



FACULTAD DE INGENIERÍAS Y CIENCIAS AGROPECUARIAS

INGENIERIA EN SONIDO Y ACUSTICA

**“CONTROL DE RUIDO Y VIBRACIONES EN LA CABINA DE UNA
COSECHADORA DE MAÍZ MEDIANTE ACONDICIONAMIENTO Y
AISLAMIENTO ACÚSTICO”**

Trabajo de titulación presentado en conformidad a los requisitos para optar el
título de **Ingeniero en Sonido y Acústica**

PROFESOR GUÍA:

ING. CHRISTIAM GARZÓN MSc

AUTOR:

MIGUEL CAÑIZARES

2012

DECLARACIÓN PROFESOR GUÍA:

“Declaro haber dirigido este trabajo a través de reuniones periódicas con el estudiante, orientando sus conocimientos y competencias para un eficiente desarrollo del tema y tomando en cuenta la Guía de Trabajos de Titulación correspondiente”.

Ing. Christiam Garzón MSc

Máster en acústica arquitectónica y medio ambiente

CI: 1713644621

DECLARACIÓN DE AUTORÍA DEL ESTUDIANTE:

“Declaro que este trabajo es original, de mi autoría, que se han citado las fuentes correspondientes y que en su ejecución se respetaron las disposiciones legales que protegen los derechos de autor vigentes.”

Miguel Alonso Cañizares Mena

CI: 1716278609

AGRADECIMIENTO

Agradezco mucho a mis padres, ellos siempre me apoyaron en este largo camino, a mi hermano que me ayudo con la presentación para la defensa de la tesis.

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a mis padres
ya que por ellos pude entrar a la
universidad y lograr convertirme
en ingeniero.

Resumen

El trabajo consiste en la elaboración de un sistema de control de ruido y vibraciones en la cabina de una cosechadora de maíz basándose en la teoría de aislamiento y acondicionamiento acústico.

Es muy necesaria la elaboración de un sistema de control de ruido para la cabina de la cosechadora de maíz ya que el operador sufre graves daños por el ruido y las vibraciones siendo unos pocos ejemplos, problema de columna, problemas cardiacos y la eventual pérdida de la audición por estar expuesto continuamente a niveles muy elevados de presión sonora que poco a poco deterioran la audición del operador.

Al no tener una normativa para este caso en específico se tomará como referencia la normativa ISO-2631 para el caso de vibraciones de todo el cuerpo humano, aunque no se puede aplicar esta normativa a cabalidad ya que la situación y el medio no lo permiten siendo necesaria la elaboración de una normativa bajo las condiciones ecuatorianas.

Para elaborar el sistema de control de ruido se realizarán mediciones in situ para conocer la situación actual en la que se encuentra la máquina y con estos resultados poder realizar análisis para obtener una solución eficaz y viable.

El sistema de control de ruido aéreo básicamente va a constar de aplicación de un material de alta densidad en el techo de la cabina, cambiar todas las juntas tanto en vidrios como en la puerta por juntas de caucho nuevas. Para el control de vibraciones se propone cambiar el asiento del operador por uno más ergonómico y poner amortiguadores en su base, para el piso se va a aplicar una moqueta de caucho con cámara de aire interna y cubierta de una placa metálica para su protección.

La reducción de ruido total que puede proveer el prototipo que se plantea en el trabajo es de 30% a 40% llegando a tener un nivel de presión sonora final en la cabina del operador entre 49.9 [dBA] a 58.3 [dBA].

Abstract

The work consists of developing a control system noise and vibration in the cab of a corn harvester, based on theory of acoustic isolation and conditioning.

It is very necessary to develop a noise control system for the cab of the corn harvester because the operator suffers severely damaged by noise and vibration being a few examples, back problems, heart problems and the possible loss of hearing from long exposure to very high levels of sound pressure that gradually impair the operator's hearing.

With no rules for this specific case will be taken as a reference the ISO-2631 in the case of vibrations of the whole human body, but cannot fully implement this legislation for the situation and environment in the country, being necessary to draft a regulation under the conditions of Ecuador.

To establish the noise control system, to understand the current situation which is the machine will be measured in situ and with this results make an analysis for an effective and viable solution.

The control system of noise in air is basically going to consist of applying a high-density material on the roof of the cab, change all the joints in both glass and the door for new rubber joints. For vibration control is proposed to change the operator's seat for a more ergonomic and a shock absorber in its base, in the floor is going to be applied a carpet of rubber with air chamber and covered with a metal plate for protection.

The total noise reduction that can provide the prototype that is proposed in this work will be 30% to 40% to have a final sound pressure level at the operator's cab between 49.9 [dBA] to 58.3 [dBA].

Índice

1. Capítulo I	1
1.1. Introducción	1
1.2. Antecedentes	2
1.3. Justificación	8
1.4. Objetivos del Proyecto	8
1.4.1. Objetivos Generales	8
1.4.2. Objetivos Específicos.....	9
1.5. Hipótesis	9
2. Capítulo II	10
2.1. Marco Teórico	10
2.1.1. Conceptos de Acústica	10
2.1.1.1. Sonido	10
2.1.1.2. Velocidad de Propagación del Sonido.....	11
2.1.1.3. Tonos Puros.....	12
2.1.1.4. Longitud de Onda.....	13
2.1.1.5. Sonidos no Periódicos.....	14
2.1.1.6. Energía de una Onda.....	14
2.1.1.7. Intensidad Sonora	15
2.1.1.8. Nivel de Presión Sonora	15
2.1.1.9. Espectro	15
2.1.1.10. Nivel de Potencia Sonora.....	16
2.1.2. Conceptos de Vibraciones	17
2.1.2.1. Aislamiento de Vibraciones.....	17

2.1.2.2. Deflexión Estática.....	19
2.1.2.3. Aisladores Amortiguados	19
2.1.2.4. Materiales Para Aislamiento de Vibraciones.....	20
2.1.2.5 Efectos de Vibraciones Sobre el Hombre.....	21
2.1.3. Mediciones Acústicas.....	21
2.1.3.1. Compensación de Frecuencias	21
2.1.3.2. Respuesta Temporal	23
2.1.3.3. Micrófonos de Medición.....	24
2.1.3.4. Analizadores de Espectro	24
2.1.3.5. Sonómetro.....	25
2.1.3.6. Definiciones Integradoras y Estadísticas	25
2.1.3.6.1. Nivel Sonoro Continuo Equivalente (L_{eq})	25
2.1.3.6.2. Dosis de Ruido (D).....	26
2.1.3.6.3. Nivel de Exposición Sonora (SEL)	26
2.1.3.6.4. Parámetros Estadísticos (L_n , L_{MAX} , L_{MIN}).....	26
2.1.3.6.5. Nivel Pico	26
2.1.3.6.6. Nivel Promedio Día-Noche (L_{dn})	26
2.1.3.6.7. Nivel Personal de Exposición Diaria ($L_{EP,d}$) .	27
2.1.3.7. Calibración	27
2.1.3.8. Pistófono	27
2.1.4. Mediciones de Vibraciones	27
2.1.4.1. Acelerómetro Mecánico	28
2.1.4.2. Acelerómetro Piezoeléctrico	28
2.1.4.3. Acelerómetro de Efecto Hall.....	28
2.1.4.4. Acelerómetro de Condensador	28
2.1.4.5. Acelerómetros Modernos (Triaxiales).....	28

2.1.5. Normativa Laboral.....	29
2.2 Equipos a Utilizar.....	30
2.2.1. Micrófono de Medición Audix TR-40	30
2.2.2. SpectraPlus 5.0	31
2.2.3. M-Audio Fast Track Pro	32
2.2.4. Analizador de Vibraciones RION VA-10	33
3. Capítulo III	35
3.1. Descripción de la Situación Actual	35
3.2. Mediciones In Situ	40
3.3. Diagrama de Ruido	48
3.4. Gráficos	49
4. Capítulo IV.....	55
4.1. Planteamiento de Soluciones	55
4.1.1. Ruido de transmisión aérea	55
4.1.2. Ruido de transmisión estructural	56
4.1.3. Análisis de Soluciones	57
4.2. Simulación.....	61
4.3. Prototipo	62
5. Capítulo V.....	67
5.1. Análisis Costo/Beneficio	67
6. Capítulo VI.....	69
6.1. Conclusiones	69
6.2. Recomendaciones	70

Bibliografía..... 72

Anexos 73

Índice de Figuras

Figura 1.1. Diagrama de puestos de la empresa.....	4
Figura 1.2. Macro localización de la Hacienda “La Florida” ubicada en Los Ríos – Quevedo.....	6
Figura 1.3. Micro localización coordenadas: S 00° 52’ 54.3” W 079° 16’ 47.5”.....	7
Figura 2.1. Tono Puro Senoidal de 100 [Hz]. Se muestra 1 ciclo.	12
Figura 2.2. Suma de Tonos Puros Senoidales de 100 [Hz] y 200 [Hz]. Se muestra 1 ciclo.	13
Figura 2.3. Ruido.	14
Figura 2.4. Tono Puro senoidal de 100 [Hz].	16
Figura 2.5. Suma de Tonos Puros Senoidales de 100 [Hz] y 200 [Hz].	16
Figura 2.6. Curvas Robinson y Dadson de Igual Sonoridad.	22
Figura 2.7. Curvas de Compensación de Frecuencias A, B, C, D.	23
Figura 2.8. Respuesta de Frecuencia Audix TR-40.	31
Figura 2.9. Audix TR-40.....	31
Figura 2.9. Interface Gráfica con Spectrum, 3D Surface y Spectrogram.	32
Figura 2.10. Interface de audio M-Audio Fast Track Pro.	33
Figura 2.11. Analizador de vibraciones RION VA-10.....	34
Figura 3.1. Distribución espacial de los puntos de medición de sonido.....	37
Figura 3.2. Distribución espacial de los puntos de medición de vibraciones...	39
Figura 3.3. Mapa de ruido en cada punto de medición en una vista superior de la cosechadora.	48
Figura 3.4. Aceleración Punto 1.	49
Figura 3.5. Aceleración Punto 1 comparado con la curva K=8 del TULAS.....	49
Figura 3.6. Aceleración Punto 2.	50
Figura 3.7. Aceleración Punto 2 comparado con la curva K=8 del TULAS.....	50
Figura 3.8. Aceleración Punto 3.	51
Figura 3.9. Aceleración Punto 3 comparado con la curva K=8 del TULAS.....	51
Figura 3.10. Aceleración Punto 4.	52
Figura 3.11. Aceleración Punto 4 comparado con la curva K=8 del TULAS....	52

Figura 3.12. Aceleración Punto 5.	53
Figura 3.13. Aceleración Punto 5 comparado con la curva K=8 del TULAS....	53
Figura 3.14. Aceleración Punto 6.	54
Figura 3.15. Aceleración Punto 6 comparado con la curva K=8 del TULAS....	54
Figura 4.1. Simulación de la situación actual en EASE.	61
Figura 4.2. Medidas en [m] de todos los vidrios a reemplazar.....	62
Figura 4.3. Armado de las nuevas ventanas.	62
Figura 4.4. Medidas en [m] del Fonac Barrier.....	63
Figura 4.5. Medidas en [m] de la Moqueta.	63
Figura 4.6. Armado de Fonac Barrier y Moqueta.....	64
Figura 4.7. Prototipo final.....	64
Figura 4.8. Cabina actual VS Prototipo. Ruido por transmisión aérea.....	66
Figura 4.9. TL del vidrio y del Fonac Barrier.....	66

Índice de Tablas

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas del micrófono de medición Audix TR-40.	30
Tabla 2.2. Especificaciones técnicas de la entrada de micrófono de la interfaz de audio M-Audio Fast Track Pro.....	33
Tabla 2.3. Especificaciones técnicas del RION VA-10.....	34
Tabla 3.1. Ubicación espacial de los puntos de medición.....	37
Tabla 3.2. Mediciones de sonido In Situ.	40
Tabla 3.3. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 1.....	42
Tabla 3.4. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 2.....	43
Tabla 3.5. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 3.....	44
Tabla 3.6. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 4.....	45
Tabla 3.7. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 5.....	46
Tabla 3.8. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 6.....	47
Tabla 4.1. Análisis de reducción de ruido.	58
Tabla 4.2. Análisis de disponibilidad de mercado.	58
Tabla 4.3. Análisis de vida útil.....	59
Tabla 4.4. Análisis de costo.	59
Tabla 4.5. Análisis de resultados.	60
Tabla 4.6. Reducción de ruido del prototipo en transmisión aérea.	65
Tabla 5.1. Costos Unitarios de todas las soluciones.....	67

Índice de Fórmulas

2.1	Velocidad de propagación del sonido.....	11
2.2	Velocidad de propagación del sonido aproximada con la temperatura.....	11
2.3	Onda senoidal en función al tiempo.....	12
2.4	Longitud de onda.....	13
2.5	Energía de una onda.....	14
2.6	Intensidad sonora.....	15
2.7	Nivel de presión sonora.....	15
2.8	Nivel de potencia sonora.....	17
2.9	Movimiento con un resorte.....	17
2.10	Amplitud de la vibración con un resorte.....	18
2.11	Amplitud de la fuerza aplicada con un resorte.....	18
2.12	Coefficiente de transmisión con un resorte.....	18
2.13	Deflexión estática.....	19
2.14	Movimiento con resorte y amortiguador.....	19
2.15	Amplitud de la vibración con resorte y amortiguador.....	20
2.16	Coefficiente de transmisión con resorte y amortiguador.....	20
2.17	Nivel sonoro continuo equivalente (L_{eq}).....	25
2.18	Dosis de ruido (D).....	26
2.19	Nivel promedio Día-Noche (L_{dn}).....	26

1. Capítulo I

1.1. Introducción

La historia de la acústica data del siglo VI a.c, es decir que su origen es en la antigua Grecia y Roma, siendo su principal exponente Pitágoras que fue el primer científico que estudia la acústica, sus estudios fueron seguidos por Aristóteles, que llega a explicar la naturaleza del movimiento de las ondas acústicas y finalmente el arquitecto Vitruvio, que es el primero en explicar la acústica en lugares cerrados.

Estudios más serios acerca de la acústica llegan después de la revolución científica, donde Galileo y Mersenne descubren los principios y las leyes de la cuerda vibrante, Galileo también introduce un nuevo concepto a la acústica, nombrando como medio de propagación al aire. Entre 1630 y 1680 Newton obtiene la fórmula para describir el movimiento de ondas en sólidos, y este descubrimiento llegaría a ser uno de los pilares fundamentales para la acústica de hoy en día.

Dentro de la acústica, una de las ramas más grande que existe, es la Acústica Ambiental, que se encarga del control de ruido en exteriores, su efecto en las personas y la naturaleza, control de ruido en vehículos, talleres, establecimientos industriales, locales de ocio, etc.

La necesidad de controlar el ruido es un problema que se ha tenido desde que existen las comunidades, ya que la primera causa de ruido que existe en el mundo es el ocasionado por la acumulación de personas. Cada vez hay más personas en el mundo, lo que ocasiona que este ruido crezca cada vez más.

Un ruido diferente nace con la llamada revolución industrial, ya que en este momento se empiezan a construir máquinas de alto caballaje y de revoluciones muy altas, pero esas máquinas siempre necesitan de un operador, que es el que se ve más afectado por el ruido que emiten estas máquinas. En un principio no se daba importancia al ruido y no se lo tomaba en cuenta, ya que

es un contaminante que no se puede ver y sus efectos no son inmediatos. Después de largos estudios sobre el efecto del ruido en las personas, se llega a la conclusión de que el ruido puede provocar varios malestares aparte del desgaste natural que sufre el oído.

Las vibraciones son sistemas oscilatorios que pueden tener frecuencias muy bajas, que es posible observar su movimiento, o pueden llegar a tener frecuencias muy altas, que son capaces de producir ruidos altamente molestos para el ser humano. Para que exista una vibración es necesario que haya una masa con un grado de elasticidad.

A pesar de que las vibraciones parecen inofensivas, pueden causar un sin número de afecciones al ser humano, principalmente las vibraciones verticales, ya que están son muy nocivas para la columna vertebral, pudiendo llegar a tener desviamientos en este hueso, y ocasionar daños incluso a un nivel cerebral.

Con este estudio se trata de proteger al operador de una cosechadora de maíz del ruido, utilizando todos los métodos que sean necesarios para poder crear un ambiente de trabajo óptimo, cuidando la salud de esta persona. Se analizarán mediciones para poder crear un sistema de control de ruido y vibraciones eficaz, teniendo en cuenta que esta máquina carece de sistema de amortiguación por su elevado peso y su motor está en constante funcionamiento, ya que este se encarga no solo de mover la máquina, sino también se encarga de otros sistemas como el corte de la planta, extracción de la semilla y su almacenamiento.

1.2. Antecedentes

A mediados de los años 70, se comenzó a promocionar los cultivos de ciclo corto en la zona tropical ecuatoriana, por estos años era muy esporádico encontrar un tractor agrícola, en los campos tropicales o subtropicales ecuatorianos, prácticamente la utilización de maquinaria era muy restringida y solo se hallaba en las haciendas de la serranía, en cuanto se refiere a las

cosechadoras estas no pasaban de un dígito en todo el país y por cierto muy anticuadas y rudimentarias para la época.

La empresa en la que se va a realizar el estudio, es de tipo agrícola, dedicada al cultivo de ciclo corto, especialmente a los cultivos de: Maíz, soya y arroz. En esta actividad agrícola, la utilización de maquinaria es de vital importancia, la utilización de tractores de alto caballaje especialmente y de la cosechadora de cereales es de vital importancia. Este último tipo de maquinaria por tener un alto valor adquisitivo es muy difícil de reponer sobre todo en el medio en que no encontramos.

En cuanto comenzó a promocionarse el ciclo corto, se incrementó la utilización de maquinaria tanto de tractores como de cosechadoras, pero lamentablemente era y es muy difícil competir con los países productores de cereales, de tal manera que cada vez se complicaba más la reposición de la máquinas que iban envejeciendo, razón por la cual la mayoría de cosechadoras que hay en el país son de los años 80 y como es obvio, están bastantes deterioradas por lo que su gran capacidad de producir ruido se incrementa por el desgaste natural de todas las piezas involucradas en el proceso.

En la mayoría de las propiedades agrícolas, aunque estas sean compañías, su propietario o mayor accionista viene a ser el gerente y administrador a la vez, tenemos a un equipo de administración muy reducido, que generalmente se trata de una secretaria y a veces, aunque no muy a menudo, cuentan con un contador. Dependiendo de la cantidad de maquinaria agrícola que el productor tenga, necesita de operadores agrícolas que generalmente es el mismo número que máquinas tenga el productor. También cuentan con personal de campo que por tratarse de cultivos extensivos son de un número bastante reducido.

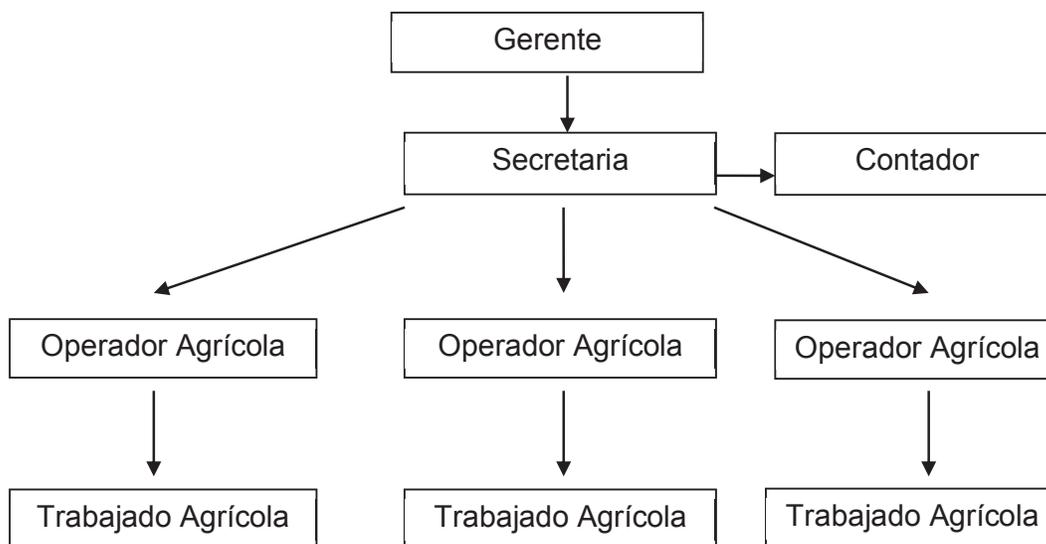


Figura 1.1. Diagrama de puestos de la empresa.

En la empresa agrícola en la cual se van a realizar los estudios, consta de 12 empleados incluido el gerente y administrador. Durante el tiempo de cosecha colaboran en la producción agrícola trabajadores que son eventuales, como son los transportistas y cuando la venta no se realiza inmediatamente, también se utiliza el servicio de secado y almacenamiento, aunque este procedimiento es muy ocasional de todas maneras hay que tomarlo en cuenta.

