por la OEFA, los niveles máximos de ruido permitidos en el ambiente son:

Tabla 3

Niveles Máximos permitidos de ruido para fuentes fijas

ZONAS DE APLICACIÓN	RUIDOS MOLESTOS		RUIDOS NOCIVOS
	HORARIO DIURNO (07:01 am a 10:00 pm)	HORARIO NOCTURNO (10:01 pm a 07:00 am)	CUALQUIER HORARIO
ZONA DE PROTECCIÓN ESPECIAL (Establecimientos de salud, centros educativos, asilos y orfanatos)	50 decibeles	40 decibeles	> = 70 decibeles
ZONA RESIDENCIAL	60 decibeles	50 decibeles	> = 80 decibeles
ZONA COMERCIAL	70 decibeles	60 decibeles	> = 85 decibeles
ZONA INDUSTRIAL	85 decibeles	70 decibeles	> = 90 decibeles

Nota. Extraído de OEFA (2015: 26).

2.6.9. Parámetros de Diseño

2.6.9.1. *Propagación y amortiguación del sonido en espacio libre (Nivel de presión sonora - Exteriores)*

Considerando una fuente en un espacio abierto, a medida que el receptor se separa de la fuente, el resultado es una reducción de la presión sonora inversamente proporcional a la distancia. Es importante darse cuenta de que la dispersión de la energía en un volumen más amplio es la causa de esta reducción de la amplitud.

$$Lp = Lw + 10 \log \frac{\varphi}{4\pi r^2} \quad (3)$$

Donde:

Lp = Nivel de presión sonora en el punto considerado (dB).

Lw = Nivel de potencia acústica de la fuente (dB).

r = Distancia del punto considerado a la fuente (m).

φ = Directividad de la fuente emisora, que depende del ángulo sólido de emisión. En materia de acústica arquitectónica, se suele considerar fuente omnidireccional ($\varphi = 1$)

La siguiente relación rige el nivel de presión a una distancia "r" de una fuente puntual que emite radiación esférica y es omnidireccional:

$$Lp = Lw - 10 \log 4\pi r^2 \quad (4)$$

2.6.9.2. Propagación y amortiguación del sonido en recintos (Nivel de presión sonora - Interiores)

Una fuente en un espacio cerrado emitirá ondas que chocan con las superficies del recinto para producir ondas reflejadas. Las ondas reflejadas vuelven a reflejarse, repitiéndose el fenómeno.

En consecuencia, el nivel de presión acústica de un punto está muy influido por la absorción acústica de las paredes y otras superficies que definen el área total de absorción o absorción de la sala.

El nivel de presión sonora en un punto se calcula mediante la expresión:

$$Lp = Lw + 10 \log \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{A} \right) \quad (5)$$

Donde:

L_p = Nivel de presión sonora en el punto considerado (dB).

L_w = Nivel de potencia acústica de la fuente (dB).

r = Distancia del punto considerado a la fuente (m).

$$A = \frac{S_T \times \alpha_m}{1 - \alpha_m}; \quad \alpha_m = \frac{\alpha_1 \times S_1 + \alpha_2 \times S_2 + \dots + \alpha_n \times S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad (6)$$

A = Área absorbente del local (m²).

S_t = Suma de las superficies que limitan el local (m²).

α_m = Coeficiente de absorción medio, de las superficies que limitan el local.

S_1, S_2, \dots, S_n = Áreas de las diferentes superficies que limitan el local.

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ = Coeficiente de absorción de dichas superficies que limitan el local.

La expresión $4/A$ se refiere a la disminución del nivel de presión acústica en el campo reverberante, que lógicamente depende del área de absorción de la sala.

2.6.9.3. Pérdida de presión sonora relacionado a los tiempos de Reverberación

La pérdida tiene relación directa con la diferencia de tiempos de reverberación, antes y después de tratamiento, por ello mediante la siguiente formula se podrá obtener la pérdida de presión sonora:

$$\Delta L_p = 10 \log \frac{T_1}{T_2} \quad (7)$$

Donde:

ΔL_p = Caída de presión sonora (dB)

T_1 = Tiempo de reverberación antes del tratamiento (s)

T_2 = Tiempo de reverberación después del tratamiento (s)

2.6.9.4. *Tiempo de Reverberación*

Por las características del recinto, se debe utilizar la ecuación de Eyring:

$$T_R = \frac{0,161 * V}{-S * \ln(1 - \alpha_m)} \quad (8)$$

Donde:

V = Volumen del local (m^3)

S = Suma de las superficies que limitan el local (m^2)

α_m = Coeficiente de absorción medio, de las superficies que limitan el local.

S_1, S_2, \dots, S_n = Áreas de las diferentes superficies que limitan el local.

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ = Coeficiente de absorción de dichas superficies que limitan el local.

2.6.9.5. *Perdida de potencia sonora por transmisión*

El siguiente análisis es aplicable si la pared no es demasiado delgada, en ese caso, podría ocurrir vibraciones en la pared alterando la aplicación de la fórmula. Con la siguiente ecuación se obtendrá la pérdida de presión sonora, la cual se da por la transmisión en las paredes planas.

$$T_L = 10 \log\left(\frac{1}{a_t}\right) \quad (9)$$

Donde:

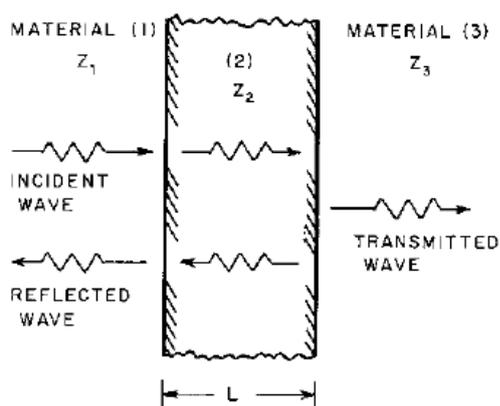
T_L = Caída de presión sonora en paredes planas (dB)

α_t = Coeficiente de transmisión de potencia acústica

La siguiente figura muestra la interacción de la transmisión del sonido:

Figura 10

Sonido transmitido desde un material a través de un segundo material dentro de un tercer material para una incidencia normal



Nota. *Industrial Noise Control and acoustics*, BARRON.

El coeficiente de transmisión de potencia acústica para paredes planas se calcula:

$$\alpha_t = \frac{4 \frac{Z_1}{Z_3}}{\left(1 + \frac{Z_1}{Z_3}\right)^2 \cos^2(k_2 l) + \left(\frac{Z_1}{Z_2} + \frac{Z_2}{Z_3}\right)^2 \text{sen}^2(k_2 l)} \quad (10)$$

Donde:

α_t = Coeficiente de transmisión de potencia acústica

Z_1 = Impedancia acústica del aire interno de la sala (Pa.s/m)

Z_2 = Impedancia acústica de la pared de la sala (Pa.s/m)

Z_3 = Impedancia acústica del aire externo de la sala (Pa.s/m)

k_2 = Número de onda de la pared (m^{-1})

L = Espesor de la pared (m)

Para tener el número de onda de la pared se calcula con la siguiente ecuación:

$$k_2 = \frac{2\pi f}{c_2} \quad (11)$$

Donde:

f = Frecuencia (Hz)

c₂ = Velocidad del sonido a través de la pared de la sala (m/s)

2.6.9.6. *Perdida de presión sonora en silenciadores pasivos disipativos tipo Splitter*

Actualmente no existe fórmula para precisar la pérdida de presión sonora en los silenciadores pasivos disipativos tipo splitter, la solución para tener la reducción de ruido de nuestro splitter en particular es modelar con un software llamado AKUZOFT, la cual carga datos de los resultados de pruebas en laboratorios acústicos certificados los cuales tienen un margen de error de ± 3 dBA, de acuerdo a la tesis “Diseño e implementación de una aplicación computacional para el modelado de soluciones acústicas” de Marco Antonio Araos Barria. Valdivia, Chile.

Figura 11

Software acústico AKUZOFT



Nota. Elaboración propia.

III. MATERIALES Y METODO

3.1. Método de la investigación

El trabajo de investigación es de carácter exploratorio, esto se debe a que no se aborda el tema de forma profunda y existe limitadas referencias bibliográficas de estudios o análisis al respecto.

1.1.1. Selección de datos de partida

- Recopilación de normas
- Definir la potencia del motor
- Condiciones de operación y decibeles requeridos

1.1.2. Diseño del sistema electromecánico acústico

- Definir el sistema electromecánico acústico con capacidad de 2.7MW.
- Comparar el comportamiento del diseño de sala insonorizada.
- Simular el prototipo del diseño de atenuadores de sonido.

3.1.1. Diseño de Investigación

La investigación se enfocará en obtener datos reales de potencia energética de grupos electrógeno de 2.7 MW y datos reales de la acústica después del montaje de la sala insonorizada. Se generarán modelos para ponerlos a prueba, los cuales mostrarán los efectos del alterar algunas medidas y comparar con las medidas previas a la aplicación de cambios.

El diseño de la investigación:

$$O_1 > X > O_2$$

X: Tratamiento aplicado al grupo experimental.

O1: Observación de la variable dependiente antes del tratamiento.

O2: Observación de la variable dependiente después del tratamiento.

X: Tratamiento aplicado al grupo experimental. “Implementación de las mejoras de los accesorios, dimensiones de materiales y diseño de paneles acústicos.”

O1: Observación de la variable dependiente antes del tratamiento. “Observación del Sistema electromecánico acústico encapsulado de 2.7 MW antes de la implementación de las mejoras de los accesorios, dimensiones de materiales y diseño de paneles acústicos.”

O2: Observación de la variable dependiente después del tratamiento. “Observación del Sistema electromecánico acústico encapsulado de 2.7 MW después de la implementación de las mejoras de los accesorios, dimensiones de materiales y diseño de paneles acústicos.”

3.1.2. Medios y materiales

- Computadora
- Catálogos de proveedores de materiales y equipos
- Software de diseño y simulación
- Equipos de medición
- Manuales, tesis o libros relacionadas al proyecto

IV. CALCULOS

4.1. Consideraciones Iniciales

El sistema de emergencia elegido como muestra pertenece al proyecto MUNA “Museo Nacional de Arqueología” que cuenta con lo siguiente:

- Potencia Útil: 2.7 MW
- Grupo electrógeno: 02 GMLTS 1368i
- Potencia Stand By: 1368 kW
- Potencia Util total: 2736 kW
- Diseño de insonorización: Tipo diafragma
- Características: Lana de roca 2 pulgadas con plancha troquelada 2mm
- Insonorización: 85dB(A) a 1 metro del local en el exterior

4.2. Verificación de Potencia

Como punto de partida se iniciará con la verificación de potencia útil del sistema de emergencia, debido a que el dato de la potencia en la ficha técnica es muy cercano a la solicitada, lo cual puede representar un riesgo cuando se genera un pico de demanda de potencia.

4.2.1. Datos de Grupo electrógeno.

- Factor de Potencia: 0.8
- Stand By: 1368 kW (1710 kVA)
- Prime: 1244 kW (1555 kVA)

Tabla 4*Ficha técnica GMTLS 1368i***GMTLS-1368i**

MODELO	FRECUENCIA	FACTOR DE POTENCIA	POTENCIA				VOLTAJE	AMPERAJE	FASE
	(HZ)		STAND BY		PRIME				
			(KW)	(KVA)	(KW)	(KVA)			
GMTLS-1368i	60	0.8	1368	1710	1244	1555	220 /127	4492.9	Tetrapolar
							380 /220	2601.2	
							440 /254	2246.5	
							480 /277	2059.2	

Nota. Generadores Gamma S.A.C.**4.2.2. Datos de Componentes.**

- Potencia del Motor (Sin Ventilador):
Stand By: 1470 kW (1971 HP)
Prime: 1340 Kw (1796 HP)

Tabla 5*Tecnical data Mitsubishi S12R PTA2*

ITEM	UNIT	STAND-BY POWER		PRIME POWER	
		60Hz	50Hz	60Hz	50Hz
Engine Speed	rpm	1800	1500	1800	1500
No. of Cylinders		12			
Bore	mm (in.)	170 (6.69)			
Stroke	mm (in.)	180 (7.09)			
Displacement	liter (in. ³)	49.03 (2992)			
Brake Horse power without Fan	HP (kW)	1971 (1470)	1763 (1315)	1796 (1340)	1602 (1195)

Nota. Ficha técnica motor Mitsubishi S12R-PTA2.

- Potencia del Alternador:
Standby: 1440 kW (1800 kVA)
Prime: 1296 kW (1620 kVA)

Tabla 6

Technical data alternator LSA 50.2 VL10

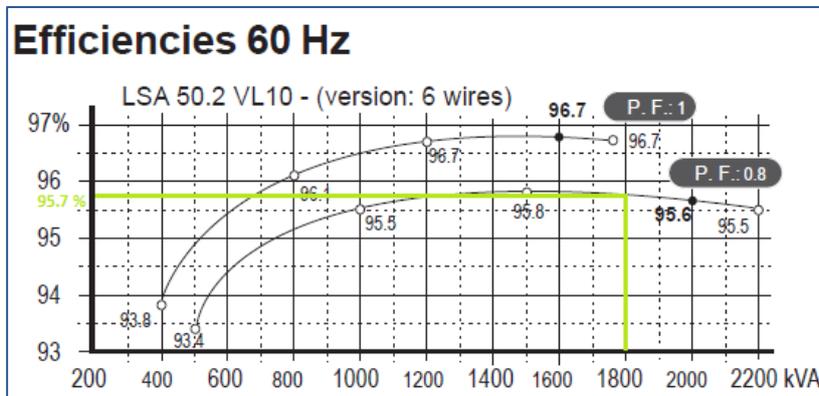
Ratings 60 Hz - 1800 R.P.M.																	
kVA / kW - P.F. = 0.8																	
Duty/T°C	Continuous duty/40°C				Continuous duty/40°C				Stand-by/40°C				Stand-by/27°C				
Class/T°K	H/125°K				F/105°K				H/150°K				H/163°K				
Phase	3 ph.				3 ph.				3 ph.				3 ph.				
Y	380V	416V	440V	480V	380V	416V	440V	480V	380V	416V	440V	480V	380V	416V	440V	480V	
Δ	220V	240V			220V	240V			220V	240V			220V	240V			
6 wires version winding n°6S																	
LSA 50.2 M6	kVA	1285	1405	1455	1560	1155	1265	1310	1405	1350	1475	1530	1640	1410	1545	1600	1720
	kW	1028	1124	1164	1250	924	1012	1048	1124	1080	1180	1224	1312	1128	1236	1280	1376
LSA 50.2 L7	kVA	1375	1500	1555	1680	1240	1350	1400	1510	1440	1575	1630	1765	1510	1650	1710	1850
	kW	1100	1200	1244	1344	992	1080	1120	1208	1152	1260	1304	1412	1208	1320	1368	1480
LSA 50.2 L8	kVA	1485	1625	1720	1875	1335	1460	1550	1685	1560	1705	1805	1965	1630	1785	1890	2060
	kW	1188	1300	1376	1500	1068	1168	1240	1350	1250	1364	1444	1572	1304	1428	1512	1650
LSA 50.2 VL10	kVA	1635	1785	1860	2000	1470	1605	1675	1800	1715	1875	1950	2100	1800	1965	2050	2200
	kW	1308	1428	1488	1600	1176	1284	1340	1440	1372	1500	1560	1680	1440	1572	1640	1760

Nota. Ficha técnica alternador LSA 50.2.

- Eficiencia del Alternador: 0.957

Tabla 7

Diagrama de eficiencia, alternador LSA 50.2 VL10



Nota. Ficha técnica alternador LSA 50.2.

- Perdida de potencia por ventilación: 34 kW

Tabla 8

Technical data sheet fan

		MULTIRAD Thermal-SYS GROUP	
Technical Data Sheet			
Customer			
Customer Reference			
Application		Genset	
MultiRad Reference		MRTDY18111502-R2	
Date		2018.11.22	
Site Conditions		Fan Data	
Required Ambient Temperature, Deg	50	Fan Drive	NA
Air Temperature Rise, Deg C	0	Fan Material	NA
Altitude, m	0	Fan Diameter, mm	NA
External Static (Duct), Pa	50	Fan Speed, RPM	NA
Special Conditions	N/A	Number of Fans	1
		Total Abs. Fan Power, kW	34

Nota. Ficha técnica Multirad thermal.

4.2.3. Cálculo potencia G.E. Stand By

Se aplicará la siguiente fórmula para calcular la potencia neta:

$$Pot. Neta G.E. StandBy = Pot. Motor Util * Efic. de transmisión Ideal * Efic. de Generador \quad (12)$$

Datos:

- Potencia Motor Útil: Potencia Motor – Pot. Ventilador = 1470 kW – 34 kW
- Eficiencia de transmisión Ideal: 1 (Transmisión de acople directo)
- Eficiencia de generador: 0.957

Reemplazando:

$$Potencia Neta G.E. Stand - By = 1436 * 1 * 0.957$$

$$Potencia Neta G.E. Stand - By = 1374.25 kW$$

$$1374.25 kW > 1368 kW$$

Superior al Requerido

4.2.4. Cálculo potencia G.E. Prime

Se aplicará la siguiente fórmula para calcular la potencia neta:

$$Pot. Neta G.E. Prime = Pot. Motor Util * Efic. de transmisión ideal * Efic. de Generador \quad (13)$$

Datos:

- Potencia Motor Útil: Potencia Motor – Pot. Ventilador = 1340 kW – 34 kW
- Eficiencia de transmisión Ideal: 1 (Transmisión de acople directo)
- Eficiencia de generador: 0.957

Reemplazando:

$$Potencia Neta G.E. Prime = 1306 * 1 * 0.957$$

$$Potencia Neta G.E. Prime = 1249.84 kW$$

$$1249.84 kW > 1243 kW$$

Superior al Requerido

4.2.5. Cálculo pérdida de potencia por Transmisión Directa

Se aplicará la siguiente fórmula para calcular la eficiencia de transmisión Real (Transmisión de acople directo) usando cualquier tipo de potencia del grupo electrógeno:

$$Pot. Neta G.E. Stand – By Real = Pot. Motor Util * Efic. de trans. Real * Efic. de Gen. \quad (14)$$

Datos:

- Potencia Neta G.E. Stand – By Real: 1368 kW (1710 kVA)
- Potencia Motor Útil: 1436 kW
- Eficiencia de transmisión Real: X
- Eficiencia de generador: 0.957

Reemplazando:

$$1368 = 1436 * Efic. de transmisión Real * 0.957$$

$$Efic. de transmisión = 0.9954 = 99.54\%$$

4.2.6. Cálculo pérdida de potencia por Funcionamiento en paralelo

Finalmente, como parte eléctrica, tenemos que calcular la potencia final que pueden suministrar los dos grupos trabajando en paralelo, que no es la suma de las potencias de los grupos electrógenos

Idealmente si es la suma de las potencias individuales porque los grupos trabajan en vacío, sin embargo, debemos asumir un contexto real, donde si hay pérdidas de potencia por problemas de sincronismo o diferencias en las impedancias de las líneas de conexión.

Por la experiencia del fabricante, la pérdida de potencia de los grupos electrógenos por trabajar en paralelo esta entre 2% y 5%.

$$Potencia\ Total\ real = 2 * Pot.\ neta\ de\ GMTLS\ 1368i * \%Perdida\ Parelelo$$

$$Potencia\ Total\ real = 2 * 1374.25 * 0.95$$

$$Potencia\ Total\ real = 2611\ kW$$

Ahora se calcula cual es la potencia que se pierde considerando que no se sincroniza correctamente, líneas de transmisión de baja calidad y mala distribución de cargas para los grupos electrógenos.

$$Perdida\ Potencia = Pot.\ Ideal - Pot.\ Real(escenario\ critico)$$

$$Perdida\ de\ Potencia = 2700\ kW - 2611\ kW$$

$$Perdida\ de\ Potencia = 89\ kW$$

Para minimizar estas pérdidas se debe tener los grupos electrógenos correctamente sincronizados (misma frecuencia y mismo voltaje), además utilizar conexiones eléctricas de alta calidad y baja resistencia para reducir la pérdida de 89 kW, que se transforman en calor.

