



Universidad  
Politécnica  
de Cartagena

---

# ANÁLISIS DEL RUIDO RADIADO POR BUQUES Y SU INFLUENCIA EN EL ENTORNO MARINO

---

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica



**AUTOR: REYES HERNÁNDEZ MARTÍNEZ**

Director: Gregorio Munuera Saura

Cartagena, 16/04/2022



# Agradecimientos

A Esteban, por estar siempre a mi lado, siendo mi apoyo constante. Por darme toda la ilusión y fuerza que he necesitado para llegar a donde estoy ahora.

A mis padres y hermanas, por darme el ánimo para continuar en estos años tan difíciles.

A Gregorio, por haberme propuesto este tema tan de actualidad, estar siempre disponible para cualquier duda que haya surgido durante la realización de este trabajo y por todos los conocimientos que me ha transmitido.



# Resumen

La reducción del ruido exterior generado por todo tipo de buques, y en particular el ruido radiado al agua y su impacto en la fauna marina y los ecosistemas, se ha convertido en el mayor reto tecnológico actual de la construcción naval civil. Se busca con ello responder, de forma inmediata, a los nuevos y exigentes requerimientos y directivas de inmediata aparición que se han establecido dentro de las políticas de protección del medio ambiente de la Unión Europea, instituciones marítimas y comunidad científica. Este nuevo aspecto, ya abordado por razones estratégicas por las flotas militares, se ha convertido, por sus implicaciones técnicas, económicas y medioambientales, en el epicentro de un intenso debate con participación de todos los actores mencionados. La aparición de nuevas notaciones de clase con diferentes límites de ruido radiado al agua, y la ausencia de consenso entre la comunidad biológica acerca de los límites umbrales de la fauna marina, dificultan la correcta definición de la estrategia tecnológica a seguir.

En el presente trabajo se va a analizar diversos sonidos subacuáticos de buques de distinto tipo a partir de su señal temporal y se van a comparar con sonidos de cetáceos para valorar las zonas del espectro de frecuencia donde coinciden ambos y, por tanto, poder valorar la interferencia del ruido radiado por barcos con los sonidos utilizados por los cetáceos para comunicarse.



# Abstract

The decrease in the exterior noise generated by all kinds of ships, especially the underwater radiated noise and its impact on marine fauna and ecosystems has become the biggest current technological challenge of the civil shipbuilding. Therewith, the aim is to respond immediately to the new and demanding requirements and directives which have been recently established within the environmental protection policies of the European Union, maritime institutions, and the scientific community. This new aspect, already addressed by military fleets for strategic reasons, has become the epicentre of an intense debate involving all the aforementioned actors, due to its technical, economic, and environmental implications. The emergence of new class notations with different limits of underwater radiated noise, and the lack of consensus among the biologic community concerning the threshold limits of marine fauna hinder the precise description of the technological strategy to be followed.

In the present dissertation, several underwater sounds from different sorts of ships will be analysed based on their time signal, and they will be compared with sounds of cetaceans in order to assess the frequency spectrum areas where they both coincide, and thus to compare the interference of ship-radiated noise with the sounds used by cetaceans to communicate.



# CONTENIDO

|   |    |
|---|----|
| <b>Capítulo 1. Introducción, objetivos y metodología del trabajo</b> .....        | 1  |
| <b>1.1. INTRODUCCIÓN</b> .....  | 1  |
| <b>1.2. OBJETIVOS</b> .....   | 1  |
| <b>1.3. METODOLOGÍA EMPLEADA</b> .....  | 1  |
| <b>1.4. ESTRUCTURA Y CONTENIDO</b> .....  | 2  |
| <b>Capítulo 2. Fundamentos teóricos</b> .....                                     | 5  |
| <b>2.1. INTRODUCCIÓN</b> .....  | 5  |
| <b>2.2. FUNDAMENTOS DE LA ACÚSTICA</b> .....                                      | 5  |
| <b>2.2.1. Ondas acústicas</b> .....   | 5  |
| <b>2.2.2. Escala en decibelios</b> .....  | 8  |
| <b>2.2.3. Velocidad del sonido en el mar</b> .....                                | 9  |
| <b>2.2.4. Fenómenos acústicos</b> .....   | 11 |
| <b>2.2.5. Pérdidas por transmisión sonora</b> .....                               | 13 |
| <i>2.2.5.1. Pérdidas por divergencia geométrica</i> .....                         | 14 |
| <i>2.2.5.2. Pérdidas por absorción</i> .....                                      | 16 |
| <i>2.2.5.3. Pérdidas en la superficie</i> .....                                   | 17 |
| <i>2.2.5.4. Pérdidas en el fondo</i> .....  | 18 |
| <i>2.2.5.5. Otras heterogeneidades</i> .....                                      | 18 |
| <b>2.3. LA ACÚSTICA EN RECINTOS CERRADOS</b> .....                                | 18 |
| <b>2.3.1. Campo sonoro libre</b> .....  | 18 |
| <b>2.3.2. Campo sonoro reverberante</b> .....                                     | 19 |
| <b>2.3.3. Absorción sonora</b> .....  | 19 |
| <b>2.3.4. Tiempo de reverberación</b> .....                                       | 20 |
| <b>2.4. ANÁLISIS DEL SONIDO EN FRECUENCIA</b> .....                               | 21 |
| <b>Capítulo 3. Fuentes de ruido</b> .....   | 23 |
| <b>3.1. TRÁFICO MARÍTIMO</b> .....  | 23 |
| <b>3.2. FUENTES DE RUIDO Y VIBRACIONES DE UN BUQUE</b> .....                      | 25 |
| <b>3.2.1. La hélice</b> .....   | 27 |
| <i>3.2.1.1. Ruido cavitante</i> .....   | 28 |
| <i>3.2.1.2. Ruido no cavitante</i> .....  | 30 |
| <i>3.2.1.3. Efecto de estela</i> .....  | 31 |
| <i>3.2.1.4. Aspectos principales que influyen en el nivel de cavitación</i> ..... | 31 |

|  |    |
|--|----|
| 3.2.1.5. <i>Métodos para la estimación de la relación área-disco necesaria para prevenir la cavitación</i> ..... | 32 |
| <b>3.2.2. Ruido de la maquinaria</b> .....   | 33 |
| 3.2.2.1. <i>Motores diésel</i> .....   | 33 |
| 3.2.2.2. <i>Ruido de las turbinas</i> .....  | 36 |
| 3.2.2.3. <i>Propulsión diésel-eléctrica</i> .....  | 38 |
| 3.2.2.4. <i>Ruido de los engranajes</i> .....  | 39 |
| 3.2.2.5. <i>Ruido de los turbogeneradores de vapor auxiliares</i> .....  | 40 |
| 3.2.2.6. <i>Bombas</i> .....   | 40 |
| 3.2.2.7. <i>Ruido de los quemadores</i> .....  | 42 |
| 3.2.2.8. <i>Ruido de los compresores de aire</i> .....   | 42 |
| 3.2.2.9. <i>Ruido de los compresores de refrigeración y aire acondicionado</i> .....                             | 43 |
| 3.2.2.10. <i>Ruido de los equipos de ventilación</i> .....   | 43 |
| 3.2.2.11. <i>Ruido del flujo en equipos HVAC</i> .....   | 44 |
| <b>3.2.3. Casco</b> .....  | 45 |
| <b>3.2.4. Otros equipos adicionales</b> .....  | 46 |
| 3.2.4.1. <i>El sonar</i> .....   | 46 |
| 3.2.4.2. <i>Dispositivos acústicos de disuasión y acoso</i> .....  | 47 |
| <b>Capítulo 4: La importancia del sonido en los cetáceos</b> .....   | 49 |
| <b>4.1. SONAR SURTASS LFAS</b> .....   | 53 |
| <b>4.2. LEGISLACIÓN SOBRE EL RUIDO SUBACUÁTICO</b> .....   | 54 |
| 4.2.1. <b>Convenios internacionales</b> .....  | 55 |
| 4.2.2. <b>Acuerdos</b> .....   | 56 |
| 4.2.3. <b>Marco comunitario</b> .....  | 57 |
| <b>Capítulo 5. Soluciones en cuanto a la emisión de ruido de barcos</b> .....                                    | 59 |
| <b>5.1. ELECCIÓN DE LA PROPULSIÓN MÁS ADECUADA</b> .....   | 59 |
| <b>5.2. LA HÉLICE</b> .....  | 60 |
| 5.2.2. <b>Otras medidas a adoptar</b> .....  | 67 |
| <b>5.3. REDUCCIÓN DEL RUIDO DE LA MAQUINARIA</b> .....   | 69 |
| 5.3.1. <b>Montajes elásticos y bancadas</b> .....  | 70 |
| 5.3.2. <b>Aislamiento activo</b> .....   | 73 |
| 5.3.3. <b>Cerramientos acústicos</b> .....   | 74 |
| 5.3.4. <b>Tuberías y conductos</b> .....   | 79 |
| <b>5.4. MÉTODOS DE MODELADO COMPUTACIONAL</b> .....  | 80 |
| <b>5.5. SOLUCIONES ESTRUCTURALES PARA REDUCIR EL RUIDO RADIADO</b> .....   | 82 |