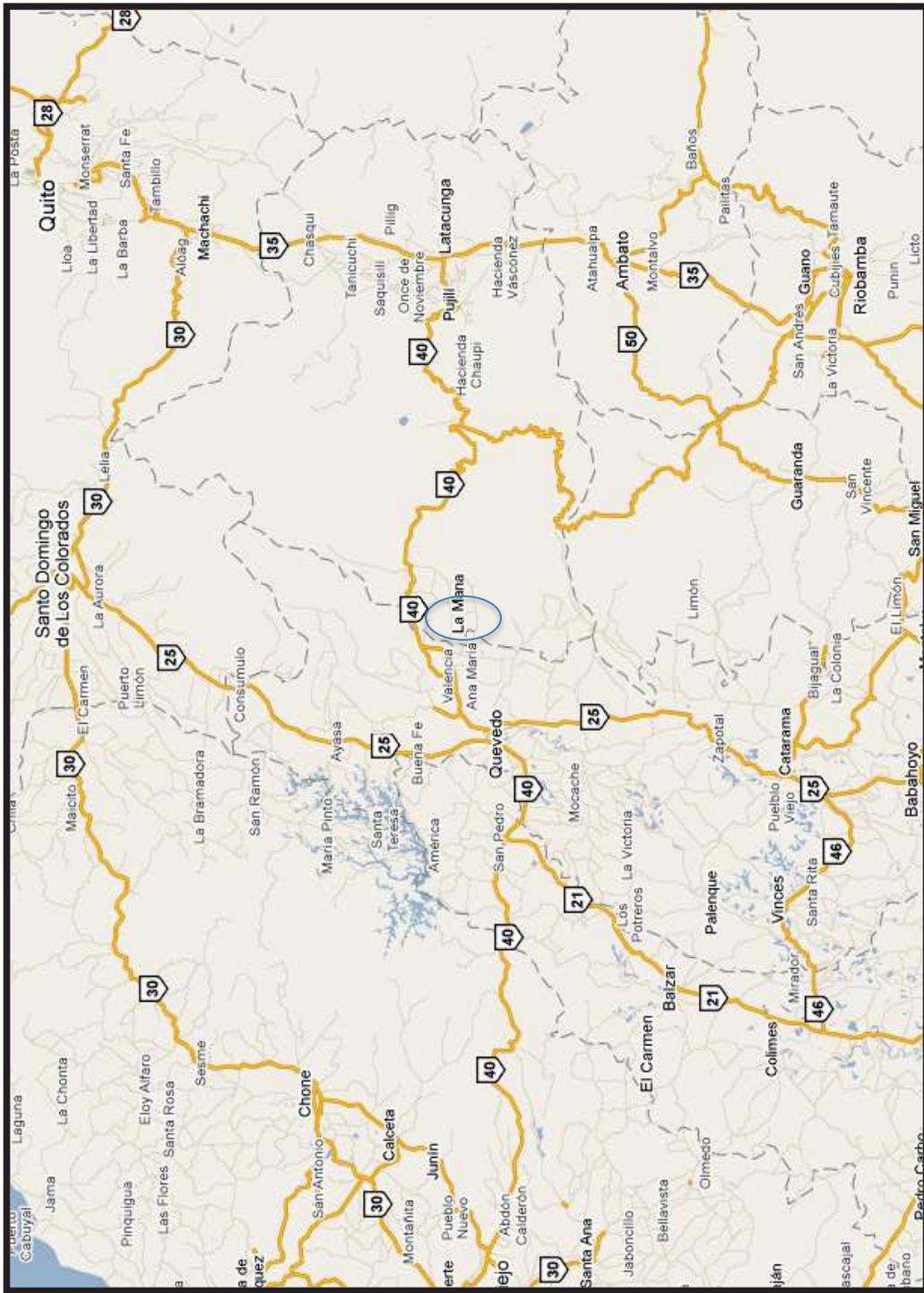
El cultivo de ciclo corto especialmente maíz, soya y arroz es de vital importancia para el país, sobre todo si llegan a dispararse los precios como ocurrió en los años 2007-2008, en ese instante el país debe tener una base, para no depender en exceso de los grandes países productores como Argentina, Brasil y EEUU principalmente. Por tal motivo siempre será necesario tener empresas agrícolas que se dediquen a esta actividad, lamentablemente el estado en este momento ha dejado a la deriva a este tipo de empresas, que por el momento están cruzando una crisis bastante profunda.

Este negocio por el momento tiene una rentabilidad bastante baja, y si la producción no es relativamente alta, la posibilidad de perder es bastante alta. Este motivo es el que ha llevado a no poder renovar la maquinaria agrícola y en

especial la cosechadora agrícola, al respecto el gobierno no ha tomado ninguna iniciativa dejando a los productores sin alguna oportunidad de mejorar su situación actual.

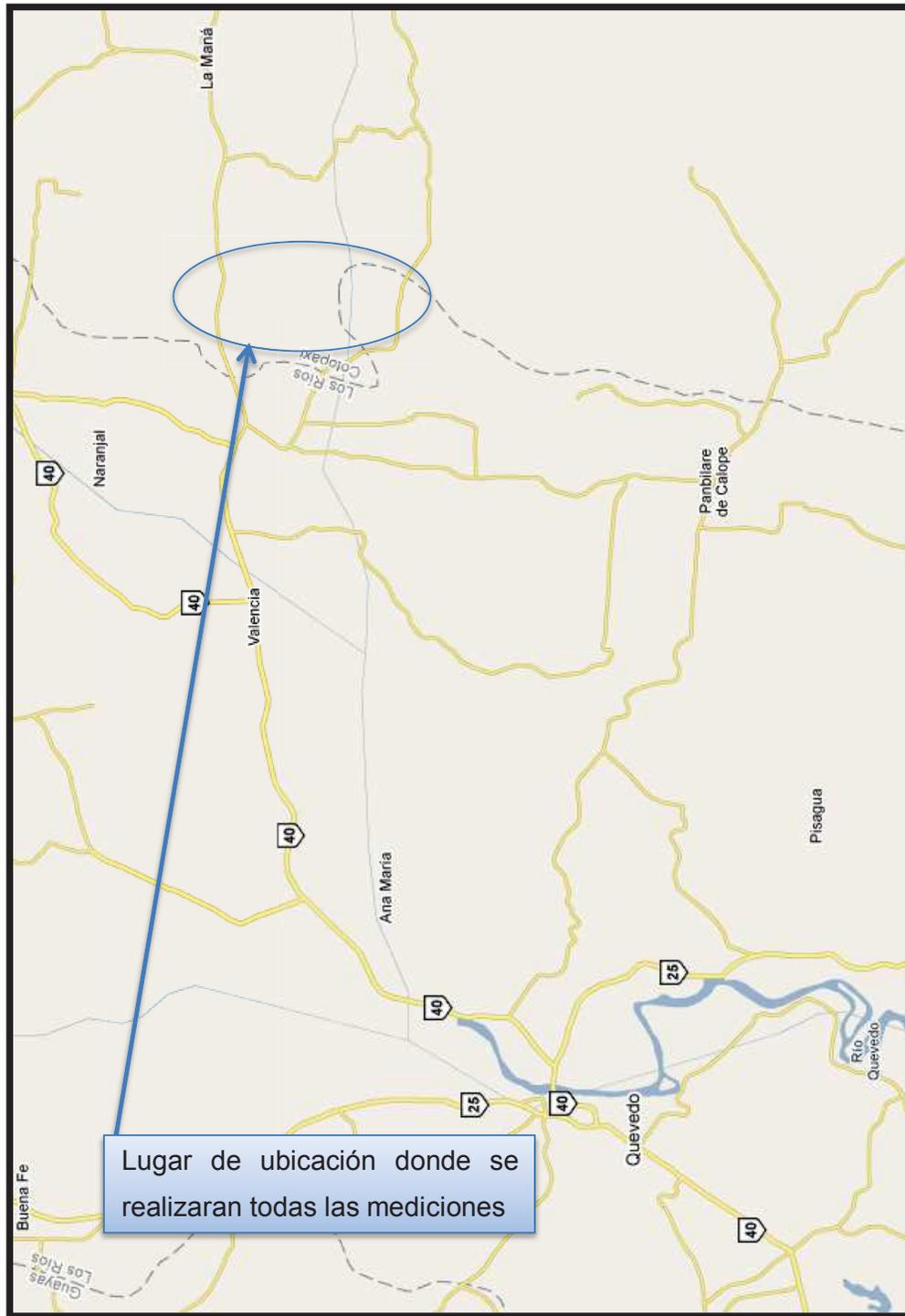
En este tipo de empresas, la cantidad de hectáreas a sembrarse es de gran importancia, porque se trata de un cultivo extensivo, en este caso el negocio en mención, tiene superficie tanto de su propio dueño como de tierras alquiladas. Otro insumo de gran importancia es la semilla, que tiene que ser de alta calidad, es decir un híbrido de alto rendimiento, lamentablemente no podemos contar con semilla transgénica que está siendo utilizada por otros países de la competencia, dejándonos en este contexto en una clara desventaja. Los fertilizantes son de alta importancia para el desempeño de este negocio, y los dos rubros llevan un alto porcentaje para la realización de la siembra y producción de cereales. En este contexto la base de la producción agrícola es la maquinaria con todos sus implementos que deben llevar a cabo la siembra, mantenimiento y cosecha en la producción de ciclo corto.

Figura 1.2. Macro localización de la Hacienda “La Florida” ubicada en Los Ríos – Quevedo.



Fuente: Google Maps.

Figura 1.3. Micro localización coordenadas: S 00° 52' 54.3"
W 079° 16' 47.5".



Fuente: Google Maps.

1.3. Justificación

La exposición a ruido de manera prolongada puede provocar diversos daños a las personas como: Pérdida auditiva permanente, estrés, hipertensión, depresión, entre otras.

Las vibraciones de igual manera, pueden provocar diversos daños a las personas como, daños en la columna vertebral y trastornos neuronales provocado por el exceso de movimiento, además hay que tomar en cuenta que ellas también aportan al nivel de ruido que existe en la máquina.

Los trabajadores no deben encontrarse expuestos a este tipo de amenazas, por esta razón hay que crear un ambiente de trabajo más confortable para poder tener un desempeño óptimo. El cuidado de los trabajadores está enteramente a cargo del dueño de la empresa por lo cual si el trabajador llegara a sufrir algún daño el dueño de la empresa deberá responder por él.

En el país no existen leyes que aseguren el bienestar de los trabajadores por esto es necesario crear conciencia en los trabajadores para que sepan que existen entornos de trabajo buenos y que deben reclamar ya que su salud está en juego, con este cambio en la mentalidad de los trabajadores se puede llegar a crear leyes que velen por su bienestar.

Las pérdidas auditivas son irreversibles y no se pueden curar pero si evitar y está a cargo de la empresa la reducción de la exposición de ruido a sus trabajadores.

1.4. Objetivos del Proyecto

1.4.1. Objetivos Generales

Diseñar un aislamiento y acondicionamiento acústico junto a un sistema de control de vibraciones para la cabina de una cosechadora de maíz que provea niveles bajos de ruido y vibraciones para su operador.

1.4.2. Objetivos Específicos

Realizar mediciones de los niveles de ruido a los que son expuestos los trabajadores.

Realizar un análisis de los datos obtenidos mediante las mediciones.

Determinar elementos que causen un ruido elevado.

Diseñar las medidas de control para reducir los niveles de ruido.

Diseñar un sistema de control de vibraciones adecuado para el operador.

1.5. Hipótesis

El motor y el sistema de corte aumentan el ruido a medida que se encuentren en peor estado de mantenimiento, se planea reducir un 40% del ruido dentro de la cabina.

La principal causa de excesivas vibraciones en la máquina es por la ausencia de un sistema de amortiguación en las llantas, lo que nos deja como único lugar posible para trabajar el asiento del operador.

2. Capítulo II

2.1. Marco Teórico

Para poder entender el fenómeno de ruido y vibraciones que sufre la cosechadora de maíz, es necesario revisar varios términos y nociones básicas, teniendo en cuenta que es una revisión rápida al respecto de acústica y vibraciones principalmente.

Hay que tener en cuenta que el estudio que se realiza no serviría de nada si no se tuviera una norma o reglamento con el cual comparar los resultados y tener una vía clara de hacia dónde queremos llegar, por esto se revisará las normas que rigen el funcionamiento de maquinaria agrícola.

2.1.1. Conceptos de Acústica

Dado que la acústica es una ciencia que abarca muchas partes y variadas, se dividirá en secciones para poder explicar todos los fenómenos que sean necesarios.

2.1.1.1. Sonido

El sonido es una vibración de partículas que se propaga en un medio, mediante esta premisa ya está implícito que el sonido no se propaga solamente en el aire, sino que se puede propagar en cualquier medio que tenga elasticidad.

En el caso específico del aire el sonido se propaga en forma de ondas longitudinales que crean una variación de presión, estas ondas viajan a una velocidad “c” en un tiempo “t” determinado. La manera más simple de entender la propagación del sonido es con el ejemplo de las perturbaciones que se pueden observar en el agua, al momento de existir una perturbación o vibración en el agua, se puede apreciar que se levanta el agua en el punto inicial de la perturbación y este levantamiento de agua al caer forma otro levantamiento de agua y así sucesivamente, creando una propagación circular de radio creciente.

El ejemplo anterior sirve para entender la propagación del sonido en el aire ya que sucede de una forma similar, al momento de ocurrir una perturbación en el aire en ese punto ocurre una acumulación de partículas que se ven impulsadas por el cambio de presión que ocasionó la perturbación y este movimiento ocurre a lo largo de todo el medio cada vez cayendo en amplitud a lo largo de la distancia y el tiempo.

El análisis anterior es para cuando ocurre una sola perturbación, en el caso del sonido hay varias perturbaciones seguidas con lo que ocurre que haya varios movimientos debido al cambio de presión que realice cada perturbación. Por este motivo se entiende a las perturbaciones como un cambio de presión que va a ser más pequeña que la presión atmosférica.

2.1.1.2. Velocidad de Propagación del Sonido

La velocidad de propagación del sonido principalmente depende del medio en el cual se esté desplazando, la velocidad se puede clasificar por medios gaseosos, líquidos y sólidos, pudiendo llegar a valores como 344 [m/s], 1500 [m/s], 5000 [m/s] respectivamente.

Para el cálculo de la velocidad de propagación se utiliza la siguiente fórmula:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.1)$$

Dónde:

γ = Coeficiente de dilatación adiabática (1.4 para el aire).

R = 8.31 [J/mol*°K] (Constante universal de los gases).

M = Masa molar del gas [kg/mol] (0.0288 para el aire).

T = Temperatura absoluta en grados Kelvin [°K].

Se puede hacer una aproximación de la velocidad de propagación del sonido en el aire mediante la siguiente fórmula:

$$c = 332 + 0.608 * t \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.2)$$

Dónde:

t = Es la temperatura del aire en grados centígrados [°C].

Se tiende a creer que la velocidad de propagación en el aire es de 344 [m/s] este valor es el más conocido ya que es el obtenido a 20 [°C] de temperatura y 1 [atm] de presión, que son las condiciones más comunes en el cual se realizan mediciones, pero como se puede apreciar con las fórmulas anteriores no siempre se tienen esas condiciones.

2.1.1.3. Tonos Puros

Si el sonido posee una sola frecuencia y es periódico se denomina tono puro. Los tonos puros tienen forma de onda senoidal si se las analiza en función del tiempo, su movimiento es descrito por la siguiente fórmula:

$$P(t) = A * \sin(2 * \pi * f * t) [Pa] \quad (2.3)$$

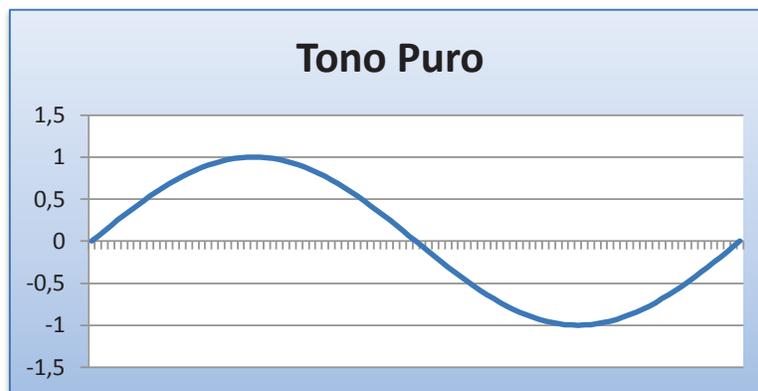
Dónde:

A = Amplitud máxima de la onda.

$2 * \pi$ = Periodo de la onda [rad].

f = Frecuencia de la onda [Hz].

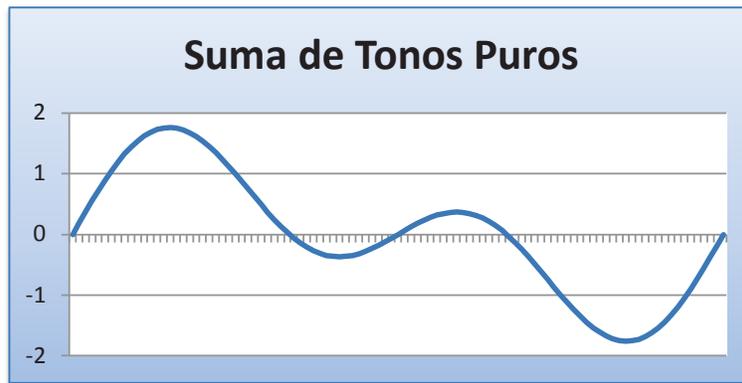
Figura 2.1. Tono Puro Senoidal de 100 [Hz]. Se muestra 1 ciclo.



Elaborado por: El Autor.

Los sonidos de la naturaleza no son conformados por un tono puro sino de la mezcla de tonos puros que forman una nueva onda que a su vez también es periódica.

Figura 2.2. Suma de Tonos Puros Senoidales de 100 [Hz] y 200 [Hz]. Se muestra 1 ciclo.



Elaborado por: El Autor.

Los sonidos tienen frecuencias fundamentales y estas generan armónicos que son los que dan la cualidad específica del sonido que estamos escuchando, por ejemplo un La central en un piano es de 440 [Hz] pero se puede reconocer que el sonido proviene de un piano no por la frecuencia fundamental sino por sus armónicos.

2.1.1.4. Longitud de Onda

Hay que saber diferenciar el periodo, de la longitud de onda, aunque estos dos parámetros dependen de la frecuencia cada uno significa algo diferente. El periodo es el tiempo que una onda se demora en completar un ciclo, es decir que vuelva a su amplitud de partida. La longitud de onda es la distancia que una onda recorre para completar un ciclo.

La longitud de onda viene dada por la siguiente fórmula:

$$\lambda = \frac{c}{f} = c * T \text{ [m]} \quad (2.4)$$

Dónde:

c = Velocidad del sonido [m/s].

f = Frecuencia [Hz].

T = Periodo [s].

2.1.1.5. Sonidos no Periódicos

Los sonidos no periódicos son conocidos comúnmente como ruido, ya que tienen gran cantidad de frecuencias que son muy cercanas y es casi imposible, o en algunos casos es imposible poder definir una frecuencia fundamental, por lo cual es necesario realizar un análisis de espectro, para poder definir frecuencias que están causando problemas aunque estas pueden no ser frecuencias fundamentales.

Figura 2.3. Ruido.



Elaborado por: El Autor.

2.1.1.6. Energía de una Onda

La energía es un concepto de la física que es fundamental para su estudio, por el principio de la conservación de energía, que puede ocasionar que la energía se transfiera a otro sistema. La energía acústica es un fenómeno mecánico por lo cual se puede descomponer en energía cinética y energía potencial.

La energía de una onda se define como:

$$D = \frac{1}{2} * \left(\rho_0 * u^2 + \frac{p^2}{\rho_0 * c^2} \right) [J] \quad (2.5)$$

Dónde:

$\frac{1}{2} \rho_0 u^2 = \text{Energía Cinética [J]}$.

$\frac{1}{2} p^2 / \rho_0 c^2 = \text{Energía Potencial [J]}$.

2.1.1.7. Intensidad Sonora

La intensidad sonora es un parámetro que se puede calcular solo en el momento de la propagación del sonido, ya que en ese momento existe un cambio de presión que interviene en la energía. Se define como la potencia que es transmitida por una onda en una superficie perpendicular a la dirección de propagación.

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$I = \frac{P_{ef}^2}{\rho_0 c} = \frac{1}{\rho_0 c} \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (2.6)$$

2.1.1.8. Nivel de Presión Sonora

Dado que el rango de presión sonora que podemos escuchar es muy amplio se usa a una escala logarítmica que va desde 0 [dB] ($2 \cdot 10^{-5}$ [Pa]) que es el mínimo nivel que una persona puede escuchar a una frecuencia de 1000 [Hz] hasta 120 [dB] (20 [Pa]) que es el umbral de sensación, no existe un valor máximo en esta escala.

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$L_p = 20 * \log \frac{P}{P_{ref}} [dB] \quad (2.7)$$

Dónde:

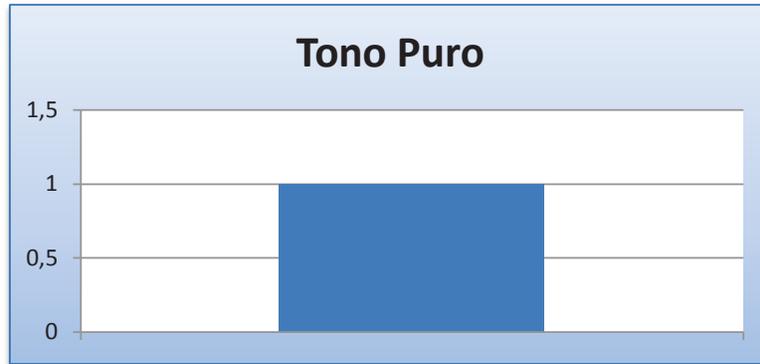
$P_{ref} = 2 \cdot 10^{-5}$ [Pa]. Mínimo nivel que una persona con condición normal puede escuchar a una frecuencia de 1000 [Hz].