En el pasado se sincronizaba manualmente con lo que tendríamos la pérdida de potencia mencionada anteriormente, para contrarrestar esa pérdida se trabaja con dispositivos de control para sincronización de la empresa COMAP, diseñados para automatizar el proceso de sincronización de grupos electrógenos en paralelo, utilizando algoritmos y sistemas de medición precisos para ajustar y controlar la frecuencia, el voltaje y la fase de los generadores.

4.2.7. Cálculo de flujo de aire para refrigeración

- Motor Mitsubishi:

$$\text{Flujo: } 1800 \text{ m}^3/\text{min} \text{ (} 63558 \text{ CFM)} = 30 \text{ m}^3/\text{sec}$$

Tabla 9

Technical data mitsubishi S12R PTA2

Cooling Air Flow (Std. Fan)	m ³ /min (CFM)	1800	1800		1800	1800
		(63558)	(63558)		(63558)	(63558)

Nota. Ficha técnica motor Mitsubishi S12R-PTA2.

- Radiador Multi-Rad:

$$\text{Flujo: } 32 \text{ m}^3/\text{sec}$$

Tabla 10

Technical data sheet fan

Radiator Data

Radiator Model	BWJS12R2050		
Radiator Type	Vertical		
Radiator Airflow m ³ /sec	32		
Radiator Noise, dB(A) / Distance, m	NA		
Air Inlet Temperature, Deg C	50.0	N/A	N/A
Air Outlet Temperature, Deg C	77.3	N/A	N/A
Core Type	Cu-Br	N/A	N/A
Fluid Side Pressure Drop, KPa	14.0	N/A	N/A
Fan Air Side Pressure Drop (Total), P	600	N/A	N/A
Design Margin, %	10%	N/A	N/A

Nota. Ficha técnica Multirad thermal.

$$32 \text{ m}^3/\text{seg} \text{ (} 67795.2 \text{ CFM)} > 30 \text{ m}^3/\text{seg} \text{ (} 63558 \text{ CFM)}$$

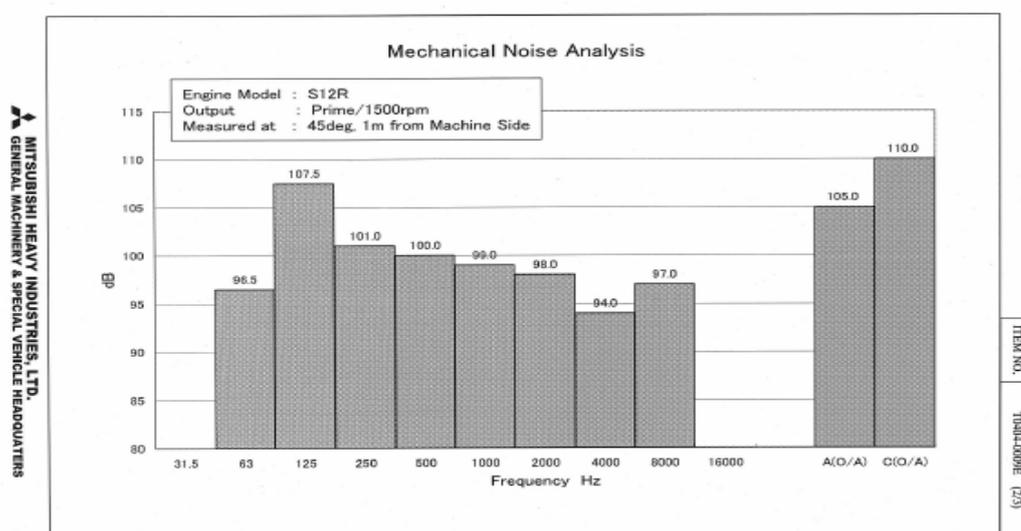
Por lo tanto, el flujo de aire es mayor a lo requerido por el fabricante del motor.

4.3. Evaluación de sala insonorizada

Para fines de cálculo se considera la fuente sonora más crítica, el motor Mitsubishi, a 500 Hz tiene según ficha técnica 100 dB, este valor puede verificarse en la figura 12, sin embargo, para fines de diseño se asume el valor más alto de la tabla 110 dB, sin considerar que este motor está dentro de un container insonorizado lo que reduce sus niveles de ruido, siendo mucho más favorable en cuanto a cumplir con los decibeles exigidos.

Figura 12

Mechanical noise analysis of Mitsubishi S12R - PTA2



Nota. Ficha técnica *Motor Mitsubishi S12R-PTA2.*

4.3.1. Toma de medidas iniciales

El motivo de la medición nace de cuantificar la contaminación acústica de un generador electrógeno cuando se encuentra en operación, en este caso se analizará a la potencia más crítica de 1368 kW. Para obtener las medidas a analizar se utilizó el sonómetro, el cual es calibrado cada año por la empresa CALPE, quien es especialista brindando servicios de metrología.

4.3.1.1. Instrumento de medición

Los instrumentos utilizados fueron proporcionados por la compañía Generadores Gamma S.A.C.

Los instrumentos utilizados son:

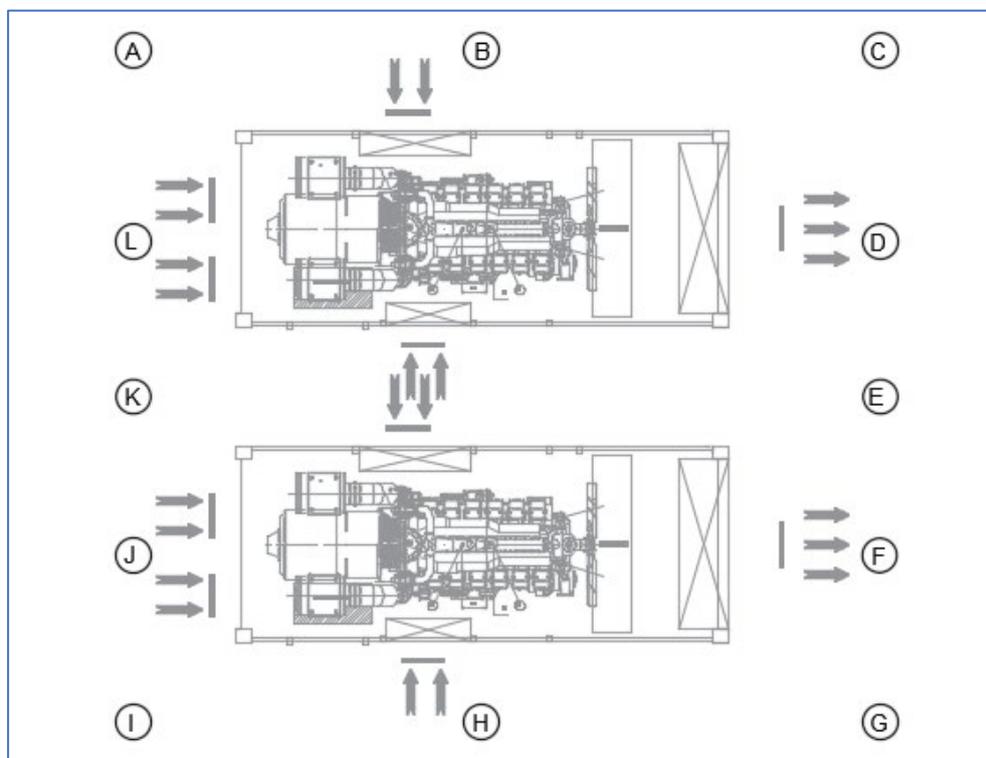
- Sonómetro Bruel & Kjaer, clase 1, modelo 2260, serie 1189334
- Micrófono Bruel & Kjaer, de 0.5 pulgadas, Modelo 4189, serie 252915
- Calibrador Bruel & Kjaer, 94dB SPL 1kHz, serie 2100558
- Accesorio trípode, filtro antiviento.

4.3.1.2. Medidas tomadas

Como parte de los procesos de calidad de la empresa, el sonómetro se calibra antes y después de cada sesión de medición tomada, con la ayuda del equipo de calibración, seguidamente se define los puntos de medición como se indica en la OSHA 1910.95, ver en la siguiente figura:

Figura 13

Puntos de medición en el sistema de emergencia 2700 kW

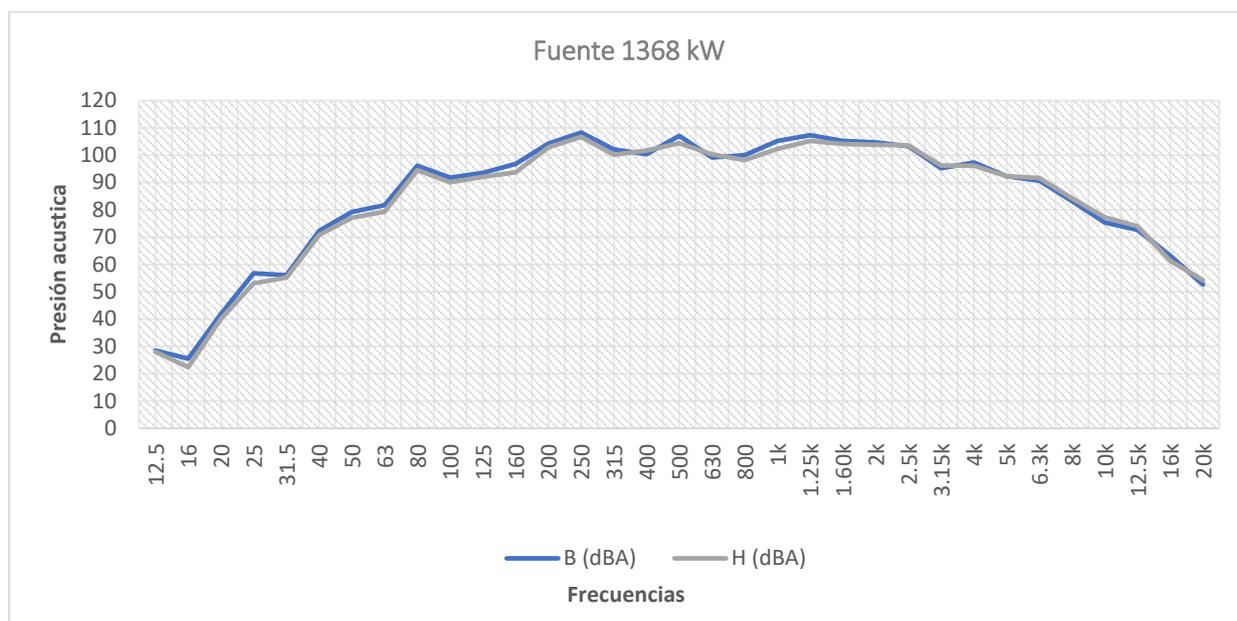


Nota. Elaboración propia.

Los resultados más críticos obtenidos de los grupos electrógenos están en los puntos B y H, estos fueron tomadas en la banda de tercios de octava en campo abierto, las mediciones se resumen en la siguiente gráfica:

Figura 14

Grafica de presión acústica en la banda de octavas



Nota. Elaboración propia.

De los datos registrados se debe calcular el nivel de presión sonora total o equivalente, con la siguiente formula:

$$LP_{tot} = 10 * \log\left(\sum 10^{\frac{LP_i}{10}}\right) \quad (15)$$

Luego de aplicar la formula se tiene que los grupos electrógenos de 1368 kW tienen un nivel de presión sonora equivalente en el punto B de 115.8 dBA y en el punto H de 114.45 dBA.

Lo anterior muestra claramente que estamos fuera de la normativa, tal como se señala en el punto “2.6.8. Normativa ambiental por la OEFA, para nuestro caso zona industrial, por ello se debe tener menor o igual a 85 dBA, de tal forma que nuestro diseño cumpla con la normativa según las condiciones del gobierno local

Para revisar con mayor detalle las mediciones tomadas, se presenta la siguiente tabla:

Tabla 11

Mediciones de ruido en la banda de octavas

Frecuencias (Hz)	Ubicación B			Ubicación H		
	db (A)	dB/10	10^(dB/10)	db (A)	dB/10	10^(dB/10)
12.5	28.5	2.85	707.9457844	28	2.8	630.957344
16	25.5	2.55	354.8133892	22.4	2.24	173.780083
20	41.85	4.185	15310.87462	40.09	4.009	10209.3948
25	56.8	5.68	478630.0923	53.1	5.31	204173.794
31.5	56.1	5.61	407380.2778	55.2	5.52	331131.121
40	72.3	7.23	16982436.52	70.8	7.08	12022644.3
50	79.2	7.92	83176377.11	77.1	7.71	51286138.4
63	81.75	8.175	149623565.6	79.34	7.934	85901352.2
80	96.15	9.615	4120975191	94.51	9.451	2824879975
100	91.8	9.18	1513561248	90.11	9.011	1025651926
125	93.55	9.355	2264644308	92.05	9.205	1603245391
160	96.83	9.683	4819477976	93.7	9.37	2344228815
200	104.25	10.425	26607250598	102.88	10.288	1.9409E+10
250	108.3	10.83	67608297539	106.7	10.67	4.6774E+10
315	102.15	10.215	16405897732	100.11	10.011	1.0257E+10
400	100.4	10.04	10964781961	101.7	10.17	1.4791E+10
500	107.1	10.71	51286138399	104.4	10.44	2.7542E+10
630	99.15	9.915	8222426499	100.33	10.033	1.0789E+10
800	100.05	10.005	10115794543	98.2	9.82	6606934480
1k	105.22	10.522	33265955329	102.31	10.231	1.7022E+10
1.25k	107.34	10.734	54200089040	105.23	10.523	3.3343E+10
1.60k	105.2	10.52	33113112148	104.1	10.41	2.5704E+10
2k	104.7	10.47	29512092267	103.8	10.38	2.3988E+10
2.5k	103.29	10.329	21330449131	103.6	10.36	2.2909E+10
3.15k	95.22	9.522	3326595533	96.22	9.622	4187935651
4k	97.32	9.732	5395106225	96.19	9.619	4159106105
5k	92.31	9.231	1702158508	92.32	9.232	1706082389
6.3k	90.66	9.066	1164126029	91.67	9.167	1468926278
8k	83.22	8.322	209893988.4	84.23	8.423	264850014
10k	75.34	7.534	34197944.25	77.29	7.729	53579665.8
12.5k	72.68	7.268	18535316.23	73.98	7.398	25003453.6
16k	63.22	6.322	2098939.884	61.34	6.134	1361444.68
20k	52.65	5.265	184077.2001	54.23	5.423	264850.014
		Sumatoria	3.87455E+11		Sumatoria	2.7895E+11
		Logaritmo	11.58822074		Logaritmo	11.4455244
		LP(Equi.)	115.8822074		LP(Equi.)	114.455244

Nota. Mediciones acústicas GMTLS 1368i – Elaboración propia.

4.3.2. Superficie absorbente de la sala (SIN TRATAMIENTO)

Tabla 12

Coefficiente de absorción de una sala de GGEE convencional, sin tratamiento

N°	SUPERFICIE	S (m2)	α	S* α
01	Techo	57	0.02	1.14
02	Piso	57	0.02	1.14
03	Posterior	45	0.02	0.9
04	Frontal	45	0.02	0.9
05	Lateral 1	36	0.02	0.72
06	Lateral 2	36	0.02	0.72
	TOTAL	276		5.52

Fuente: Información de la sala de los GMTLS 1368i – Elaboración propia.

Área de absorción o área absorbente:

$$\alpha_m = \frac{5.52}{276} = 0.02$$

$$A = \frac{S_T \times \alpha_m}{1 - \alpha_m} = \frac{276 \times 0.02}{1 - 0.02}$$

$$A = 5.63 \text{ m}^2$$

Como parte de los datos recogidos de la sala del sistema de emergencia, se necesita la distancia a la fuente sonora, en ese caso se toma el promedio de las distancias críticas o más cercanas a la pared:

$$r = \frac{1.9 + 1}{2}$$

$$r = 1.45 \text{ m}$$

4.3.3. Nivel de Presión sonora en la Sala (SIN TRATAMIENTO)

El cálculo del nivel de presión sonora en la sala es lo primero para entender la magnitud del ruido que debemos tratar:

$$Lp = Lw + 10 \log\left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{A}\right)$$

$$Lp = 115.8 + 10 \log\left(\frac{1}{4\pi * 1.45^2} + \frac{4}{5.63}\right)$$

$$Lp = 114.54 \text{ dB}$$

Para reducir ese nivel de presión sonora teórico se debe tratar acústicamente las paredes, lo que reduce el tiempo de reverberación, dando como resultado la caída del nivel de presión sonora en el medio, por ello primero se debe calcular el tiempo de reverberación inicial con la siguiente ecuación:

$$T_{R1} = \frac{0,161 * V}{-S * \ln(1 - \alpha_m)}$$

$$T_{R1} = \frac{0,161 * 315.4}{-276 * \ln(1 - 0.02)}$$

$$T_{R1} = 9.10 \text{ s}$$

4.3.4. Superficie absorbente de la sala (CON TRATAMIENTO)

Se utiliza los datos del material propuesto, lana de roca de 2 pulgadas para el tratamiento acústico de la sala del sistema de emergencia.

Tabla 13

Coefficiente de absorción de una sala de GGEE convencional, con tratamiento

Nº	SUPERFICIE	S (m2)	α	S* α
01	Techo	57	0.8	45.6
02	Piso	57	0.02	1.14
03	Posterior	45	0.8	36
04	Frontal	45	0.8	36
05	Lateral 1	36	0.8	28.8
06	Lateral 2	36	0.8	28.8
	TOTAL	276		176.34

Nota. Información de la sala de los GMTLS 1368i – Elaboración propia.

Área de absorción o área absorbente real:

$$\alpha_m = \frac{176.34}{276} = 0.639$$

El tiempo de reverberación del recinto luego del tratamiento acústico se calcula mediante la fórmula de Norris y Eyring:

$$T_{R2} = \frac{0,161 * V}{-S * \ln (1 - \alpha_m)}$$

$$T_{R2} = \frac{0,161 * 315.4}{-276 * \ln (1 - 0.639)}$$

$$T_{R2} = 0.18 \text{ s}$$

4.3.5. Nivel de Presión sonora en la Sala (CON TRATAMIENTO)

El nivel de presión sonora dentro de la sala después del tratamiento es la resta del nivel de presión inicial con la diferencial de presiones, esa diferencial se calcula con los tiempos de reverberación:

$$\Delta Lp = 10 \log \frac{T_1}{T_2}$$

$$\Delta Lp = 10 \log \frac{9.10}{0.18}$$

$$\Delta Lp = 17 \text{ dB}$$

Por lo tanto, el nivel de presión sonora en la sala luego del tratamiento caustico:

$$Lp2 = 115.8 - \Delta Lp$$

$$Lp2 = 115.8 - 17$$

$$Lp2 = 98.8$$

4.3.6. Perdida de presión sonora por transmisión en una pared

Para poder aplicar la fórmula que permite calcular la pérdida de presión sonora por transmisión, primero se debe tener diversos datos, empezando por la impedancia del primer medio de transmisión, es decir el aire.