|   |     |
|---|-----|
| <b>5.5.1. Amortiguación estructural</b> .....   | 82  |
| <b>5.5.2. Revestimiento desacoplado del casco</b> .....   | 84  |
| <b>5.5.3. Cortinas de burbujas</b> .....  | 85  |
| <b>5.5.4. Diseño del casco de acuerdo con las especificaciones acústicas</b> .....  | 86  |
| <b>5.5.5. El uso de materiales ligeros</b> .....  | 87  |
| <b>5.5.6. Doble casco</b> .....   | 87  |
| <b>5.5.7. Limpieza de hélice / casco</b> .....  | 87  |
| <b>5.6. MEDIDAS DE MITIGACIÓN RELACIONADAS CON EL CONTROL DEL TRÁFICO</b> .....   | 94  |
| <b>5.6.1. Soluciones de mitigación aplicadas a un barco en particular</b> .....   | 94  |
| <b>5.6.2. Soluciones de reducción del ruido aplicadas mediante un control de tráfico marítimo</b> .....                         | 96  |
| <b>Capítulo 6. Medición del ruido radiado al agua por los buques</b> .....  | 101 |
| <b>6.1. METODOLOGÍAS</b> .....  | 101 |
| <b>6.2. EJEMPLO DE BUQUES SILENCIOSOS</b> .....   | 104 |
| <b>Capítulo 7. Estudio de interferencia del ruido emitido por buques con los sonidos emitidos por diferentes cetáceos</b> ..... | 109 |
| <b>7.1. OBJETIVO</b> .....  | 109 |
| <b>7.2. PROGRAMAS Y MATERIAL EMPLEADO</b> .....   | 109 |
| <b>7.3. PROBLEMAS ENCONTRADOS</b> .....   | 110 |
| <b>7.4. RESULTADOS OBTENIDOS</b> .....  | 111 |
| <b>7.4.1. Espectrogramas de los buques a estudio</b> .....  | 111 |
| <b>7.4.2. Espectrogramas de los cetáceos a estudio</b> .....  | 115 |
| <b>7.4.3. Comparativas</b> .....  | 121 |
| <b>7.4.4. Análisis de resultados</b> .....  | 140 |
| <b>Capítulo 8. Conclusiones finales</b> .....   | 143 |
| <b>Fuentes</b> .....  | 145 |

# ÍNDICE DE FIGURAS

|  |    |
|--|----|
| Figura 1: Propagación de una onda sonora.....  | 6  |
| Figura 2: Propagación esférica de una onda sonora. ....  | 7  |
| Figura 3: Representación de la amplitud de una onda sinusoidal.....  | 7  |
| Figura 4: Representación de la longitud de onda de una onda sinusoidal. ....   | 8  |
| Figura 5: Forma típica de la velocidad del sonido en latitudes medias en un océano profundo. ....  | 10 |
| Figura 6: Refracción de una onda entre dos medios.....   | 12 |
| Figura 7: Representación de tres ondas acústicas con diferentes fases. En ella, las ondas representadas en color rojo y negro actuarán destructivamente y, por tanto, se cancelarán entre ellas..... | 13 |
| Figura 8: Efecto Doppler entre emisor y receptor. ....   | 13 |
| Figura 9: Propagación de del sonido bajo el agua. Se observa en la gráfica como la intensidad sonora va disminuyendo a medida que aumenta la distancia desde la fuente. ....                         | 14 |
| Figura 10: Propagación de una onda esférica en el mar. ....  | 15 |
| Figura 11: Propagación de una onda cilíndrica. ....  | 16 |
| Figura 12: Variación del coeficiente de absorción según la frecuencia. ....  | 17 |
| Figura 13: Distintas zonas de campo sonoro generado en el entorno de una fuente acústica. ....   | 18 |
| Figura 14: A la izquierda, recinto anecoico sin reflexiones. A la derecha, recinto reverberante. ....  | 19 |
| Figura 15: Absorción sonora. ....  | 20 |
| Figura 16: Tiempo transcurrido en la caída de 60 dB define el grado de reverberación de un recinto determinado. ....   | 21 |
| Figura 17: Análisis en bandas de tercio de octava.....   | 21 |
| Figura 18: Hidrófono para la medición del ruido submarino. ....  | 22 |
| Figura 19: Representación del aumento de buques por año. ....  | 23 |
| Figura 20: Rangos de frecuencias emitidas generalmente por barcos y ecosondas. ....  | 24 |
| Figura 21: Fuentes del ruido asociado a los buques. ....   | 25 |
| Figura 22: Propagación del ruido causado por un motor diésel. ....   | 26 |
| Figura 23: Transmisión del ruido y vibraciones de un equipo. ....  | 27 |
| Figura 24: Espectro de ruido de la hélice de un mercante.....  | 27 |
| Figura 25: Espectro sonoro de un buque de guerra. ....   | 28 |
| Figura 26: Efecto de cavitación de una hélice.....   | 29 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 27: Espectros de ruido de la hélice a diferentes rpm.....  | 30 |
| Figura 28: Curvas isoestelas .....  | 31 |
| Figura 29: Diagrama de cavitación.....  | 32 |
| Figura 30: Niveles de ruido motor diésel. ....  | 34 |
| Figura 31: Ruido radiado típico de un motor diésel. ....  | 35 |
| Figura 32: Niveles espectrales de una turbina de vapor. ....  | 36 |
| Figura 33: Planta de propulsión eléctrica. ....   | 39 |
| Figura 34: A la izquierda, el ruido espectral emitido por un quemador; A la derecha, la diferencia entre los niveles espectrales del ruido de un quemador según el tipo de combustible..... | 42 |
| Figura 35: Problemas de comunicación entre cetáceos por el ruido causado por los buques.....  | 49 |
| Figura 36: Rango de frecuencias usadas por los buques y diversos animales marinos. ....   | 51 |
| Figura 37: Esquema sobre los problemas que causa el Sonar. ....   | 52 |
| Figura 38: Varamientos de cetáceos en diversas zonas.....   | 52 |
| Figura 39: Sistema sonar LFAS. ....   | 53 |
| Figura 40: Logo OSPAR. La imagen de la derecha representa los países que forman parte del convenio OSPAR.....   | 55 |
| Figura 41: Logo ASCOBANS. Mapa de los estados que conforman el acuerdo de ASCOBANS.....   | 56 |
| Figura 42: Hélice sesgada.....  | 61 |
| Figura 43: Hélice de conductos o de tobera. ....  | 61 |
| Figura 44: Hélices CLT. ....  | 62 |
| Figura 45: Hélice Kappel.....   | 62 |
| Figura 46: Hélice VOITH SCHNEIDER. ....   | 63 |
| Figura 47: Hélice compuesta. ....   | 63 |
| Figura 48: Conducto Schneekluth. ....   | 65 |
| Figura 49: Medios que conforman el conducto Mewis. ....   | 65 |
| Figura 50: Conducto Mewis. ....   | 66 |
| Figura 51: Spoilers Grothues.....   | 66 |
| Figura 52: Hélice PBCF. ....  | 67 |
| Figura 53: Ejemplo de barco sin y con estator pre-remolino. ....  | 67 |
| Figura 54: Reducción de vueltas de la hélice por nudo.....  | 68 |
| Figura 55: Montajes elásticos usados en barcos.....   | 70 |
| Figura 56: Bancadas anti vibratorias. ....  | 71 |
| Figura 57: Bancada en un diésel generador.....  | 71 |
| Figura 58: Funcionamiento de un aislamiento activo.....   | 74 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 59: Cerramiento acústico.....   | 74  |
| Figura 60: Actuación de una pared.....   | 75  |
| Figura 61: Representación de una fuente de ruido sin tratamiento acústico, junto con el espectro de ruido.....                               | 76  |
| Figura 62: Representación de una fuente de sonido sobre soporte aislante, junto con el espectro de ruido.....                                | 76  |
| Figura 63: Representación de una fuente de ruido con pantalla acústica, junto con el espectro de ruido.....                                  | 76  |
| Figura 64: Representación de una fuente de ruido con cerramiento con material absorbente, junto con el espectro de ruido. ....               | 77  |
| Figura 65: Representación de una fuente de ruido con materiales livianos y porosos, junto con el espectro de ruido. ....                     | 77  |
| Figura 66: Representación de una fuente de ruido con materiales solidos o de gran peso, junto con el espectro de ruido.....                  | 77  |
| Figura 67: Representación de un fuente de ruido en el interior de un cerramiento con material aislante, junto con el espectro de ruido. .... | 77  |
| Figura 68: Ejemplo de material para cerramientos acústicos. ....   | 78  |
| Figura 69: Opciones en tuberías y conductos.....   | 79  |
| Figura 70: Esquema general de elementos para reducir el ruido radiado.....   | 80  |
| Figura 71: Aplicación CFD de la hélice y mallado. ....   | 81  |
| Figura 72: Respuesta vibratoria de una estructura de prueba, sin amortiguar y amortiguada. ....  | 82  |
| Figura 73: Diferentes amortiguamientos estructurales.....  | 83  |
| Figura 74: Elementos de amortiguamiento estructural usados en barcos.....  | 83  |
| Figura 75: Revestimiento de desacoplamiento acústico para la reducción de la radiación del casco. ....                                       | 84  |
| Figura 76: Tipos de placas para el casco. ....   | 84  |
| Figura 77: Cortina de burbujas del casco y efecto esperado sobre el ruido radiado. ....  | 85  |
| Figura 78: Posible instalación de la cortina de burbujas. ....   | 86  |
| Figura 79: Clasificación de los tipos de buques en grupos. ....  | 89  |
| Figura 80: PSSA en aguas europeas. ....  | 95  |
| Figura 81: Esquema de separación del tráfico de barcos.....  | 97  |
| Figura 82: Gestión del tráfico de buques para la mitigación del ruido.....   | 97  |
| Figura 83: Distancia de separación constante en las rutas de navegación.....   | 98  |
| Figura 84: Formación de grupos de buques con la misma velocidad.....   | 98  |
| Figura 85: Navegación en aguas someras.....  | 99  |
| Figura 86: Regulación ICES Nª209.....  | 102 |
| Figura 87: Método de medición ANSI/ASA. ....   | 102 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 88: Clasificación DNV GL. ....  | 103 |
| Figura 89: Emisión de ruido máximo por la sociedad DNV GL.....                   | 103 |
| Figura 90: Método de medición DNV GL. ....                                       | 104 |
| Figura 91: Buques Ángeles Alvariño y Ramón Margalef. ....                        | 105 |
| Figura 92: Herramienta de simulación para el ruido radiado. ....                 | 107 |
| Figura 93: Regulación ICES N°209 a 11 nudos. ....                                | 107 |
| Figura 94: Medición ruido radiado buque Ramón Margalef a 11 nudos.....           | 108 |
| Figura 95: Medición del ruido radiado del buque Ángeles Alvariño a 11 nudos..... | 108 |
| Figura 96: Transformada de Fourier.....  | 109 |