2.1.1.9. Espectro

El espectro es otra forma de analizar los sonidos, es decir se puede analizar en función del tiempo como es normal o en función de la frecuencia que es el espectro.

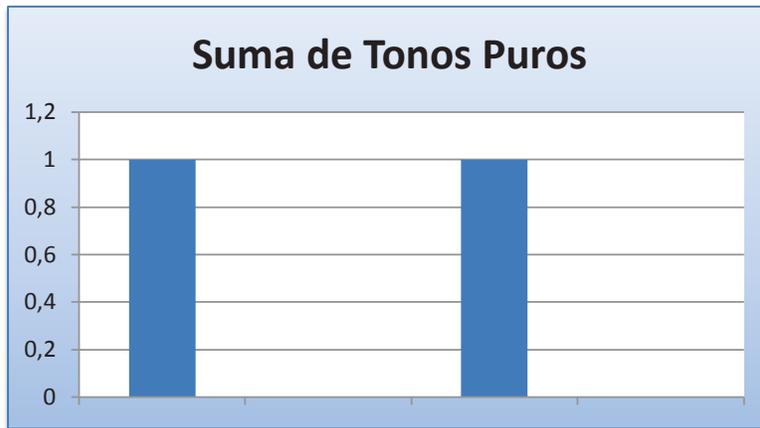
El espectro da información acerca de las frecuencias que conforman un sonido con sus respectivas amplitudes, cabe recalcar que el espectro es la representación del sonido en función a la frecuencia, logra integrar ondas que son muy complejas en función del tiempo con resultados muy simples de interpretar.

Figura 2.4. Tono Puro senoidal de 100 [Hz].



Elaborado por: El Autor.

Figura 2.5. Suma de Tonos Puros Senoidales de 100 [Hz] y 200 [Hz].



Elaborado por: El Autor.

2.1.1.10. Nivel de Potencia Sonora

El nivel de potencia sonora es, la diferencia logarítmica de la energía que una fuente puede emitir con un nivel de referencia preestablecido en un tiempo determinado. Este parámetro define únicamente cualidades de la fuente es decir que no importa en el medio que la fuente se encuentre, esta valor a va ser

constante mientras se trabaje con la misma fuente. El valor puede cambiar si existe algún mal funcionamiento de la fuente como, condiciones de operación defectuosas, falta de mantenimiento de sus componentes, entre otras.

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$L_w = 10 * \log \frac{W}{W_{ref}} [dB] \quad (2.8)$$

Dónde:

$$W_{ref} = 10^{-12} [W].$$

2.1.2. Conceptos de Vibraciones

Una gran cantidad de problemas de ruido son ocasionados por las vibraciones, además de que aceleran el desgaste de la maquinaria, las vibraciones inherentes de la maquinaria ocasiona que generen un ruido extra por este movimiento a través de su estructura, por lo cual es necesario amortiguar este tipo de movimiento para que no pueda producir sonido.

2.1.2.1. Aislamiento de Vibraciones

El aislamiento de vibraciones se logra con un medio elástico, la idea es reducir el esfuerzo mecánico que se produce en el apoyo, dado que el movimiento que se genera es oscilatorio, una gran parte del esfuerzo que se produce en el apoyo se va a ver consumido al momento de tener medio elástico reduciendo la vibración al otro extremo.

Para que un elemento pueda absorber las vibraciones de una manera efectiva se necesita de un resorte con una placa en un extremo, pero esta placa debe ser de un espesor muy pequeño en el orden de 5 o 6 [mm], si la placa llegara a ser de un espesor mayor a este, la absorción de vibraciones no va a ser efectiva y en vez de reducir las vibraciones va a ser un medio de propagación.

Se calcula el movimiento con un resorte de constante k con la siguiente fórmula:

$$x'' + \frac{k}{m}x = \frac{f}{m} \quad (2.9)$$

Donde:

f = Fuerza externa en función del tiempo [N].

k/m = Frecuencia natural del sistema ω_0^2 [rad/s].

x = Desplazamiento [m].

Para obtener la amplitud de la vibración se calcula con la siguiente fórmula:

$$X = \frac{F}{k} \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right|} \quad (2.10)$$

Ahora se puede definir la amplitud de la fuerza que es aplicada con la siguiente fórmula:

$$F_1 = kX = F \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right|} \quad (2.11)$$

Ahora se introduce un nuevo elemento para el cálculo conocido como, coeficiente de transmisión de fuerza y se calcula con la siguiente fórmula:

$$TF = \frac{F_1}{F} = \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right|} \quad (2.12)$$

Con todas estas ecuaciones se puede deducir ciertos criterios para el control de vibraciones. Un criterio fundamental es que la frecuencia de la fuerza externa que se aplica no sea igual a la frecuencia de resonancia del sistema es decir $f_0 \neq f$, en el caso que esta premisa no se cumpla se va a obtener una fuerza infinita de vibración por la resonancia del sistema con la fuerza externa. Lo recomendable siempre es que $f_0 \ll f$ ya que de esta forma se asegura que la fuerza externa aplicada, nunca entre en resonancia con el sistema, produciendo una absorción efectiva de todas las vibraciones que se puedan generar. Si $f_0 \gg f$ es el caso contrario al anterior, es decir la absorción de vibraciones va a ser mínima ya que la frecuencia de resonancia del sistema, por ser demasiado alta con respecto a la frecuencia de la fuerza externa aplicada, va a poder resonar con todos los armónicos que pueda producir la

fuerza externa, llevando a casos de múltiples resonancias acabando con la absorción de vibraciones que se pueda llegar a dar.

El caso anterior es explicado para cuando se tiene un resorte, cuando no se puede llegar a $f_0 \ll f$ es necesario aplicar amortiguadores a la solución para minimizar la resonancia que se pueda llegar a producir, tratando de llegar a $f \approx f_0$.

2.1.2.2. Deflexión Estática

Es un término muy fácil de entender y muy necesario para el estudio de vibraciones. La deflexión estática es la distancia que se comprime el resorte por el peso de la placa que soporta, es decir cuando no se encuentra sometido a ningún tipo de vibraciones.

Se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$\delta = \frac{m \cdot g}{k} = \frac{g}{\omega_0^2} \quad (2.13)$$

Dónde:

g = Gravedad $9.8 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

k = Constante de elasticidad del resorte $[\text{N/m}]$.

m = Masa del resorte $[\text{Kg}]$.

2.1.2.3. Aisladores Amortiguados

Se utiliza aisladores amortiguados en el caso de que la frecuencia de la fuerza externa aplicada es muy cercana a la frecuencia de resonancia del sistema. Con estos sistemas se reduce el problema de resonancia aunque empeora la absorción generada en altas frecuencias.

Hay que tener en cuenta que en este caso aparece una nueva variable, que es la de amortiguación, la cual reduce la absorción de la fuerza ya que permite una transmisión a través del amortiguador hacia el otro extremo que se desea una reducción de vibraciones.

Se calcula el movimiento con un resorte de constante k y amortiguador ξ , con la siguiente fórmula:

$$x'' + \frac{r}{m}x' + \frac{k}{m}x = \frac{f}{m} \quad (2.14)$$

Dónde:

f = Fuerza externa en función del tiempo [N].

k/m = Frecuencia natural del sistema ω_0^2 [rad/s]

$r/2m\omega_0$ = Coeficiente de amortiguamiento ξ .

Para obtener la amplitud de la vibración se usa la siguiente fórmula:

$$X = \frac{F}{k} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (2.15)$$

Ahora se introduce un nuevo elemento para el cálculo conocido como, coeficiente de transmisión de fuerza y se calcula con la siguiente fórmula:

$$TF = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (2.16)$$

2.1.2.4. Materiales Para Aislamiento de Vibraciones

Se deben combinar los elementos aislantes de una buena manera para lograr su mayor efectividad. Para amortiguadores con $\xi = 10$ [mm] a 100 [mm] deben utilizarse resortes helicoidales, para $\xi = 2$ [mm] a 10 [mm] se pueden utilizar gomas o apoyos elásticos de neopreno.

Hay productos que combinan amortiguamiento y aislamiento como resortes cubiertos de neopreno o resortes rellenos de viruta metálica. En todos estos casos hay que tomar en cuenta cada parámetro que nos proporciona el fabricante del material.

2.1.2.5 Efectos de Vibraciones Sobre el Hombre

El malestar que pueden producir las vibraciones sobre el cuerpo humano es de tipos muy diversos, depende mucho del tipo de vibración, es decir su magnitud, frecuencia y dirección.

Las vibraciones pueden producir una interferencia con la adquisición de información, ya que modifican la información de entrada y la salida. Una interferencia en la entrada se da principalmente en el sentido de la visión y una interferencia en la salida se da principalmente en las manos.

Una exposición prolongada a vibraciones con aceleraciones muy grandes produce una aceleración en el ritmo cardiaco, presión arterial, consumo de oxígeno y continúan con diferentes reacciones de modo gradual.

Hay alteraciones neuronales que se producen por las vibraciones en frecuencias entre 0.5 [Hz] y 100 [Hz]. Este fenómeno ocurre ya que las redes neuronales que controlan todos los músculos, tendones y articulaciones funcionan entre los 2 [Hz] y 8[Hz]. Al estar expuesto el cuerpo a rangos diferentes de vibraciones al anterior mencionado el cerebro no puede controlar con precisión la contracción de músculos, tendones y articulaciones causando fatiga muscular, este actuar neuronal es reproducido aún después de terminar la exposición a las vibraciones, causando malestar aún después de salir de la exposición y mientras mayor sea el tiempo de exposición, mayor será el tiempo que tardarán las neuronas en volver a su funcionamiento natural.

2.1.3. Mediciones Acústicas

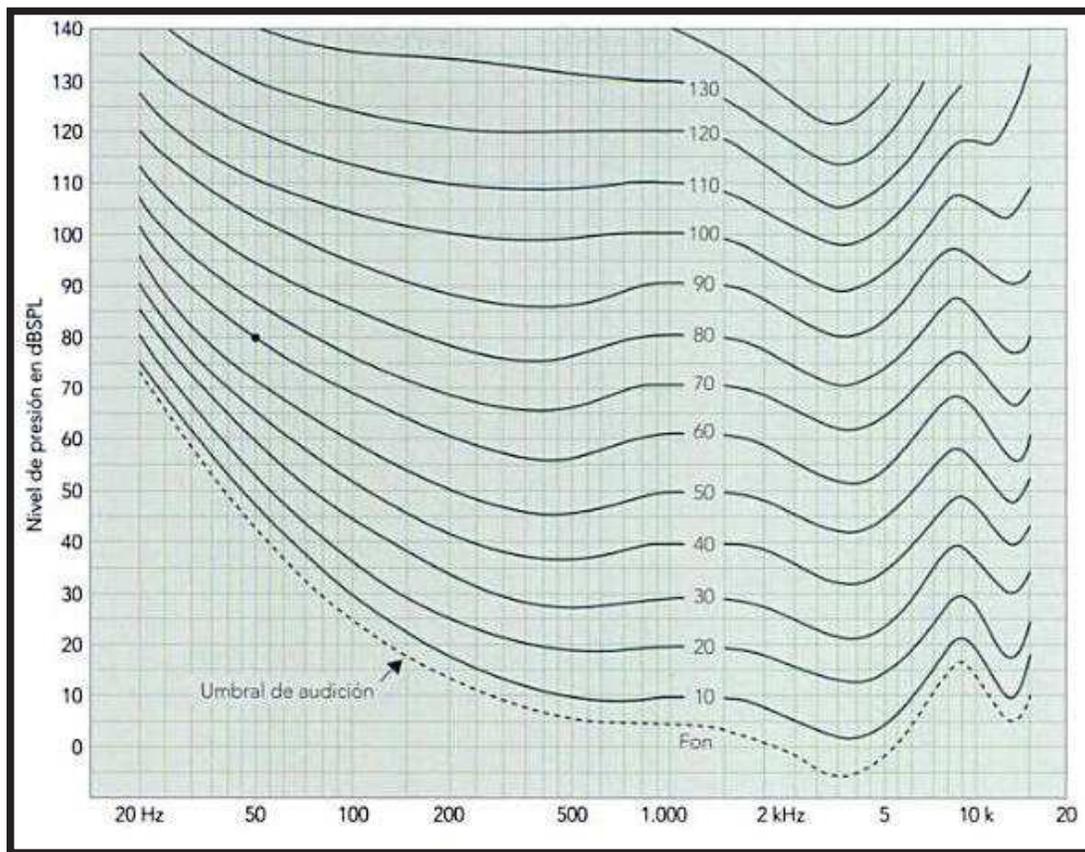
Para realizar las mediciones es necesario tener los implementos necesarios y saber qué es lo que se quiere medir y cómo hacerlo. Muchas veces se encuentra esta información en la normativa, aunque es necesario entender ciertos términos para poder realizar un análisis más preciso.

2.1.3.1. Compensación de Frecuencias

En toda medición existen diferentes tipos de compensaciones de frecuencia dependiendo del sujeto a analizar. De aquí salen los tipos de compensación A, B, C y D, cada una para diferentes sujetos u objetos a analizar.

La compensación de frecuencias A es la más utilizada, ya que es la que refleja una equivalencia para el oído del ser humano. Fletcher y Munson crearon líneas de respuesta de frecuencia del oído humano determinando cómo varía lo que el oído escucha a lo largo de todo el espectro de frecuencias. Un estudio más avanzado lo presentaron Robinson y Dadson creando nuevas curvas más precisas que Fletcher y Munson.

Figura 2.6. Curvas Robinson y Dadson de Igual Sonoridad.



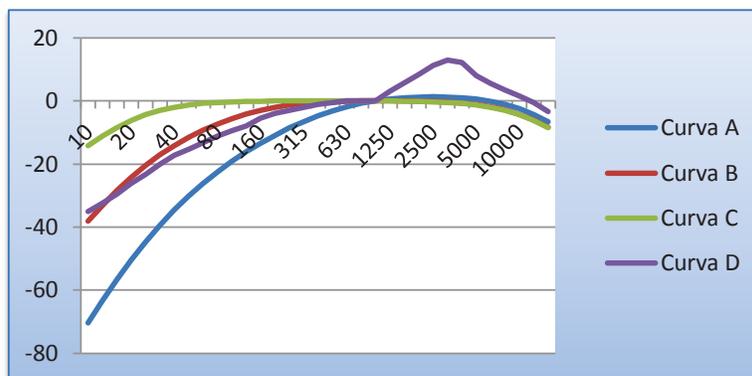
Fuente: http://books.google.com.ec/books?id=o4pMSbvmHfYC&pg=RA1-PT43&lpg=RA1-PT43&dq=curvas+isofonicas&source=bl&ots=cfs02tdGf&sig=pvM2NK4KgUEtre2nMLAxKO5Ohv4&hl=es&ei=DvTTTTfqeEpSXtwfY4tSgCg&sa=X&oi=book_result&ct=result&resnum=10&ved=0CFcQ6AEwCTgK#v=onepage&q&f=false.

La compensación de frecuencias B es muy poco utilizada hoy en día y ya casi ningún instrumento de medición viene con esta opción.

La compensación de frecuencias C es la más lineal por lo cual se la utiliza para la medición de maquinaria.

La compensación de frecuencias D presenta una amplificación en altas frecuencias por lo cual es utilizada para ruido aeronáutico.

Figura 2.7. Curvas de Compensación de Frecuencias A, B, C, D.



Elaborado por: El Autor.

2.1.3.2. Respuesta Temporal

La respuesta temporal interviene con el tiempo de integración que se va a tener en el aparato de medición. Mientras mayor sea el tiempo de integración, es decir la respuesta temporal, se va a tener resultados menos precisos. Existen 3 tipos de respuesta temporal: slow, fast e impulsive.

La respuesta temporal slow va a tener un tiempo de integración de alrededor de 1 [s], siendo la más imprecisa, por lo que se la utiliza para medir ruidos continuos, que son los que no van a tener una variación mayor a 5 [dB], por esta razón no es necesario una precisión exacta de lo que ocurre durante la medición.

La respuesta temporal fast va a tener un tiempo de integración de alrededor de 0.125 [s], siendo la más precisa, por lo cual se va a utilizar para ruidos fluctuantes que son los que tienen una variación mayor a 5 [dB], siendo la mayoría de los casos en control de ruido, con esta respuesta temporal se pueden tener datos muy precisos, especialmente en valores picos.

La respuesta temporal impulsiva va a tener un tiempo de integración de alrededor 0.035 [s], este es un caso especial de respuesta temporal utilizada solamente para ruidos impulsivos que son los que tienen un nivel muy alto pero en un tiempo muy corto de duración, es extremadamente preciso por la corta duración del ruido, lo que hace necesario obtener la mayor cantidad de datos en el menor tiempo posible.

2.1.3.3. Micrófonos de Medición

Una parte muy importante en las mediciones acústicas es el micrófono de medición que se va a utilizar ya que este es nuestro transductor acústico eléctrico que va a recoger los datos y mientras más preciso sea, los resultados obtenidos van a ser más reales.

Todos los micrófonos de medición son de condensador por lo cual cuentan con una precisión muy alta al tener una sensibilidad muy grande. Este tipo de micrófonos cuentan con un diafragma de alrededor de 5 [μm] de espesor generalmente bañado en oro, cuentan con un ruido interno muy bajo y una respuesta de frecuencia casi plana.

El patrón polar de estos micrófonos debe ser omnidireccional siempre, esto quiere decir que no importa cual sea la dirección en la que el micrófono este apuntando, siempre va a recibir la misma cantidad de presión sonora, en el caso de campo libre al tener la dirección de la fuente muy precisa se utiliza un micrófono de campo libre apuntando hacia la fuente. Si se tiene un campo de presión se utiliza un micrófono de presión que va a poder entrar en estas cavidades pequeñas captando el sonido principalmente de reflexiones de manera perpendicular a la fuente.

2.1.3.4. Analizadores de Espectro

Dentro de los instrumentos más utilizados el analizador del espectro es uno de los mejores ya que permite visualizar los componentes de frecuencia del ruido que se esté analizando, el analizador más común es el que utiliza FFT (Fast Fourier Transform) o transformada rápida de Fourier. Hoy en día el sonómetro cuenta con un analizador de espectro integrado por lo cual no es necesario

adquirir otro equipo más, aunque puede haber analizadores de espectro más precisos y con más funcionalidades en software pero su manejo y transporte es muy problemático para realizar mediciones in situ.

2.1.3.5. Sonómetro

El sonómetro o decibelímetro es el instrumento más utilizado para mediciones de ruido in situ por su fácil manejo y transporte. Va a contar con todos los parámetros ya antes vistos para su configuración.

Tienen un rango dinámico de alrededor de 100 [dB] y su característica principal es que pueden intercambiarse micrófonos dependiendo del tipo de medición que se tenga que realizar.

Se clasifica por clases o tipos siendo el tipo 0 el sonómetro más preciso usado normalmente en laboratorios para la calibración de equipos y tiene un error de ± 0.7 [dB]. El tipo 1 es el sonómetro más preciso para mediciones in situ, ya que no tiene tanta sensibilidad a los efectos que el clima puede producir sobre él, cómo es el viento, el polvo, etc. Tiene un error de ± 1 [dB]. El tipo 2 ya no tiene tanta precisión aunque todavía es considerado como válido para las mediciones cuenta con un error de ± 1.5 [dB]. El tipo 3 ya no se recomienda para mediciones técnicas ya que su precisión es muy pobre y entregará un resultado poco verdadero.

2.1.3.6. Definiciones Integradoras y Estadísticas

Los instrumentos anteriores dan resultados puntuales y a veces esto no es lo que se necesita o se está buscando, por lo tanto es necesario contar con otras definiciones para lograr un uso preciso de los instrumentos anteriores.

2.1.3.6.1. Nivel Sonoro Continuo Equivalente (L_{eq})

Es un estadístico que proporciona una sumatoria en cada instante de la medición, sin tomar en cuenta cuánto duró dicha medición. Se obtiene un solo resultado que puede ser presentado como el nivel de presión sonora que hay en ese lugar.

$$L_{eq} = 10 * \log \frac{\frac{1}{T} \int_0^T P_A^2 dt}{P_{ref}^2} [dBA] \quad (2.17)$$

2.1.3.6.2. Dosis de Ruido (D)

Este parámetro entrega una dosis porcentual acumulada de una jornada de trabajo, que se lo puede comparar con una tabla de máximo de horas permitidas de trabajo continuo bajo cierta cantidad de nivel de presión sonora.

$$D = \frac{\int_0^T P_A^2 dt}{10^9 * P_{ref}^2 * T} * 100 [\%] \quad (2.18)$$

Este valor lo entregan los dosímetros y depende también de las horas de trabajo máximo que se exijan en cada país.

2.1.3.6.3. Nivel de Exposición Sonora (SEL)

Este parámetro se aplica para eventos de corta duración, es un nivel constante en un tiempo de 1 [s] que posee la energía de todo el evento que ocurrió. Es un equivalente de L_{eq} pero en vez del tiempo total de la medición es un acumulado en 1 [s].