En la visita realizada a la sala del sistema de emergencia, la temperatura ambiente dentro de la sala en operación fue 25°C, por lo tanto, la impedancia acústica:

$$Z_1 = 409,8 \frac{\text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{m}}$$

La temperatura del aire registrada en el exterior de la sala fue de 16°C, por lo cual se tiene una impedancia:

$$Z_3 = 408,7 \frac{\text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{m}}$$

Como medio de propagación media tenemos el bloque de hormigón, cuya impedancia es:

$$Z_2 = 7,47 \times 10^6 \frac{\text{Pa} \cdot \text{s}}{\text{m}}$$

Para el número de onda de la pared a 500 Hz, y la medida de la velocidad del sonido hacia la pared en 4270 m/s, aplicaremos la fórmula:

$$k_2 = \frac{2\pi f}{c_2}$$

$$k_2 = \frac{2\pi \times 500}{4270}$$

$$k_2 = 0.74 \text{ m}^{-1}$$

El coeficiente de transmisión de potencia acústica de la pared de la sala de muestra, de espesor 11 centímetros, es:

$$a_t = \frac{4 \frac{409,8}{408,7}}{\left(1 + \frac{409,8}{408,7}\right)^2 \cos^2(0.74 \times 0.11) + \left(\frac{409,8}{7,47 \times 10^6} + \frac{7,47 \times 10^6}{408,7}\right)^2 \sin^2(0.74 \times 0.11)}$$

$$a_t = 0.00591$$

Con los datos obtenidos se calcula la pérdida de nivel sonoro por trasmisión:

$$T_l = 10 \log\left(\frac{1}{0.00591}\right)$$

$$T_l = 22.28 \text{ dB}$$

4.3.7. Nivel de Presión sonora fuera de la sala

Con los niveles calculados anteriormente podemos empezar a descontar las pérdidas causadas por la transmisión en la pared, entonces los decibeles que tendremos en el exterior de la sala:

$$l_v = 98.8 - 22.28$$

$$l_v = 76.52 \text{ dB}$$

Ahora para fines de medición por norma, esta se debe hacer a 7 metros de la sala (a campo abierto), por lo que se calculara de la siguiente forma:

$$l_v = 76.52 - 10 \log (4\pi(7)^2)$$

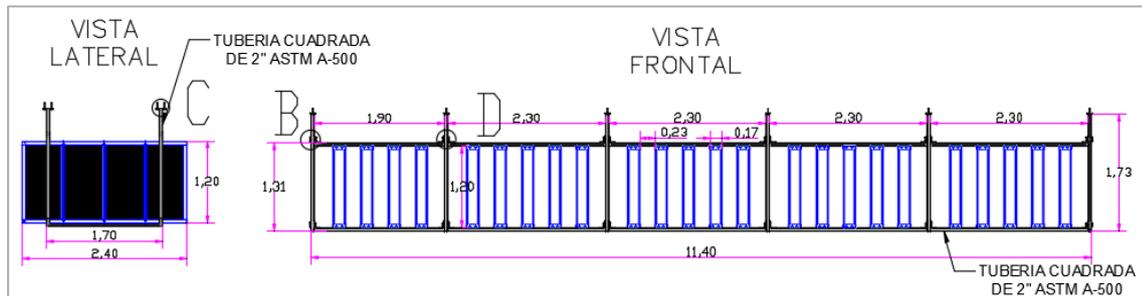
$$l_v = 48.62 \text{ dB}$$

Entonces como se aprecia, el valor obtenido es menor al requerido por el RNE (Reglamento nacional de edificaciones), considerando las condiciones de trabajo se asume factor de servicio 20%, dando como resultado 58 dB, de igual forma el cálculo asegura el confort de los colaboradores y público del Museo.

Sin embargo, ese no es el nivel de presión sonora en el pasadizo donde se toma el aire para el sistema de emergencia, esto se debe a que la pared no es el único medio para llegar al pasadizo, también se tiene al silenciador tipo splitter el cual no es menos eficiente en cuanto a retención de sonido, por ello se debe tener la reducción de presión sonora por el silenciador para tener la presión sonora en el pasadizo, lo cual se determinara con la ayuda del modelamiento de software, para ello se toman las medidas reales de acuerdo al plano realizado.

Figura 15

Dimensiones del silenciador tipo splitter de acuerdo con nuestro vano



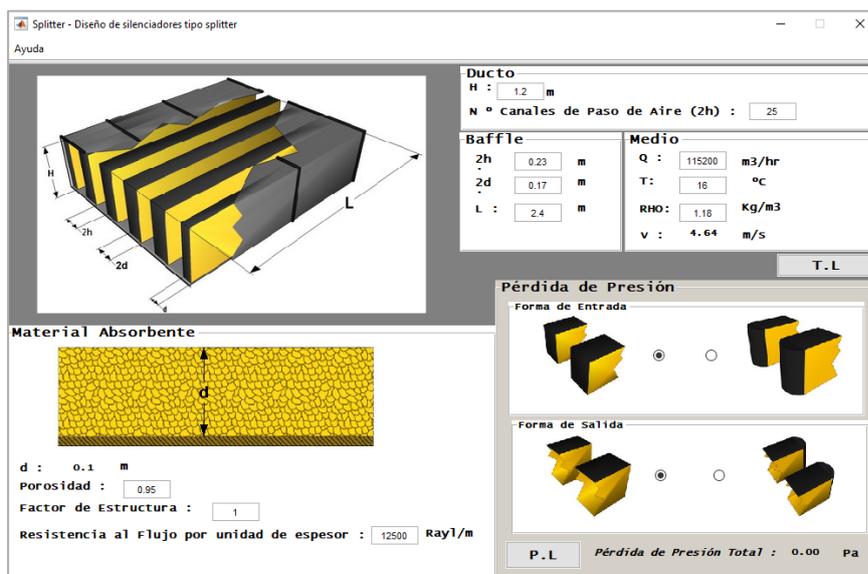
Nota. Elaboración propia.

Estas dimensiones del vano están en relación con el área del radiador del grupo electrógeno, con el fin de cumplir con las buenas prácticas de ventilación que recomiendan los fabricantes.

Los datos que se ingresan son el ancho de los paneles, el largo y el alto, así como la cantidad de paneles, las separaciones entre ellos, y los datos físicos de los materiales que se usaran como atenuador acústico que en este caso es duct liner de 1 pulgada.

Figura 16

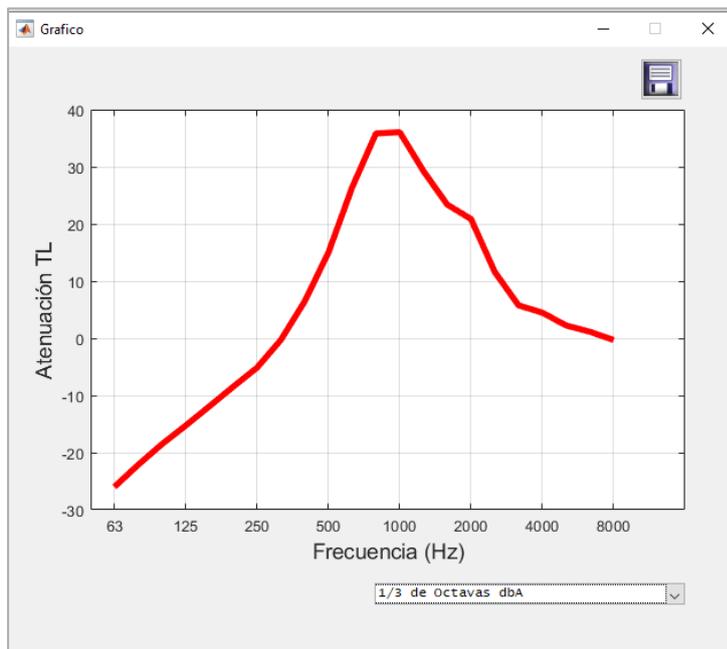
Software AKUZOFT con datos del splitter propuesto



Nota. Elaboración propia.

Figura 17

Perdida de la presión sonora en el silenciador splitter propuesto



Nota. Elaboración propia.

De acuerdo con la simulación tenemos una pérdida de 35 dBA, los cuales afectaran a los decibeles que se generaran dentro de la sala:

$$l_v = 115.8 - 35$$

$$l_v = 80.8 \text{ dB}$$

Ahora para fines de medición por norma, esta se debe hacer a 7 metros de la sala (a campo abierto), por lo que se calculara de la siguiente forma:

$$l_v = 80.8 - 10 \log (4\pi(7)^2)$$

$$l_v = 52.90 \text{ dB}$$

Claramente se puede afirmar que el diseño cumple con los decibeles requeridos por las normativas municipales, y en específico del municipio que se tiene como muestra.

4.3.8. Simulación de tratamientos acústicos para el sistema de emergencia

Para sacar una tabla que pueda facilitar la elección de los materiales que se necesita para tener una insonorización con costos optimizados, se hará diferentes simulaciones haciendo particular enfoque en el tratamiento en las paredes debido a que este define el mínimo decibel logrado.

Tabla 14

Configuración de insonorización en toda la sala excepto piso

Características de Sala					Presión sonora		
Área total	Espesor Lana de roca	Área de absorción	Perdida por pared 11cm	ΔL_p	Fuente	Después de tratamiento	Después de la pared
276	2 pulgadas	176.34	22.28	17	115.8	98.8	76.52
276	1.5 pulgadas	161.01	22.28	16.36	115.8	99.44	77.16
276	1 pulgada	141.3	22.28	15.48	115.8	100.32	78.04
276	0 pulgadas	5.63	22.28	0	115.8	115.8	93.52

Nota. Información de la sala de los GMTLS 1368i – Elaboración propia.

Tabla 15

Configuración de insonorización en toda la sala excepto piso y techo

Características de Sala					Presión sonora		
Área total	Espesor Lana de roca	Área de absorción	Perdida por pared 11cm	ΔL_p	Fuente	Después de tratamiento	Después de la pared
276	2 pulgadas	131.88	22.28	15.05	115.8	100.75	78.47
276	1.5 pulgadas	120.54	22.28	14	115.8	101.8	79.52
276	1 pulgadas	105.96	22.28	13	115.8	102.8	80.52

Nota. Información de la sala de los GMTLS 1368i – Elaboración propia.

Por el contrario, en la tabla aplicativa para el diseño de los splitter para un caso particular solo se podría variar la profundidad, dado que el área ya está definida por el radiador del equipo que se requiere insonorizar.

En este primer análisis se considera el diseño más generoso, de tener todas las superficies insonorizadas a excepción del piso, en ese ambiente se propone colocar un silenciador splitter de 2.4m, para el caso más crítico teniendo un espesor de lana de roca de 1 pulgada se tiene como ruido en el exterior de la sala unos 65.32 dB.

Tabla 16

Configuración de insonorización en toda la sala excepto piso, incluyendo silenciador

Características de Sala				Presión sonora (dB)			
Área total	Espesor Lana de roca	Área de absorción	Splitter AxHxL	Fuente	Después de tratamiento	Perdida por Splitter	Después del Splitter
276	2 pulg.	176.34	11.4x1.20x2.4	115.8	98.8	35	63.8
276	1.5 pulg.	161.01	11.4x1.20x2.4	115.8	99.44	35	64.44
276	1 pulg.	141.3	11.4x1.20x2.4	115.8	100.32	35	65.32

Nota. Información de la sala de los GMTLS 1368i – Elaboración propia.

Considerando el retiro de la insonorización del techo y el piso, se tiene menor reducción de ruido después de la insonorización de paredes, a ello analizar la zona crítica de la ventilación donde los decibeles más críticos serán superiores a 67.8 dB.

Tabla 17

Configuración de insonorización en toda la sala excepto piso y techo, incluyendo silenciador

Características de Sala				Presión sonora (dB)			
Área total	Espesor Lana de roca	Área de absorción	Splitter AxHxL	Fuente	Después de tratamiento	Perdida por Splitter	Después del Splitter
276	2 pulg.	176.34	11.4x1.20x2.4	115.8	100.75	35	65.75
276	1.5 pulg.	161.01	11.4x1.20x2.4	115.8	101.8	35	66.8
276	1 pulg.	141.3	11.4x1.20x2.4	115.8	102.8	35	67.8

Nota. Información de la sala de los GMTLS 1368i – Elaboración propia.

La siguiente tabla es el análisis de la sala insonorizada con las mismas medidas, con la diferencia de tener un silenciador splitter de menor profundidad, 1.2 metros.

En este último caso en particular es el más crítico dado que se consideró retirar la insonorización del techo y el piso, luego se analizó la situación con diferentes espesores de lana de roca siendo el más crítico el más delgado de 1 pulgada, dando como resultado de 102.8 dB, a ello llevarlo a un escenario crítico con un silenciador splitter no tan profundo de 1.2 metros lo que da como resultado fuera de la sala 84.8 dB, siendo menor que la requerida por la población muestra es decir 85 dB; lo que nos podría llevar a pensar que una insonorización delgada solo en las paredes, con un splitter no tan profundo cumpliría con lo requerido.

Tabla 18

Insonorización en toda la sala excepto piso y techo, incluyendo silenciador 1.2m

Características de Sala				Presión sonora (dB)			
Área total	Espesor Lana de roca	Área de absorción	Splitter AxHxL	Fuente	Después de tratamiento	Perdida por Splitter	Después del Splitter
276	2 pulg.	176.34	11.4x1.20x1.2	115.8	100.75	18	82.75
276	1.5 pulg.	161.01	11.4x1.20x1.2	115.8	101.8	18	83.8
276	1 pulg.	141.3	11.4x1.20x1.2	115.8	102.8	18	84.8
276	0 pulg.	5.63	11.4x1.20x1.2	115.8	115.8	18	97.8

Nota. Información de la sala de los GMTLS 1368i – Elaboración propia.

Para fines de la investigación, se genera un cuadro con los distintos grupos electrógenos que existen en el mercado, en total se analizan 7 modelos, de potencia menor a la que estudiamos, así mismo estos no tienen gran diferencia en su tamaño lo que permite usar las mismas dimensiones de la sala, a excepción de una que también será motivo de análisis; la dimensión del vano para el ingreso de aire variara en poca dimensión dado que los radiadores mantienen sus dimensiones en un determinado rango de grupos electrógenos.

Tabla 19*Grupos electrógenos para sala de sistema de emergencia menor a 2.7 MW*

Item	Capacidad (kW)	Motor	Modelo	Marca	Dimensiones (LxHxW)	Área radiador
1	1368	S12R-PTA2	GMTLS 1368	Gamma	4.60x2.4x2.0	4.80
2	1265	CUMMINS KTA50-G3	GCLS 1265	Gamma	4.85x2.4x2.0	4.80
3	1100	4012-46TWG2A	GPLS 1100	Gamma	4.7x2.41x1.95	4.70
4	1000	CUMMINS QST30G5	GCLS 1000	Gamma	4.35x2.4x1.95	4.68
5	935	CUMMINS KTA38-G2A	GCLS 935	Gamma	4.17x2.4x1.86	4.46
6	825	CUMMINS KTA38-G2	GCLS 825	Gamma	4.20x2.4x1.70	4.08
7	732	DOOSAN DP222LCS	GDLS 730	Gamma	3.80x2.15x1.38	2.97

Nota. Información de grupos electrógenos Gamma – Elaboración propia.

La sala afecta directamente sobre los grupos electrógenos en cuanto a sonido se trate, la reducción es de 17 dB sin considerar el tamaño del sistema de emergencia, sin embargo, como se mencionó anteriormente esa reducción de sonido solo es resultado de la resta de la energía absorbida por las paredes.

A ese análisis de ruido se debe considerar como afectan las dimensiones del vano de ventilación dado que esto cambia, ya que cada grupo electrógeno tiene diferente vano de ventilación, y es en razón a las dimensiones de su radiador.

Tabla 20*Análisis de grupos electrógenos menores de 2.7MW en la misma sala insonorizada*

Item	Capacidad (kW)	Dimensiones (LxHxW)	Medición de ruido Lw (dB)	Lp sin tratamiento	Tiempo de reverberación TR1	Tiempo de reverberación TR2	Lp con tratamiento
1	1368	4.60x2.4x2.0	115.8	114.54	9.1	0.18	98.76
2	1265	4.85x2.4x2.0	94.6	93.34	9.1	0.18	77.56
3	1100	4.7x2.41x1.95	104	102.74	9.1	0.18	86.96
4	1000	4.35x2.4x1.95	85	83.74	9.1	0.18	67.96
5	935	4.17x2.4x1.86	85	83.74	9.1	0.18	67.96
6	825	4.20x2.4x1.70	85	83.74	9.1	0.18	67.96
7	732	3.80x2.15x1.38	102.11	100.85	9.1	0.18	85.07

Nota. Elaboración propia.

Para determinar el sonido fuera de la sala, se tiene que calcular por cada grupo electrógeno la disminución del sonido por la absorción de la pared, y se compara con el sonido resultante en el ducto de ingreso de aire, entre ambos valores el mayor sería el que se tendría como ruido medido a 1 metro fuera de la sala.

En la tabla 21 se aprecia que la sala con tratamiento completo reacciona de diferente forma con cada uno de los grupos electrógenos, que solo con el tratamiento de la pared, sin embargo, tenemos que cada uno de ellos cumple con los decibeles requeridos técnicamente.

Luego de varias iteraciones para lograr dar con los decibeles absorbidos por el silenciador splitter se encontró que este no es afectado por el área de ingreso de aire, pero si por la profundidad del silenciador, esto se ve claramente en la tabla 21, donde se aprecia que por cada 20 cm reducidos al largo del silenciador este reduce su capacidad de atenuar sonido de aproximadamente 3 dB.

Tabla 21

Análisis de sonido en grupos electrógenos con diferentes silenciadores splitter

Item	Capacidad (kW)	Dimensión radiador (m ²)	Medición de ruido Lw (dB)	Después del tratamiento (dB)	Área de ventilación (m ²)	Profundidad de Ventilación	Silenciador Splitter (dB)	Decibeles después de la Pared	Decibeles después del Splitter	Proyección (dB)
1	1368	4.8	115.8	98.76	14.40	2.4	35	76.48	80.8	80.8
2	1265	4.8	94.6	77.56	14.40	2.2	32	55.28	61.1	61.1
3	1100	4.7	104	86.96	14.10	2.0	29.7	64.68	75.3	75.3
4	1000	4.68	85	67.97	14.04	1.8	27	45.69	59	59
5	935	4.46	85	67.97	13.38	1.6	24.5	45.69	62.5	62.5
6	825	4.08	85	67.97	12.24	1.4	21.7	45.69	66.3	66.3
7	732	2.96	102.11	85.07	8.88	1.2	18.2	62.79	87.61	87.61

Nota. Elaboración propia.

Para poder ser exactos en el diseño final tendríamos que seleccionar el silenciador del cuadro que atenué de acuerdo con lo que requerimos considerando que el mínimo decibel logrado es

el que se calcula después de la insonorización de las paredes, posterior a eso se define que tan profundo necesitamos que sea el silenciador splitter.

Los resultados anteriores demuestran que podemos tener decibeles adecuados para lo que requerimos sin necesidad de sobredimensionar espesores o insonorizar toda la sala, esta decisión se reflejará en el costo de suministro e instalación, como se aprecia en la siguiente tabla para un espesor comercial de 2 pulgadas.

Tabla 22

Cotización de tratamiento acústico para sistema electromecánico completo

Item	Insonorización de sistema electromecánico	UND	C.U.	P.U.	TOTAL
1	Suministro e instalación de materiales para el revestimiento acústico a las PAREDES por el interior de la sala. Los materiales empleados son lana de roca de 2" + plancha shullman perforada de 1/32", con porcentaje de área libre es 37% (materiales no inflamables), sujeto con listones metálicos, perfiles, ángulos, platinas.	M2	162	78	12636
2	Suministro e instalación de materiales para el revestimiento acústico del TECHO interior con lana de roca 2" + plancha sullman perforada de 1/32", con porcentaje de área libre 37% (materiales no inflamables), sujeto con listones metálicos, perfiles, ángulos, platinas.	M2	57	83	4731
3	Suministro de PLENUM, (para la salida de aire se acondiciona encima de la puerta de la sala) fabricado en plancha galvanizada de 1.5 mm. el marco y la estructura interior de 0.9 mm. Forrado con lana de roca y manta de fibra de vidrio Quiet-R (QR), para la atenuación acústica.	UND	2	2,315.79	4631.58
4	Suministro de LOUVER ACUSTICOS para la salida de aire caliente, para la atenuación de ruido.	UND	2	1,263.16	2526.32
5	Suministro e instalación de PLENUM, (para la Ingreso de aire se acondiciona encima de la puerta de la sala) fabricado en plancha galvanizada de 1.5 mm. el marco y la estructura interior de 0.9 mm. Forrado con lana de roca y manta de fibra de vidrio Quiet-R (QR), para la atenuación acústica.	UND	2	2,105.26	4210.52
6	Suministro e instalación de LOUVER ACUSTICOS para el ingreso de aire fresco, para la atenuación de ruido.	UND	2	1,052.63	2105.26
7	Suministro e instalación de SILENCIADOR del tipo CRITICO que se instalará en el interior de la sala del grupo, adicionales a los silenciadores del encapsulado, uno para cada grupo. Incluye forrado térmico.	UND	2	2,473.68	4947.36
8	Suministro y montaje de portón metálico acústica (con lana de roca en su interior) de DOBLE hoja de 2" de espesor contra placada, para el acceso principal a sala técnica.	UND	1	2,052.63	2052.63
Total					\$ 37,840.67

Nota. Elaboración propia.