# ÍNDICE DE TABLAS

|   |     |
|---|-----|
| Tabla 1: Variaciones de la velocidad sonora en función de la temperatura, presión y salinidad.....        | 10  |
| Tabla 2: Resumen de las características de buques y equipos. Fuente: Carbonell, 201625                    |     |
| Tabla 3: Tipos de motores diésel.....   | 35  |
| Tabla 4: Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz) de turbina de vapor .....                         | 37  |
| Tabla 5: Frecuencias en bandas de octava (Hz) de turbina de gas. Fuente: García Posada, 1995 .....        | 37  |
| Tabla 6: Frecuencias centrales de banda de octava (Hz) de engranajes .....                                | 39  |
| Tabla 7: Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz) de turbogeneradores de vapor auxiliares.....      | 40  |
| Tabla 8: Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz) de bombas alternativas.....                       | 41  |
| Tabla 9: Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz) .....   | 41  |
| Tabla 10: Frecuencias en bandas de octava (Hz) de los quemadores. Fuente: García Posada, 1995 .....       | 42  |
| Tabla 11: Frecuencias de bandas de octava (Hz) de los compresores de aire .....                           | 42  |
| Tabla 12: Frecuencias de bandas de octava (Hz) en función de la potencia .....                            | 42  |
| Tabla 13: Frecuencias de bandas de octava (Hz) de compresores de refrigeración y aire acondicionado ..... | 43  |
| Tabla 14: Frecuencias de bandas de octava (Hz) de los equipos de ventilación.....                         | 44  |
| Tabla 15: Frecuencias de bandas de octava (Hz) de los equipos HVAC .....                                  | 45  |
| Tabla 16: Velocidades de corriente en equipos HVAC.....   | 45  |
| Tabla 17: Rango de audición de los cetáceos .....   | 50  |
| Tabla 18: Efectos sobre los cetáceos producidos por buques y equipos .....                                | 54  |
| Tabla 19: configuración para mejorar el ruido radiado .....   | 64  |
| Tabla 20: Ejemplos de aisladores comerciales.....   | 73  |
| Tabla 21: Métodos CFD y EFD.....  | 82  |
| Tabla 22: Resumen propulsión más adecuada.....  | 90  |
| Tabla 23: Resumen medidas mitigadoras en la hélice.....   | 92  |
| Tabla 24: Resumen medidas mitigadoras a maquinaria y otras soluciones estructurales .....                 | 94  |
| Tabla 25: Características buques Ángeles alvariño y Ramón Margalef.....                                   | 104 |

# ÍNDICE DE ESPECTROGRAMAS

|   |     |
|---|-----|
| Espectrograma 1: submarino en inmersión .....                           | 111 |
| Espectrograma 2: submarino en snorkel.....                              | 111 |
| Espectrograma 3: buque de guerra con turbina .....                      | 112 |
| Espectrograma 4: buque de guerra con motor diésel.....                  | 113 |
| Espectrograma 5: buque mercante con máquina alternativa .....           | 113 |
| Espectrograma 6: buque mercante con motor diésel .....                  | 114 |
| Espectrograma 7: embarcación ligera.....                                | 114 |
| Espectrograma 8: delfín 1 a baja frecuencia.....                        | 115 |
| Espectrograma 9: delfín a través del espiráculo a baja frecuencia ..... | 116 |
| Espectrograma 10: ballena azul a baja frecuencia.....                   | 116 |
| Espectrograma 11: delfín 2 alta frecuencia .....                        | 117 |
| Espectrograma 12: ballena azul 3 alta frecuencia .....                  | 117 |
| Espectrograma 13: delfín 3.....   | 118 |
| Espectrograma 14: ballena azul 2 primer sonido (efecto barrido).....    | 118 |
| Espectrograma 15: ballena azul 2 segundo sonido (efecto barrido).....   | 119 |
| Espectrograma 16: ballena azul 6 primer sonido (efecto barrido).....    | 119 |
| Espectrograma 17: ballena azul 6 segundo sonido (efecto barrido).....   | 119 |
| Espectrograma 18: ballena azul 4.....                                   | 120 |
| Espectrograma 19: ballena azul 5.....                                   | 120 |
| Espectrograma 20: orca .....  | 121 |