2.1.3.6.4. Parámetros Estadísticos (L_n , L_{MAX} , L_{MIN})

Se define a L_n como el valor de nivel sonoro que supera un n% del tiempo, cuanto mayor sea n menor será L_n . L_{MAX} y L_{MIN} son los valores máximos y mínimos de la medición es un valor eficaz no instantáneo.

2.1.3.6.5. Nivel Pico

Es el valor instantáneo máximo durante un intervalo de 1 [s], es un valor instantáneo no eficaz. Este valor es muy importante para mediciones de ruido impulsivo.

2.1.3.6.6. Nivel Promedio Día-Noche (L_{dn})

Es un nivel sonoro continuo equivalente pero en un tiempo definido que es 24 [h], penaliza los valores que se obtengan entre 0h00 a 7h00 y 22h00 a 24h00 con 10 [dBA].

$$L_{dn} = 10 * \log \frac{\frac{1}{24} (10 \int_{22}^{24} P_A^2 dt + 10 \int_0^7 P_A^2 dt + \int_7^{22} P_A^2 dt)}{P_{ref}^2} [dBA] \quad (2.19)$$

2.1.3.6.7. Nivel Personal de Exposición Diaria ($L_{EP,d}$)

Este parámetro es un supuesto nivel constante al que estuvo expuesto el trabajador durante su jornada laboral.

2.1.3.7. Calibración

Los instrumentos de medición siempre necesitan una calibración para determinar el nivel de 0 [dB] que debe tener dicho equipo y tener una información exacta del ruido propio del equipo.

Para todo equipo, su calibración consiste en modificar la ganancia del preamplificador dependiendo de las variaciones que este equipo haya sufrido con el pasar del tiempo.

Para la calibración se utiliza un campo sonoro conocido, el cual es comparado con el resultado que obtiene el equipo bajo la influencia del mismo campo sonoro conocido y dependiendo de este resultado se calibra, se puede calibrar el micrófono en caso de ser necesario aunque es un proceso muy poco común ya que no tiene parámetros ajustables pero se puede realizar de ser necesario.

El calibrador más común es un generador de tono puro que se lo ubica en la punta del micrófono del sonómetro con un valor ya conocido, después se efectúan los cambios necesarios para obtener el valor bajo el cual se sabe está sometido el micrófono del sonómetro.

2.1.3.8. Pistófono

Es un aparato usado para la calibración de los acelerómetros, ya que se conoce el campo sonoro que produce, consta de un cilindro en el cual hay un pistón que golpea contra el piso creando el campo sonoro y repitiéndolo a través del tiempo.

2.1.4. Mediciones de Vibraciones

Para la medición de vibraciones se usa un acelerómetro que puede proporcionar la medida de aceleración en $\left[\frac{m}{s^2}\right]$, en valores RMS o mostrar un espectro de frecuencia que normalmente es de 1[Hz] a 10[kHz].

Cada una de estas mediciones se puede hacer en diferentes direcciones para obtener valores por ejes, cabe recalcar que existen acelerómetros que son capaces de medir la aceleración en más de un eje a la vez reduciendo el tiempo de toma de mediciones.

2.1.4.1. Acelerómetro Mecánico

Consta de una masa y un dinamómetro cuyo eje está en la misma dirección que la aceleración que se desea medir.

2.1.4.2. Acelerómetro Piezoeléctrico

Este se basa en que, cuando se comprime un retículo cristalino piezoeléctrico, se produce una carga eléctrica proporcional a la fuerza aplicada.

Los elementos piezoeléctricos se encuentran comprimidos por una masa, sujeta al otro lado por un muelle y todo el conjunto dentro de una caja metálica. Cuando el conjunto es sometido a vibración, el disco piezoeléctrico se ve sometido a una fuerza variable, proporcional a la aceleración de la masa. Debido al efecto piezoeléctrico se desarrolla un potencial variable que será proporcional a la aceleración.

2.1.4.3. Acelerómetro de Efecto Hall

Utilizan una masa sísmica donde se coloca un imán y un sensor de efecto Hall que detecta cambios en el campo magnético. El efecto Hall se produce al circular una corriente dentro de un campo magnético lo cual genera que el campo magnético sea modificado.

2.1.4.4. Acelerómetro de Condensador

Miden el cambio de capacidad eléctrica de un condensador mediante una masa sísmica situada entre las placas del mismo, que al moverse hace cambiar la corriente que circula entre las placas del capacitador.

2.1.4.5. Acelerómetros Modernos (Triaxiales)

Actualmente se construye acelerómetros de tres ejes (X,Y,Z) en un sólo chip de silicio, incluyendo en el mismo, la parte electrónica que se encarga de procesar las señales.

El principio de operación de estos dispositivos, es el traspaso térmico, por convección natural.

Estos instrumentos miden cambios internos, de la transferencia de calor causada por la aceleración, ofreciendo ventajas significativas sobre el empleo de una estructura tradicional sólida de masas de prueba.

Ya que la masa de prueba en el diseño de los sensores MEMS son moléculas de gas, las estructuras móviles mecánicas son eliminadas dentro del acelerómetro.

2.1.5. Normativa Laboral

La normativa laboral en el Ecuador cubre sólo el ruido urbano, por lo cual no se tiene una norma que sirva para regular el ruido causado por esta máquina ni cubre a las personas que están expuestas.

Se hará una comparativa de los resultados obtenidos con la normativa ISO-2631 para las vibraciones que es internacional y muestra los límites permitidos con el tiempo de exposición a las vibraciones y es en lo único que se puede basar en el país por ahora, en lo que se refiere a este tema.

Las normas ISO para vibraciones toman como medida principal la aceleración, y entrando en lo que es la norma ISO-2631, esta se basa principalmente en las vibraciones transmitidas al cuerpo humano por la superficie de apoyo, siendo dichas superficies los pies, las manos o la pelvis los puntos principales de apoyo. Su campo de aplicación se centra a las vibraciones transmitidas al cuerpo por superficies sólidas en un rango de frecuencia de 1[Hz] a 80[Hz], para vibraciones periódicas, aleatorias, o no periódicas con un espectro continuo. Ya que las vibraciones son perjudiciales en cualquier dirección, la norma indica una medición en los 3 ejes específicos, eje "Z" vertical, ejes "X" y "Y" laterales.

2.2 Equipos a Utilizar

Las herramientas a utilizar son básicamente los instrumentos de medición y los programas de modelación, estos últimos se van a usar para predecir el resultado de las soluciones propuestas y poder tener un diagrama de ruido de la máquina.

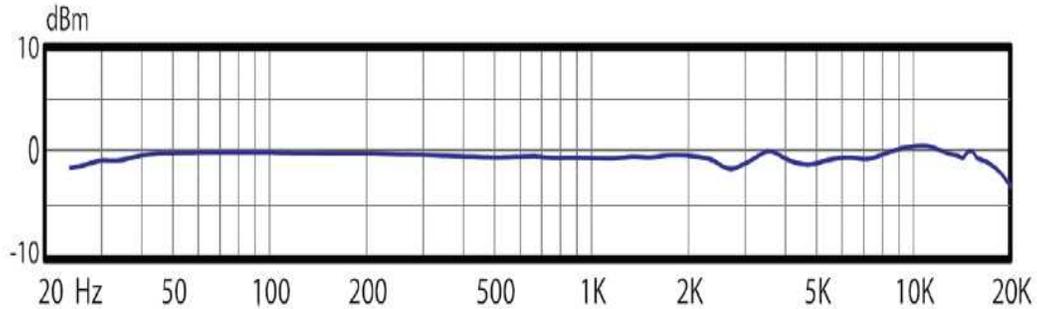
2.2.1. Micrófono de Medición Audix TR-40

Es un micrófono de condensador pre polarizado con patrón polar omnidireccional y una respuesta de frecuencia de 20 [Hz] a 19[kHz] lo cual lo hace muy bueno para aplicaciones como mediciones tanto para analizadores en tiempo real como para software de adquisición de datos. Está diseñado para mediciones in situ por lo cual es muy robusto en características externas para que pueda soportar las adversidades que se puedan presentar en la medición.

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas del micrófono de medición Audix TR-40.

<i>Phantom Power</i>	9 – 52 [V]
Patrón Polar	Omnidireccional
Respuesta en Frecuencia	20 [Hz] – 19 [kHz] (+1/-3dB)
Rango Dinámico	102 [dB]
Sensibilidad	14 [mV/Pa]
S/R	77 [dBA]
Ruido Inherente	17 [dBA]
Impedancia	200 [Ω]
Nivel de Presión Sonora Máximo	128 [dB]
Peso	142 [g]

Figura 2.8. Respuesta de Frecuencia Audix TR-40.



Fuente: http://www.audixusa.com/docs/specs_pdf/TR40.pdf.

Figura 2.9. Audix TR-40.



Fuente: http://www.audixusa.com/docs/specs_pdf/TR40.pdf.

2.2.2. SpectraPlus 5.0

Este software permite la grabación, para luego poder analizar el espectro del sonido medido, además puede entregar valores muy importantes del sonido medido como son el Leq, frecuencia pico, entre otros estadísticos, tiene varias herramientas para enseñar el espectro que produce dicho sonido. Además posee varias herramientas para obtener varios valores estadísticos del sonido.

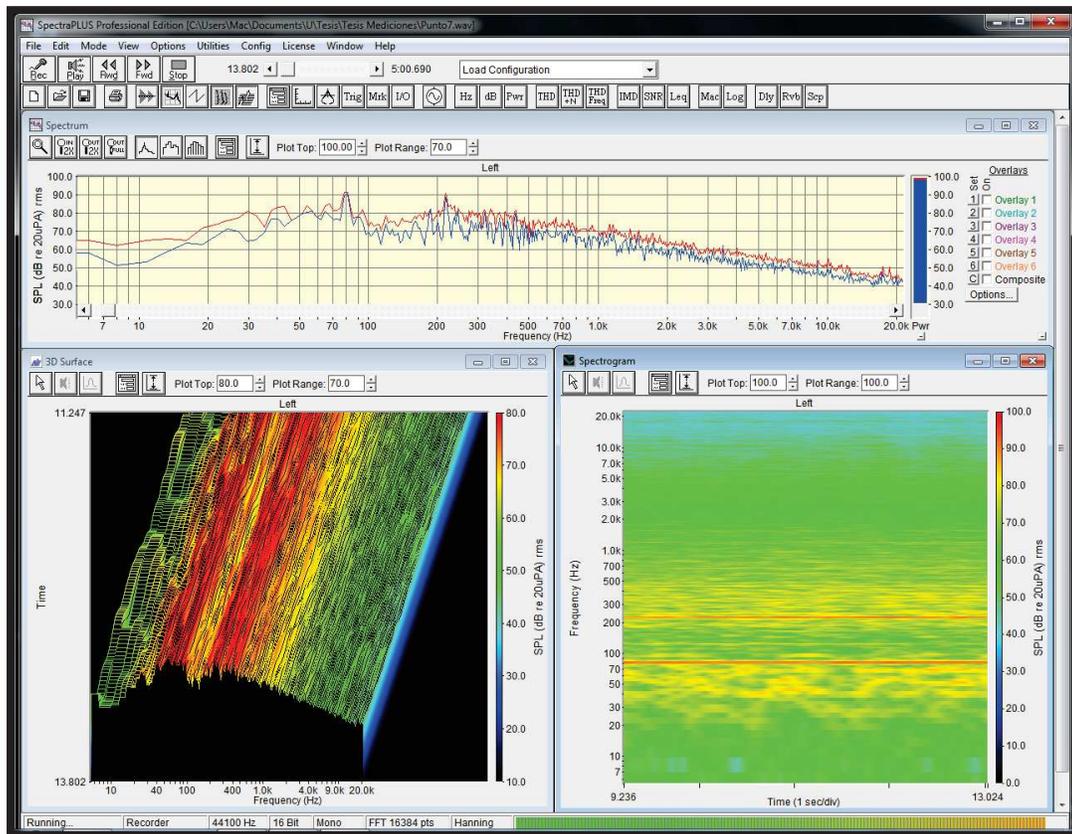
Posee diferentes modos como son:

Real Time que ofrece que la aplicación mida en tiempo real lo que está pasando en ese momento y poder obtener el espectro, el inconveniente es que no se puede retroceder a un punto anterior en el tiempo, es decir no se puede tener un análisis muy preciso.

Recorder ofrece a la aplicación la función de grabar el sonido que se está midiendo para poder hacer un análisis más preciso en un futuro.

Post Process que permite un análisis preciso de una muestra grabada en el modo *recorder* pudiendo regresar en el tiempo al momento que se desee de la medición que se realizó dando la posibilidad de encontrar más cosas dentro del espectro.

Figura 2.9. Interface Gráfica con *Spectrum*, *3D Surface* y *Spectrogram*.



Fuente: Software SpectraPLUS 5.0.

2.2.3. M-Audio Fast Track Pro

Es una interfaz de audio que se conecta mediante USB y su mayor prestación es que no necesita una alimentación externa para su funcionamiento lo cual la hace muy fácil de llevar para mediciones in situ.

Cuenta con 2 entradas XLR, 2 salidas TRS y 4 salidas RCA, lo más importante de la interface es que cuenta con *phantom power* de 48 [V] que es necesario para todos los micrófonos de medición ya que son micrófonos de condensador

todos los tipos. Además cuenta con una salida de audífonos que puede ser necesaria en situaciones de mediciones in situ.

Tabla 2.2. Especificaciones técnicas de la entrada de micrófono de la interfaz de audio M-Audio Fast Track Pro.

Impedancia de Entrada	5.4 [kΩ] balanceado
S/R	101 [dBA]
Rango Dinámico	101 [dBA]
THD	0.005%
Respuesta en Frecuencia	20 [Hz] – 20 [kHz] (+/- 0.1 dB)

Figura 2.10. Interface de audio M-Audio Fast Track Pro.



Fuente: http://www.m-audio.com/images/global/media_hqpics/FastTrackPro_hero.jpg.

2.2.4. Analizador de Vibraciones RION VA-10

Este analizador de vibraciones está diseñado para mediciones de vibraciones en máquinas rotativas. Basado principalmente en la convención de medidas de aceleración, velocidad y desplazamiento. Cuenta con un analizador de espectro FFT y permite la visualización de ondas a través del tiempo. Posee una opción de comparación de nivel entre mediciones almacenadas.

Un aspecto muy importante del analizador de vibraciones es la capacidad de poder usarlo en modo manual o automático dependiendo de quién vaya a manejar el equipo. Si es una persona con conocimientos previos de este tipo de equipos se puede usarlo en modo manual. Si es una persona que no está

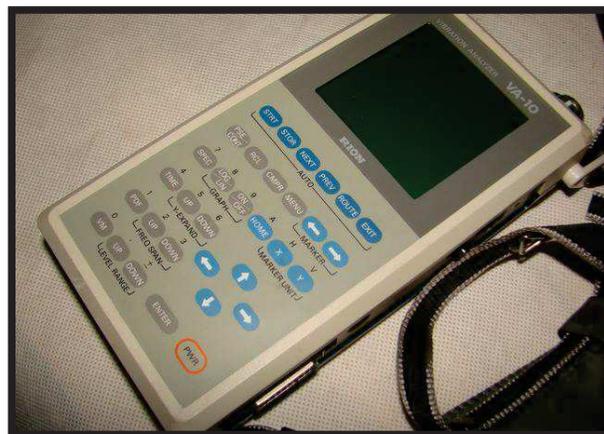
familiarizada con estos dispositivos se puede usar en modo automático, para tener menos parámetros de configuración a la hora de realizar las mediciones.

El RION VA-10 incorpora una interface de transferencia de datos hacia el computador.

Tabla 2.3. Especificaciones técnicas del RION VA-10.

Canales de Entrada	1
Filtros	Butterworth HPF: 3[Hz], 10[Hz] LPF: 1[kHz], 5[kHz], 15[kHz], 50[kHz]
Modos de Medición	Aceleración Velocidad Desplazamiento
Rango de Medición	Aceleración: $1 \left[\frac{m}{s^2} \right] - 316 \left[\frac{m}{s^2} \right]$ Velocidad: $3.16 \left[\frac{mm}{s} \right] - 1000 \left[\frac{mm}{s} \right]$ Desplazamiento: 0.089[mm] – 28.3[mm]
Rango Dinámico	48 [dB]
Convertidor A/D	8 [bits]
Promediado	Lineal, Exponencial
Memoria	500 Mediciones

Figura 2.11. Analizador de vibraciones RION VA-10.



Fuente: [http://i.ebayimg.com/00/\\$%28KGrHqQOKnEE2Z%29vq54KBNtjrrfkK!~~_3.JPG](http://i.ebayimg.com/00/$%28KGrHqQOKnEE2Z%29vq54KBNtjrrfkK!~~_3.JPG)

3. Capítulo III

3.1. Descripción de la Situación Actual

La cosechadora de maíz tiene varios problemas de ruido, la causa principal es su motor de un caballaje muy alto como lo es 190 [hp], tiene 6 cilindros en línea y un cilindraje de 7640 [cm³], lo cual lo hace la principal fuente de ruido, además de esto, todas sus bandas y poleas dan directamente al exterior por lo que no se tiene nada de atenuación en este punto, por este motivo su ruido es aún más elevado que el de un motor que normalmente se encuentra dentro de un encierro como cualquier vehículo que se puede conocer en el mercado. El encierro aporta una atenuación muy grande por tener un impedimento al paso del sonido cambiando el medio de propagación, haciendo que pierda energía la onda al tener que atravesarlo.

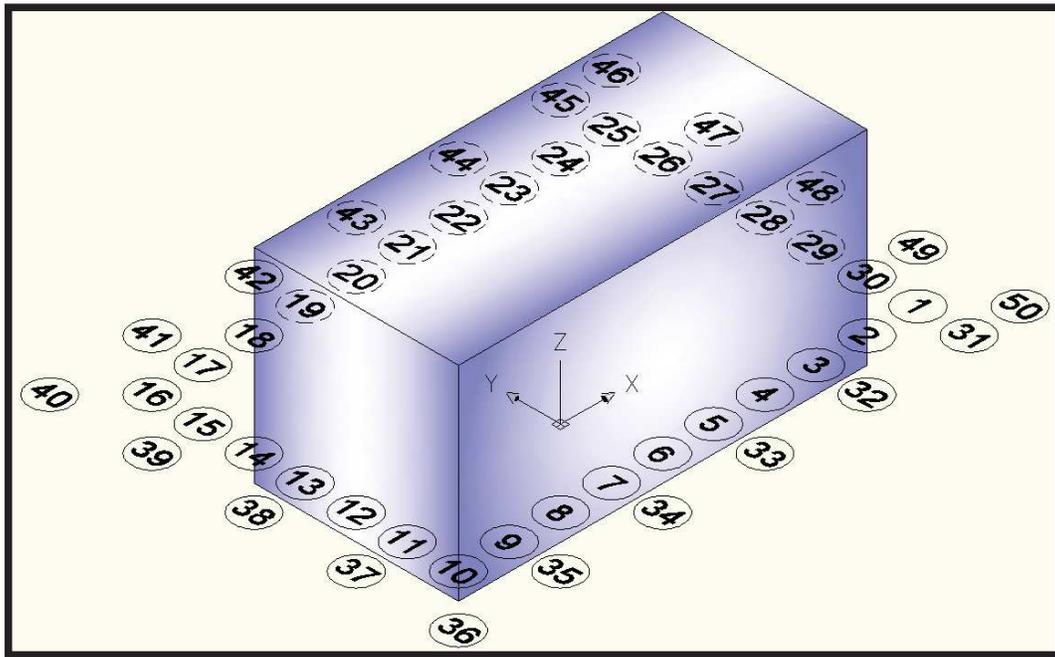
La otra fuente de ruido importante es el cabezal de maíz, ya que tiene toda una serie de bandas y cadenas que tienen un rozamiento muy alto por la velocidad a la que trabajan, además esta serie de mecanismos dan hacia el exterior sin tener aislamiento acústico. Estas cadenas son las encargadas de cortar la planta de maíz para su futuro proceso de extracción del grano, además de proporcionar un ruido muy alto por el corte que se realiza a la planta, que en sí no es un corte sino un proceso de destrozar el tallo de la planta para que ésta sea procesada. Esta es la causa de que el ruido aumente considerablemente, ya que por la cantidad de plantas que se destrozan al mismo tiempo que en este caso es de 4 plantas, pudiendo llegar a 8 con cabezales más grandes. Cabe recalcar que cabezales más grandes van a causar más ruido pero van a reducir el tiempo de trabajo ya que pueden proporcionar mayor amplitud en las filas a ser trabajadas.

Las vibraciones que tiene la cosechadora de maíz se producen por el movimiento del motor, pero la situación en la máquina es que no cuenta con un sistema de amortiguamiento por su gran tamaño y peso, e implementar un sistema de amortiguamiento para la máquina sería demasiado costoso y su

desgaste sería muy rápido, pudiendo llegar a doblar el precio de la cosechadora por la implementación del sistema de amortiguación. El principal problema es el peso total de la cosechadora, que es de 10.5 toneladas, muy por encima del peso que tienen los vehículos que poseen sistema de amortiguación para todo su cuerpo. Al no contar con un sistema de amortiguamiento, las vibraciones pasan a ser un problema fundamental en la máquina ya que el operador en la cabina estaría expuesto en su totalidad al movimiento que tenga la máquina. Hay que tomar en cuenta las vibraciones no sólo del motor, sino también del contorno ya que muchas veces el terreno por el que circula la cosechadora de maíz es muy irregular.