Si se considera tratar la sala en todas las paredes y el techo el costo total haciende a 37,840 dólares sin embargo si omitimos el techo tendremos un ahorro de 4731 dólares un monto que no es despreciable considerando que el cambio de acuerdo con la tabla 14 y tabla 15, es de 76 decibeles a 78.5, los cuales ambos están por debajo de los 85 decibeles requeridos para sistemas electromecánicos.

Ahora de acuerdo con el resultado de la tabla 17 que analiza la viabilidad de evitar insonorizar el piso y el techo, e incluir disminuir el espesor del tratamiento acústico de las paredes nos permitirá tener reducción en los costos de 10876 dólares americanos a favor. cómo se puede apreciar en la cotización de la tabla 23, donde los espesores de los aisladores acústicos cambiaron de 2 pulgadas a 1 pulgada.

Tabla 23

Cotización de tratamiento acústico simple para sistema electromecánico simple

Item	Insonorización de sistema electromecánico	UND	C.U.	P.U.	TOTAL
1	Suministro e instalación de materiales para el revestimiento acústico a las PAREDES por el interior de la sala. Los materiales empleados son lana de roca de 1" + plancha shullman perforada de 1/32", con porcentaje de área libre 37% (materiales no inflamables), sujeto con listones metálicos, perfiles, ángulos, platinas.	M2	162	43	6966
2	Suministro e instalación de materiales para el revestimiento acústico del TECHO interior con lana de roca 1" + plancha sullman perforada de 1/32", con porcentaje de área libre 37% (materiales no inflamables), sujeto con listones metálicos, perfiles, ángulos, platinas.	M2	0	47	0
3	Suministro de PLENUM, (para la salida de aire se acondiciona encima de la puerta de la sala) fabricado en plancha galvanizada de 1.5 mm. el marco y la estructura interior de 0.9 mm. Forrado con lana de roca y manta de fibra de vidrio Quiet-R (QR), para la atenuación acústica.	UND	2	2,315.79	4631.58
4	Suministro de LOUVER ACUSTICOS para la salida de aire caliente, para la atenuación de ruido.	UND	2	1,263.16	2526.32
5	Suministro e instalación de PLENUM, (para la Ingreso de aire se acondiciona encima de la puerta de la sala) fabricado en plancha galvanizada de 1.5 mm. el marco y la estructura interior de 0.9 mm. Forrado con lana de roca y manta de fibra de vidrio Quiet-R (QR), para la atenuación acústica.	UND	2	2,105.26	4210.52
6	Suministro e instalación de LOUVER ACUSTICOS para el ingreso de aire fresco, para la atenuación de ruido.	UND	2	1,052.63	2105.26
7	Suministro e instalación de SILENCIADOR del tipo CRITICO que se instalará en el interior de la sala del grupo, adicionales a los silenciadores del encapsulado, uno para cada grupo. Incluye forrado térmico.	UND	2	2,473.68	4947.36
8	Suministro y montaje de portón metálico acústica (con lana de roca en su interior) de DOBLE hoja de 1" de espesor contraplacada, para el acceso principal a sala técnica.	UND	1	1,577.00	1577
Total					\$ 26,964.04

Nota. Elaboración propia.

Para reforzar la decisión solo se tiene que revisar la misma tabla 15, donde nos permite visualizar que el cambio de espesor no afecta a lo que requerimos como nivel de ruido en el exterior, siendo 78 dB con 2 pulgadas y 80 dB con 1 pulgada, por ello se puede hacer una insonorización sencilla y cumplir con la normativa vigente del estado peruano.

Se debe tener claro que el análisis es solo para sistemas electromecánicos menores a 2.7 Megawatts, dado que a mayor el tamaño de la potencia, mayor será los decibeles que emita por lo mismo se debe reevaluar los espesores, sin embargo para grupos menores que la potencia mencionada se puede utilizar las tablas 20 y tabla 21 como punto de referencia, que comprueba que la sala insonorizada propuesta cumple para insonorizar una gama amplia menores a 2.7 Megawatts, que le da la capacidad de cumplir con la normativa ambiental de ruido.

V. RESULTADOS Y DISCUSIONES

5.1. Resultados

5.1.1. Para lograr la potencia total requerida en el enunciado de la investigación se seleccionaron dos grupos electrógenos que trabajen en paralelo, ambos fueron de 1368kw, teóricamente sobrepasan los 2.7 Megawatts, sin embargo nuestro objetivo es asegurar la potencia para que pueda cumplir con todo el sistema, para ello se analizaron los componentes del grupo electrógeno haciendo ingeniería inversa, considerando que el generador tiene eficiencia de 0.957 y las pérdidas por ventilación de 34 kW, por defecto en suma ambos grupos electrógenos tienen una potencia bruta de 1470 kW, luego de las pérdidas se tiene una potencia neta total de 2748 kW, con lo cual se aseguró cumplir con la potencia real solicitada. Sin embargo esta potencia que entregan los grupos electrógenos en vacío no se estaría considerando las pérdidas por trabajar en paralelo, la cual resulta aproximadamente 89 kw, para lograr reducir el riesgo de perder esa potencia se utilizan módulos de control de sincronismo independiente, el cual se encarga de que los valores de voltaje y frecuencia sean los mismos, para asegurar que la potencia final sea igual o superior a los 2.7 MW contratados.

5.1.2. El análisis que se llevó a cabo en la aplicación de los materiales de diferentes espesores y en diferentes zonas de la sala, nos dio índices de desempeño en algunos casos mejores que otros, todo dependerá del nivel de atenuación del sonido que se requiera, a ellos se le puede agregar accesorios adicionales que mejoren la atenuación, para el caso del grupo de 2.7 Megawatts, se apreció que la insonorización de las paredes con lana de roca de 1" era suficiente sin necesidad de invertir en el techo y el piso, para lograr 80 decibeles medidos fuera

de la sala, para mantener ese resultado se considera ventilación con splitter que tengan la misma capacidad de retención de 35 decibeles, estas características serían el ideal para un grupo sistema de emergencia de 2.7 Megawatts y menores a bajo costo.

5.1.3. La simulación realizada como se aprecia en la figura 17, muestra como nuestro diseño cumple con las medidas de ventilación adecuadas para el radiador, además tiene la capacidad de atenuación de 35 decibeles, durante el estudio variando las dimensiones del área, el resultado de nivel de presión sonora fuera de la sala era el mismo, no importa el ancho o alto de splitter la capacidad de atenuación no varía si el área varía. Entonces se analizó como afecta la profundidad del Splitter, simulando la aplicación en diferentes grupos electrógenos (menores a 2.7 Megawatts) para ver cómo se comporta. Como se resume en la tabla 21, por cada 20 cm reducidos al largo del silenciador este reduce su capacidad de atenuar sonido de aproximadamente 3 dB; para poder ser exactos en el diseño final tendríamos que seleccionar el silenciador de la tabla 21, que atenué de acuerdo con lo que requerimos, considerando que el mínimo decibel logrado es el que se calcula después de la insonorización de las paredes, posterior a eso podemos definir la profundidad que necesitamos en el silenciador splitter. El resultado de la simulación demuestra que podemos tener decibeles adecuados para lo que requerimos, sin necesidad de sobredimensionar espesores o insonorizar todas las paredes de la sala, las decisiones que se tomen se verán reflejadas en el costo por el suministro e instalación.

5.2. Discusiones

- 5.2.1. Se definió el sistema electromecánico acústico de capacidad 2.7 Megawatts, con la selección de dos grupos electrógenos de 1368kw, sin embargo, en algunos casos la potencia ofrecida no es la real, por ello en situaciones donde se requiera la potencia total no se lograría cubrir la potencia demandada y esto generaría problemas, llevando finalmente a desinstalar el sistema electromecánico existente, para realizar la instalación de un nuevo equipo que si cumpla, por esta razón se verifico los elementos mediante ingeniería inversa para garantizar la correcta selección de elementos que conforman el sistema electromecánico; durante la investigación nos permitió ver las perdidas por ventilación de 34 kW, eficiencia del generador de 0.957, que en resultado se tiene una potencia neta de 2,748 kW, lo que nos aseguró la potencia requerida de nuestra investigación. No se considera la perdida por funcionamiento en paralelo, debido a que actualmente las instalaciones de este tipo de sistemas llevan un control de sincronización independiente encargado de anular las perdidas durante el funcionamiento en paralelo de los grupos electrógenos.
- 5.2.2. Se analizo el comportamiento de los materiales propuestos en diferentes espesores y dimensiones, para la insonorización o tratamiento acústico, en este caso se utilizó la lana roca de densidad 60kg/m³; según Silvia Herranz García, Euroregion2016, en “Análisis de la absorción acústica en paneles de lana mineral con diferentes tipos de revestimiento” muestra resultados de laboratorio de diferentes lanas de roca con revestimiento y sin revestimiento, demostrando como la lana de roca con revestimiento es más eficiente en absorción sonora entre 1000 a 1250 Hz, para nuestro caso de motores el ruido más crítico se da en la frecuencia de 1000 Hz; sin embargo el motor no trabaja frecuentemente en esa frecuencia, lo que nos permite ver la mala práctica de las instalaciones, donde se colocan lana de roca con revestimiento que es doble de costosa, además se tiene la creencia “a más espesor más insonorización”; en nuestra investigación demostramos que para una sala de pared de 150mm, con lana de roca sin

revestimiento de espesor 1 pulgada se obtiene 78 decibeles fuera de sala, y por cada 0.5 pulgadas adicionales de espesor reducimos 1 decibel, ese criterio se logra después de simular y analizar varios espesores, considerando la sala para un sistema electromecánico.

- 5.2.3. Se realizó las simulaciones sobre el prototipo de sistema electromecánico inicial planteado para ver la efectividad individual y en conjunto del tratamiento acústico, Ibarra Morales y Ortiz Salas, 2014, en “Diseño y simulación de un sistema de insonorización y ventilación para cuarto de máquinas” afirman en su investigación lo siguiente, realizaron el análisis individual de cada pared, insonorizando con fibra de vidrio de 2 pulgadas, luego aplicando la diferencia en el tiempo de reverberación antes y después de la instalación, el resultado obtenido fue una reducción de ruido de 16.75 decibeles, sin considerar como afectan los ductos de ventilación, los cuales también utilizaron silenciadores splitter. En cambio, en nuestra investigación con la aplicación de lana de roca de dos pulgadas tenemos reducción de 17 decibeles, en 1.5 pulgadas una reducción de 16.36 decibeles, en 1 pulgada de espesor una reducción de 15.48 decibeles. El resultante de quitarle el ruido a la fuente emisora sería el ruido después del tratamiento, a ello se tendría que quitar la disminución por la pared dado que las mediciones para la aprobación se dan fuera de la pared. Nuestra investigación realizó las simulaciones pertinentes para dejar claro cómo podemos reducir el tiempo y costo en estas aplicaciones sin necesidad de sobredimensionar espesores o seleccionando materiales de mayor absorción sonora; de acuerdo a la tabla 14 con aplicar espesor de 1 pulgada en paredes se logra 78 decibeles, que está debajo de lo requerido por la normativa, de igual forma si se retira la insonorización de techo como se muestra en la tabla 15, se tiene 80.5 decibeles estando por debajo de los 85 decibeles que te pide una zona industrial; ahora si se aplica para grupos electrógenos de menor potencia la sala acústica tendrá el mismo comportamiento como se aprecia en la tabla 19, resultando el más crítico 64 decibeles fuera de sala.

VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- 6.1.1. De acuerdo con los resultados el sistema electromecánico tiene capacidad real de 2736 MW de acuerdo con el cálculo obtenido en el punto 4.2.3. que cumple con la capacidad que se propuso analizar de 2.7 Megawatts en Standby, además se agregó el tratamiento acústico para tratar los 110 decibeles que genera el sistema y llevarlo menor a 85 decibeles para cumplir la normativa del Reglamento nacional de edificaciones. No se está considerando la pérdida de potencia por trabajar los grupos electrógenos en paralelo, porque se conectan a un módulo de control automatizado que elimina las fallas de sincronización durante la operación.
- 6.1.2. El cambio de los espesores de los materiales puede mejorar la insonorización de la sala del sistema electro mecánico como se aprecia en la tabla 14, logrando entre 15 y 17 decibeles de atenuación aplicando espesor entre 1 y 2 pulgadas, en cambio si el enfoque no son los espesores sino el área insonorizada como se aprecia en la tabla 15, se logra la atenuación sonora de 13 a 15 decibeles entre 1 y 2 pulgadas, esto nos garantiza que el nivel de ruido que deseamos tener como resultado va depender no solo del tratamiento a las paredes si no del área seleccionada a tratar.
- 6.1.3. Las simulaciones de la tabla 14 y tabla 15, demuestran la efectividad acústica de la lana de roca, logrando absorber 1 decibel por cada 0.5 pulgadas de espesor que se aumente entre 1 pulgada y 2 pulgadas. En cuanto al silenciador splitter su eficiencia radica en la profundidad de acuerdo con la tabla 21, hay una relación directamente proporcional entre la profundidad y la capacidad de absorber ruido, en resumen, por cada 20 cm de más, tiene la propiedad de absorber 3 decibelios, para silenciadores entre 1.2m y 2.4 metros.

6.2. Recomendaciones

- 6.2.1. Durante la selección de los grupos electrógenos que conformen el sistema electromecánico de emergencia se debe analizar cada componente como motor, alternador y ventilación para asegurarse que todo el conjunto cumple con la potencia eléctrica requerida, así como también ser consciente del nivel y frecuencia del ruido con el que debemos tratar.
- 6.2.2. Se recomienda no guiarse solo por los espesores de los aisladores acústicos, sino también por las áreas seleccionadas a tratar, debido a que considerar o no considerar ciertas áreas, nos puede reducir considerablemente el tiempo y costo que se invierte para lograr un rango de decibel específico.
- 6.2.3. Para evitar exceso de costos o retrabajos por la selección errada del espesor de los atenuadores en las paredes de la sala del sistema electromecánico, se debe empezar la medición del ruido del sistema, para luego definir si se requiere un silenciador con longitud de 2.4 o 1.2 metros; o si es conveniente tratar con los espesores de los paneles acústicos de la pared o la solo seleccionar ciertas áreas, o en mejor de los casos si la combinación de las configuraciones dan un mejor resultado que analizarlo independientemente.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Libros de editorial

Carlos U. Savioli. (1992). *Acústica Practica*. Editorial Alsina. Buenos Aires, Argentina.

Herranz García, Silvia. (2016). *Análisis de la absorción acústica en paneles de lana mineral con diferentes tipos de revestimiento*. Editorial Ibérica Aislantes. Porto, Portugal.

ISOVER (2010). *Manual de aislamiento en la industria*. España.

Harris, C. M. (1995) *Manual de medidas acústicas y control de ruido*. McGraw-Hill. Tercera Edición, Volumen II. España.

Revistas científicas

Cabrera Ortiz, Gabriel. (2010). *Acústica y fundamentos del Sonido*. Revista Universidad Nacional Abierta y a distancia UNAD. Recuperado desde: https://sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/2016-11-20_09-32-02137667.pdf

Fernández Bórquez, Alejandra. (2013). *Acústica para un Diseño absorbente*. Revista Escuela de Arquitectura y Diseño, Pontificia Universidad Católica del Valparaíso. Recuperado desde: http://opac.pucv.cl/pucv_txt/txt-1500/UCE1795_01.pdf

Tesis

Sanchis Mena, Justo. (2013). *Diseño del aislamiento y acondicionamiento acústico de un local en planta baja para actuaciones de grupos situado en la población de Oliva* (Tesis de Maestría). Universidad Politécnica de Valencia, Gandía, España.

Martínez Cano, Amparo. (2012). *Reducción del impacto acústico producido por grupos electrógenos Diesel en zonas residenciales* (Tesis de pregrado). Universidad Politécnica de Valencia, Gandía, España.

Fernández Ibarra. (2010). *Diseño de la instalación de un generador eléctrico Diesel de 2000kW* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, Perú.

VIII. ANEXOS

Anexo 1. Ficha técnica grupo electrógeno GMTLS 1368.



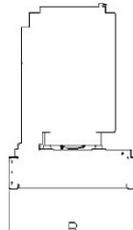
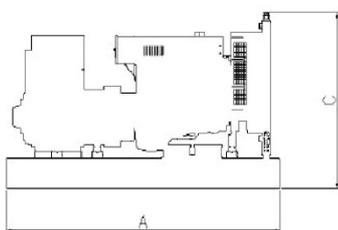
GMTLS-1368i

MODELO	FRECUENCIA (HZ)	FACTOR DE POTENCIA	POTENCIA				VOLTAJE	AMPERAJE	FASE
			STAND BY		PRIME				
			(KW)	(KVA)	(KW)	(KVA)			
GMTLS-1368i	60	0.8	1368	1710	1244	1555	220 /127	4492.9	Tetrapolar
							380 /220	2601.2	
							440 /254	2246.5	
							480 /277	2059.2	

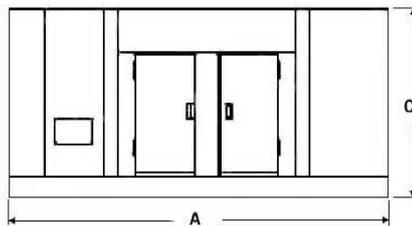
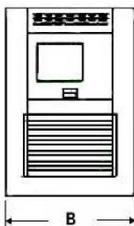
DATOS TÉCNICOS.-

Motor Marca y Modelo:	S12R-PTA2
Alternador Marca y Modelo:	Leroy Somer LSA 50.2L8
Base tanque tipo:	Compacto de acero estructural
Tipo de interruptor:	Interruptor Termomagnético de 4 polos
Frecuencia:	60 Hz
Velocidad del motor RPM:	1800
Capacidad de la Base Tanque:	1000 Litros
Consumo de combustible : Prime 100 % l/hr (gal/hr)	291(76.9)
Consumo de combustible : Stand by 100% l/hr (gal/hr)	319(84.3)

DIMENSIONES Y PESO



Largo (A) 4585mm
Ancho (B) 2083mm
Alto (C) 2537mm
Peso: 9953KG



Largo (A) 4950mm
Ancho (B) 2000mm
Alto (C) 2514mm
Peso: 13600KG
dB(A)@1m 85-88

ESPECIFICACIONES DEL MOTOR

GENERADORES GAMMA SAC
Av. Los Eucaliptos No. 371 Esquina Calle Los Ceibos, Urb. Santa Genoveva. Lurin
Telf. 0511 367-3250

DATOS TÉCNICOS BÁSICOS		SISTEMA DE ADMISIÓN	
Fabricante	MITSUBISHI	Tipo de Filtro de Aire	Elemento reemplazable
Modelo	S12R-PTA2	Flujo de Aire de Combustión	97 m3/min
N° de Cilindros	12 en V	Max. Restricción de aire	
Ciclos	4	Filtro limpio	2 kPa
Sistema de Inducción	Turbo cargado	Filtro sucio	5 kPa
Ratio de Compresión	13.5:1	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	
Ø de Pistón	170 mm	Radiador	
Carrera del Pistón	180 mm	Área	
Capacidad Cúbica	49.3 Litros antihorario visto de la volante	Ancho	
Dirección de Rotación		Alto	
Orden de Encendido		Presión de seteo de la tapa	70 kPa
Peso total del motor (seco)	5400 Kg	Ventilador	
PERFORMANCE : 60Hz		PRIME	STAND BY
Potencia total del motor (kwb)		1340	1470
SISTEMA DE COMBUSTIBLE		Diámetro	
Tipo de filtro de combustible	Elemento reemplazable	Número de paletas	
Tipo de inyección	Directa Mitsubishi PS6	Material	
Tipo de gobernación	Electrónica	Tipo	
Presión de inyección		Unidad de relación	
Bomba de elevación		Refrigerante	
Tipo de combustible	DIESEL 2	Capacidad de Refrigerante:	391 litros
Consumo de combustible		Con Radiador	
Régimen de Potencia		Sin Radiador	
Potencia Stand by 100 %		Máxima temperatura tanque	98 °C
Potencia Prime 100 %		Rango de operación de termostato	71 - 85 °C
Potencia Prime 75%		Flujo de refrigerante (min)	
Potencia Prime 50%		SISTEMA DE LUBRICACIÓN	
SISTEMA DE ESCAPE		Capacidad de Lubricante:	180 Litros
Máxima Contra Presión	600 mm H2O	Total del sistema	
Flujo de Gases de Escape	271 m3/min	Mínimo	
Temperatura de gases max.	520 °C	Máximo ángulo de Operación del motor	
Dimensiones de salida de escape:		Frontal arriba	n/a
		Frontal abajo	n/a
		Lado derecho	n/a
		Lado izquierdo	n/a
		Presión de Lubricación:	
		Apertura de válvula de alivio	
		Temperatura máxima	105 °C