# ÍNDICE DE GRÁFICAS

|  |     |
|--|-----|
| Gráfica 1: comparativa delfín 1-Submarino en inmersión .....                       | 121 |
| Gráfica 2: comparativa delfín 1-Submarino en snorkel.....                          | 122 |
| Gráfica 3: comparativa delfín 1-Buque de guerra con turbina .....                  | 122 |
| Gráfica 4: comparativa delfín 1- Buque de guerra con motor diésel.....             | 123 |
| Gráfica 5: comparativa delfín 1-Mercante con máquina alternativa .....             | 123 |
| Gráfica 6: comparativa delfín 1-Mercante diésel .....                              | 124 |
| Gráfica 7: comparativa Delfín 1-Embarcación ligera.....                            | 124 |
| Gráfica 8: comparativa Delfín2-Submarino en inmersión .....                        | 125 |
| Gráfica 9: comparativa Delfín 2-Submarino en snorkel.....                          | 125 |
| Gráfica 10: comparativa Delfín 2-Buque de guerra con turbina .....                 | 126 |
| Gráfica 11: comparativa Delfín2-Buque de guerra con motor diésel.....              | 126 |
| Gráfica 12: comparativa Delfín2-Mercante máquina alternativa .....                 | 127 |
| Gráfica 13: comparativa Delfín 2-Mercante diésel .....                             | 127 |
| Gráfica 14: comparativa Delfín 2-Embarcación ligera.....                           | 128 |
| Gráfica 15: comparativa Delfín 3-Submarino en inmersión .....                      | 128 |
| Gráfica 16: comparativa Delfín 3-Submarino en snorkel.....                         | 129 |
| Gráfica 17: comparativa delfín 3-Buque de guerra con turbina .....                 | 129 |
| Gráfica 18: comparativa Delfín 3-Buque de guerra diésel .....                      | 130 |
| Gráfica 19: comparativa Delfín3-Mercante maquina alternativa .....                 | 130 |
| Gráfica 20: comparativa Delfín3-Mercante diésel .....                              | 131 |
| Gráfica 21: comparativa Delfín 3-Embarcación ligera.....                           | 131 |
| Gráfica 22: comparativa Delfín espiráculo-Submarino en inmersión .....             | 132 |
| Gráfica 23: comparativa delfín espiráculo-Submarino en snorkel .....               | 132 |
| Gráfica 24: comparativa Delfín espiráculo-Buque de guerra con turbina.....         | 133 |
| Gráfica 25: comparativa Delfín espiráculo-Buque de guerra diésel.....              | 133 |
| Gráfica 26: comparativa Delfín espiráculo-Mercante maquina alternativa.....        | 134 |
| Gráfica 27: comparativa Delfín espiráculo-Mercante diésel .....                    | 134 |
| Gráfica 28: comparativa Delfín espiráculo-Embarcación ligera .....                 | 135 |
| Gráfica 29: comparativa Ballena azul efecto barrido-Submarino en inmersión .....   | 135 |
| Gráfica 30:comparativa Ballena azul efecto barrido-Submarino en snorkel.....       | 136 |
| Gráfica 31: comparativa Ballena azul efecto barrido-Buque de guerra diésel .....   | 136 |
| Gráfica 32: comparativa Ballena azul efecto barrido-Mercante maquina alternativa.. | 137 |

|  |     |
|--|-----|
| Gráfica 33: comparativa Ballena azul efecto barrido-Embarcación ligera.....                | 137 |
| Gráfica 34: comparativa Ballena azul 6 (efecto barrido)-Submarino en snorkel .....         | 138 |
| Gráfica 35: comparativa ballena azul 6 (efecto barrido)-Buque de guerra diésel .....       | 138 |
| Gráfica 36: comparativa Ballena azul 6 (efecto barrido)-Mercante maquina alternativa ..... | 139 |
| Gráfica 37: comparativa Orca-Embarcación ligera .....                                      | 139 |



# **Capítulo 1. Introducción, objetivos y metodología del trabajo**

## **1.1. INTRODUCCIÓN**

El objetivo que se busca con este trabajo fin de grado es entender como el ruido puede suponer una amenaza a la vida de los mamíferos marinos, en especial a los cetáceos. En los últimos años, se han producido diversos varamientos y muertes de estos animales tanto a nivel nacional como internacional. Este estudio profundizará en la raíz de este problema para saber cuál es el origen y aportar posibles soluciones a la citada cuestión. La investigación ha comprobado que gran parte de estos varamientos pueden estar relacionados con el ruido generado por diversas fuentes sonoras.

El incremento del tráfico marítimo comercial es una de las razones del aumento del ruido bajo el mar. El ruido de la maquinaria a bordo, el contacto casco-agua, el desequilibrio de los componentes mecánicos, así como la hélice y en especial la cavitación de esta, son los causantes de una gran parte del ruido emitido. Además de este ruido, las diversas fuentes sonoras debido a la actividad humana como la extracción de petróleo y gas, el uso de sonares o los dragados, entre otros, está afectando de una manera negativa a nuestro ecosistema.

No existe un estudio amplio y global sobre el tema, si bien en las últimas décadas se ha intentado abordar este problema a partir de convenios y acuerdos que se verán en este trabajo y que ponen de manifiesto el gran problema que estamos generando. Todos estos convenios y acuerdos reflejan la preocupación que puede conllevar la contaminación acústica al llegar a causar un gran impacto a nivel medioambiental, por lo que buscan que los países pongan en marcha medidas de mitigación de impacto. España forma parte de la mayoría de los convenios internacionales que intentan luchar contra esta amenaza.

## **1.2. OBJETIVOS**

- Determinar las principales fuentes de ruido emitidas por los barcos al medio marino.
- Estudiar la normativa en vigor y las recomendaciones internacionales al respecto.
- Determinar la influencia de las señales acústicas de los barcos en la comunicación de los cetáceos.
- Analizar diversas señales acústicas generadas por los barcos.

## **1.3. METODOLOGÍA EMPLEADA**

Se ha llevado a cabo, en primer lugar, un estudio sobre las fuentes de ruido que presentan los buques de carácter general. Asimismo, se ha recopilado información sobre la contaminación marina a la que se le han relacionado las emisiones que los buques pueden llegar a introducir al océano.

Así pues, se ha realizado un caso práctico con los medios disponibles a nuestro alcance para observar si las señales biológicas emitidas por los cetáceos y las causadas por la acción humana trabajan en el mismo dominio de la frecuencia para, de esta forma, poder reflejar de una forma práctica toda la información recaudada de otras fuentes.

## **1.4. ESTRUCTURA Y CONTENIDO**

El trabajo fin de grado está dividido en 6 capítulos además de la presente introducción, recogida como primer capítulo, un caso práctico y de las conclusiones finales obtenidas al realizar las investigaciones que han conllevado el desarrollo de este trabajo.

El contenido de cada uno de los dichos capítulos se resume brevemente a continuación:

### **Capítulo 2:**

Este capítulo está dedicado a conocer los conceptos básicos de la acústica y a entender su comportamiento. El sonido no se propaga de la misma forma en el aire y en el agua, de ahí que sea necesario hablar sobre este tema para entender el grado de importancia que presenta el sonido producido por un buque.

### **Capítulo 3:**

El capítulo tercero trata sobre el estudio de las fuentes sonoras relevantes en los buques, al ser un factor clave en el ruido provocado por el tráfico marítimo. Se abordan todos los focos posibles de ruido aéreo y estructural, así como los niveles de ruido que diversos estudios han asociado a cada uno de los focos. Además, también se abordan los ruidos causados por ciertos equipos que conforman algunos buques, como los pesqueros y los militares. Se trata de los sonares y los pingers.

### **Capítulo 4:**

En el capítulo cuarto se aborda el tema de la importancia que tiene el sonido para los cetáceos. Asimismo, se ha configurado una tabla donde se aprecia los impactos que producen los buques, embarcaciones y los equipos que llevan integrados. Además, se hablará sobre el sonar, al que se le han asociado mucho de los varamientos ocurridos en las costas.

También se observa en este capítulo, los convenios que han sido aprobados en las últimas décadas para conseguir que las emisiones sonoras en el mar se reduzcan.

### **Capítulo 5:**

El capítulo quinto está dedicado a la recopilación de diversas medidas mitigadoras para conseguir reducir las emisiones de ruido en los buques. Estos se consiguen actuando durante la etapa de diseño, aunque algunas medidas pueden adoptarse en buques ya construidos. Una reducción del ruido puede ser posible mediante el empleo de otros tipos de hélices, aislando la maquinaria adecuadamente o incluso con un mantenimiento correcto del buque.

### **Capítulo 6:**

En el capítulo sexto se aborda algunas metodologías adoptadas por las sociedades, donde se pone un límite al ruido máximo emitido por el buque, así como se hablará de

los buques considerados silenciosos y las medidas que adoptaron para llegar a esa clasificación.

Además, como se ha comentado, este trabajo fin de grado presenta un caso práctico. Este consistirá en que, a partir de una serie de grabaciones, analizar el espectrograma para comprobar si las frecuencias a las que trabajan los diversos buques a estudio coinciden con las frecuencias usadas por los cetáceos para realizar sus funciones vitales.