La cabina del operador no se encuentra aislada acústicamente, ya que no cuenta con cauchos, ni para puertas, ni ventanas lo que ocasiona que su sellado acústico sea muy pobre. Además de tener un encierro simple y delgado que no aporta un aislamiento adecuado. En las especificaciones técnicas de la cosechadora dice que cuenta con un aislamiento en el medio de la cabina que proporciona un nivel de 80 [dBA], pero el problema es el desgaste que tiene la máquina por el tiempo de uso que tiene, además estos implementos nunca han sido cambiados ni reparados para mantener este nivel que proporciona de fábrica la cosechadora. En el caso de vibraciones existen muelles en el asiento del conductor, que no soportan el movimiento ni siquiera del motor, peor aún van a soportar la irregularidad del terreno, además de que los muelles están en pobres condiciones ya que nunca han sido cambiados ni reparados, llegando a tener un aporte casi nulo en el caso de las vibraciones y del aislamiento acústico por radiación.

Figura 3.1. Distribución espacial de los puntos de medición de sonido.



Elaborado por: El Autor.

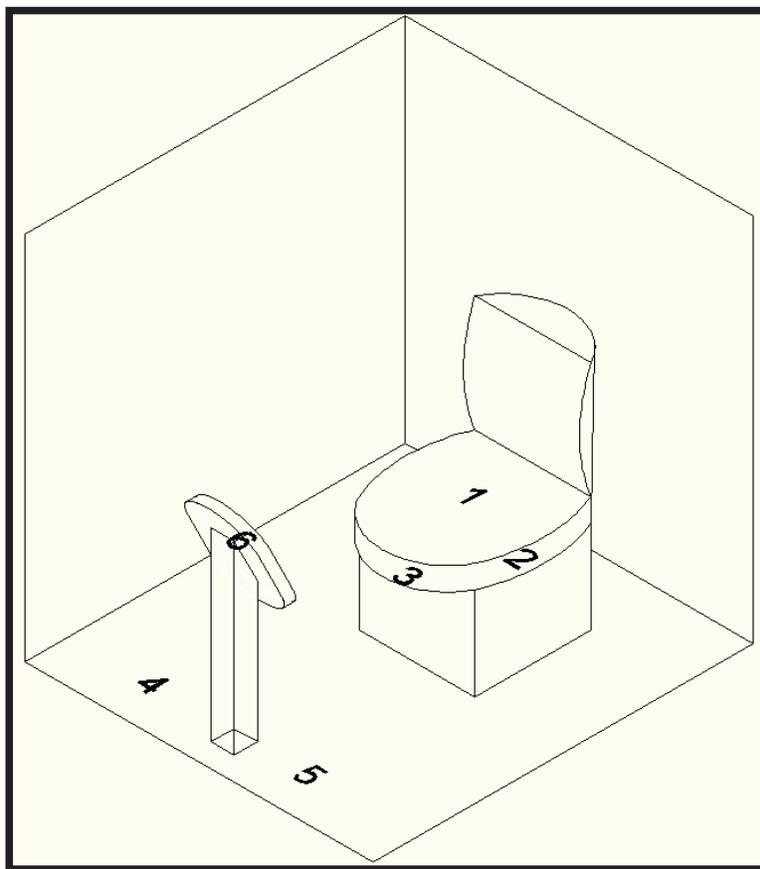
Tabla 3.1. Ubicación espacial de los puntos de medición.

	Posición "X" [m]	Posición "Y" [m]	Posición "Z" [m]
Punto N° 1	4	-3	1.5
Punto N° 2	3	-3	1.5
Punto N° 3	2	-3	1.5
Punto N° 4	1	-3	1.5
Punto N° 5	0	-3	1.5
Punto N° 6	-1	-3	1.5
Punto N° 7	-2	-3	1.5
Punto N° 8	-3	-3	1.5
Punto N° 9	-4	-3	1.5
Punto N° 10	-5	-3	1.5
Punto N° 11	-5	-2	1.5

Punto N° 12	-5	-1	1.5
Punto N° 13	-5	0	1.5
Punto N° 14	-5	1	1.5
Punto N° 15	-5	2	1.5
Punto N° 16	-5	3	1.5
Punto N° 17	-4	3	1.5
Punto N° 18	-3	3	1.5
Punto N° 19	-2	3	1.5
Punto N° 20	-1	3	1.5
Punto N° 21	0	3	1.5
Punto N° 22	1	3	1.5
Punto N° 23	2	3	1.5
Punto N° 24	3	3	1.5
Punto N° 25	4	3	1.5
Punto N° 26	4	2	1.5
Punto N° 27	4	1	1.5
Punto N° 28	4	0	1.5
Punto N° 29	4	-1	1.5
Punto N° 30	4	-2	1.5
Punto N° 31	4	-4	1.5
Punto N° 32	2	-4	1.5
Punto N° 33	0	-4	1.5
Punto N° 34	-2	-4	1.5
Punto N° 35	-4	-4	1.5
Punto N° 36	-6	-4	1.5
Punto N° 37	-6	-2	1.5
Punto N° 38	-6	0	1.5
Punto N° 39	-6	2	1.5
Punto N° 40	-6	4	1.5
Punto N° 41	-4	4	1.5

Punto N° 42	-2	4	1.5
Punto N° 43	0	4	1.5
Punto N° 44	2	4	1.5
Punto N° 45	4	4	1.5
Punto N° 46	5	4	1.5
Punto N° 47	5	2	1.5
Punto N° 48	5	0	1.5
Punto N° 49	5	-2	1.5
Punto N° 50	5	-4	1.5

Figura 3.2. Distribución espacial de los puntos de medición de vibraciones.



Elaborado por: El Autor.

3.2. Mediciones In Situ

Tabla 3.2. Mediciones de sonido In Situ.

	LeqA [dBA]	SEL [dBA]	LMax [dBA]	LMin [dBA]	Frec Pico [Hz]
Punto N° 1	89.02	113.79	89.27	88.81	86.13
Punto N° 2	90.50	115.29	90.56	90.25	80.75
Punto N° 3	91.80	116.58	91.96	90.80	80.75
Punto N° 4	92.70	117.47	92.78	92.39	80.75
Punto N° 5	93.40	118.18	93.71	93.46	80.75
Punto N° 6	90.55	115.33	90.55	89.99	80.75
Punto N° 7	91.97	116.74	92.30	92.02	80.75
Punto N° 8	91.47	116.25	91.72	91.46	80.75
Punto N° 9	90.19	114.97	90.46	89.80	80.75
Punto N° 10	89.08	113.86	88.99	88.69	215.33
Punto N° 11	90.16	114.94	90.19	89.98	142.66
Punto N° 12	91.80	116.58	91.93	91.47	59.22
Punto N° 13	91.82	116.60	92.16	91.76	59.22
Punto N° 14	91.81	116.59	92.49	91.87	59.22
Punto N° 15	91.22	115.99	91.44	91.04	153.42
Punto N° 16	89.90	114.67	89.88	89.61	142.66
Punto N° 17	89.70	114.47	89.80	89.52	78.06
Punto N° 18	90.84	115.62	91.03	90.87	59.22
Punto N° 19	91.06	115.83	91.10	90.81	59.22
Punto N° 20	90.70	115.50	90.71	90.46	59.22
Punto N° 21	89.66	114.44	90.22	89.67	59.22
Punto N° 22	89.50	114.28	89.66	89.50	59.22
Punto N° 23	89.46	114.24	89.69	89.30	59.22
Punto N° 24	89.46	114.24	89.74	89.43	59.22
Punto N° 25	85.47	110.25	85.64	84.95	80.75
Punto N° 26	87.53	112.31	87.99	87.27	80.75

Punto N° 27	89.29	114.07	89.62	88.87	80.75
Punto N° 28	89.40	114.18	89.38	89.22	80.75
Punto N° 29	88.65	113.43	89.40	88.68	80.75
Punto N° 30	86.27	111.04	86.61	86.00	80.75
Punto N° 31	82.76	107.54	82.74	82.59	53.83
Punto N° 32	84.37	109.14	84.76	84.41	53.83
Punto N° 33	84.80	109.58	84.78	84.48	53.83
Punto N° 34	85.47	110.25	85.47	85.24	53.83
Punto N° 35	84.81	109.58	84.93	84.87	53.83
Punto N° 36	83.57	108.35	84.05	83.60	137.27
Punto N° 37	84.60	109.37	84.84	84.66	56.52
Punto N° 38	86.15	110.93	86.40	86.09	137.27
Punto N° 39	85.68	110.45	85.80	85.59	115.74
Punto N° 40	83.38	108.16	83.36	83.10	137.27
Punto N° 41	85.43	110.22	85.81	85.40	137.27
Punto N° 42	86.18	110.96	86.19	85.93	59.22
Punto N° 43	85.64	110.41	85.76	85.48	59.22
Punto N° 44	85.15	109.93	85.22	84.82	59.22
Punto N° 45	84.41	109.19	84.40	83.88	59.22
Punto N° 46	83.80	108.57	83.90	83.71	59.22
Punto N° 47	84.30	109.08	84.39	84.16	53.83
Punto N° 48	85.05	109.82	85.38	84.97	53.83
Punto N° 49	84.66	109.43	85.07	84.60	53.83
Punto N° 50	83.51	108.29	83.68	83.42	53.83
Cabina	83.21	108.02	83.30	82.78	115.74

Tabla 3.3. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 1.

Frecuencia [Hz]	Aceleración $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ $\times 10^{-3}$
1	4.181
1.25	4.238
1.6	4.547
2	4.761
2.5	6.657
3.15	7.629
4	10.15
5	6.943
6.3	7.889
8	8.362
10	16.97
12.5	63.23
16	16.63
20	27.14
25	26.69
31.5	10.24
40	12.33
50	8.651
63	5.630
80	6.104

Frecuencia Pico: 27 [Hz]

Aceleración Máxima: $96.71 \times 10^{-3} \left[\frac{m}{s^2}\right]$

Tabla 3.4. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 2.

Frecuencia [Hz]	Aceleración $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ $\times 10^{-3}$
1	2.441
1.25	2.515
1.6	2.657
2	2.823
2.5	3.647
3.15	4.013
4	5.142
5	4.288
6.3	5.676
8	4.776
10	9.811
12.5	30.26
16	11.63
20	5.386
25	4.913
31.5	5.905
40	22.84
50	18.81
63	5.936
80	3.723

Frecuencia Pico: 54 [Hz]

Aceleración Máxima: $35.60 \times 10^{-3} \left[\frac{m}{s^2}\right]$

Tabla 3.5. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 3.

Frecuencia [Hz]	Aceleración $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ $\times 10^{-3}$
1	4.043
1.25	4.258
1.6	4.879
2	5.051
2.5	6.628
3.15	7.645
4	10.89
5	5.752
6.3	5.630
8	6.851
10	10.97
12.5	62.71
16	14.11
20	19.42
25	12.08
31.5	10.54
40	23.77
50	12.88
63	9.735
80	6.729

Frecuencia Pico: 14 [Hz]

Aceleración Máxima: $84.79 \times 10^{-3} \left[\frac{m}{s^2}\right]$

Tabla 3.6. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 4.

Frecuencia [Hz]	Aceleración $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ $\times 10^{-3}$
1	5.081
1.25	5.124
1.6	5.581
2	5.875
2.5	7.648
3.15	9.888
4	13.44
5	10.01
6.3	9.933
8	8.941
10	15.32
12.5	34.36
16	12.82
20	17.32
25	55.08
31.5	34.44
40	116.1
50	33.69
63	43.33
80	9.430

Frecuencia Pico: 39 [Hz]

Aceleración Máxima: $324.6 \times 10^{-3} \left[\frac{m}{s^2}\right]$

Tabla 3.7. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 5.

Frecuencia [Hz]	Aceleración $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ $\times 10^{-3}$
1	6.546
1.25	6.649
1.6	6.599
2	6.607
2.5	7.237
3.15	8.392
4	10.45
5	9.613
6.3	10.10
8	10.88
10	13.06
12.5	35.80
16	11.64
20	16.19
25	17.91
31.5	20.90
40	311.7
50	21.36
63	14.98
80	36.50

Frecuencia Pico: 40 [Hz]

Aceleración Máxima: $311.7 \times 10^{-3} \left[\frac{m}{s^2}\right]$

Tabla 3.8. Mediciones de vibraciones In Situ. Punto 6.

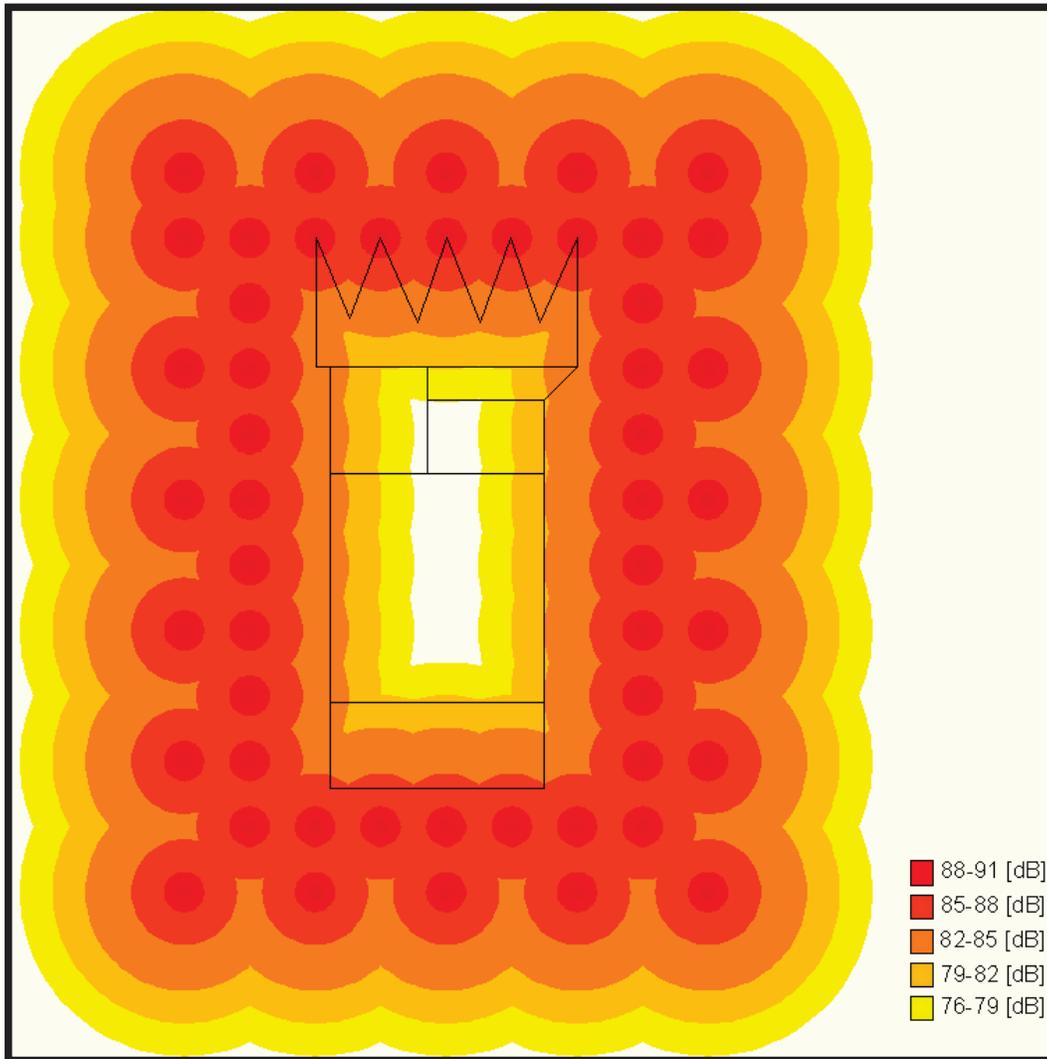
Frecuencia [Hz]	Aceleración $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ $\times 10^{-3}$
1	4.046
1.25	4.164
1.6	4.581
2	4.761
2.5	6.503
3.15	7.797
4	10.89
5	6.088
6.3	6.989
8	7.904
10	15.30
12.5	58.35
16	13.52
20	16.02
25	6.515
31.5	5.585
40	12.15
50	9.613
63	9.644
80	6.149

Frecuencia Pico: 14 [Hz]

Aceleración Máxima: $118.6 \times 10^{-3} \left[\frac{m}{s^2}\right]$

3.3. Diagrama de Ruido

Figura 3.3. Mapa de ruido en cada punto de medición en una vista superior de la cosechadora.



Elaborado por: El Autor.

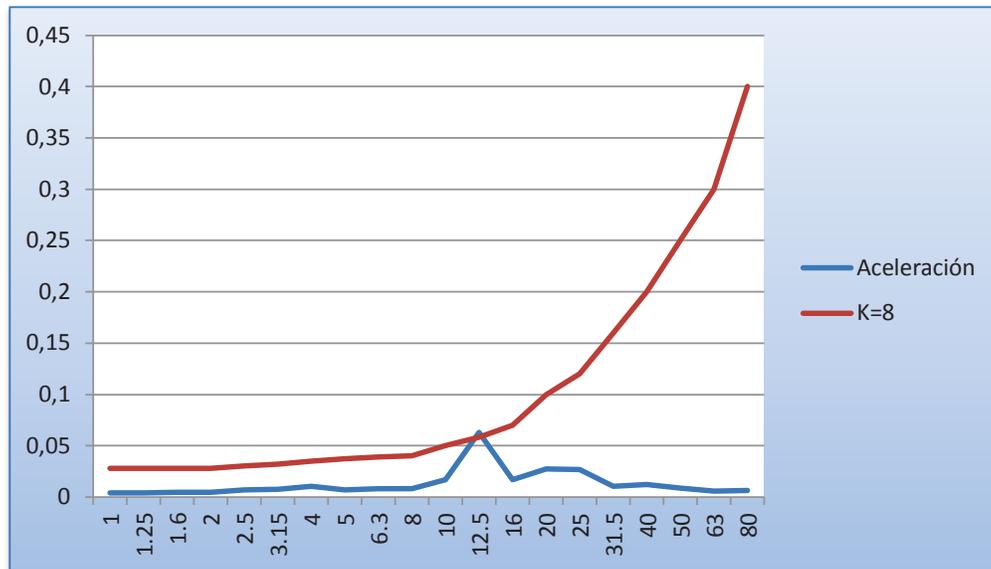
3.4. Gráficos

Figura 3.4. Aceleración Punto 1.



Elaborado por: El Autor.

Figura 3.5. Aceleración Punto 1 comparado con la curva K=8 del TULAS.



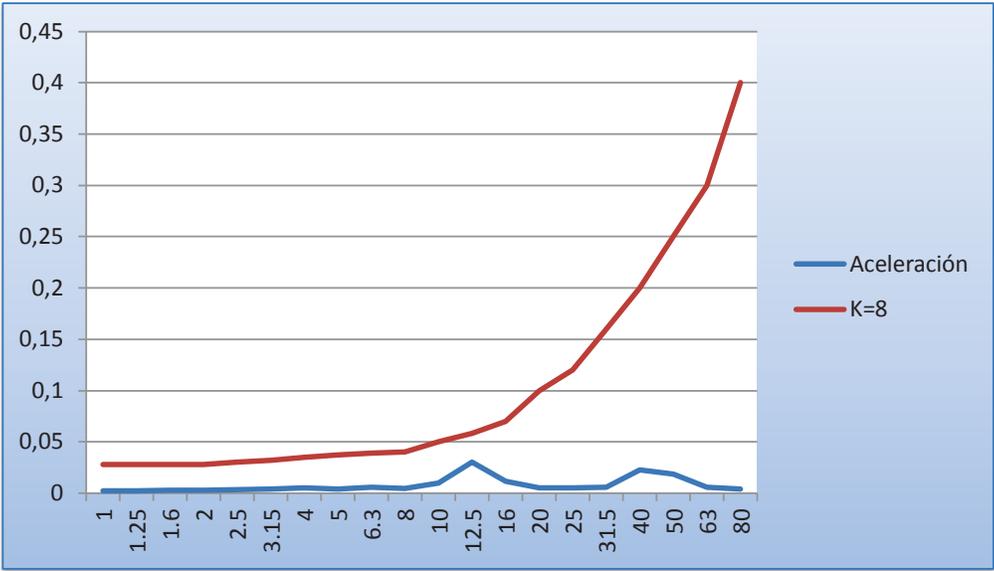
Elaborado por: El Autor.

Figura 3.6. Aceleración Punto 2.



Elaborado por: El Autor.

Figura 3.7. Aceleración Punto 2 comparado con la curva K=8 del TULAS.