ESPECIFICACIONES DEL ALTERNADOR

GENERADORES GAMMA SAC
Av. Los Eucaliptos No. 371 Esquina Calle Los Ceibos, Urb. Santa Genoveva. Lurin
Telf: 0511 367-3250

DATOS	Fabricante	LERROY SOMER	
	Tipo	ISA 50.2L8	
	Número de fases	3	
	Factor de potencia (Cos Phi)	0.8	
	Altitud	1000 m	
	Velocidad excesiva	2250 min ⁻¹	
	Polo: número	4	
	Sistema de excitación	AREP ó PMG	
	Aislamiento: clase, temperatura	H/H	
	Protección	IP 23	
	Regulador de tensión	AVR	
	Regulación de voltaje	0.5%	
	Distorsión Total de Armónicos	<3.5%	
	Forma de onda: NEMA= TIF(**)	<50	
Cojinete: número	1		
Acoplamiento	directo		
Reactances (%). Time constants (ms)	KCC	Short-circuit ratio	0.32
	Xd	Direct-axis synchro. Reactance unsaturated	380
	Xq	Quadrature-axis synchro. Reactance unsaturated	228
	T'do	Open circuit time constant	4247
	X'd	Direct-axis transient reactance saturated	16.1
	T'd	Short-circuit transient time constant	180
	X''d	Direct-axis subtransient reactance saturated	13.7
	T''d	Subtransient time constant	18
	X''q	Quadrature-axis subtransient reactance saturated	13.4
	Xo	Zero sequence reactance unsaturated	3.5
	X2	Negative sequence reactance saturated	14.62
	Ta	Armature time constant	27
	Io (A)	No-load excitation current (Shunt/AREP)	0.79
	Ic (A)	On-load excitation current (Shunt/AREP)	3.37
	Uc (V)	On-load excitation voltage (Shunt/AREP)	42.4
	ms	Response time	500
	Kva	Start	3993.9
	%	Transient	11.7
	W	No-load losses	23904
	W	Heat dissipation	69741

TABLERO DE CONTROL IG-NTC-BB + IV5



- _ Controlador para grupos electrógenos simples y múltiples que funcionan en modo de isla y/o paralelo.
- _ Sincronización automática y control de potencia (vía regulador de velocidad o ECU)
- _ Función AMF, carga base, Importación / Exportación, Corte de picos, Voltaje y control PF (AVR)
- _ Medición del generador: U, I, Hz, kW, kVAr, kVA, PF, kWh, kVAhr
- _ Medida de red: U, I, Hz, kW, kVAr, PF
- _ Rangos de medición seleccionables para tensiones y corrientes de CA - 120/277 V, 0-1 / 0-5 A
- _ Entradas y salidas configurables para diversas necesidades del cliente.
- _ Historial basado en eventos (hasta 1000 registros) con lista seleccionable por el cliente de valores almacenados; RTC; Valores estadísticos
- _ Funciones programables del PLC integrado



- _ Pantalla TFT en color de 5,7 "con resolución 320 x 240 píxeles
- _ Pantalla local y remota para monitoreo de un solo controlador
- _ Cinco botones activos - acceso rápido a datos importantes
- _ Botones activos configurables
- _ Soporte del mismo idioma que el controlador, incluyendo lenguajes gráficos
- _ Conexión de comunicación vía RS-485 (separado galvánicamente)
- _ Temperatura de funcionamiento: -40 a + 70 ° C
- _ La cara está sellada a IP65
- _ CEM, pruebas climáticas y mecánicas
- _ CE, certificación UL

ADICIONALES

- _ Resistencia deshumecedora
- _ Calentador de agua
- _ Calentador de aceite
- _ Tarjeta de Comunicación RS-232/485
- _ cargador de batería con instrumentos

Normas Técnicas:-

Motor:	ISO 3046, BS 5514, DIN 6271
Alternador:	UTE NFC 51-111-105-110, ICE34-1, BS 5000-4999, NEMA MG 21, VDE 0530
Grupo Electrónico:	ISO 8528

NOTAS:-

- {1} Potencia Prima, según normas ISO 8528-1
- {2} Potencia Stand By, según normas ISO 8528-3
- {3} Imágenes, dimensiones y peso referenciales

Anexo 2. Ficha técnica Motor Mitsubishi S12R-PTA2.

S12R-PTA2	SPECIFICATION SHEET	MITSUBISHI DIESEL ENGINES
GENERAL ENGINE DATA		
Type	4-Cycle, Water Cooled	
Aspiration	Turbo-Charged, After Cooler (Jacket water to Cooler)	
Cylinder Arrangement	60°V	
No. of Cylinders	12	
Bore mm(in.)	170	(6.69)
Stroke mm(in.)	180	(7.09)
Displacement liter(in ³)	49.03	(2992)
Compression Ratio	13.5:1	
Dry Weight - Engine only - kg(lb)	5400	(11907)
Wet Weight - Engine only - kg(lb)	5680	(12524)
PERFORMANCE DATA		
Steady State Speed Stability Band at any Constant Load		
Hydraulic (std.) or Electric Governor - %	±0.25 or better	
Maximum Overspeed Capacity - rpm	2100	
Moment of inertia of Rotating Components - kgf·m ² (lbf·ft ²)	75.3	(1787)
(Includes Std. Flywheel)		
Cyclic Speed Variation with Flywheel at 1800rpm	1/507	
1500rpm	1/294	
ENGINE MOUNTING		
Maximum Bending Moment at Rear Face of Flywheel Housing - kgf·m(lbf·ft)	450	(3256)
AIR INLET SYSTEM		
Maximum Intake Air Restriction (Includes piping)		
With Clean Filter Element - mm H ₂ O (in. H ₂ O)	400	(15.7)
With Dirty Filter Element - mm H ₂ O (in. H ₂ O)	635	(25.0)
EXHAUST SYSTEM		
Maximum Allowable Back Pressure - mm H ₂ O (in. H ₂ O)	600	(23.6)
LUBRICATION SYSTEM		
Oil Pressure at Idle - kgf/cm ² (psi)	2~3	(29~43)
at Rate Speed - kgf/cm ² (psi)	5~6.5	(71~93)
Maximum Oil Temperature - °C(°F)	110	(230)
Oil Capacity of Standard Pan High - liter (U.S. gal)	150	(39.6)
Low - liter (U.S. gal)	110	(29.1)
Total System Capacity (Includes Oil Filter) - liter (U.S. gal)	180	(47.6)
Maximum Angle of Installation (Std. Pan) Front Down	6.5°	
(Engine Only) Front Up	6.5°	
Side to Side	22.5°	
COOLING SYSTEM		
Coolant Capacity (Engine only) - liter (U.S. gal)	125	(33.0)
Maximum External Friction Head at Engine Outlet - kgf/cm ² (psi)	0.35	(5.0)
Maximum Static Head of Coolant above Crankshaft Center - m(ft)	10	(32.8)
Maximum Outlet Pressure of Engine Water Pump - kgf/cm ² (psi)	2	(28.6)
Standard Thermostat (modulating) Range- °C(°F)	71~85	(160~185)
Maximum Coolant Temperature at Engine Outlet- °C(°F)	98	(208)
Minimum Coolant Expansion Space - % of System Capacity	10	
Maximum Coolant Temperature at Intercooler Inlet, TK type- °C(°F)	-	
Maximum Air Restriction on Discharge Side of Radiator and Fan- mm H ₂ O(in. H ₂ O)	10	(0.4)

The specifications are subject to change without notice.

APPLICATION : GENERATOR

Pub. No. T0215-0004E Rev.2 2/4

Feb. '14 Printed in Japan

S12R-PTA2**SPECIFICATION SHEET**

MITSUBISHI
DIESEL ENGINES

FUEL SYSTEM

Fuel Injector	Mitsubishi PS6 Type × 2
Maximum Suction Head of Feed Pump - mm Hg (in. Hg)	75 (3.0)
Maximum Static Head of Return & Leak Pipe - mm Hg (in.Hg)	150 (5.9)

STARTING SYSTEM

Battery Charging Alternator - V-Ah	24-30
Starting Motor Capacity - V -kW	24-7.5×2
Maximum Allowable Resistance of Cranking Circuit - m Ω	1.5
Recommended Minimum Battery Capacity	
At 5°C(41°F) and above - Ah	300
Below 5°C(41°F) through - 5°C(23°F)	600

The specifications are subject to change without notice.

APPLICATION : GENERATOR

Pub. No. T0215-0004E Rev.2 3/4

Feb. '14 Printed in Japan

S12R-PTA2

SPECIFICATION SHEET

mitsubishi
DIESEL ENGINES

ENGINE RATING

All data represent net performance with standard accessories such as air cleaner, inlet /exhaust manifolds, fuel oil system, L.O. pump, etc. under the condition of 100kPa(29.6inHg) barometric pressure, 77°F(25°C) ambient temperature and 30% relative humidity.

ITEM	UNIT	STAND-BY POWER			PRIME POWER		
		60Hz	50Hz		60Hz	50Hz	
Engine Speed	rpm	1800	1500		1800	1500	
No. of Cylinders		12					
Bore	mm (in.)	170 (6.69)					
Stroke	mm (in.)	180 (7.09)					
Displacement	liter (in. ³)	49.03 (2992)					
Brake Horse power without Fan	HP (kW)	1971 (1470)	1763 (1315)		1796 (1340)	1602 (1195)	
Brake Mean Effective Pressure without Fan	kgf/cm ² (psi)	20.4 (290)	21.9 (311)		18.6 (264)	19.9 (283)	
Mean Piston Speed	m/s (ft/min)	10.8 (2126)	9.0 (1772)		10.8 (2126)	9.0 (1772)	
Maximum Regenerative Power Absorption Capacity without Fan	HP (kW)	193 (144)	141 (105)		193 (144)	141 (105)	
Intake Air flow	m ³ /min (CFM)	121 (4273)	105 (3708)		109 (3849)	96 (3390)	
Exhaust Gas Flow	m ³ /min (CFM)	320 (11299)	279 (9851)		290 (10240)	253 (8933)	
Coolant Flow	liter/min (U.S. GPM)	1850 (489)	1650 (436)		1850 (489)	1650 (436)	
Coolant Flow to Intercooler (TK only)	liter/min (U.S. GPM)						
Cooling Air Flow (Std. Fan)	m ³ /min (CFM)	1800 (63558)	1800 (63558)		1800 (63558)	1800 (63558)	
Fan Loss Horse Power (Std. Fan)	HP (kW)	67 (50)	40 (30)		67 (50)	40 (30)	
Radiated Heat to Ambient	kcal/hr (BTU/min)	91072 (6023)	79303 (5245)		82436 (5452)	72061 (4766)	
Heat Rejection to Coolant	kcal/hr (BTU/min)	758934 (50195)	660861 (43708)		686970 (45435)	600510 (39717)	
Heat Rejection to Inter Cooler (TK Version)	kcal/hr (BTU/min)						
Heat Rejection to Exhaust	kcal/hr (BTU/min)	921463 (60944)	772431 (51088)		826458 (54661)	701891 (46422)	
Noise Level (1 m height & distance) (excludes, Intake, Exhaust & Fan)	dB(A)	TBD	TBD		TBD	TBD	

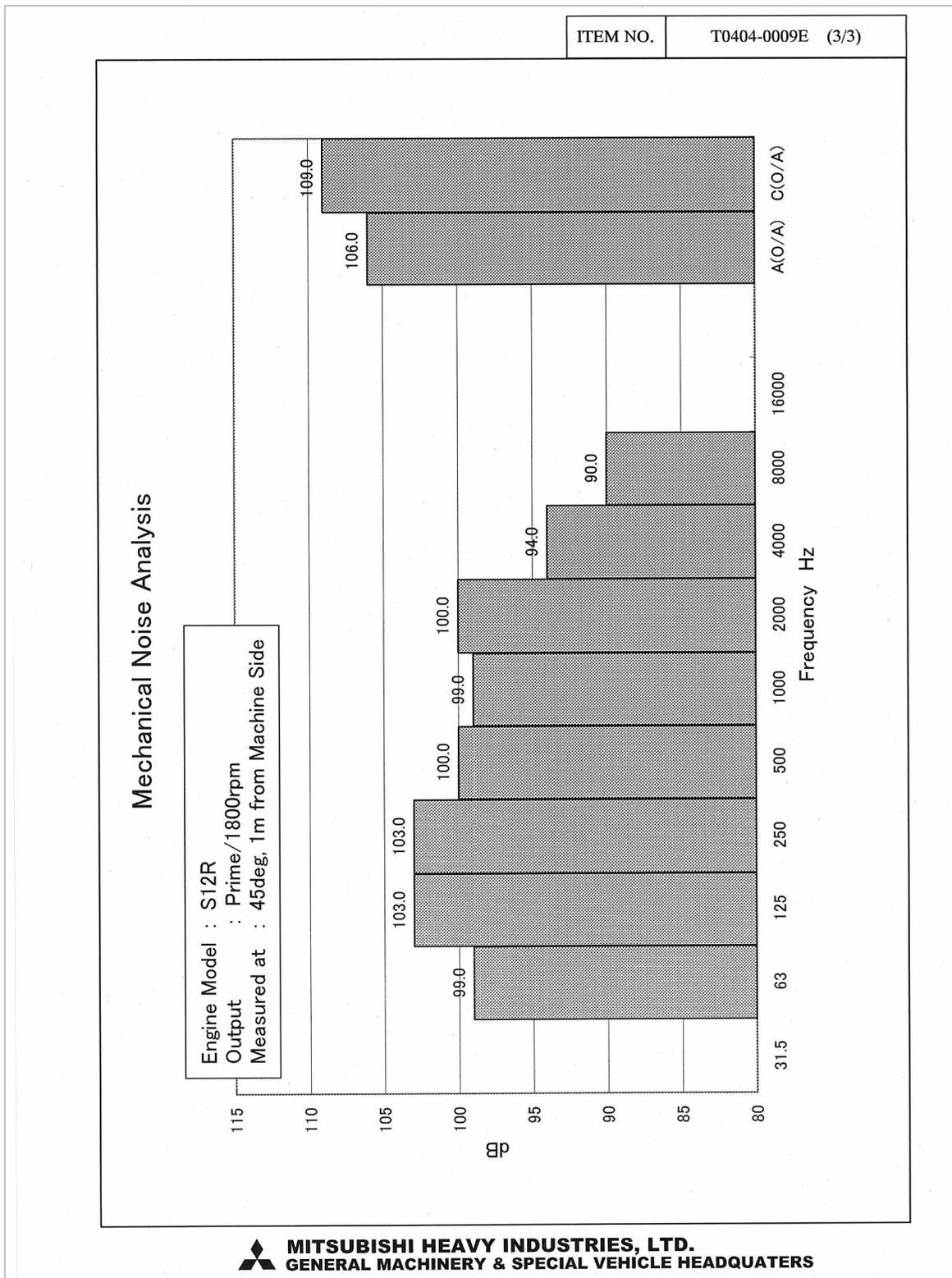
The specifications are subject to change without notice.

APPLICATION : GENERATOR

Pub. No. T0215-0004E Rev.2 4/4

Feb. '14 Printed in Japan

Anexo 3. Diagrama de análisis de sonido de Motor Mitsubishi S12R-PTA2.



Anexo 4. Ficha técnica Alternador LSA 50.2 VL10.

LSA 50.2 - 1250 to 1640 kVA - 50 Hz / 1250 to 2000 kVA - 60 Hz

Specially adapted to applications

The LSA 50.2 alternator is designed to be suitable for typical generator applications, such as: backup, marine applications, rental, telecommunications, etc.

Compliant with international standards

The LSA 50.2 alternator conforms to the main international standards and regulations:
 - IEC 60034, NEMA MG 1.32-33, ISO 8528-3, CSA / UL 1446 (UL 1004 on request), marine regulations, etc.
 It can be integrated into a CE marked generator.
 The LSA 50.2 is designed, manufactured and marketed in an ISO 9001 environment and ISO 14001.

Top of the range electrical performance

- Class H insulation
- Standard 6 wire re-connectable winding, 2/3 pitch, type no. 6S (12 wires optional / winding no. 6)
- Voltage range 50 Hz: 380V - 400V - 415V - 440 V and 220V - 230V - 240V
- Voltage range 60 Hz: 380V - 416V - 440V - 480V and 220 V - 240 V
- High efficiency and motor starting capacity
- Other voltages are possible with optional adapted windings:
 - 50 Hz : 440 V (n° 7S), 500 V (n° 9S), 600 V (n° 22S or 23S), 690 V (n° 52S)
 - 60 Hz : 380 V and 416 V (n° 8S), 600 V (n° 9S)
- R 791 interference suppression conforming to standard EN 55011 group 1 class B standard for European zone (CE marking)

Excitation and regulation system suited to the application

The LSA 50.2 can be supplied with AREP or PMG excitation system, according to the alternator specification.

Excitation system			Regulation options				
Volage regulator	AREP	PMG	Current transformer for paralleling	Mains paralleling	3-phase sensing	3-phase sensing for mains paralleling unbalanced	Remote voltage potentiometer
R450	Std	Option	C.T.	R726	-	R 734	√
D510C	Option	Option	C.T.	included	included	contact factory	√

√: Possible mounting

Protection system suited to the environment

- The LSA 50.2 is IP 23
- Standard winding protection for clean environments with relative humidity $\leq 95\%$, including indoor marine environments
 - Options : - Filters on air inlet : derating 5%
 - Filters on air inlet and air outlet (IP 44) : derating 10%
 - Winding protections for harsh environments and relative humidity greater than 95%
 - Space heaters
 - Thermal protection for winding

Reinforced mechanical structure using finite element modelling

- Compact and rigid assembly to better withstand generator vibrations
- Steel frame
- Cast iron flanges and shields
- Twin-bearing and single-bearing versions designed to be suitable for engines on the market
- Half-key balancing
- Sealed for life ball bearings, regreasable bearings (optional)
- Standard direction of rotation : clockwise when looking at the drive end view (for anti-clockwise, derate the machine by 5%)

Accessible terminal box proportioned for optional equipment

- Easy access to the voltage regulator and to the connections
- Possible inclusion of accessories for paralleling, protection and measurement
- Connection bars for winding reconnection

LSA 50.2 - 1250 to 1640 kVA - 50 Hz / 1250 to 2000 kVA - 60 Hz

General characteristics

Insulation class	H	Excitation system	AREP or PMG
Winding pitch	2/3	AVR type	R 450
Number of wires	6 - (option 12)	Voltage regulation (*)	± 0.5 %
Protection	IP 23	Short-circuit current	300% (3 IN) : 10s
Altitude	≤ 1000 m	Total Harmonic Distortion THD (**) in no-load	< 3.5 %
Overspeed	2250 min ⁻¹	Total Harmonic Distortion THD (**) on linear load:	< 3.5 %
Air flow	1.8m ³ /s, 50 Hz - 2.2m ³ /s, 60 Hz	Waveform: NEMA = TIF (**)	< 50

(*) Regulator input voltage, steady state, within the below total harmonic distortion (THD) limits.

(**) Total harmonic distortion between phases, no-load or on-load (non-distorting).

Ratings 50 Hz - 1500 R.P.M.