# **Capítulo 2. Fundamentos teóricos**

## **2.1. INTRODUCCIÓN**

Es importante reducir los niveles de ruido que se produzcan en el ámbito naval. Este es un sonido no deseado que afecta, ya sea de forma directa o indirecta, a su alrededor haciendo necesario su mitigación en cuanto a nivel de emisión al exterior. Hoy en día, muchos buques se construyen con el objetivo de producir bajos niveles de ruido. Generalmente, suelen ser aquellos buques que presentan equipos sonar, los cuales podrían verse afectados.

Este es el caso, por ejemplo, de los buques oceanográficos y de defensa. Este último, es primordial que presente un nivel de firma acústica bajo ya que podrían comprometer sus actividades al poder ser localizados por los equipos sonar del adversario. Asimismo, también resulta imprescindible actuar sobre el ruido en el caso de los barcos pesqueros, ya que las capturas pueden verse afectadas por este hecho.

De esta manera, hay que actuar en todos los tipos de buques, incluso en los barcos mercantes, siendo estos los que mayor impacto están produciendo en los itinerarios usados por los cetáceos. Por tanto, en las últimas décadas se ha visto un compromiso por parte de los organismos referente al problema de contaminación acústica.

En general, es necesario actuar sobre las vibraciones y el sonido producido en un buque para minimizar el ruido propio y, de esta manera, actuar sobre el que se radia al mar, puesto que en la acústica subacuática el sonido puede transmitirse a cientos de kilómetros en función de diversos factores.

De esta manera, se hace necesario tratar primeramente conceptos básicos de la acústica que ayuden a entender el comportamiento del sonido.

## **2.2. FUNDAMENTOS DE LA ACÚSTICA**

La acústica es la parte de la física que estudia la generación y propagación de las ondas sonoras. Esta presenta diversos campos en el que se encuentra la acústica subacuática, concepto que es imprescindible conocer para la realización de este trabajo.

Esta trata la propagación del sonido dentro del agua y lleva a cabo el estudio de las fuentes de ruido que en ella se ubican. El sonido se transmite de forma diferente en el medio marino que en el aéreo, presentando una velocidad mucho mayor en el agua y apareciendo los llamados canales de transmisión. Esto hará que se trasmitan los sonidos de bajas frecuencias a largas distancias.

### **2.2.1. Ondas acústicas**

Se dice que hay sonido cuando una perturbación mecánica se propaga por un medio material y llega a un receptor con capacidad para producir en él una sensación. Este se puede transmitir en diferentes medios, siempre y cuando sea un sólido o fluido, siendo

este último y, más concretamente el líquido, un buen conductor para la transmisión de ondas al generar menores pérdidas de energía al propagarse.

No obstante, debido al medio elástico de propagación, la transmisión de las ondas de un punto a otro se efectúa mediante los efectos de dilatación y compresión de las partículas del medio fluido desde la fuente.

Como se observa en la figura 1, se genera un movimiento ondulatorio sinusoidal amortiguado, quedando definida por el carácter bidimensional de la ecuación de la onda acústica. De esta manera, se llega a la conclusión de que la presión sonora es el parámetro que es necesario conocer para saber cómo de potente va a ser un sonido.

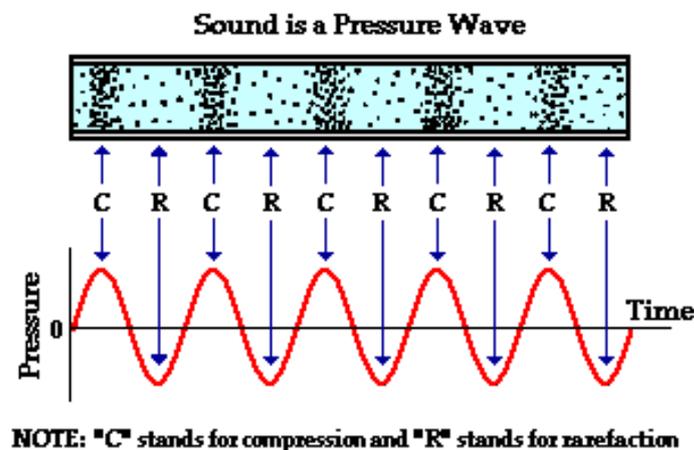


Figura 1: Propagación de una onda sonora.

Asimismo, la presión sonora para una onda plana se relaciona con la velocidad del fluido mediante la expresión:

$$p = \rho c u \quad (1)$$

Siendo  $\rho$  la densidad del fluido y  $c$  la velocidad de propagación del sonido. Además, el factor de proporcionalidad  $\rho c$  recibe el nombre de impedancia acústica específica, teniendo para el agua de mar un valor igual a:  $\rho c = 1.5 \times 10^5 \text{ g/(cm}^2\text{)s}$ .

Por otro lado, un sonido se caracteriza por presentar una serie de propiedades, entre los que se encuentran:

- **La intensidad acústica:** esta se define como la energía que fluye por unidad de superficie y unidad de tiempo, siendo una magnitud vectorial. En condiciones de campo libre, la energía acústica se propaga en forma esférica, siendo la fórmula de la intensidad la siguiente:

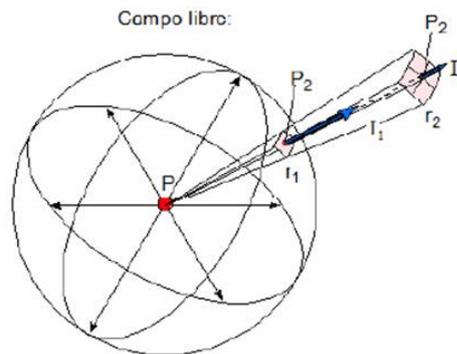


Figura 2: Propagación esférica de una onda sonora.

$$I = \frac{P}{4\pi r^2} = \frac{p^2}{\rho \cdot c} \quad (2)$$

Donde:

- P: la potencia medida en vatios (w)
  - $4\pi r^2$ : es el área de la esfera (en  $m^2$ )
  - P: es la presión, medida en Pascales
  - $\rho$ : es la densidad del medio
  - c: es la velocidad de propagación del sonido en el medio
  - I: es la intensidad, medida en  $W/m^2$
- La amplitud: esta se define como la cantidad de presión sonora que va a producir la vibración en el medio elástico en el que se encuentra. Está relacionada con la potencia acústica (energía) que presenta una señal, puesto que la amplitud viene definida por la presión sonora (P), medida en decibelios, que es una unidad que se ajusta más a la forma de percibir el sonido los seres humanos.  
De esta manera, la amplitud se refiere al valor máximo, ya sea negativo o positivo, que puede tener una onda sinusoidal. En el caso de que el valor máximo que presenta la onda sea positivo recibirá el nombre de pico o cresta mientras que, en caso de ser negativo, se llamará vientre o valle.

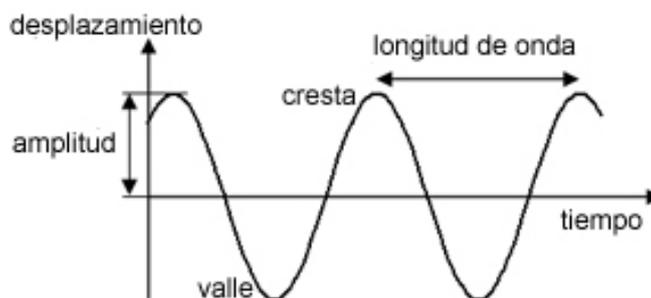


Figura 3: Representación de la amplitud de una onda sinusoidal.

- El periodo: es igual al tiempo necesario para completar un ciclo completo, cuya unidad en el sistema internacional es el segundo (s).

- La longitud de onda ( $\lambda$ ): es la distancia entre puntos análogos de dos ciclos sucesivos. La unidad de medida es el metro.