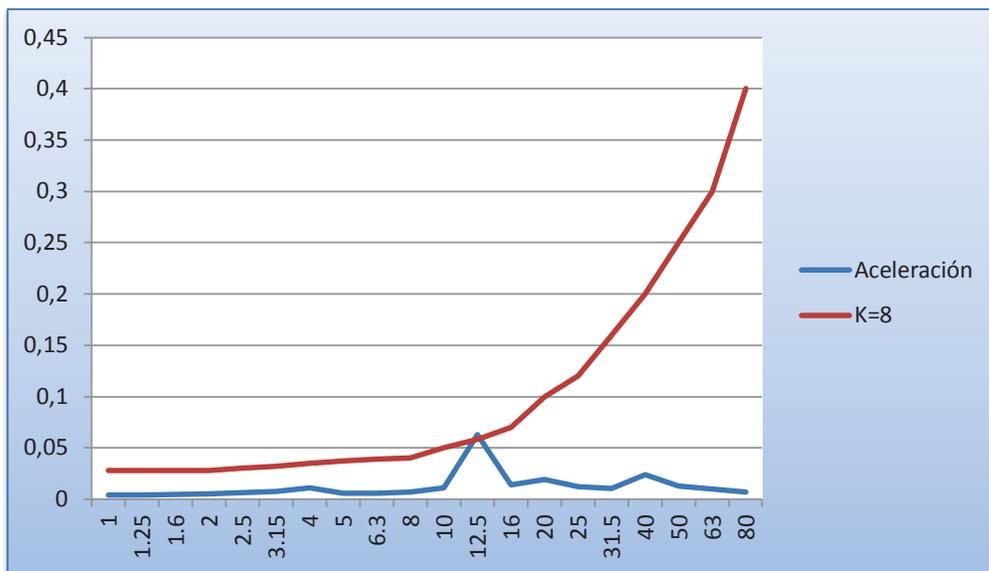
Elaborado por: El Autor.

Figura 3.8. Aceleración Punto 3.



Elaborado por: El Autor.

Figura 3.9. Aceleración Punto 3 comparado con la curva K=8 del TULAS.



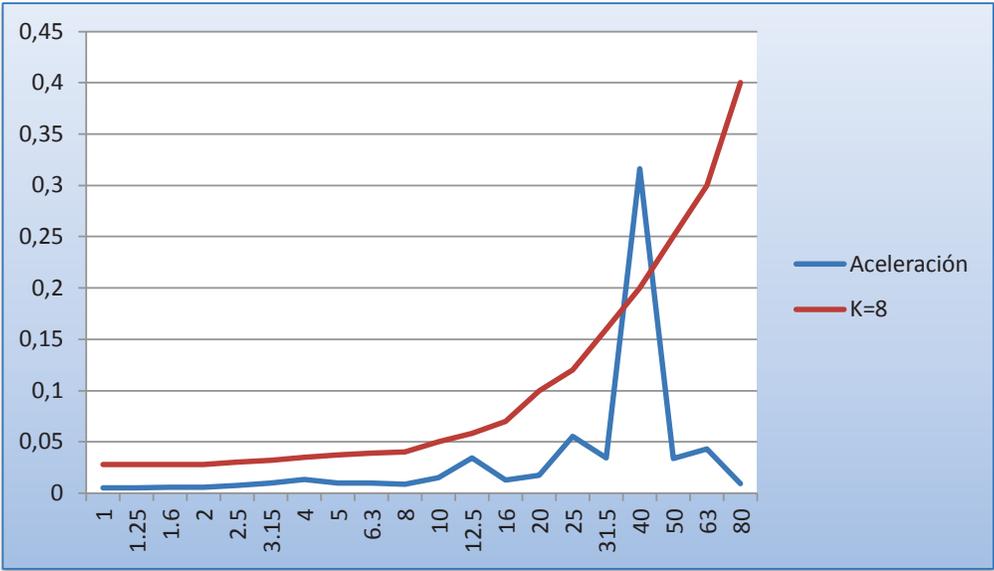
Elaborado por: El Autor.

Figura 3.10. Aceleración Punto 4.



Elaborado por: El Autor.

Figura 3.11. Aceleración Punto 4 comparado con la curva K=8 del TULAS.



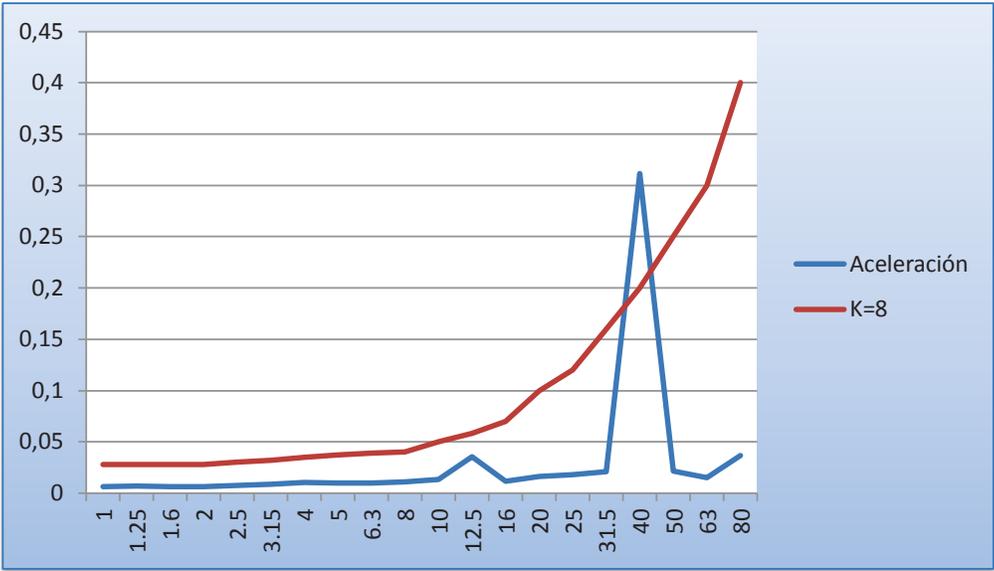
Elaborado por: El Autor.

Figura 3.12. Aceleración Punto 5.



Elaborado por: El Autor.

Figura 3.13. Aceleración Punto 5 comparado con la curva K=8 del TULAS.



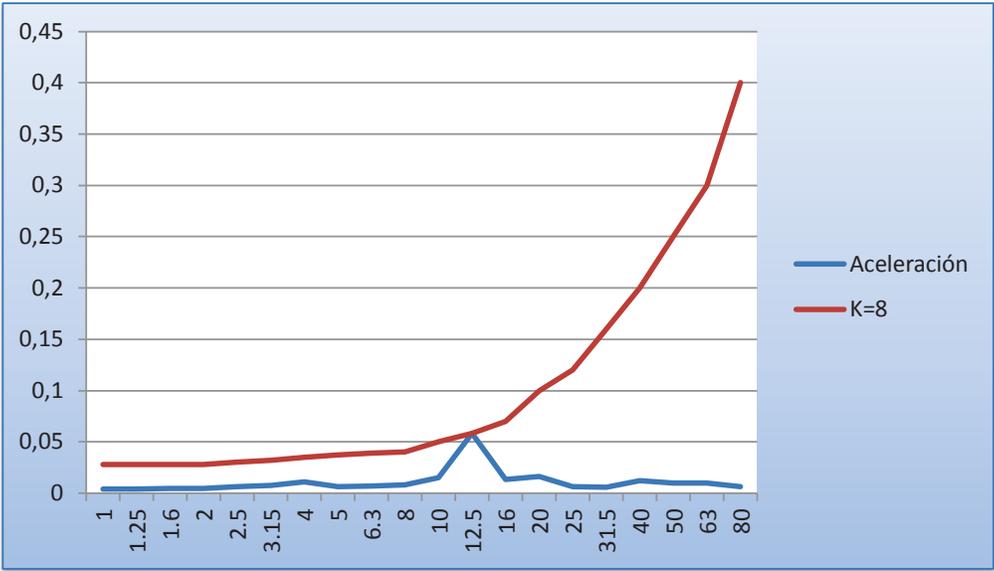
Elaborado por: El Autor.

Figura 3.14. Aceleración Punto 6.



Elaborado por: El Autor.

Figura 3.15. Aceleración Punto 6 comparado con la curva K=8 del TULAS.



Elaborado por: El Autor.

4. Capítulo IV

4.1. Planteamiento de Soluciones

Para tener una solución efectiva se va a dividir en dos partes principalmente, la solución para el caso de ruido transmitido por el aire y ruido transmitido por la estructura.

En el ruido por transmisión aérea básicamente se propone aislar la cabina mediante materiales de alta densidad.

En el ruido por transmisión estructural básicamente se propone un control de vibraciones tanto para piso como para el asiento del operador.

4.1.1. Ruido de transmisión aérea

Para el control de ruido de transmisión aérea se propone un aumento de la masa, especialmente en el techo de metal para aumentar su densidad y mejorar el aislamiento que este puede dar, ya que al tener más masa empieza a subir el TL que puede aportar el techo, mejorando el nivel que puede tenerse dentro de la cabina y bajando su frecuencia de resonancia, para que no pueda entrar en resonancia el techo por el ruido al que va a ser expuesto que viene por fuera del motor. Hay diferentes formas de aumentar la masa pero se escogió el Fonac Barrier, que es un vinilo de alta densidad de alrededor $5 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ y que puede ser añadido a la pared por medio de una espuma flexible, que es la mejor solución para evitar que el Barrier pueda sufrir de problemas de vibraciones, pero que es muy difícil de obtener y de aplicar, por lo cual se plantea añadir el Barrier al techo por medio de pernos de sujeción con pequeñas juntas de caucho para disminuir la transmisión de vibraciones que se pueda llegar a dar.

Para tener un aislamiento óptimo se tiene que reemplazar todas las juntas de caucho por unas nuevas más resistentes y que puedan ajustarse mejor para el lugar en el cual se las va a ubicar. Se propone cambiar las juntas tanto de ventanas como de puertas para lograr un hermetismo que pueda dar un

aislamiento mayor, otorgando un cambio de medio de propagación para que la onda acústica pierda energía al momento de tratar de atravesar por este nuevo medio, disminuyendo el nivel final que puede otorgar el ruido en el interior de la cabina del operador.

Como la cabina cuenta con muchas partes que tienen vidrio, hay que cambiar el vidrio por uno que sea más grueso para tener un aislamiento mayor que el que puede dar un vidrio de un grueso común y asegurar todas las juntas con un caucho. Se puede mejorar aún más el aislamiento de la cabina con vidrio que tenga una cámara de aire interna, pero su costo es mucho mayor y proporcionaría un aumento en la aislación no muy importante por la cantidad que estos pueden llegar a costar. El vidrio que se propone para reemplazar es el Failam que consta de 3 capas diferentes, una capa de vidrio de 4 [mm], en la mitad una capa de vinilo de 2 [mm], y en el otro extremo una capa igual a la primera componiendo un espesor de 10 [mm] en total y con un cambio de medio de propagación lo cual aumenta el TL que este vidrio puede proporcionar.

4.1.2. Ruido de transmisión estructural

Para mitigar el ruido por transmisión estructural sería necesario unir la cabina con juntas flexibles, pero como ya está armada la máquina y terminada esto no es posible de realizar, por lo que se necesita mitigar las vibraciones en lugares esenciales, como lo es el asiento y el piso para proteger a la persona del exceso de vibraciones.

La aceleración en vibraciones que se obtiene en el piso es muy alta, alrededor de $324.6 \times 10^{-3} \left[\frac{m}{s^2} \right]$, por lo cual se necesita un tratamiento especial para su control, se puede utilizar una moqueta de caucho con cámara de aire interna con un espesor de 5 [cm], con anclajes para su ajuste con el piso y una placa de metal encima de la moqueta para su protección y que pueda tener una vida útil más larga.

Para mitigar la aceleración del asiento es necesario principalmente cambiar el asiento, ya que este se encuentra en muy malas condiciones y la protección

que puede dar contra las vibraciones es mínimo, por esta razón se puede cambiar el asiento por uno nuevo con un modelo ergonómico para la comodidad del operador y sobre todo se debe cambiar el asiento por uno que pueda proveer una placa en la cual se pueda sujetar el amortiguador que se planea introducir en el prototipo.

Para tener una reducción de aceleración mayor se puede poner amortiguadores debajo del asiento, para esta solución existen dos opciones diferentes, la primera es un amortiguador sencillo en la mitad del asiento con muelles en las esquinas, lo cual reducirá las vibraciones en una cantidad moderada, la segunda son dos amortiguadores cruzados que proporciona una reducción de vibraciones muy alta y un desgaste mucho menor que el de los muelles, ya que los amortiguadores son de aire y su vida útil sería más larga, además de proporcionar un soporte de peso mucho mayor del necesario hasta 125 [kg] y un nivel de ajuste de altura de hasta 0.0762 [m] y una absorción de vibraciones en aceleración de hasta 0.1016 [m].

4.1.3. Análisis de Soluciones

En esta sección se proporcionará un análisis de los materiales propuestos con sus ventajas, desventajas y su disponibilidad en el mercado nacional para poder obtener la solución óptima para el caso sin excesos y con un costo totalmente ajustado a la realidad de la situación. A cada una de las cualidades citadas anteriormente se le va a dar una calificación, que va a ir desde el 1 al 5 y en un solo caso del 1 al 4, para tener una suma de puntos al final de cada material que se propone como solución y poder decidir por el que va a ser el mejor para este tipo de situación.

Tabla 4.1. Análisis de reducción de ruido.

	Muy Poco (1)	Poco (2)	Bueno (3)	Muy Bueno (4)	Excelente (5)
Vidrio 10 [mm]			X		
Vidrio doble de 9 [mm]				X	
Fonac Barrier 3 [mm]				X	
Lámina LA		X			
Llebroc Slide Tracks & Mounting Plate		X			
Amortiguador The Sierra Torsion 380					X

Tabla 4.2. Análisis de disponibilidad de mercado.

	Muy Poco (1)	Poco (2)	Bueno (3)	Muy Bueno (4)	Excelente (5)
Vidrio 10 [mm]					X
Vidrio doble de 9 [mm]			X		
Fonac Barrier 3 [mm]				X	
Lámina LA		X			
Llebroc Slide Tracks & Mounting Plate	X				
Amortiguador The Sierra Torsion 380	X				

Tabla 4.3. Análisis de vida útil.

	Muy Poco (1)	Poco (2)	Bueno (3)	Muy Bueno (4)	Excelente (5)
Vidrio 10 [mm]				X	
Vidrio doble de 9 [mm]			X		
Fonac Barrier 3 [mm]				X	
Lámina LA			X		
Llebroc Slide Tracks & Mounting Plate			X		
Amortiguador The Sierra Torsion 380					X

Tabla 4.4. Análisis de costo.

	Muy Bajo (4)	Bajo (3)	Alto (2)	Muy Alto (1)
Vidrio 10 [mm]	X			
Vidrio doble de 9 [mm]			X	
Fonac Barrier 3 [mm]			X	
Lámina LA		X		
Llebroc Slide Tracks & Mounting Plate	X			
Amortiguador The Sierra Torsion 380				X

Tabla 4.5. *Análisis de resultados.*

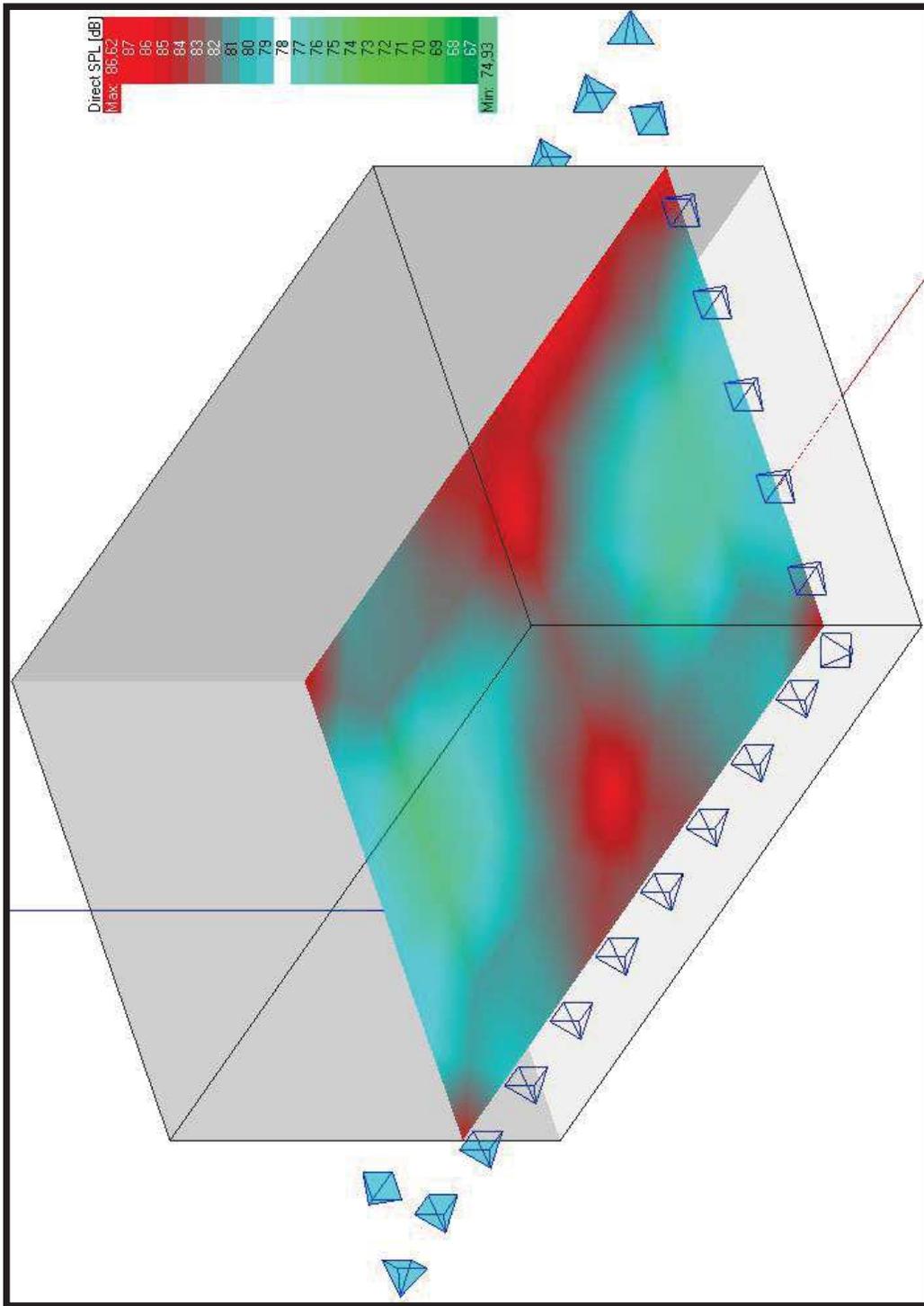
	Puntuación
Vidrio 10 [mm]	16
Vidrio doble de 9 [mm]	12
Fonac Barrier 3 [mm]	14
Lámina LA	10
Llebroc Slide Tracks & Mounting Plate	10
Amortiguador The Sierra Torsion 380	12

Basándose en la Tabla 4.5. Análisis de resultados, se obtiene la puntuación que obtiene cada material en cada una de sus características más importantes, con todo esto podemos saber cuál es el material más apropiado para cada caso, para el reemplazo de vidrios va a ser por un Vidrio de 10 [mm] de espesor ya especificado anteriormente, para el aislamiento acústico se va a utilizar el Fonac Barrier y para el amortiguador del asiento de va a utilizar el Sierra Torsion 380.

Materiales como los cauchos para las juntas de vidrios no se hizo el análisis, ya que son de uso común y de una sola variedad los utilizados para estos casos, el asiento a utilizar entro dentro del análisis, pero al no contar con muchas opciones en el mercado se lo toma en cuenta aunque haya obtenido una calificación baja, además hay que tener en cuenta que el asiento también depende del amortiguador que se vaya a utilizar, la moqueta de caucho para el piso es un modelo único ya establecido en diferentes marcas pero que no representa mayor variación entre uno y otro, el recubrimiento de esta moqueta se va a hacer del mismo material que el piso de la cabina, por estética y comodidad para el operador.

4.2. Simulación

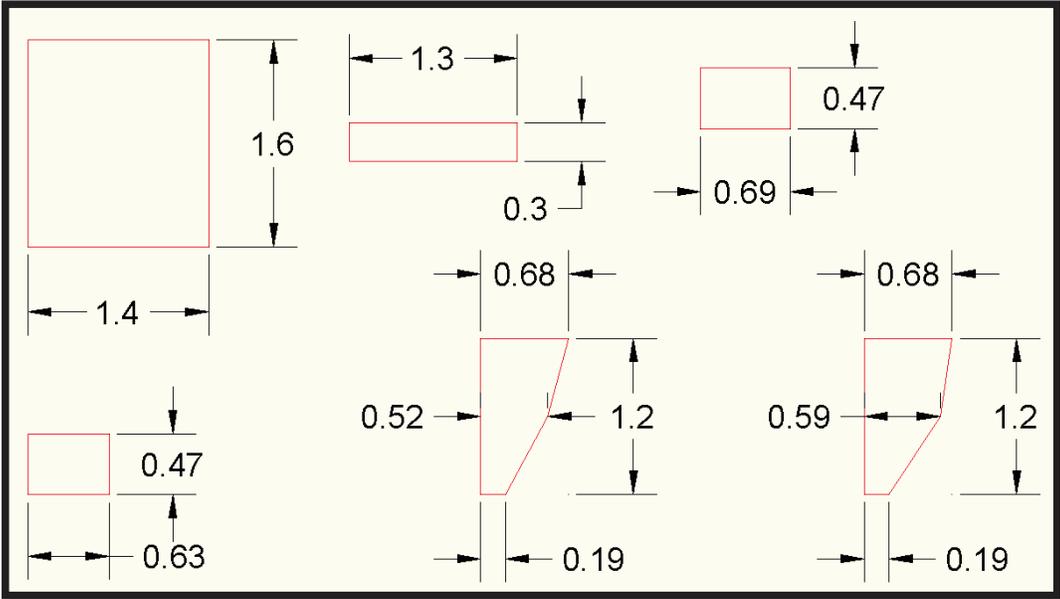
Figura 4.1. Simulación de la situación actual en EASE.