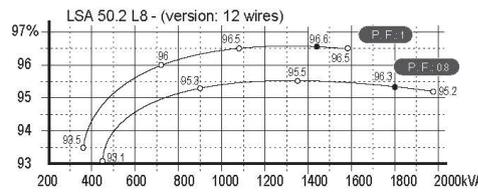
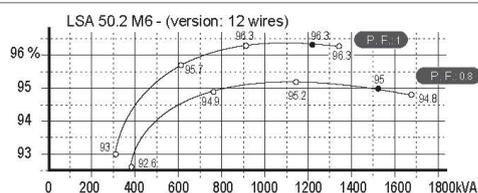
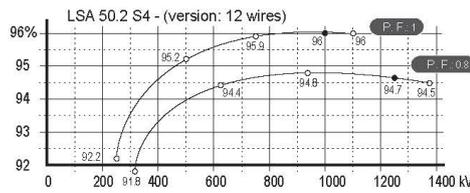
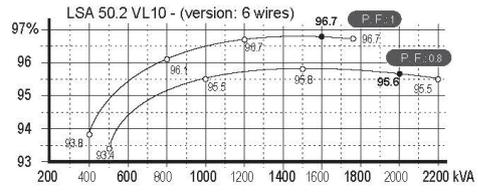
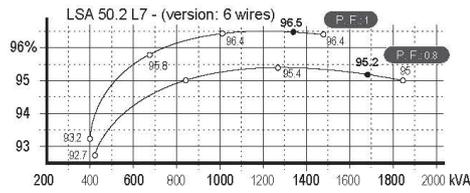
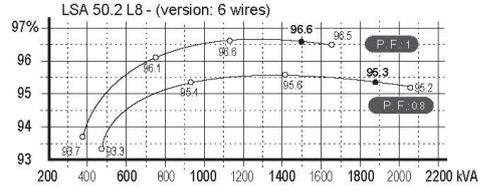
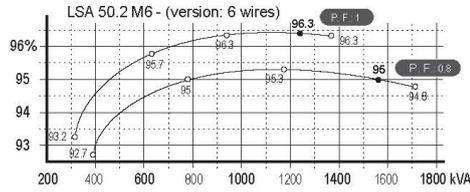
kVA / kW - P.F. = 0.8		Continuous duty/40°C				Continuous duty/40°C				Stand-by/40°C				Stand-by/27°C			
Class/T°K		H/125°K				F/105°K				H/150°K				H/163°K			
Phase		3 ph.				3 ph.				3 ph.				3 ph.			
Y		380V	400V	415V	440V	380V	400V	415V	440V	380V	400V	415V	440V	380V	400V	415V	440V
Δ		220V	230V	240V		220V	230V	240V		220V	230V	240V		220V	230V	240V	
6 wires version winding no. 6S																	
LSA 50.2 M6	kVA	1250	1250	1250	1190	1125	1125	1125	1095	1315	1315	1315	1275	1375	1375	1375	1330
	kW	1000	1000	1000	952	900	900	900	876	1052	1052	1052	1020	1100	1100	1100	1064
LSA 50.2 L7	kVA	1350	1350	1350	1260	1215	1215	1215	1150	1420	1420	1420	1365	1485	1485	1485	1425
	kW	1080	1080	1080	1008	972	972	972	920	1136	1136	1136	1092	1188	1188	1188	1140
LSA 50.2 L8	kVA	1450	1500	1500	1440	1320	1350	1350	1320	1520	1575	1575	1555	1595	1650	1650	1625
	kW	1160	1200	1200	1152	1056	1080	1080	1056	1216	1260	1260	1244	1276	1320	1320	1300
LSA 50.2 VL10	kVA	1600	1640	1600	1545	1455	1475	1455	1420	1680	1720	1680	1670	1760	1800	1760	1730
	kW	1280	1312	1280	1236	1164	1180	1164	1136	1344	1376	1344	1336	1408	1440	1408	1384
12 wires version winding no. 6 (option)																	
Y		380V	400V	415V	440V	380V	400V	415V	440V	380V	400V	415V	440V	380V	400V	415V	440V
Δ		220V	230V	240V		220V	230V	240V		220V	230V	240V		220V	230V	240V	
Y Y				220V				220V				220V				220V	
LSA 50.2 M6	kVA	1045	1100	1140	1210	940	990	1026	1287	1045	1100	1140	1210	1045	1100	1140	1210
	kW	836	880	912	968	752	792	821	1030	836	880	912	968	836	880	912	968
LSA 50.2 L8	kVA	1250	1300	1350	1430	1125	1170	1215	1089	1250	1300	1350	1430	1250	1300	1350	1430
	kW	1000	1040	1080	1144	900	936	972	871	1000	1040	1080	1144	1000	1040	1080	1144

Ratings 60 Hz - 1800 R.P.M.

kVA / kW - P.F. = 0.8		Continuous duty/40°C				Continuous duty/40°C				Stand-by/40°C				Stand-by/27°C			
Class/T°K		H/125°K				F/105°K				H/150°K				H/163°K			
Phase		3 ph.				3 ph.				3 ph.				3 ph.			
Y		380V	416V	440V	480V	380V	416V	440V	480V	380V	416V	440V	480V	380V	416V	440V	480V
Δ		220V	240V			220V	240V			220V	240V			220V	240V		
6 wires version winding n°6S																	
LSA 50.2 M6	kVA	1285	1405	1455	1560	1155	1265	1310	1405	1350	1475	1530	1640	1410	1545	1600	1720
	kW	1028	1124	1164	1250	924	1012	1048	1124	1080	1180	1224	1312	1128	1236	1280	1376
LSA 50.2 L7	kVA	1375	1500	1555	1680	1240	1350	1400	1510	1440	1575	1630	1765	1510	1650	1710	1850
	kW	1100	1200	1244	1344	992	1080	1120	1208	1152	1260	1304	1412	1208	1320	1368	1480
LSA 50.2 L8	kVA	1485	1625	1720	1875	1335	1460	1550	1685	1560	1705	1805	1965	1630	1785	1890	2060
	kW	1188	1300	1376	1500	1068	1168	1240	1350	1250	1364	1444	1572	1304	1428	1512	1650
LSA 50.2 VL10	kVA	1635	1785	1860	2000	1470	1605	1675	1800	1715	1875	1950	2100	1800	1965	2050	2200
	kW	1308	1428	1488	1600	1176	1284	1340	1440	1372	1500	1560	1680	1440	1572	1640	1760
12 wires version winding n°6 (option)																	
Y		380V	416V	440V	480V	380V	416V	440V	480V	380V	416V	440V	480V	380V	416V	440V	480V
Δ		220V	240V	240V		220V	240V	240V		220V	240V	240V		220V	240V	240V	
Y Y			208V	220V	240V		208V	220V	240V		208V	220V	240V		208V	220V	240V
LSA 50.2 S4	kVA	990	1080	1145	1250	891	972	1030	1125	990	1080	1145	1250	990	1080	1145	1250
	kW	792	864	916	1000	713	778	824	900	792	864	916	1000	792	864	916	1000
LSA 50.2 M6	kVA	1210	1320	1400	1525	1089	1188	1260	1372	1210	1320	1400	1525	1210	1320	1400	1525
	kW	968	1056	1120	1220	871	950	1008	1098	968	1056	1120	1220	968	1056	1120	1220
LSA 50.2 L8	kVA	1430	1565	1655	1800	1287	1409	1490	1620	1430	1565	1655	1800	1430	1565	1655	1800
	kW	1144	1252	1324	1440	1029	1127	1192	1296	1144	1252	1324	1440	1144	1252	1324	1440

LSA 50.2 - 1250 to 1640 kVA - 50 Hz / 1250 to 2000 kVA - 60 Hz

Efficiencies 60 Hz



Reactances (%). Time constants (ms) - Class H / 480 V

	M6 (6f)	L7 (6f)	L8 (6f)	VL10 (6f)	S4(12f)	M6(12f)	L8(12f)
Kcc	0.29	0.33	0.30	0.32	0.30	0.31	0.32
Xd	407	377	394	368	394	398	380
Xq	244	226	236	220	236	239	228
T'do	3634	3750	3910	4058	3411	3634	4247
X'd	20.2	18.1	18.1	16.3	20.8	19.7	16.1
T'd	180	180	180	180	180	180	180
X''d	17.1	15.4	15.4	13.8	17.7	16.7	13.7
T''d	18	18	18	18	18	18	18
X''q	18.0	16.1	16.1	14.4	18.6	17.6	13.4
Xo	3.7	3.7	3.5	3.1	3.90	3.70	3.50
X2	17.6	15.8	15.8	14.2	18.19	17.21	14.62
Ta	27	27	27	27	27.0	27.0	27.0

Other class H/480 V data

io (A)	No-load excitation current	0.9	0.9	0.9	0.9	0.78	0.82	0.79
ic (A)	On-load excitation current	4.2	4.1	4.0	3.7	3.48	3.60	3.37
uc (V)	On-load excitation voltage	46	45	44	41	43.9	45.3	42.4
ms	Response time ($\Delta U = 20\%$ transient)	500	500	500	500	500	500	500
kVA	Start ($\Delta U = 20\%$ cont. or 50% trans.)	3553	3927	4593	5281	2148.5	2766.5	3993.9
%	Transient ΔU (on-load 4/4) - P.F.: 0.8 _{loc}	13.9	12.8	12.8	11.8	14.3	13.7	11.7
W	No-load losses	22000	23820	24080	25640	20431	22067	23904
W	Heat dissipation	64830	67290	72430	72720	55785	63639	69741

Anexo 5. Ficha técnica Multirad termal MRTDY18111502-R2.

MULTIRAD Thermal-SYS GROUP

Technical Data Sheet



Customer Reference	
Application	Genset

Multirad Reference	MRTDY18111502-R2
Date	2018.11.22

Site Conditions

Required Ambient Temperature, Deg	50
Air Temperature Rise, Deg C	0
Altitude, m	0
External Static (Duct), Pa	50
Special Conditions	N/A

Fan Data

Fan Drive	NA
Fan Material	NA
Fan Diameter, mm	NA
Fan Speed, RPM	NA
Number of Fans	1
Total Abs. Fan Power, kW	34

Engine Data

	J/W Cooler	AC Cooler	Fuel Cooler
Engine: Model / Speed / Rating	S12R-PTA2/60HZ		
Type of Fluid	50%Eg	N/A	N/A
Heat Rejection, kW	769	N/A	N/A
Flow, L/M	1650	N/A	N/A
Top Tank Temperature, Deg C	95	N/A	N/A
Bottom Tank Temperature, Deg C	87.5	N/A	N/A

Motor or Pulley Data

Motor or Pulley Model	NA
Motor Supply, V/Ph/Hz	NA
Tensional Pulley Model	N/A
Number of Motors	NA

Radiator Data

Radiator Model	BWJ512R2050		
Radiator Type	Vertical		
Radiator Airflow m3/sec	32		
Radiator Noise, dB(A) / Distance, m	NA		
Air Inlet Temperature, Deg C	50.0	N/A	N/A
Air Outlet Temperature, Deg C	77.3	N/A	N/A
Core Type	Cu-Br	N/A	N/A
Fluid Side Pressure Drop, KPa	14.0	N/A	N/A
Fan Air Side Pressure Drop (Total), Pa	600	N/A	N/A
Design Margin, %	10%	N/A	N/A

Assumptions

--

Prepared By calhz Date 2018.11.22

Rev.: R2 Sheet 1 of 1

Anexo 6. Ficha técnica de Placas de lana de roca de alta densidad.

Edición Febrero 2022

HD Rolan® (HD-LDR-C-2202)

Página 1

HD Rolan®. Placas termoacústicas de alta densidad de lana de roca (LDR).

Hoja de datos técnicos



Resumen descriptivo

Placas rígidas de alta densidad (High Density) para el aislamiento térmico y acústico de toda clase de construcciones: habitacionales, residenciales, comerciales, industriales y de servicios. Hechas de fibras de lana de roca basáltica orientadas en sentido vertical, mediante el sistema de soporte tipo crimp.

Ofrecen alta resistencia a la compresión, a la transmisión del calor (R) y altos coeficientes de absorción del sonido. Son incombustibles, no propagan las flamas y no generan humo en caso de incendio, su punto de fusión es superior a los 1100 °C. Son repelentes al agua, no absorben humedad y evitan la condensación del vapor en las

superficies de contacto con los sustratos. No provocan corrosión de los metales o el concreto. Conservan su forma, dimensiones y propiedades mecánicas por tiempo indefinido. No se encogen ni se expanden por efecto de los cambios de temperatura o humedad ambiental. Son resilientes y autosostenibles en los planos verticales.

Se cortan e instalan con facilidad y rapidez. No contienen HCFC ni CFC. Se ofrecen en espesores de 1 a 3 pulgadas (consultar tabla) y en las siguientes densidades: 128 kg/m³, 144 kg/m³ y 160 kg/m³.

Proyectos



Propiedades y características del producto

Clave del producto

		HD-128	HD-144	HD-160
Densidades - nominales	kg/m ³	128	144	160
NMX C 125	(lb/ft ³)	(8.00)	(9.00)	(10.00)
Pesos unitarios - nominales	kg/m ²	3.25	3.66	4.06
Por cada 2.54 cm (1") de grosor	(lb/ft ²)	(0.66)	(0.75)	(0.83)
Resistencia a la compresión al 10% de deformación		23.7 kPa (495 lb/ft ²)	41.4 kPa (864 lb/ft ²)	55.2 kPa (1152 lb/ft ²)
Dimensiones estándar		61 x 122 cm (24 x 48 in)		
Espesores estándar	cm (in)	2.54** (1)	3.81** (1.5)	5.08** (2)
				6.35* (2.5)
				7.62* (3)

* Placas HD-128 se fabrican en espesores: 2.54, 3.81, 5.08, 6.35 y 7.62 cm (1", 1.5", 2", 2.5" y 3") de espesor.
** Placas HD-144 y HD-160 sólo se fabrican en espesores: 2.54, 3.81 y 5.08 cm (1", 1.5" y 2") de espesor.

Propiedades acústicas

Coeficientes de absorción del sonido - nominales - ASTM C 423

Frecuencias medias

	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	NRC*
Espesor: 2.54 cm (1")	0.14	0.35	0.62	0.64	0.95	1.01	0.75
Espesor: 3.81 cm (1.5")	0.20	0.58	0.71	0.73	0.97	1.02	0.82
Espesor: 5.08 cm (2")	0.34	0.77	0.79	0.80	1.00	1.03	0.90
Espesor: 6.35 cm (2.5")	0.62	0.85	0.91	0.92	1.03	1.04	0.95
Espesor: 7.62 cm (3")	0.76	0.92	0.95	0.99	1.04	1.05	0.98

* El coeficiente NRC (Noise Reduction Coefficient) es el promedio de valores para el rango de 250 a 2000 Hz. Los coeficientes de sistemas constructivos instalados (por ejemplo: muros divisorios) se determinan en función de los materiales constructivos que conforman el sistema y el diseño del montaje. Para mayores informes, consulta a nuestro equipo técnico.

Propiedades térmicas

Temperatura de uso constante - ASTM C 411

-49 °C a 750 °C (-56 °F a 1382 °F)

Temperatura recomendada para uso continuo y óptima eficiencia

750 °C (1382 °F)

Encogimiento lineal (máximo) - ASTM C 356

0.47% Expuestas a 650 °C (1202 °F)

Clave del producto

		HD-128	HD-144	HD-160
Conductividades térmicas*	W/m ² ·K	0.034	0.036	0.038
ASTM C 518, NMX C 181	Btu·in/ft ² ·h·°F	(0.2361)	(0.2512)	(0.2560)
Resistencias térmicas (R)*/**	m ² ·K/W	0.7471	0.7011	0.6698
ASTM C 518, NMX C 181	h·ft ² ·°F/Btu	(4.25)	(3.99)	(3.81)

* A 24 °C de temperatura media. ** Por cada 2.54 cm (1") de grosor.

Beneficios



www.rolan.com

f Rolan Aislamientos | @RolanMexico

ventas@rolan.com.mx

Resistencia a la humedad

Absorción de humedad por volumen (<i>máxima</i>) - NMX C 228	<1%	--
Absorción de humedad por peso (<i>máxima</i>) - NMX C 228	0,2%	--
Capilaridad	Nula	No absorben humedad por capilaridad.
Higroscopicidad	Nula	No absorben humedad atmosférica.
Resistencia a la difusión del vapor - NMX C 210	$\mu = 1.3$	Evitan la condensación de vapor en la superficie de contacto con el sustrato.
Barrera de vapor - opcional	--	Forro de foil de aluminio reforzado*

! * Para el caso de usos industriales o en instalaciones a altas temperaturas, es importante considerar que la cubierta de foil de aluminio disminuye el nivel máximo de temperatura de uso. Nuestro departamento técnico te proporcionará con gusto la información necesaria.

Resistencia a la corrosión

Iones de cloruros libres (<i>máximo</i>)	<60 ppm	No provocan corrosión de los metales.
Azufre libre	0	No provocan corrosión por acidez.
Alcalinidad (pH)	7,5 a 10	--
Compatibilidad con el aluminio - En función de su alcalinidad	--	No provocan corrosión del aluminio.
Compatibilidad con el acero	--	No provocan corrosión del acero.
Compatibilidad con el acero inoxidable - ASTM C 795	--	No corroen el acero inoxidable.

Seguridad contra incendio

Punto de fusión (<i>mínimo</i>)	1100 °C (2012 °F)	--
Comportamiento ante el fuego - ASTM E 136, ASTM E 84	--	No son combustibles.
Generación de humo - ASTM E 84	0	No generan humo.
Propagación de flamas - ASTM E 84	0	No propagan las flamas.
Valor de tiempo de protección contra incendio	1 a 2 hrs.	Dependiendo de las características del sistema constructivo.
Barreras contra el humo (Cortafuegos)	--	Si se pueden instalar.

Protección de la salud

Asbestos	No contiene
Hidroclorofluorocarbonos - HCFC	No contiene
Clorofluorocarbonos - CFC	No contiene
Resistencia a microorganismos	No propician la formación de hongos, moho o bacterias.

Cumplimiento de certificaciones, normas y membresías



Norma de producto: ASTM C 612, NOM 009 ENER, NOM 018 ENER, ASTM C 1104, ASTM C 1335, ASTM C 177, ASTM C 303, ASTM C 871, NRF 034 PEMEX, CFE-D4500-04, CFE-D4500-07, ISO 9001.

! USGBC® y el logotipo relacionado son marcas registradas propiedad de U.S. Green Building Council® y son utilizadas con autorización.

Datos de contacto

Zona Norte
Monterrey: +52 (81) 8390 0015 | Tampico: +52 (833) 125 9607 | Coahuila: +52 (921) 214 9833 | Mérida: +52 (999) 688 55 19

Zona Bajío
San Luis Potosí: +52 (444) 824 5586 y 87

Zona Centro
Ciudad de México: +52 (55) 1036 0640

Zona Sureste
Guadalajara: 800 036 06 40

Las especificaciones técnicas presentadas por Aislantes Minerales S.A. de C.V. en este documento, tienen el propósito de ser utilizadas como referencia general únicamente. Las propiedades aquí descritas, representan valores promedio confirmados a través de métodos de prueba validados. Aislantes Minerales S.A. de C.V. renuncia expresamente a toda responsabilidad por cualquier error de instalación por parte de terceros e incluso por cualquier falla causada por productos o accesorios ajenos a los suministrados por Aislantes Minerales S.A. de C.V. Los datos contenidos en esta hoja técnica están sujetos a cambios de manera total o parcial sin previo aviso. Por favor consulta a nuestro equipo técnico para validar la información.

Rolan es una marca registrada de Aislantes Minerales, S.A. de C.V. | DR - Derechos Reservados conforme a la Ley. Se prohíbe la reproducción del contenido total o parcial de este documento para fines de explotación comercial y/o de lucro.