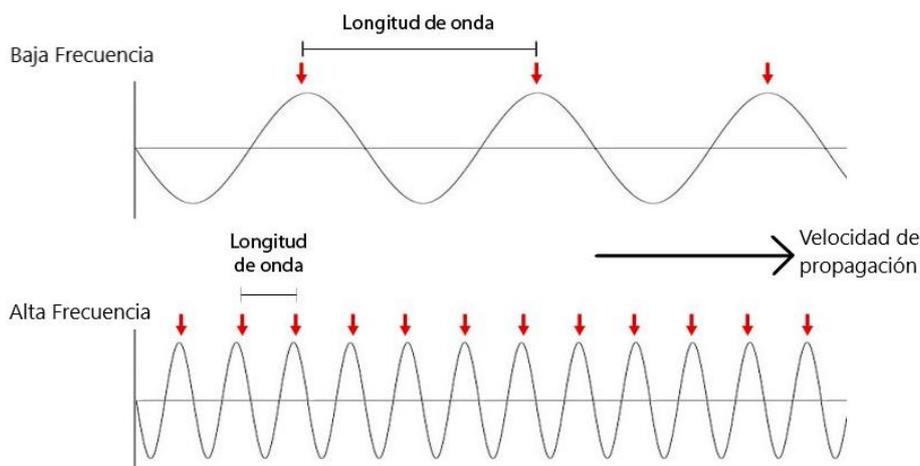


Figura 4: Representación de la longitud de onda de una onda sinusoidal.

- La frecuencia: se define como el número de veces que la perturbación oscila entre valores positivos y negativos respecto de su posición de equilibrio, por unidad de tiempo. Este se va a medir en Hercios (Hz). Como se observa en la figura anterior, una frecuencia alta se traducirá en una disminución de la longitud de onda, mientras que, si esta es baja, la longitud de onda aumentará considerablemente.

Este parámetro está dado por la siguiente ecuación:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3)$$

- El producto de la longitud de onda ( $\lambda$ ) por la frecuencia ( $f$ ) será igual a la velocidad de propagación de la onda en el medio en el que se encuentra, es decir, la velocidad del sonido ( $c$ ).

$$c = \lambda f \quad (4)$$

En general, la velocidad que presenta la onda en el aire es más lenta que en el agua puesto que la velocidad a la que se propaga por el aire es igual a 340 m/s, mientras que en el agua se propaga a 1500 m/s, aproximadamente.

### 2.2.2. Escala en decibelios

Dado que la escala de medida llevada a cabo a partir de la presión sonora ( $P$ ) implicaría cantidades demasiado grandes y sabiendo que la sensibilidad auditiva no sigue una ley lineal con la presión acústica sino una relación logarítmica, se hace necesario el uso de una escala logarítmica a partir del decibelio (dB).

Así pues, los niveles de sonido se miden en esta unidad, que representa la relación logarítmica del cociente de presión recibida respecto de una presión de referencia. Su expresión es:

$$SPL = 10 \cdot \log \frac{P^2}{P_0^2} \quad (5)$$

Siendo:

- P: presión sonora medida en pascales (Pa).
- $P_0$ : es la presión sonora de referencia, cuyo valor para el caso del agua es de  $1 \mu Pa$ .

### 2.2.3. Velocidad del sonido en el mar

Es considerada como una de las propiedades físicas más importantes para determinar el comportamiento del sonido.

La velocidad del sonido (c) se define como la velocidad a la que se propaga un frente de ondas en un medio. Dicha velocidad va a estar comprendida entre 1450 m/s y 1540 m/s cuando el medio es el océano. La ecuación que describe la velocidad del sonido es la siguiente:

$$c = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad (6)$$

Donde:

- c: la velocidad del sonido medida en m/s.
- B: es el módulo de compresibilidad.
- $\rho$ : es la densidad del medio.

En el océano, la velocidad del sonido depende de tres factores: la temperatura, la salinidad y la presión o profundidad que presenta dicho medio. Por tanto, se producirá un aumento de la velocidad a medida que aumentan estas tres variables.

#### **Temperatura:**

Generalmente, en la mayoría de las áreas del océano la temperatura que presenta el agua disminuirá progresivamente desde la superficie hasta el fondo, existiendo ciertas variaciones. Por ejemplo, en aguas profundas llegará un momento en que la temperatura llegue a ser constante.

#### **Profundidad:**

La presión hidrostática provoca que la velocidad sonora aumente con la profundidad, siendo su fórmula:

$$P = P_0 + \rho gh \quad (7)$$

Asimismo, Leroy (1968) dio una fórmula más concisa para dicho cálculo:

$$P = [1.0052405(1 + 5.28 \times 10^{-3} \sin\phi)z + 2.36 \times 10^{-6}z^2] \times 10^4 \text{ Pa} \quad (8)$$

Donde:

- $\Phi$ : es la latitud en grados
- Z: es la profundidad en metros.

### Salinidad:

Aunque la velocidad del sonido se vea afectada por la mezcla de agua pura y sales disueltas que va a presentar el océano, la salinidad va a variar muy poco a medida que aumenta la profundidad.

De esta manera, las variaciones de la velocidad en función de la temperatura, presión y salinidad se pueden resumir tal y como se muestra en la tabla 1:

| Factores que influyen en la velocidad del sonido | Coficiente       |
|--|------------------|
| Temperatura                                      | +3 m/s por °C    |
| Salinidad  | +1.3 m/s por ppt |
| Profundidad                                      | +0.017 m/s por m |

Tabla 1: Variaciones de la velocidad sonora en función de la temperatura, presión y salinidad.

Teniendo en cuenta todo esto, a continuación se muestra en la figura 5 la forma típica de la velocidad del sonido en latitudes medias para un océano profundo. Este perfil está compuesto por diversas capas y termoclinas explicadas a continuación:

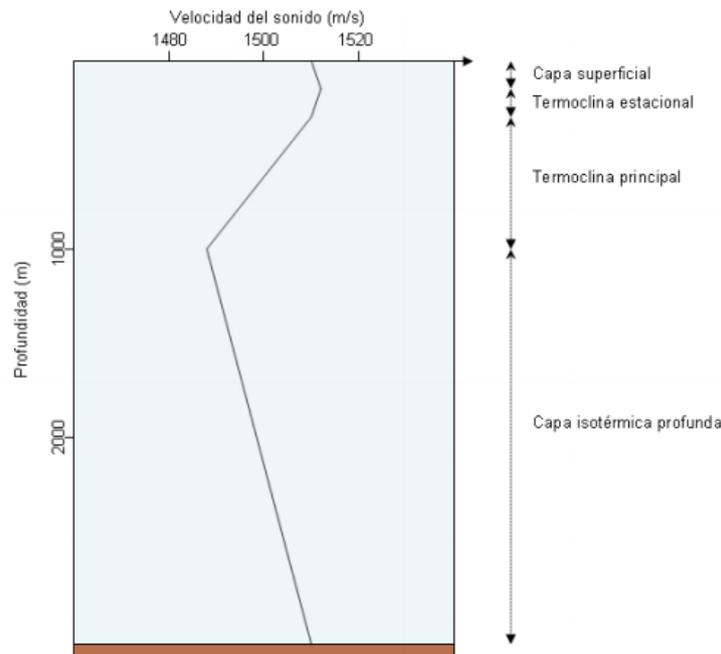


Figura 5: Forma típica de la velocidad del sonido en latitudes medias en un océano profundo.

- **Capa superficial o de mezcla:**  
Es la zona que abarca desde la superficie hasta los 50 m de profundidad. En esta capa, debido al efecto del sol sobre las capas superiores y las olas, el agua esta constantemente mezclada manteniendo la temperatura relativamente uniforme con la profundidad. Por tanto, hay pocos cambios en la velocidad del sonido con la profundidad.
- **Termoclina estacional:**  
Abarca la zona comprendida entre los 50 m de profundidad hasta los 150 m, aproximadamente. En esta zona, la temperatura varia muy rapidamente con la profundidad, llegando a alcanzar variaciones de hasta 20°C .
- **Termoclina permanente o principal:**  
Abarca desde el final de la termoclina estacional hasta los 1000 m, aproximadamente. En esta capa, la temperatura desciende rapidamente hasta valores entre los 2-3°C, volviendose practicamente constante. Además, se aprecia una bajada en la velocidad de propagación del sonido debido a que el descenso brusco de la temperatura es más pronunciado que el aumento de dicha velocidad a causa del factor de profundidad.
- **Isoterma profunda:**  
Comprende desde los 1600 m hasta el fondo. En ella, la velocidad del sonido aumenta con la profundidad (presión), puesto que la temperatura es practicamente constante.