Elaborado por: El Autor.

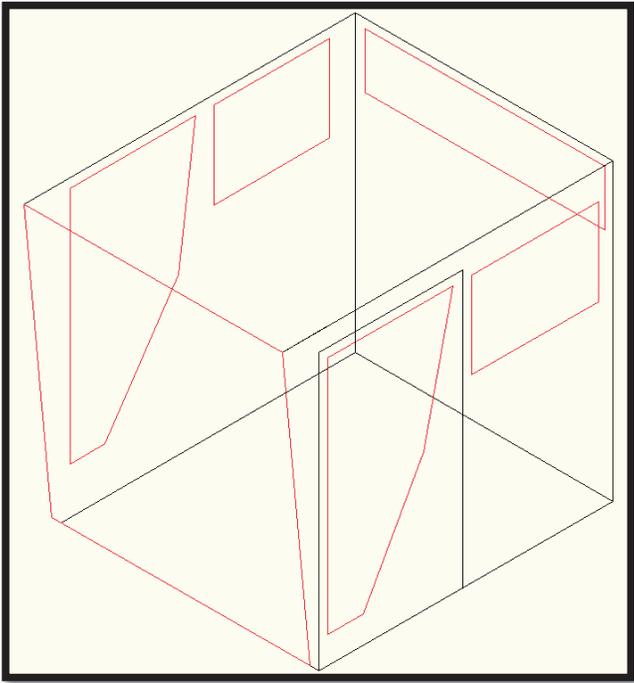
4.3. Prototipo

Figura 4.2. Medidas en [m] de todos los vidrios a reemplazar.



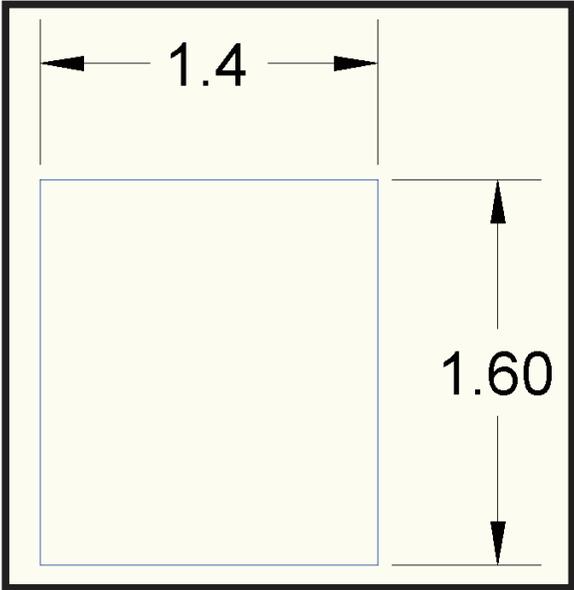
Elaborado por: El Autor.

Figura 4.3. Armado de las nuevas ventanas.



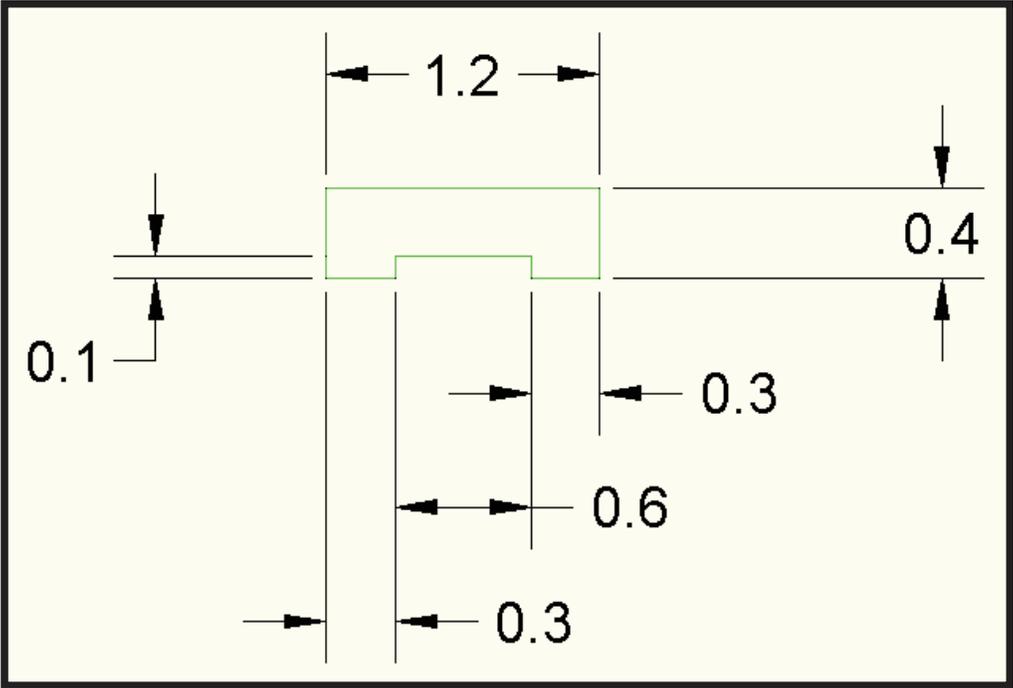
Elaborado por: El Autor.

Figura 4.4. Medidas en [m] del Fonac Barrier



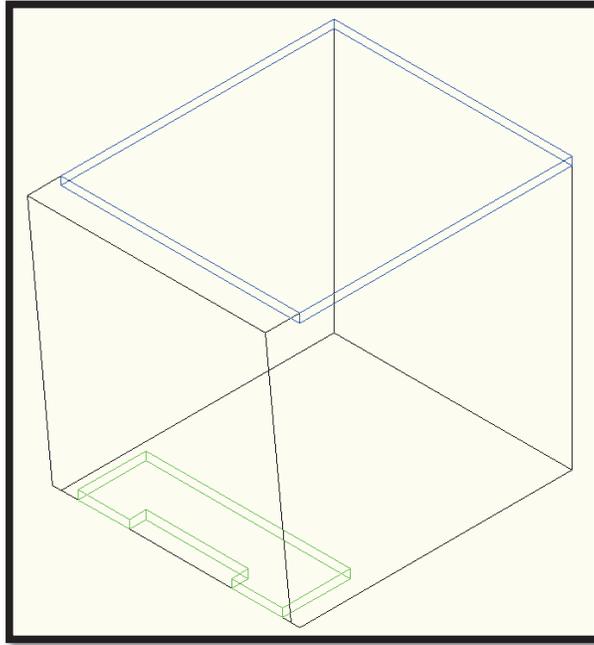
Elaborado por: El Autor.

Figura 4.5. Medidas en [m] de la Moqueta.



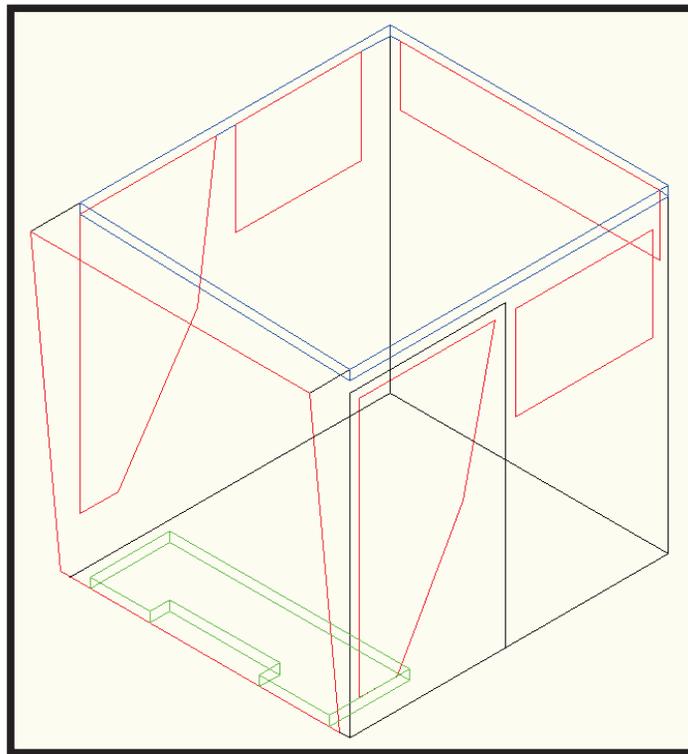
Elaborado por: El Autor.

Figura 4.6. Armado de Fonac Barrier y Moqueta.



Elaborado por: El Autor.

Figura 4.7. Prototipo final.



Elaborado por: El Autor.

El prototipo antes presentado provee una reducción en el nivel de la cabina que se presenta en la tabla a continuación.

Tabla 4.6. Reducción de ruido del prototipo en transmisión aérea.

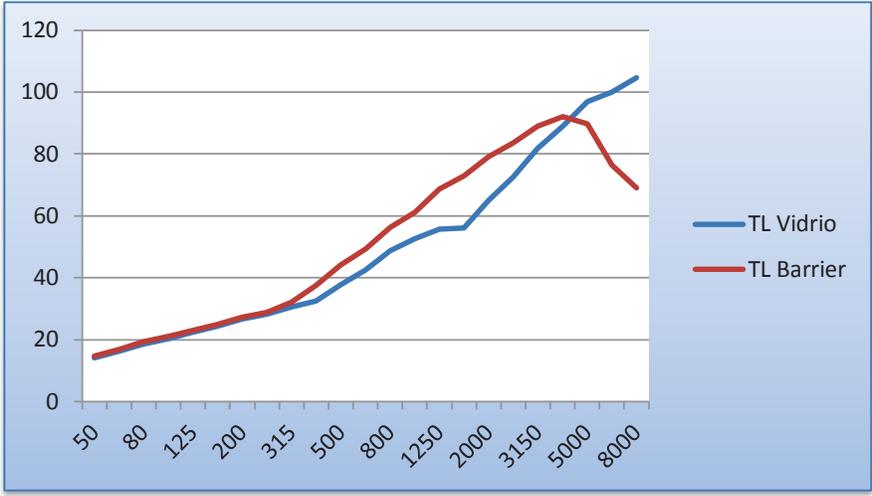
Frecuencia	Cabina Actual [dBA]	TL por vidrio	TL por Barrier	Cabina prototipo [dBA]
50	63.7	14.1	14.7	50.9
63	62.73	16.3	16.9	46.5
80	65.37	18.6	19.3	46.4
100	68.7	20.3	21	48.7
125	67.63	22.5	23.1	45.4
160	70.41	24.4	25	45.6
200	65.02	26.6	27.2	38.4
250	62.27	28.3	28.9	34.1
315	64.05	30.5	32.1	33.5
400	63.61	32.4	37.6	31.6
500	64.66	37.7	44.1	27.1
630	65.21	42.6	49.3	22.4
800	63.49	48.7	56.2	14.3
1000	67.63	52.6	61.2	15.4
1250	63.81	55.8	67.6	8.01
1600	62.3	56	73	6.3
2000	57.81	65	79.1	0
2500	61.67	72.6	83.6	0
3150	59.14	81.9	88.9	0
4000	55.14	88.9	92.1	0
5000	49.55	97	89.7	0
6300	46.29	100.1	76.5	0
8000	42.79	104.6	69.1	0
TOTAL [dBA]	78.05			55.69

Figura 4.8. Cabina actual VS Prototipo. Ruido por transmisión aérea.



Elaborado por: El Autor.

Figura 4.9. TL del vidrio y del Fonac Barrier.



Elaborado por: El Autor.

Según la tabla 4.6 se tiene una reducción del 30% del ruido con el prototipo, tomando en cuenta solamente el ruido por transmisión aérea y aunque el mayor problema del ruido es en baja frecuencia por el problema de vibraciones, se espera que con la moqueta con cámara de aire se pueda reducir en baja frecuencia el ruido que se da por radiación de la placa metálica del suelo entre 10 [dB] y 20 [dB].

5. Capítulo V

5.1. Análisis Costo/Beneficio

Tabla 5.1. Costos Unitarios de todas las soluciones.

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Amortiguador de asiento "The Sierra Torsion 380"	u	1	683	683,00
Asiento "Llebroc GT2"	u	1	473	473,00
Fonac Barrier 3 [mm]	m ²	2,25	21,9	49,28
Vidrio 10 [mm] de espesor	m ²	4,75	30	142,50
Moqueta con cámara de aire interna "Tessera Helix"	m ²	0,5	484	242,00
Cauchos para vidrios	m	10.82	13.85	149.86
TOTAL				1739,64

Este costo es mínimo con la comparación que se tiene si la cabina de la cosechadora de maíz tiene un aislamiento pobre, ya que la productividad de la máquina aumenta en un 35% con un aislamiento óptimo de ruido y vibraciones, esto se debe ya que en la situación real, el operador de la máquina no puede aguantar tanto tiempo continuo la exposición, tanto al ruido como a las vibraciones, por lo que se necesita recesos para que el operador descansa y pueda seguir, lo que significa en pérdida de dinero por el tiempo perdido en los descansos.

En una máquina sin protección de ruido y vibraciones, es necesario tomar recesos cada una hora, de alrededor de 15 minutos, lo que significaría que en las 8 horas de trabajo habría una pérdida de 2 horas, es decir se trabaja 6 horas y se descansa 2 en un caso óptimo ya que pueden los recesos ser más largos o no tomarse en cuenta el tiempo, sino solo descansar hasta que se recupere el cuerpo.

Hablando de productividad, la cosechadora puede llegar a producir 150 quintales por hora, claro, dependiendo del rendimiento de la planta, pero este

es un rendimiento promedio, es decir que se perderían 300 quintales diarios del día de cosecha, tomando mucho más tiempo cosechar toda la plantación y hay que tomar en cuenta que una buena cosecha es en pocos días, ya que el clima puede afectar el rendimiento de la planta por lo cual es necesario una cosecha rápida. En un precio promedio del maíz en el mercado se estaría perdiendo 3600 dólares por día en los 300 quintales que se deja de cosechar.

Claro, se puede decir que aunque no se coseche ese día, se va a cosechar el siguiente, pero la maquinaria en caso de ser rentada, cobra por quintales cosechados, es decir una producción mayor va a generar más ganancias para la maquinaria y un operador que pueda trabajar sin problemas. Para el dueño de la maquinaria, que cobra 1 dólar por quintal cosechado estaría ganando 300 dólares más diarios, pudiendo cubrir el precio del presupuesto presentado anteriormente en 5 días y pudiendo cubrir más zonas para cosechar en menor tiempo.

6. Capítulo VI

6.1. Conclusiones

Las mediciones realizadas demostraron que el operador de la cosechadora de maíz está expuesto a niveles de ruido y vibraciones por encima de la norma y necesita una regulación para evitar problemas en la salud de estas personas, principalmente en lo que se refiere a la exposición de vibraciones que están extremadamente elevadas para que una persona pueda soportarlas sin sufrir serios daños a su salud.

Las principales fuentes de ruido son el motor de la cosechadora y su cabezal, ya que estas cuentan con partes expuestas, es decir no tienen ningún tipo de encierro y están en contacto directo con el medio ambiente, provocando un nivel de ruido muy elevado, ya que no encuentran ninguna oposición a su paso. En lo que se refiere a vibraciones el principal problema es que no hay un acople con aislamiento de vibraciones entre el cuerpo de la máquina y la cabina, y ya que la cosechadora no cuenta con un sistema de amortiguación en sus ejes centrales de movimiento por no elevar su precio total de construcción, existe una gran cantidad de desplazamiento en toda la máquina incluyendo la cabina y su operador.

Las soluciones dadas en este trabajo son muy fáciles de implementar ya que en el medio que nos encontramos no se va a ver un interés por una solución que sea muy difícil de implementar. El reemplazo de todas las superficies de caucho es el principal requerimiento para una buena solución, ya que estos están extremadamente desgastados porque nunca han sido cambiados desde que la cosechadora fue adquirida, el reemplazo de todos los vidrios, por vidrios acústicamente diseñados no es un cambio muy excesivo en costo pero aporta una muy buena protección contra ruido y vibraciones, la parte más costosa de la solución propuesta es el sistema de amortiguamiento del asiento y el asiento ya que las vibraciones tienen un aporte muy alto a los problemas de la cabina siendo necesaria una solución mucho más efectiva para poder lograr un control

óptimo por los resultados extremadamente altos que se obtuvieron en las mediciones in situ.

La reducción del 40% que se planteó en la hipótesis no se pudo obtener por abaratar costos para que la solución pueda ser implementada fácilmente por el propietario de la cosechadora de maíz, la reducción de ruido por transmisión aérea es de un 30% y la reducción de ruido por transmisión estructural puede aportar un 10% más al total de reducción de ruido, en el mejor de los casos la reducción de ruido por transmisión estructural podría llegar a aportar un 20% más pero sería muy difícil de predecir este valor, por esta razón se da el valor del peor de los casos 10% teniendo un piso en el cual se sabe que sí va a aportar para no producir confusiones si no llegara a aportar lo esperado.

La relación costo beneficio que se plantea en el prototipo de control de ruido es muy bueno ya que tiene un costo que se puede cubrir fácilmente con una semana de trabajo y puede traer muchos beneficios tanto para el dueño de la máquina, como para el agricultor y el operador de la cosechadora de maíz siendo una solución muy rentable y que favorece a todos los implicados en el proceso de uso de la máquina.

6.2. Recomendaciones

La principal recomendación para este tipo de trabajos en los cuales se necesita muchos puntos de medición y diferentes tipos de medida como es la medida de ruido y vibraciones es tener los equipos a disposición y conocer su uso apropiado ya que se puede llegar a perder mucho tiempo si no se sabe utilizar los equipos en su totalidad pudiendo llevar más tiempo del necesario las mediciones y en situaciones como estas cuando la cosechadora debía estar en funcionamiento es muy útil realizar todas las mediciones rápido para no desperdiciar tiempo de la máquina en su trabajo.

Sería muy útil la elaboración de simulaciones en software dedicado para ruido industrial ya que se puede comparar resultados con las simulaciones y el

modelo matemático que se usa para prever el aislamiento que se va a obtener con todos los materiales propuestos.

Puede ser muy útil a futuro organizar un proyecto para ver la afectación que tiene este tipo de maquinarias en el medio ambiente principalmente en la fauna de las zonas de trabajo ya que en las visitas a múltiples haciendas que se realizó por motivo de las mediciones in situ se puede observar que la fauna es casi nula en todas estas áreas.

Una gran ayuda sería que se crease una normativa de ruido laboral más precisa y que incluya las vibraciones, esto ayudaría mucho a la salud ocupacional de las empresas, ya que podrían basarse en la normativa ecuatoriana para poder realizar modelos de control de ruido y vibraciones con estándares decentes y se pueda proteger al trabajador de una manera efectiva, además de que al contar con una normativa, cualquier caso de daño a la salud de un trabajador podría ser fácilmente reclamado, corroborando si la empresa cumple o no con las normas.

Bibliografía

Libros:

- BEHAR, Alberto. El Ruido y su Control. México, Trillas C.A, 1994.
- BELL, Lewis y BELL, Douglas. Industrial Noise Control. Marcel Dekker Inc, 1994.
- HARRIS, Cyril M. Manual de Medidas Acústicas y Control del Ruido. McGraw Hill, 1995.
- HARRIS, Cyril M. y PIERSOL, Allan G. Shock and Vibration Handbook. McGraw Hill, 2002.
- KINSLER, Lawrence E. y FREY, Austin R. y COPPENS, Alan B. y SANDERS, James V. Fundamentals of Acoustics. Wiley, 1999.
- MIYARA, Federico. Control de Ruido. Rosario, 1999.
- PELTON, Howard K. Noise Control Management. Wiley, 1992.

Anexos



Cabezal de la cosechadora de maíz.



Mecanismo de movimiento del cabezal de la cosechadora de maíz.



Poleas del motor de la cosechadora de maíz.



Vista lateral derecha de la cosechadora de maíz.



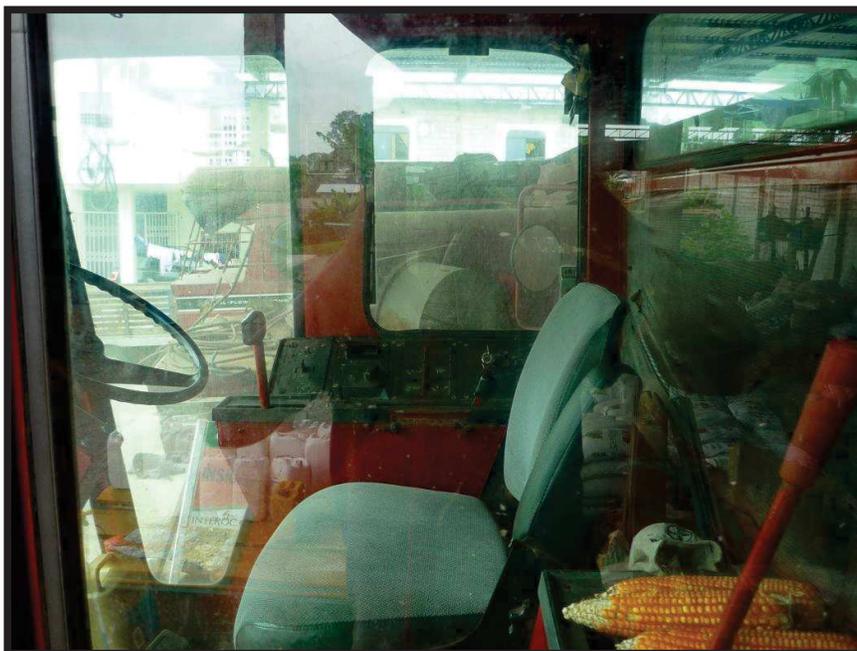
Vista posterior de la cosechadora de maíz.