Versión digital, para consulta en dispositivos electrónicos, soluciones para cuidar nuestro planeta. Pregunta por la versión imprimible en blanco y negro.

www.rolan.com

f Rolan Aislamientos | @RolanMexico

ventas@rolan.com.mx

Beneficios



Aplicaciones

Edificaciones nuevas y remodelaciones

Sistemas de techos con impermeabilización

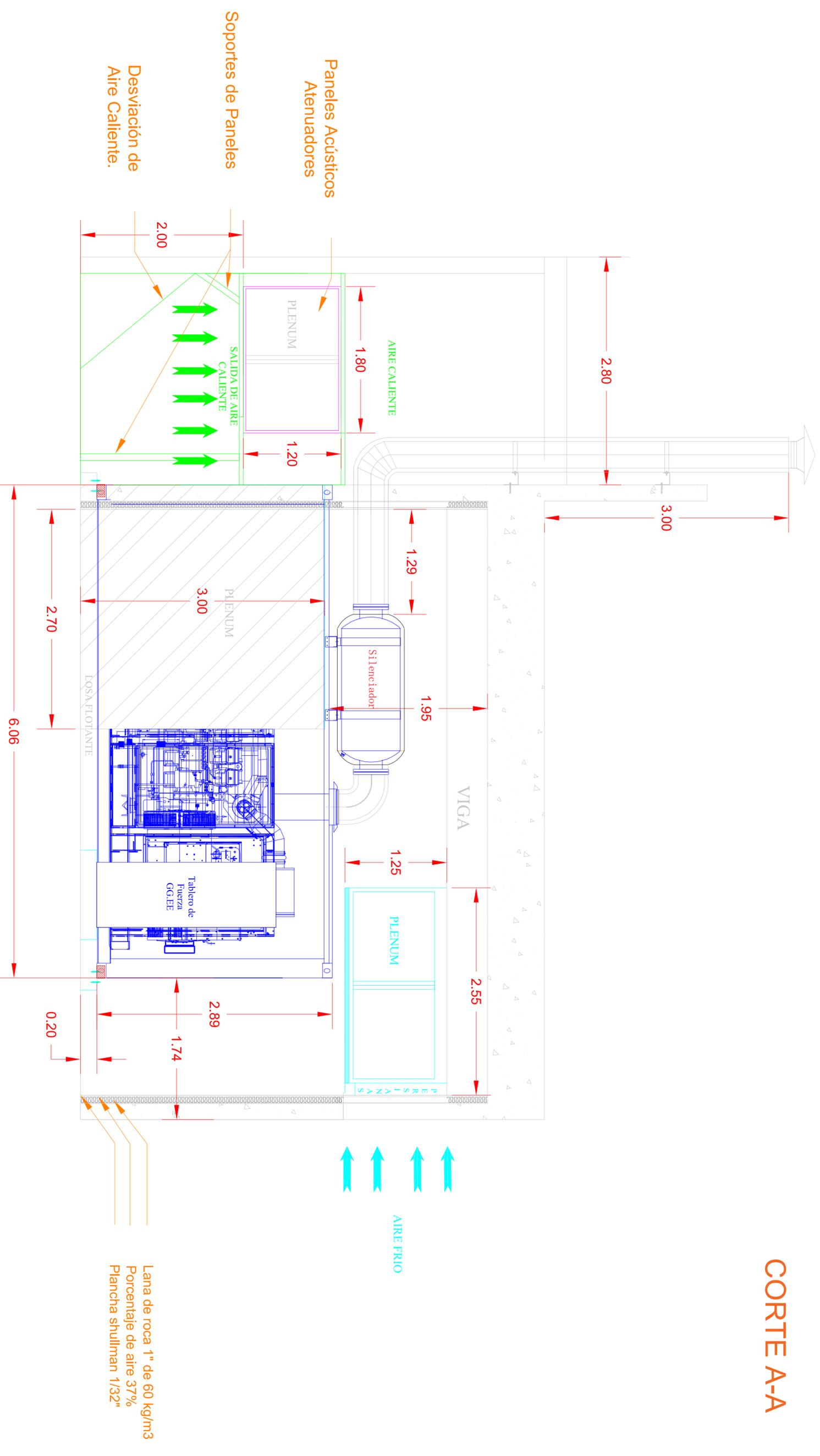
Sistemas de cubiertas metálicas compuestas o estándar

Anexo 7. Coeficientes de absorción de sonido de materiales de construcción.

TABLA 30.1. Coeficientes de absorción del sonido de materiales de construcción (Continuación)

	Coeficientes de absorción del sonido					
	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Suelos:						
Hormigón o terrazo	0,01	0,01	0,015	0,02	0,02	0,02
Baldosas de linóleo, asfalto, caucho o corcho sobre hormigón	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02
Madera	0,15	0,11	0,10	0,07	0,06	0,07
Parquet de madera sobre asfalto u hormigón	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07
Vidrio:						
Grandes paneles de placas de cristal pesado	0,18	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02
Cristal ordinario de ventana	0,29	0,10	0,05	0,04	0,07	0,09
Tablero de escayola de 1,27 cm (1/2 in), clavado a travesaños de 5,1 por 10,2 cm (2 por 4 in), con 41 cm (16 in) de centro a centro	0,29	0,10	0,05	0,04	0,07	0,09
Baldosa de mármol o esmaltada	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
Spray mineral sobre materiales:						
Fibra mineral de 1,27 cm (1/2 in)	0,05	0,15	0,45	0,70	0,80	0,80
Fibra mineral de 1,9 cm (3/4 in)	0,10	0,30	0,60	0,90	0,90	0,85
Fibra mineral de 2,5 cm (1 in)	0,16	0,45	0,70	0,90	0,90	0,85
Fibra mineral de 1,27 cm (1/2 in) sobre listones de metal con cámara de aire de 2,54 cm (1 in)	0,25	0,50	0,80	0,90	0,90	0,85
Masilla, escayola o cal, con acabado liso sobre baldosa o ladrillo	0,013	0,015	0,02	0,03	0,04	0,05
Masilla, escayola o cal, con acabado burdo sobre listón	0,14	0,10	0,06	0,05	0,04	0,03
Lo mismo con acabado liso	0,14	0,10	0,06	0,04	0,04	0,03
Panel de contrachapado, de 1 cm (3/8 in) de grosor	0,28	0,22	0,17	0,09	0,10	0,11
La superficie del agua, como en una piscina	0,008	0,008	0,013	0,015	0,020	0,025

CORTE A-A



Lana de roca 1" de 60 kg/m³
 Porcentaje de aire 37%
 Plancha shullman 1/32"

EMITIDO:	DIBUJO:	DISEÑO:	REVISO:	APROBO:	REV:	FECHA:
EM1	DIB1	DIS1	REN1	APR1	REV1	FEC1
EM2	DIB2	DIS2	REN2	APR2	REV2	FEC2
EM3	DIB3	DIS3	REN3	APR3	REV3	FEC3
EM4	DIB4	DIS4	REN4	APR4	REV4	FEC4

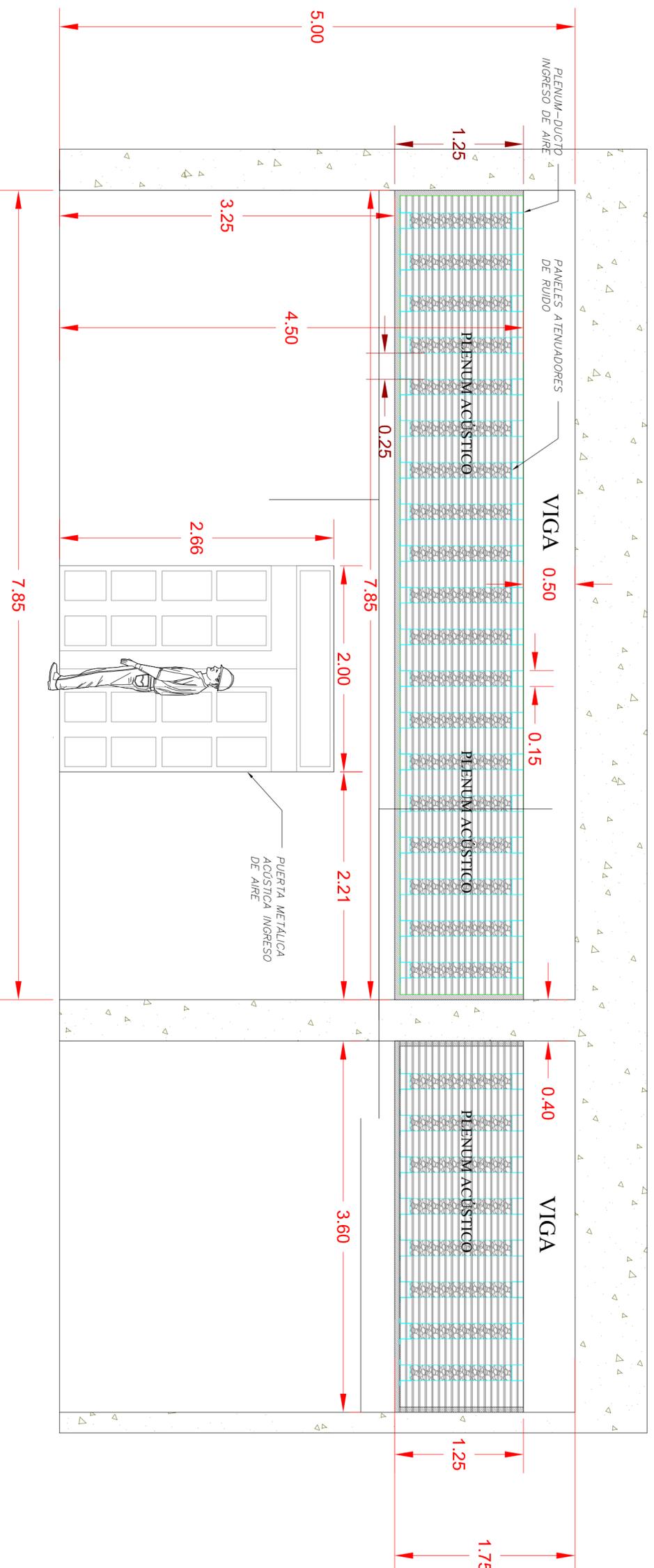
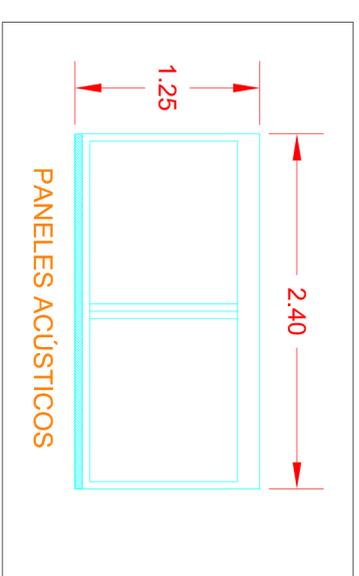


PROYECTO : SISTEMA DE ELECTROMECANICO ACUSTICO 2.7 MW
 INSTITUTO SUPERIOR : UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

TITULO : INSONORIZACION DE SALA DE GRUPO ELECTROGENO.
 PLANO DEL SISTEMA DE AIRE CALIENTE

FECHA:	UNIDAD:	FORMATO:	ESCALA:	HOLA N°:
04/09/2023	MM	A2	ESC	02/09

CORTE C - C



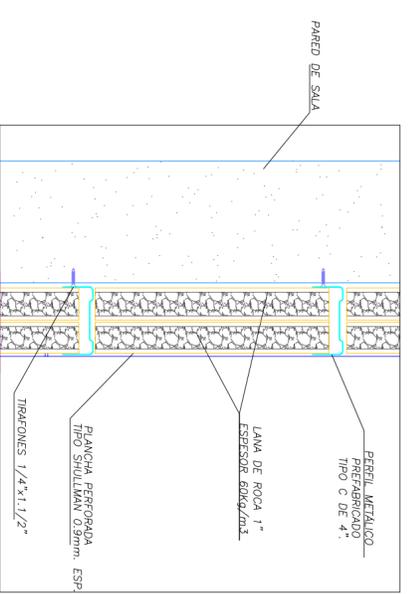
EMITIDO:	DIBUJO:	DISEÑO:	REVISO:	APROBO:	REV:	FECHA:
EM1	DIR1	DIS1	REN1	APR1	REV1	FEC1
EM2	DIR2	DIS2	REN2	APR2	REV2	FEC2
EM3	DIR3	DIS3	REN3	APR3	REV3	FEC3
EM4	DIR4	DIS4	REN4	APR4	REV4	FEC4

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

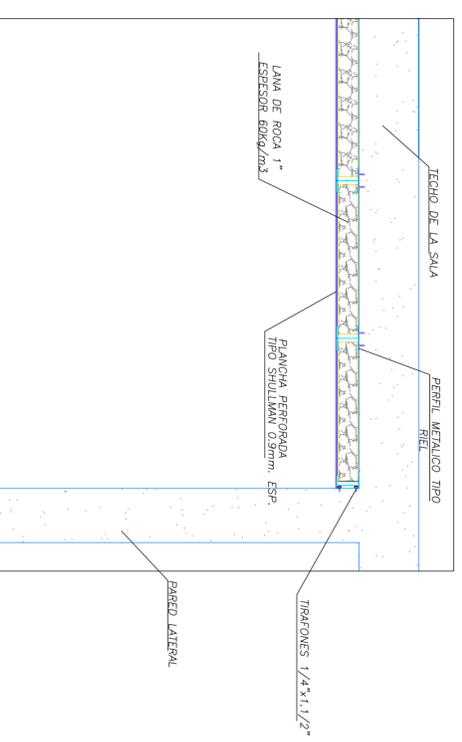
PROYECTO :	SISTEMA DE ELECTROMECANICO ACUSTICO 2.7 MW
INSTITUTO SUPERIOR :	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

TITULO :	INSONORIZACION DE SALA DE GRUPO ELECTROGENO.
	PLANO DEL SISTEMA DE INGRESO DE AIRE

FECHA:	04/09/2023	ESCALA:	ESC
UNIDAD:	MM	HOJA N.º:	03/09
FORMATO:	A2		



DETALLE DE FORRADO ACÚSTICO DE PARED



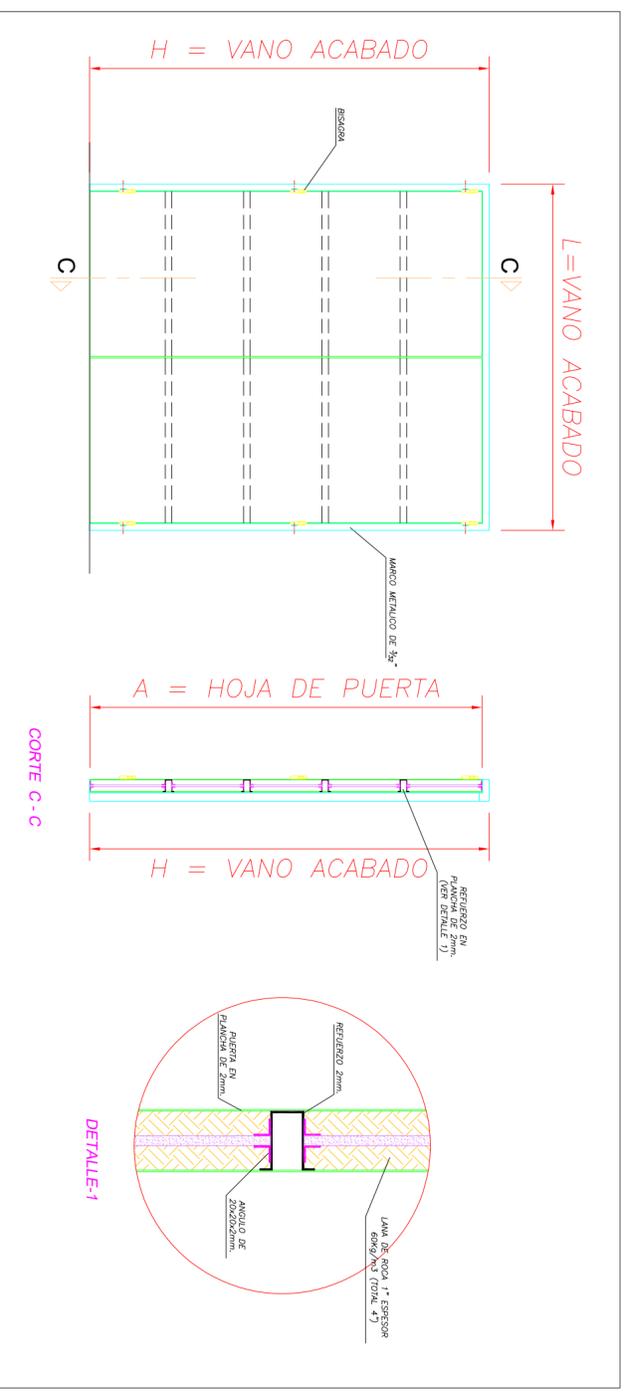
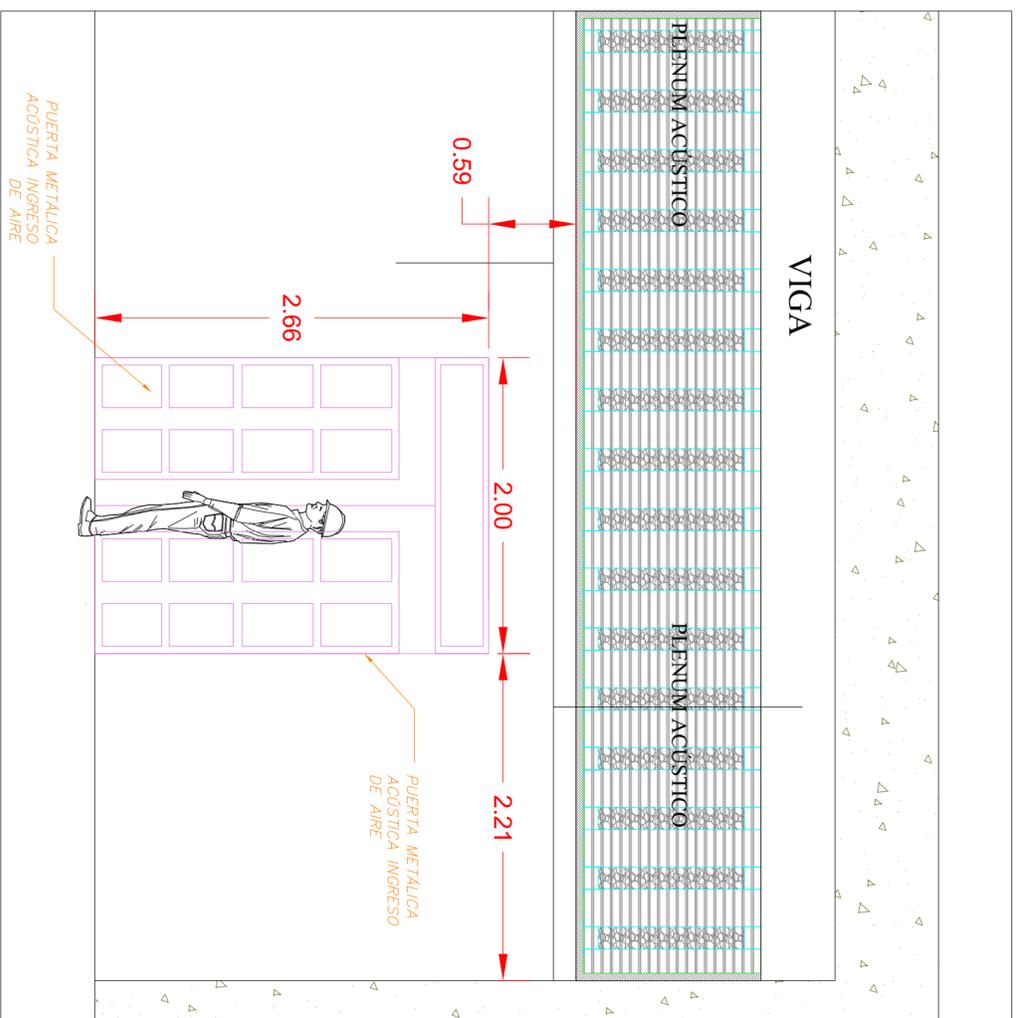
DETALLE DE FORRADO ACÚSTICO DE TECHO

EMITIDO:	DIBUJO:	DISEÑO:	REVISO:	APROBO:	REV:	FECHA:
EM1	DIR1	DIS1	REN1	APR1	REV1	FEC1
EM2	DIR2	DIS2	REN2	APR2	REV2	FEC2
EM3	DIR3	DIS3	REN3	APR3	REV3	FEC3
EM4	DIR4	DIS4	REN4	APR4	REV4	FEC4