Por otra parte, existen una serie de fórmulas empíricas para conocer la velocidad del sonido. Medwin (1975), propuso la expresión de la velocidad del sonido en el agua a partir de mediciones variando la salinidad, temperatura y presión. Esta ecuación propuesta es la siguiente:

$$c(z, S, t) = 1449.2 + 4.6 t - 0.055 t^2 + 0.00029 t^3 + (1.34 - 0.010 t)(S - 35) + 0.016z \quad (9)$$

Donde:

- c: velocidad del sonido, medido en m/s.
- t: temperatura del agua, medida en grados Celsius.
- S: salinidad, expresada en partes por mil.
- z: profundidad, medida en m.

Sin embargo, esta expresión solo es válida para temperaturas comprendidas entre 0°C y 30°C, salinidades en torno al 0 ‰ al 45 ‰ y una profundidad de hasta 1000 m.

#### 2.2.4. Fenómenos acústicos

- El fenómeno de la refracción se produce cuando una onda incide sobre un medio con propiedades diferentes al medio inicial, dando lugar a una variación en la dirección de propagación. Debido a que la velocidad del sonido en el agua está en

función de la presión y temperatura, que a su vez varía con la profundidad, la onda sonora va a actuar curvándose.

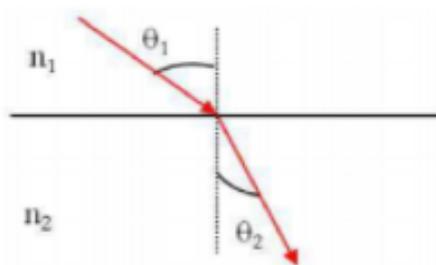


Figura 6: Refracción de una onda entre dos medios.

$$\frac{n_1}{\cos \theta_1} = \frac{n_2}{\cos \theta_2} \quad (10)$$

Siendo:

- $n_1$ : velocidad existente en la capa superior.
- $n_2$ : velocidad existente en la capa inferior.
- $\theta_1$ : ángulo que presenta el rayo a su entrada a la capa superior.
- $\theta_2$ : ángulo que presenta el rayo a su salida de la capa inferior.

Se llega a la conclusión de que este fenómeno tiene consecuencias considerables cuando se produce bajo el agua, ya que produce considerables variaciones significativas en la dirección de propagación de una señal emitida.

- El fenómeno de la reflexión se produce a consecuencia del cambio de impedancia del medio. Cuando una onda incide en una superficie con características distintas a las del medio inicial de propagación, esta puede actuar transmitiéndose por el segundo medio (conocido como refracción) o bien reflejándose.
- El fenómeno de interferencia se produce cuando dos o más ondas acústicas se encuentran en el medio. Esto hace que se produzca un aumento o disminución de la amplitud en función de si la interferencia es constructiva o destructiva. Se dice que es constructiva cuando están en fase, es decir, el sonido producido es igual a la suma de las ondas que lo conforman, dando lugar a una única onda. En el caso de que se produzca dos ondas de fases opuestas, estas van a actuar destructivamente generando una onda de menor amplitud.

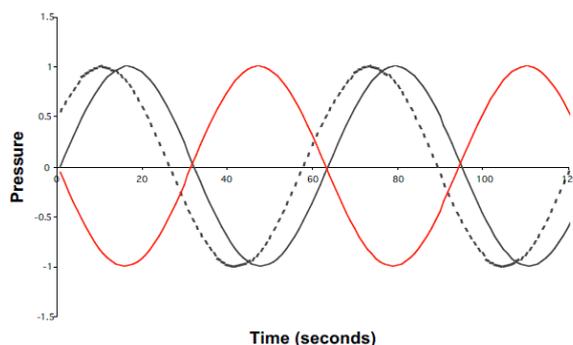


Figura 7: Representación de tres ondas acústicas con diferentes fases. En ella, las ondas representadas en color rojo y negro actuarán destructivamente y, por tanto, se cancelarán entre ellas.

- Por último, se puede dar el caso de que la fuente generadora de ondas y el receptor estén en movimiento. De esta manera, se produce un cambio en la frecuencia de las ondas percibidas. Este fenómeno se conoce como EFECTO DOPPLER, haciendo que el receptor reciba una frecuencia de la señal distinta debido al desplazamiento tanto del emisor como del mismo. La ecuación que expresa la variación de la frecuencia  $\Delta f$  en el tiempo debido a este efecto es:

$$\Delta f = \frac{f_0 v_r}{c} \quad (11)$$

Donde  $v_r$  es la velocidad relativa de la fuente con respecto al observador,  $c$  es la velocidad del sonido y  $f_0$  es la frecuencia.

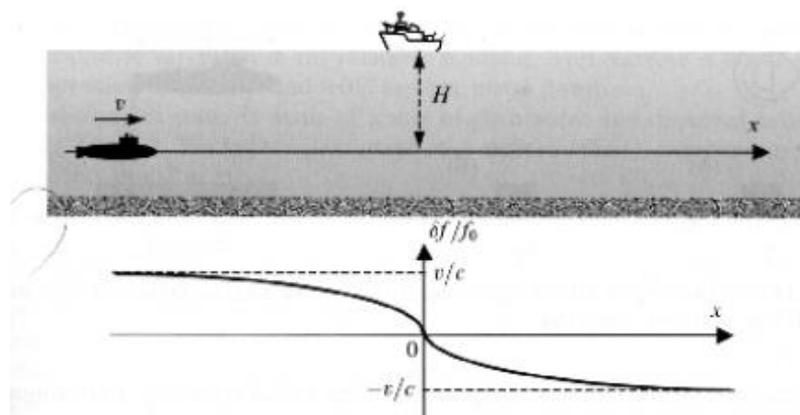


Figura 8: Efecto Doppler entre emisor y receptor.

### 2.2.5. Pérdidas por transmisión sonora

Cuando las ondas sonoras se propagan por el medio subacuático se produce una disminución de la intensidad del sonido a medida que se propaga, básicamente debido a la presencia de fenómenos tales como la divergencia geométrica, la absorción del medio, las pérdidas en la superficie, en el fondo y otras heterogeneidades. A este conjunto de

pérdidas se denominarán **pérdidas de transmisión**, donde se produce una disminución de la intensidad de la onda a causa del esparcimiento geométrico o absorción, entre otros.

La pérdida de transmisión se puede calcular como la suma de la dispersión geométrica, la absorción y las anomalías que se generan (pérdidas en la superficie, en el fondo y otras heterogeneidades):

$$TL = TL(\text{geom}) + TL(\text{absorción}) + A \quad (12)$$

### 2.2.5.1. Pérdidas por divergencia geométrica

Cyril M. Harris (1995) definió la divergencia como *la propagación de las ondas sonoras desde una fuente en campo libre, dando como resultado una disminución en el nivel de presión sonora al aumentar la distancia desde la fuente*. Por tanto, la distancia a la que se propagará la onda provocará estas pérdidas, generando así una disminución de la intensidad y, por tanto, el debilitamiento de la señal a medida que se aleje.

Existen dos formas de divergencia dependiendo de las condiciones que presente el medio. Estas serán:

- Divergencia esférica
- Divergencia cilíndrica

De esta manera, el sonido comenzará a propagarse desde una fuente puntual, donde la energía se distribuirá de forma esférica y se hará cada vez más grande, tal como se muestra en la imagen de a continuación:

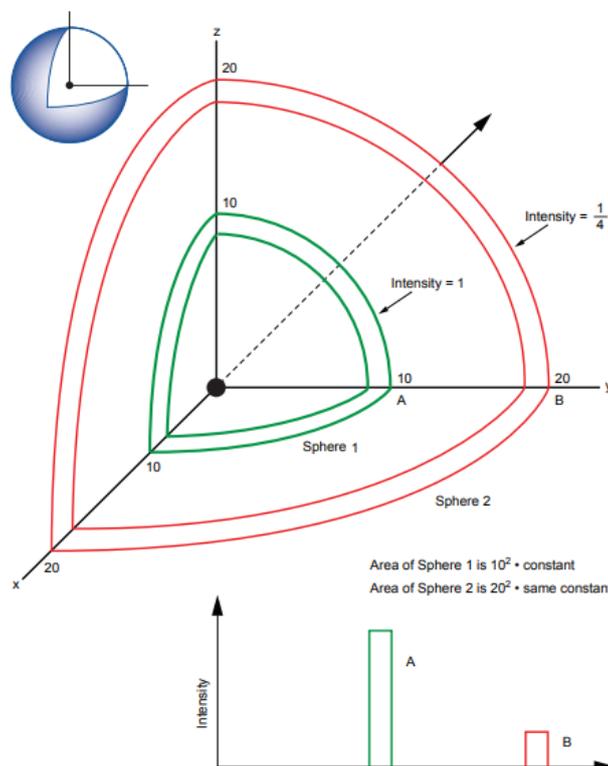


Figura 9: Propagación de del sonido bajo el agua. Se observa en la gráfica como la intensidad sonora va disminuyendo a medida que aumenta la distancia desde la fuente.