Vista del cabezal de la cosechadora de maíz cortando la planta.



Recolección del maíz después del proceso de limpiado.



Vista lateral izquierda de la cabina desde el exterior.



Vista interna de la cabina.



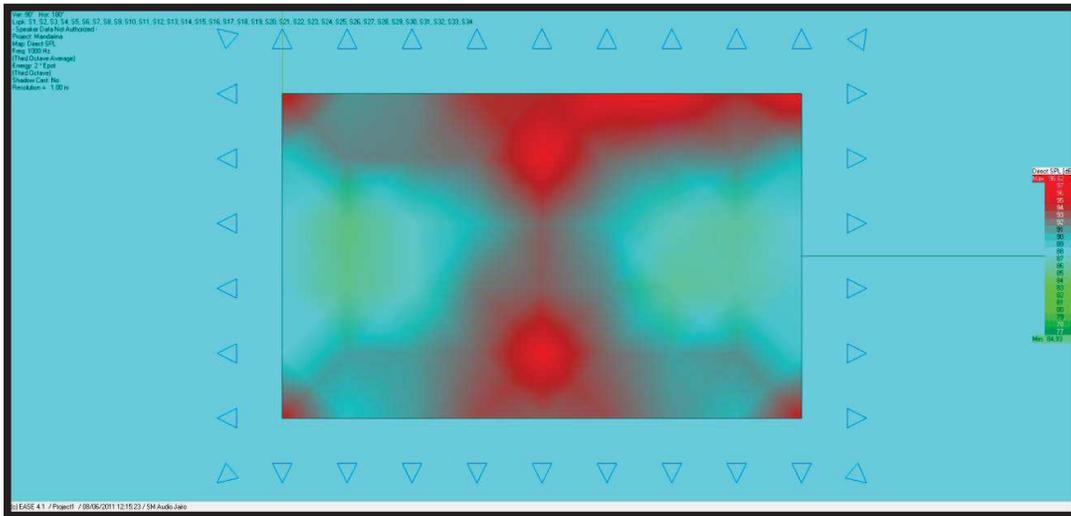
Panel de controles dentro de la cabina.



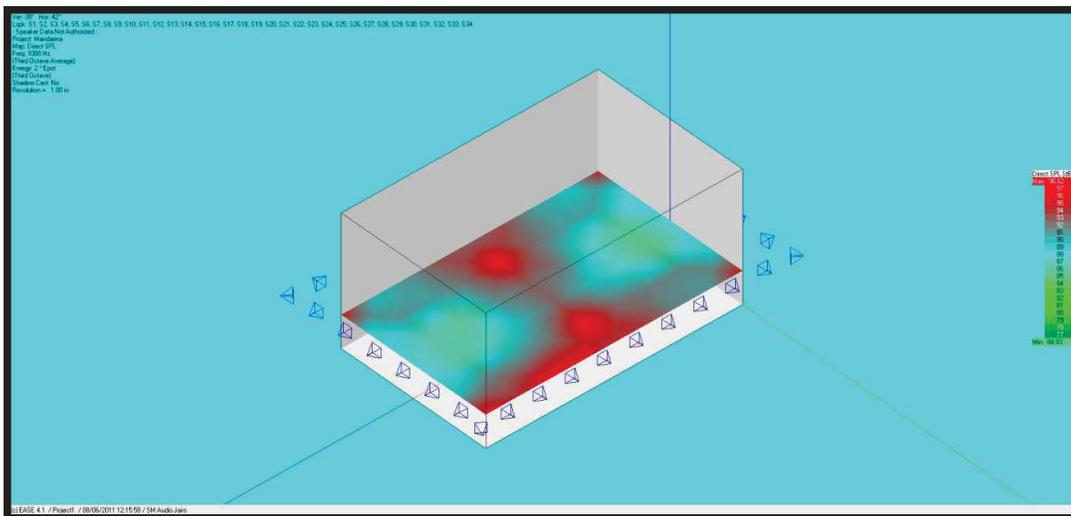
Pedales dentro de la cabina.



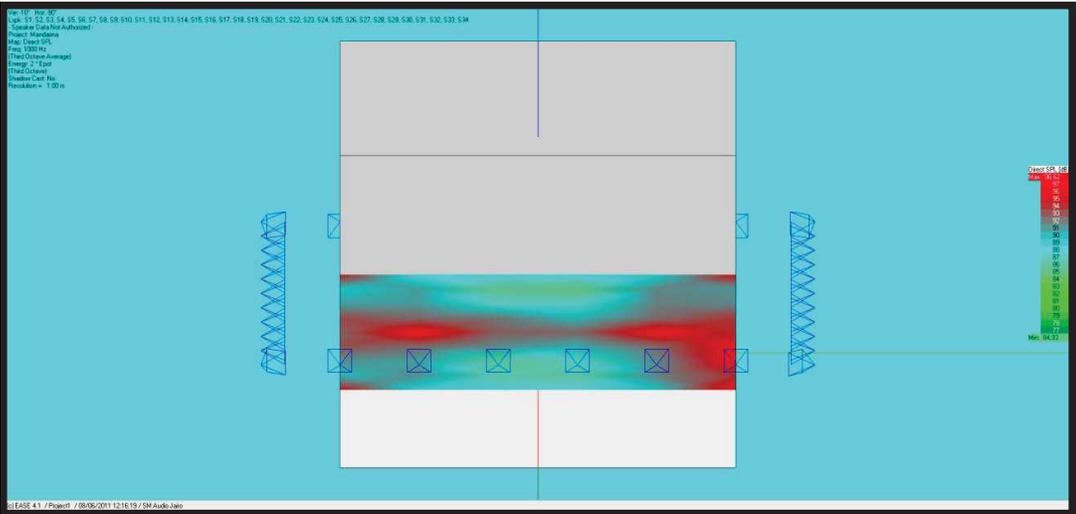
Caja para guardar herramientas en la cabina.



Simulación en EASE vista superior.



Simulación en EASE vista diagonal.



Simulación en EASE vista frontal.



Simulación en EASE vista lateral.

Frecuencia	Cabina Actual [dB]	TL por vidrio	TL por Barrier	Cabina prototipo [dB]
50	81.7	14.1	14.7	67.9
63	75.93	16.3	16.9	59.7
80	75.37	18.6	19.3	56.4
100	75.7	20.3	21	55.7
125	70.73	22.5	23.1	48.5
160	70.41	24.4	25	45.6
200	62.02	26.6	27.2	35.4
250	57.87	28.3	28.9	29.7
315	57.05	30.5	32.1	26.5
400	54.61	32.4	37.6	22.6
500	54.86	37.7	44.1	17.3
630	54.21	42.6	49.3	11.4
800	51.49	48.7	56.2	3.3
1000	54.63	52.6	61.2	2.4
1250	50.31	55.8	67.6	0
1600	48.3	56	73	0
2000	43.61	65	79.1	0
2500	47.67	72.6	83.6	0
3150	45.14	81.9	88.9	0
4000	41.14	88.9	92.1	0
5000	36.55	97	89.7	0
6300	33.29	100.1	76.5	0
8000	30.89	104.6	69.1	0
TOTAL [dB]	84.56			69.04

Análisis de ruido de transmisión aérea en [dB].



Cabina Actual VS Prototipo en [dB].

Amortiguador de asiento "The Sierra Torsion 380"		
Artículo	Cantidad/Hora	Precio
Amortiguador de asiento	1	683.00
Pernos de sujeción	4	0.80
Subtotal		683.80
Ing. En Sonido y Acústica	1	6.25
Trabajador	1	1.80
Total		691.85

Costos unitarios del artículo Amortiguador de asiento "The Sierra Torsion 380".

Asiento "Llebroc GT2"		
Artículo	Cantidad/Hora	Precio
Asiento	1	473.00
Pernos de sujeción	4	0.80
Subtotal		473.80
Ing. En Sonido y Acústica	1	6.25
Trabajador	1	1.80
Total		481.85

Costos unitarios del artículo Asiento "Llebroc GT2".

Fonac Barrier		
Artículo	Cantidad/Hora	Precio
Barrier	2.25	49.28
Pernos de sujeción	16	3.20
Subtotal		52.48
Ing. En Sonido y Acústica	1	6.25
Trabajador	1	1.80
Total		60.53

Costos unitarios del artículo Fonac Barrier.

Vidrio de 10 [mm] de espesor		
Artículo	Cantidad/Hora	Precio
Vidrio	4.75	142.50
Subtotal		142.50
Ing. En Sonido y Acústica	1	6.25
Instalador de vidrios	1	2.50
Total		151.25

Costos unitarios del artículo Vidrio de 10 [mm] de espesor.

Cauchos para vidrios		
Artículo	Cantidad/Hora	Precio
Caucho	10.82	149.86
Subtotal		149.86
Ing. En Sonido y Acústica	1	6.25
Instalador de vidrios	1	2.50
Total		158.61

Costos unitarios del artículo Cauchos para vidrios.

Moqueta con cámara de aire interna "Tessera Helix"		
Artículo	Cantidad/Hora	Precio
Moqueta	0.5	242.00
Pernos de sujeción	8	1.6
Subtotal		243.6
Ing. En Sonido y Acústica	1	6.25
Trabajador	1	1.80
Total		251.65

Costos unitarios del artículo Moqueta con cámara de aire interna "Tessera Helix".

Specifications

1460 AXIAL-FLOW

MODEL:

1460, Deluxe Cab

ENGINE:

Four-stroke direct injection water cooled turbocharged diesel.

Model	International DT-466B	
No. of Cylinders	6	
Piston Displacement	7640cm ³	466in ³
Bore	109.2mm	4.3in
Stroke	136.0mm	5.35in
Rated Governed Engine Speed	2500rev/min	
Power (SAE)	139.7kW	190hp

TRANSMISSION:

3 speed with hydrostatic drive.

ELECTRICAL EQUIPMENT:

Battery	12V
Alternator	72A

THRESHING:

Area	0.80m ²	1240in ²
Method	Rotary Centrifugal.	
Rotor		
Diameter	609.6mm	24in
Length	2743mm	108in
Speed	High Range 530-1260rev/min	
Low Range	280-650rev/min	
Concave	3 section bar and small wire.	
Auger Bed	4 augers.	

CLEANING:

Fan	6 blades.	
Fan Speed	380-1200rev/min	
Cleaning Area	3.06m ²	4743in ²
Separation Area	0.91m ²	1410in ²

HEADERS (AVAILABLE):

825 Platform Width	3.68m	12.0ft
810E Platform Width	3.96m	13.0ft
825 Platform Width	4.29m	14.0ft
810E Platform Width	4.57m	15.0ft
825 Platform Width	4.89m	16.0ft
810E Platform Width	5.03m	16.5ft
810E Platform Width	5.33m	17.5ft
810E Platform Width	6.10m	20.0ft
943E No. of Rows	4	
963E No. of Rows	5	
963E No. of Rows	6	
Knife Speed		
810E	600rev/min	
825	600rev/min	

STANDARD GROUND SPEEDS:

	km/h	mile/h
Speed 1	0-4.47	0-2.77
Speed 2	0-8.13	0-5.05
Speed 3	0-22.08	0-13.72

TYRES:

Front	23.1 x 26 - 10 ply.	
Rear	12.5/80 x 18 - 8 ply.	

STANDARD EQUIPMENT:

Brakes: Service foot operated, hydraulic independent disc. Hand operated parking brake.

Cab: Spacious isomounted control centre (max 80dB(A)) with panoramic vision, heater, interior light, windscreen wipers, foldable ladder. Digital tachometer for ground, engine, rotor and fan speed. Deluxe suspension seat with cloth upholstery and fore/aft adjustment. Adjustable steering column.

Feeder: 1194mm (47in) wide. Conveyor with 2 roller chains, heavy duty front roller, adjustable stone retarder.

Grain Elevator: 203mm (8in) x 203mm (8in).

Hydraulics: Electro hydraulic controlled separator and feeder drive. Unloader tube positioning, header lift, reel speed, reel fore/aft (825 only).

Instruments: Gauges for oil pressure, alternator, fuel and water temperature. Warning lights for engine oil pressure, alternator charging, water temperature, hand brake.

Lights: 2 head, 3 front working, 1 grain tank, 1 unloader, 1 rear, 2 tail, direction indicators, hazard warning.

Sieves: Adjustable slat chaffer sieve with 28.6mm (1.125in) spacing and grain pan (Grain machines). Adjustable slat shoe sieve with 28.6mm (1.125in) spacing.

Steering: Hydrostatic power.

Steering Axle: Non adjustable 1829mm (72in).

OPTIONAL EQUIPMENT:

Brakes: Parking blocks.

Cab: Air conditioner.

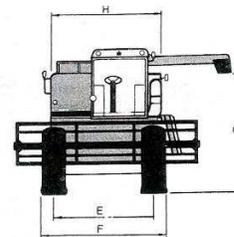
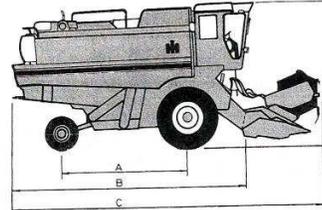
Electrical: Shaft speed monitor, grain loss monitor, 80A alternator, rotating beacon.

Harvesting Equipment: Grate special with 9.5mm (0.375in) square 32mm (1.26in) spacing. Concave assembly 3 section large wire. Chaffer sieve 41.3mm (1.625in) with 22mm (0.87in) or 32mm (1.26in) notches. Straw chopper including straw spreader. Straw spreader.

Hydraulics: Auxiliary feeder lift cylinder.

Steering Axle: Adjustable 2337mm (92in) - 3048mm (120in).

Wheels and Tyres: Refer to price list.



DIMENSIONS (On Standard Tyres):

A Wheelbase	3510mm	138in
B Length without Header	6780mm	267in
C Overall Length	8740mm	344in
D Transport Height	3660mm	144in
E Track Setting		
Wheels in	2489mm	98in
Wheels out	2743mm	108in
F Overall Width		
Wheels in	3225mm	127in
Wheels out	3479mm	137in
G Unloading Height	3782mm	149in
H Overall Body Width	2790mm	117in

CAPACITIES:

Fuel Tank	350 litre	77 gal
Cooling System	32 litre	7 gal
Engine Oil	18.9 litre	4.2 gal
Hydraulic System	39.7 litre	8.7 gal
Transmission	18.9 litre	4.2 gal
Grain Tank	5109 litre	145 bushel

OPERATING WEIGHT (Approx):

Basic combine including fuel oil, coolant, standard wheel sizes and header.	10500kg	23148lb
---	---------	---------

This literature has been published for worldwide circulation. As availability of equipment builds vary according to the country in which the equipment is to be used, the illustrations and text may include optional equipment and accessories and may not include all standard equipment. Your International Distributor/Dealer will be able to give you details of the products and their specifications available in your area. The company's policy is one of continuous improvement and development, therefore specifications are subject to change without notice. Whilst every effort is made to uphold accuracy within literature, the company accepts no responsibility for discrepancies which may occur between the specification of its machines and the descriptions thereof contained in its publications.



EUROPEAN TECHNICAL SERVICES
P.O. Box 30, Neale Road, Doncaster, South Yorkshire,
DN2 4NR

ETS 30 EN

Printed in England Thorndyke Press Ltd. Gainsborough

Especificaciones técnicas de la cosechadora de maíz.

Formulario

(2.1) Velocidad de propagación del sonido

$$c = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

(2.2) Velocidad de propagación del sonido aproximada con la temperatura

$$c = 332 + 0.608 * t \left[\frac{m}{s} \right]$$

(2.3) Onda senoidal en función al tiempo

$$P(t) = A * \sin(2 * \pi * f * t)$$

(2.4) Longitud de onda

$$\lambda = \frac{c}{f} = c * T \text{ [m]}$$

(2.5) Energía de una onda

$$D = \frac{1}{2} * \left(\rho_0 * u^2 + \frac{p^2}{\rho_0 * c^2} \right) \text{ [J]}$$

(2.6) Intensidad sonora

$$I = \frac{p_{ef}^2}{\rho_0 * c} = \frac{1}{\rho_0 * c} \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt \left[\frac{w}{m^2} \right]$$

(2.7) Nivel de presión sonora

$$L_p = 20 * \log \frac{P}{P_{ref}} \text{ [dB]}$$

(2.8) Nivel de potencia sonora

$$L_w = 10 * \log \frac{W}{W_{ref}} \text{ [dB]}$$

(2.9) Movimiento con un resorte

$$x'' + \frac{k}{m} x = \frac{f}{m}$$

(2.10) Amplitud de la vibración con un resorte

$$X = \frac{F}{k} \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{w}{w_0}\right)^2\right|}$$

(2.11) Amplitud de la fuerza aplicada con un resorte

$$F_1 = kX = F \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{w}{w_0}\right)^2\right|}$$

(2.12) Coeficiente de transmisión con un resorte

$$TF = \frac{F_1}{F} = \frac{1}{\left|1 - \left(\frac{w}{w_0}\right)^2\right|}$$

(2.13) Deflexión estática

$$\delta = \frac{m \cdot g}{k} = \frac{g}{w_0^2}$$

(2.14) Movimiento con resorte y amortiguador

$$x'' + \frac{r}{m} x' + \frac{k}{m} x = \frac{f}{m}$$

(2.15) Amplitud de la vibración con resorte y amortiguador

$$X = \frac{F}{k} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{w}{w_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\xi w}{w_0}\right)^2}}$$

(2.16) Coeficiente de transmisión con resorte y amortiguador

$$TF = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{2\xi w}{w_0}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{w}{w_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2\xi w}{w_0}\right)^2}}$$

(2.17) Nivel sonoro continuo equivalente (L_{eq})

$$L_{eq} = 10 * \log \frac{\frac{1}{T} \int_0^T P_A^2 dt}{P_{ref}^2} [dB]$$

(2.18) Dosis de ruido (D)

$$D = \frac{\int_0^T P_A^2 dt}{10^9 * P_{ref}^2 * T} * 100 [\%]$$

(2.19) Nivel promedio Día-Noche (L_{dn})

$$L_{dn} = 10 * \log \frac{\frac{1}{24} (10 \int_{22}^{24} P_A^2 dt + 10 \int_0^7 P_A^2 dt + \int_7^{22} P_A^2 dt)}{P_{ref}^2} [dBA]$$

Glosario

A

Armónico.- En una onda periódica, cualquiera de sus componentes sinusoidales, cuya frecuencia sea un múltiplo entero de la frecuencia fundamental.

C

Constante.- Cantidad que tiene un valor fijo en un determinado proceso, cálculo, etc.

D

Decibel.- Unidad empleada para expresar la relación entre dos potencias eléctricas o acústicas; es diez veces el logaritmo decimal de su relación numérica. Su símbolo es [dB].

E

Energía- Capacidad para realizar un trabajo. Se mide en julios y su simbología es [J].

F

Frecuencia.- Número de veces que se repite un proceso periódico por unidad de tiempo.

G

Generar.- Producir, causar algo.

H

Helicoidal.- En figura de hélice.

I

Infinito.- Valor mayor que cualquier cantidad asignable.

J

Junturas.- Parte o lugar en que se juntan y unen dos o más cosas.

M

Muelle.- Pieza elástica, ordinariamente de metal, colocada de modo que pueda utilizarse la fuerza que haga para recobrar su posición natural cuando ha sido separada de ella.

N

Normativa.- Conjunto de normas aplicables a una determinada materia o actividad.

O

Omnidireccional.- Irradia o recibe perturbaciones de ondas desde cualquier punto a su alrededor.

Onda.- Movimiento que se propaga en un fluido.

Oscilar.- Efectuar movimientos de vaivén a la manera de un péndulo o de un cuerpo colgado de un resorte o movido por él.

P

Periodo.- Tiempo que algo tarda en volver al estado o posición que tenía al principio.

Perturbar.- Inmutar, trastornar el orden y concierto, o la quietud y el sosiego de algo o de alguien.

Propagar.- Hacer que algo se extienda o llegue a sitios distintos de aquel en que se produce.

R

Resonancia.- Fenómeno que se produce al coincidir la frecuencia

propia de un sistema mecánico, eléctrico, etc., con la frecuencia de una excitación externa.

S

Sensibilidad.- Capacidad de respuesta a muy pequeñas excitaciones, estímulos o causas.

T

Transductor.- Dispositivo que transforma el efecto de una causa física, como la presión, la temperatura, la dilatación, la humedad, etc., en otro tipo de señal, normalmente eléctrica.

U

Urbano.- Perteneciente o relativo a la ciudad.

V

Vibración.- Dicho de un cuerpo elástico: Oscilar alternativamente en torno a su posición de equilibrio.