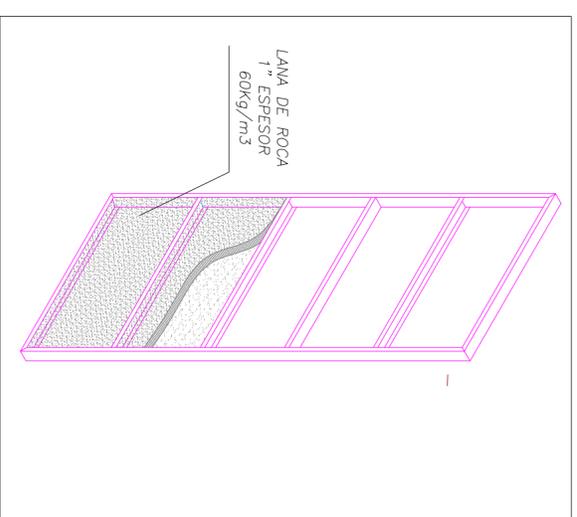


PROYECTO : SISTEMA DE ELECTROMECANICO ACUSTICO 2.7 MW
 INSTITUTO SUPERIOR : UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

TITULO :	FECHA:	UNIDAD:	ESCALA:
INSONORIZACION DE SALA DE GRUPO ELECTROGENO. PLANOS DE SALA ACUSTICA / PAREDES Y TECHO	04/09/2023	MM	ESC
		A2	ESC
		PLANOV1	HOLA N°: 05/09



DETALLE DE PUERTA ACÚSTICA "A"



DETALLE DE FORRADO ACÚSTICO DE PUERTA

EMITIDO:	DIBUJO:	DISEÑO:	REVISO:	APROBO:	REV:	FECHA:
EMI1	DIR1	DIS1	REN1	APR1	REV1	FEC1
EMI2	DIR2	DIS2	REN2	APR2	REV2	FEC2
EMI3	DIR3	DIS3	REN3	APR3	REV3	FEC3
EMI4	DIR4	DIS4	REN4	APR4	REV4	FEC4

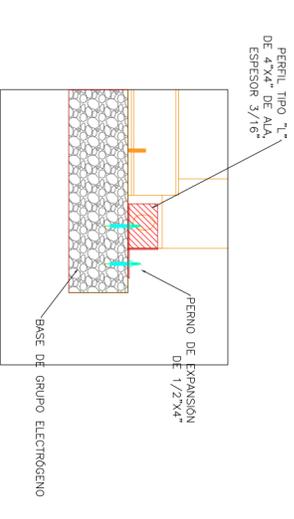
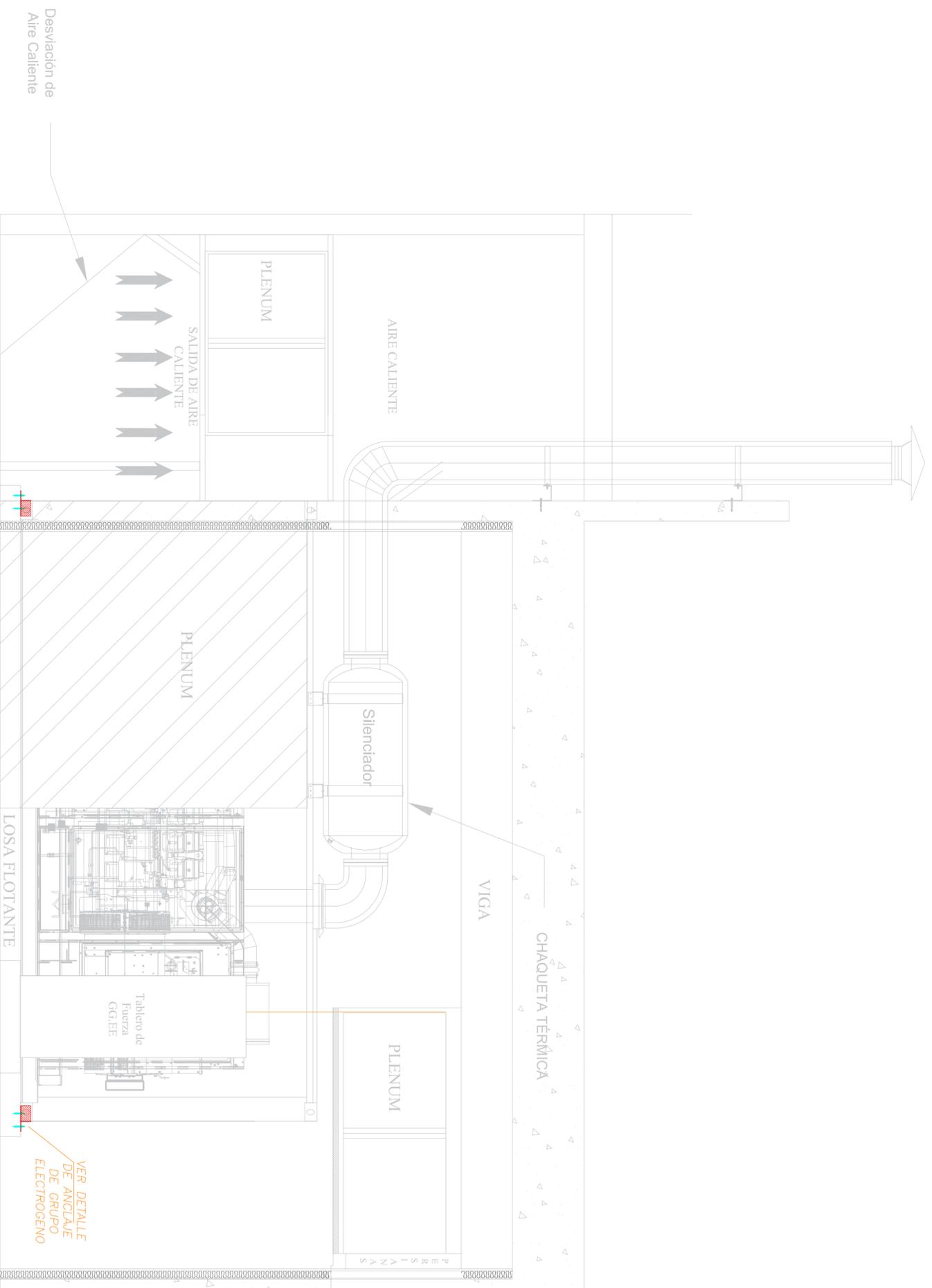


PROYECTO : SISTEMA DE ELECTROMECANICO ACUSTICO 2.7 MW
 INSTITUTO SUPERIOR : UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

TITULO :
 INSONORIZACION DE SALA DE GRUPO ELECTROGENO.
 PLANOS DE PUERTA ACÚSTICA

FECHA:	UNIDAD:	FORMATO:	ESCALA:	HOLA N.º:
04/09/2023	MM	A2	ESC	06/09

CORTE A - A



DETALLE DE ANCLAJE DE GRUPO ELECTROGENO

Desviación de Aire Caliente

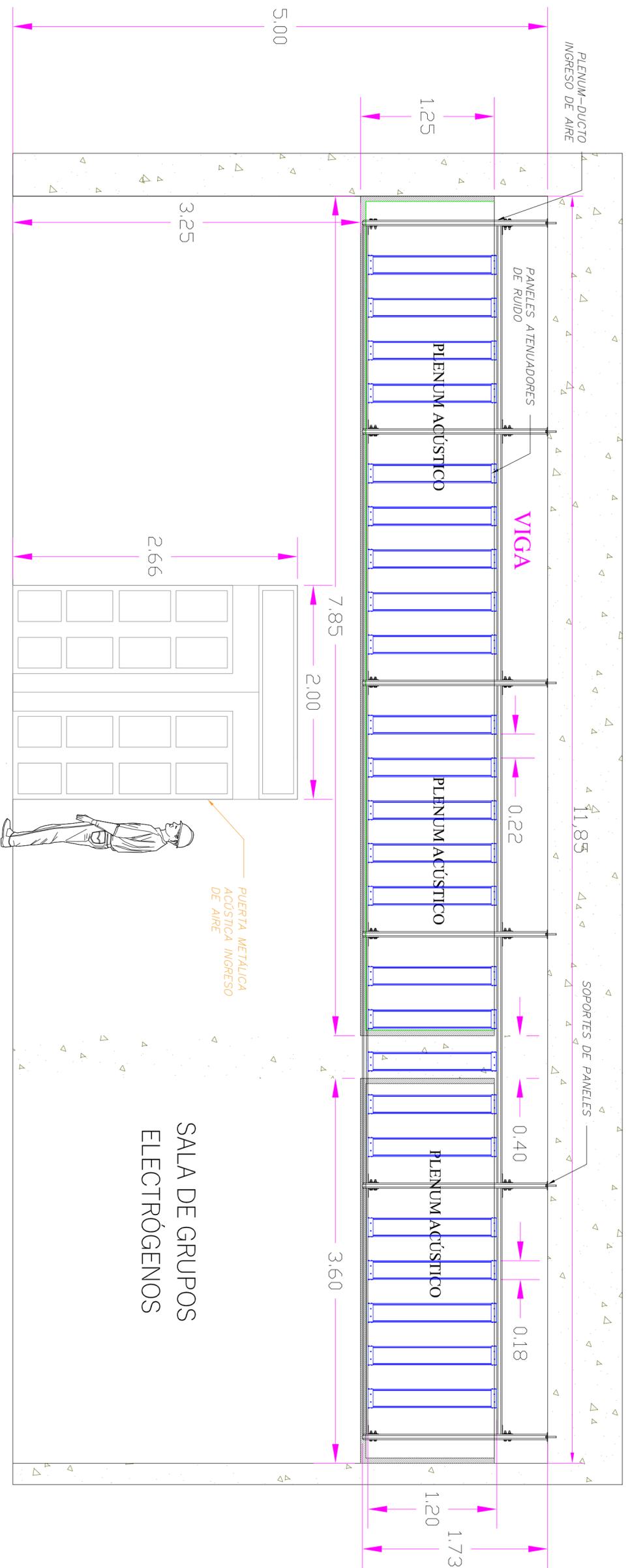
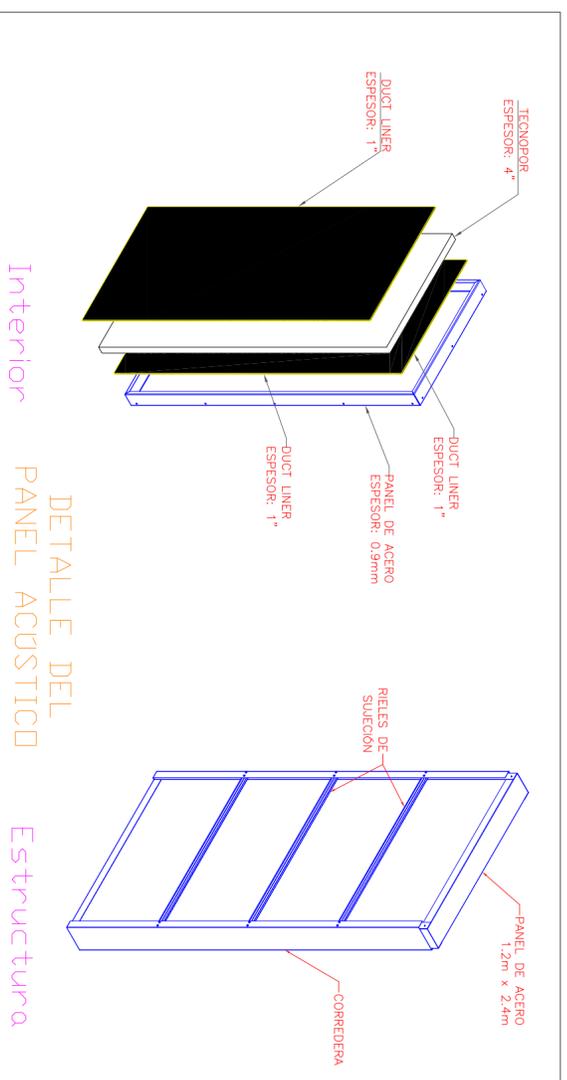
EMITIDO:	DIBUJO:	DISEÑO:	REVISO:	APROBO:	REV:	FECHA:
EM1	DIR1	DIS1	REN1	APR1	REV1	FEC1
EM2	DIR2	DIS2	REN2	APR2	REV2	FEC2
EM3	DIR3	DIS3	REN3	APR3	REV3	FEC3
EM4	DIR4	DIS4	REN4	APR4	REV4	FEC4



PROYECTO :	SISTEMA DE ELECTROMECANICO ACUSTICO 2.7 MW
INSTITUTO SUPERIOR :	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

TITULO :	PLANOS ASBULLI.
	ANCLAJE DE GRUPO ELECTROGENO

FECHA:	04/09/2023	ESCALA:	ESC
UNIDAD:	MM	HOJA N.º:	07/09
FORMATO:	A2		
PLANOV1			



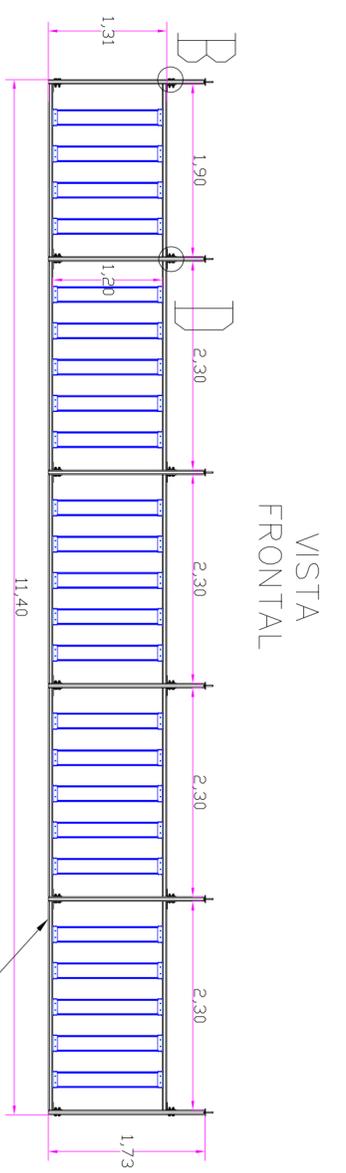
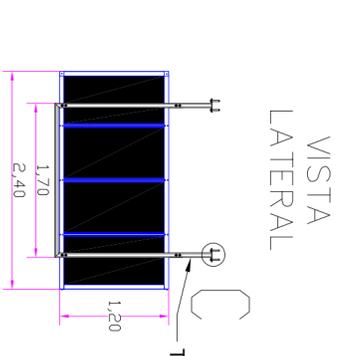
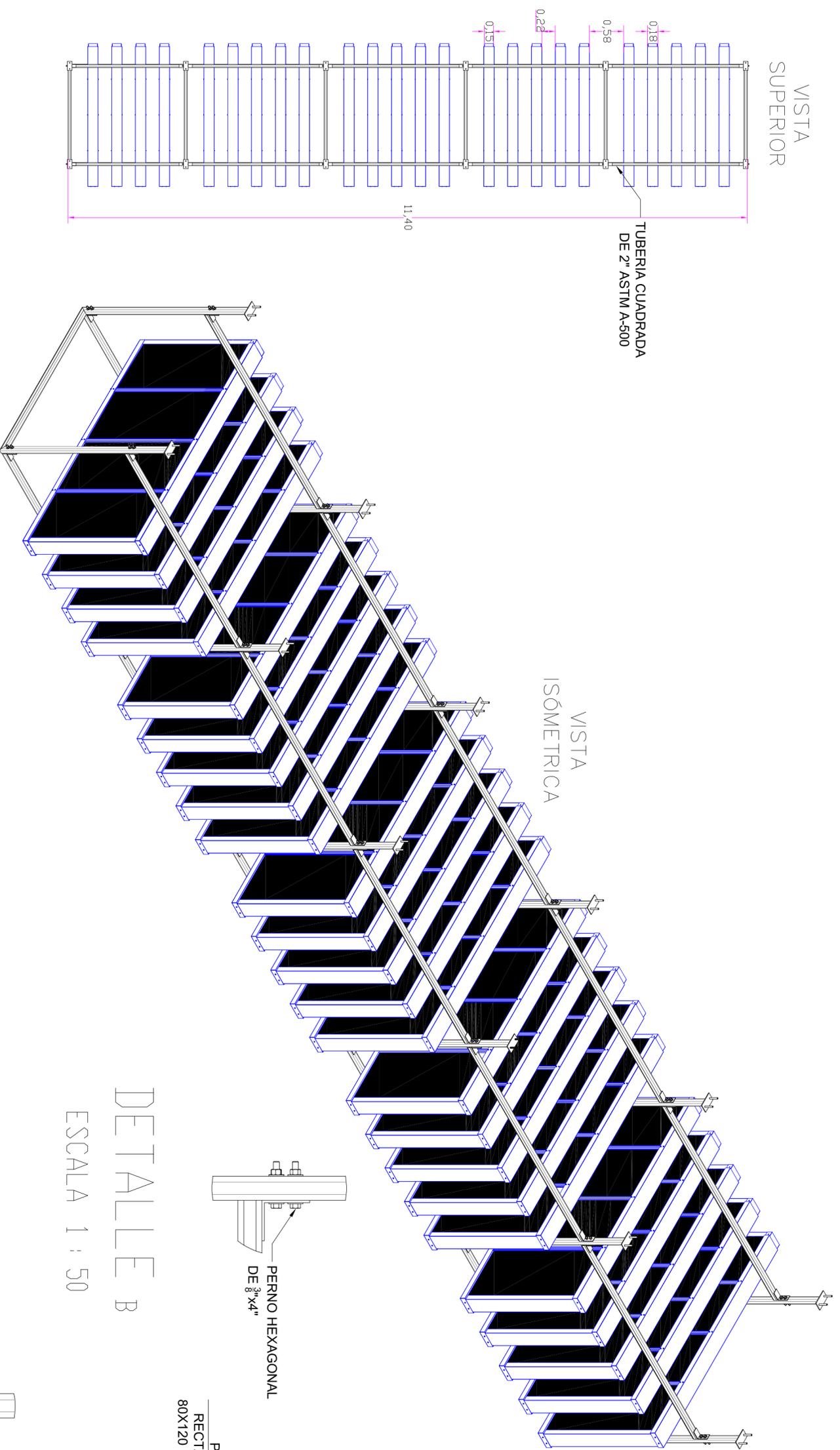
SALA DE GRUPOS
ELECTRÓGENOS

EMITIDO:	DIBUJO:	DISEÑO:	REVISOS:	APROBO:	REV:	FECHA:
EM1	DIB1	DIS1	REV1	APR1	REV1	FEC1
EM2	DIB2	DIS2	REV2	APR2	REV2	FEC2
EM3	DIB3	DIS3	REV3	APR3	REV3	FEC3
EM4	DIB4	DIS4	REV4	APR4	REV4	FEC4

PROYECTO : SISTEMA ELECTROMECANICO ACUSTICO 2.7 MW
 INSTITUTO SUPERIOR : UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

TITULO : INSONORIZACION DE SALA DE GRUPO ELECTROGENO.
 PLANO DEL SISTEMA DE INGRESO DE AIRE - PANELES

FECHA:	UNIDAD:	FORMATO:	ESCALA:	HOLA N.º:
04/09/2023	MM	A2	ESC	08/09



DETALLE B
ESCALA 1 : 50

DETALLE C
ESCALA 1 : 50

DETALLE D
ESCALA 1 : 50

EMITIDO:		DISEÑO:		REVISOS:		APROBO:		REV:		FECHA:	
EM1	DIB1	DIS1	REV1	APR1	REV1	FECH1					
EM2	DIB2	DIS2	REV2	APR2	REV2	FECH2					
EM3	DIB3	DIS3	REV3	APR3	REV3	FECH3					
EM4	DIB4	DIS4	REV4	APR4	REV4	FECH4					
PROYECTO :		SISTEMA ELECTROMECANICO ACUSTICO 2.7 MW									
INSTITUTO SUPERIOR :		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA									
TITULO :		INSONORIZACION DE SALA DE GRUPO ELECTROGENO.									
PLANO DEL SISTEMA DE INGRESO DE AIRE - ESTRUCTURA DE PLENUM - SPLITTER		FECHA:		UNIDAD:		FORMATO:		ESCALA:		HOJA N.º:	
		04/09/2023		MM		A2		ESC		PLANOV1 09/09	