### Divergencia esférica:

Esta es la forma en que generalmente se propaga la onda acústica (y es como se aprecia en la figura 9). Es típico para aguas profundas. En ella, el sonido se propaga hacia fuera en forma de ondas esféricas, repartiéndose la energía que presenta la señal a medida que se aleja de la fuente.

Las pérdidas de transmisión por divergencia esférica se pueden expresar mediante la siguiente ecuación:

$$TL_{esf} = 20 \log \left( \frac{R}{R_0} \right) \quad R < R_1 \quad (13)$$

En donde :

- R: es la distancia medida en metros
- $R_0$ : es un radio de referencia, generalmente vale 1 m.
- $R_1$ : es el radio, medido en metro, donde la propagacion pasará de transmitirse en forma esférica a cilíndrica. Esta expresión se mide en decibelios.

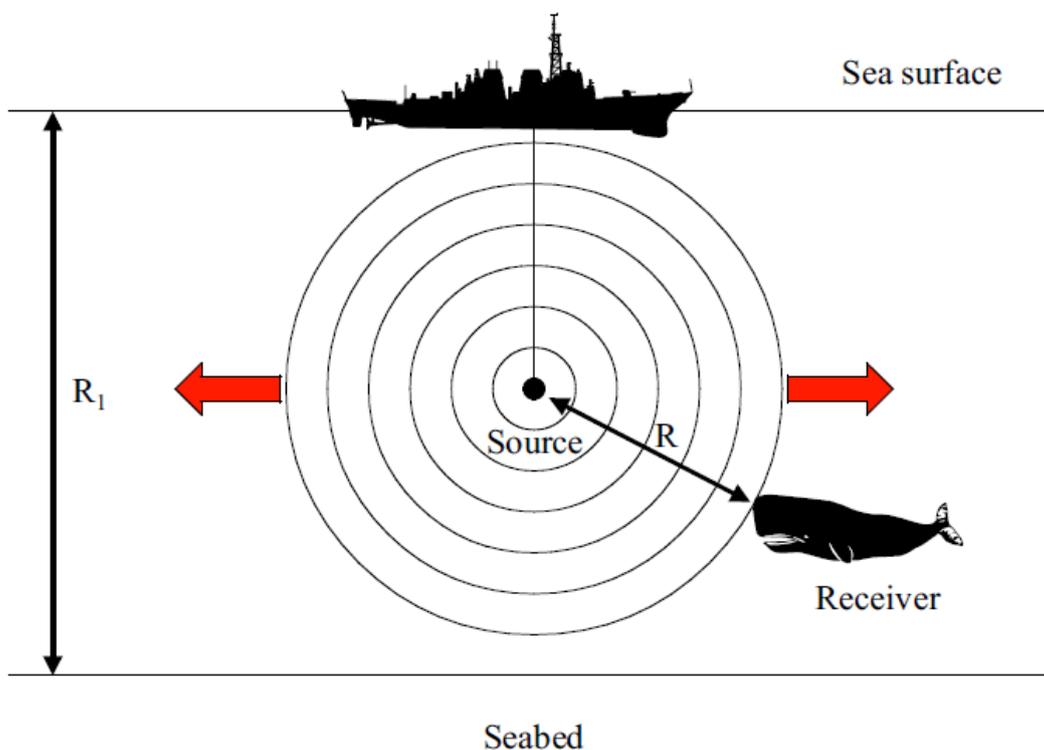


Figura 10: Propagación de una onda esférica en el mar.

### Divergencia cilíndrica:

Esto sucede cuando la distancia que hay entre la superficie del agua y el fondo es tan pequeña que es imposible que las ondas se propaguen de forma esférica. Por tanto, esta se produce en aguas con poca profundidad donde las ondas se van a reflejar tanto en la superficie como en el fondo.

De esta manera, la ecuación que expresa las pérdidas para este tipo de divergencia, medida en decibelios, será:

$$TL_{cil} = 20 \log R_1 + 10 \log \left( \frac{R}{R_0} \right) \quad R > R_1 \quad (14)$$

También se produce divergencia cilíndrica cuando, en condiciones de campo libre, la fuente sonora se desplaza en una trayectoria recta.

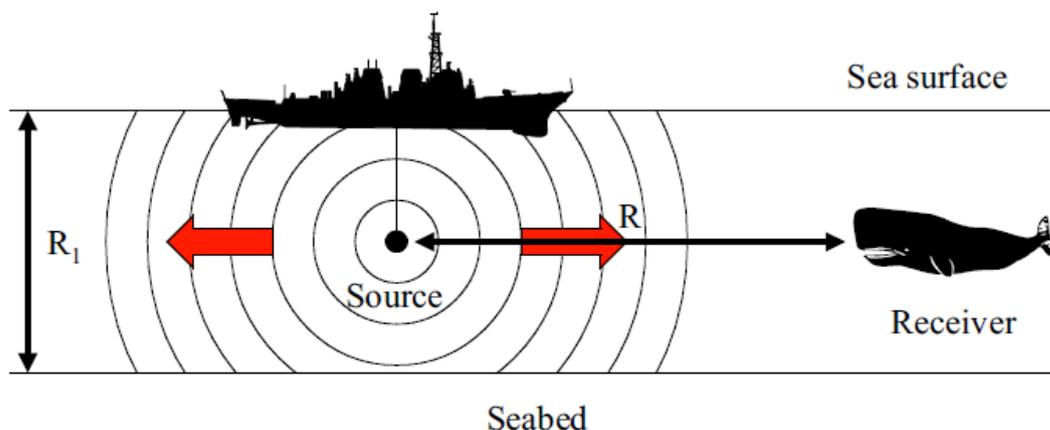


Figura 11: Propagación de una onda cilíndrica.

Tal y como muestra esta expresión, se va a producir la propagación cilíndrica cuando la distancia que hay al receptor desde la fuente es mayor con respecto a la profundidad que haya en la zona.

Por tanto, el sonido no puede propagarse por igual en todas las direcciones. Más allá de cierto rango, el sonido, que se propaga esféricamente, acabará llegando a la superficie del mar o al fondo marino y entonces la propagación se volverá cilíndrica.

#### 2.2.5.2. Pérdidas por absorción

Se puede definir la absorción como el proceso por el cual, durante la propagación de la onda sonora, parte de la energía que presenta esta se transforma en calor. Se va a producir debido a la viscosidad que presenta el agua y a los llamados procesos de relajación provocados por las sales disueltas que hay en ese medio, donde destaca el sulfato de magnesio y el ácido bórico.

Existen diversas expresiones para la obtención del coeficiente de absorción. Por ejemplo, a frecuencias comprendidas entre 100 Hz y 3kHz, la atenuación del sonido es mejor describirla mediante la fórmula de Thorp (Aparicio, et al., 2011):

$$\beta = \frac{0.11f^2}{1 + f^2} + \frac{44f^2}{4100 + f} + 2.75 \cdot 10^{-4}f^2 + 0.003 \text{ [dB/km]} \quad (15)$$

Donde \$f\$ es la frecuencia del sonido, medido en kHz. El primer término describe la absorción dada por el ácido bórico (\$H\_3BO\_3\$) mientras que el segundo término describe la relajación de \$MgSO\_4\$.

Sin embargo, para frecuencias comprendidas entre 100 Hz y 1 MHz, Francois-Garrison llevó a cabo otra expresión:

$$\beta = \frac{A_1 P_1 f_1 f^2}{f^2 + f_1^2} + \frac{A_2 P_2 f_2 f^2}{f^2 + f_2^2} + A_3 P_3 f^2 \quad (16)$$

El primer término de esta expresión hace referencia a la contribución del ácido bórico, mientras que el resto de términos se refiere al sulfato de magnesio y a la viscosidad que presenta el agua.  $f_1$  y  $f_2$  serán las frecuencias de relajación de estas dos sales (ácido bórico y sulfato de magnesio).

La figura 12 muestra como varía el coeficiente de absorción con respecto a la frecuencia. Se llega a la conclusión de que, a frecuencias altas, la absorción que sufre la onda sonora es muy alta.

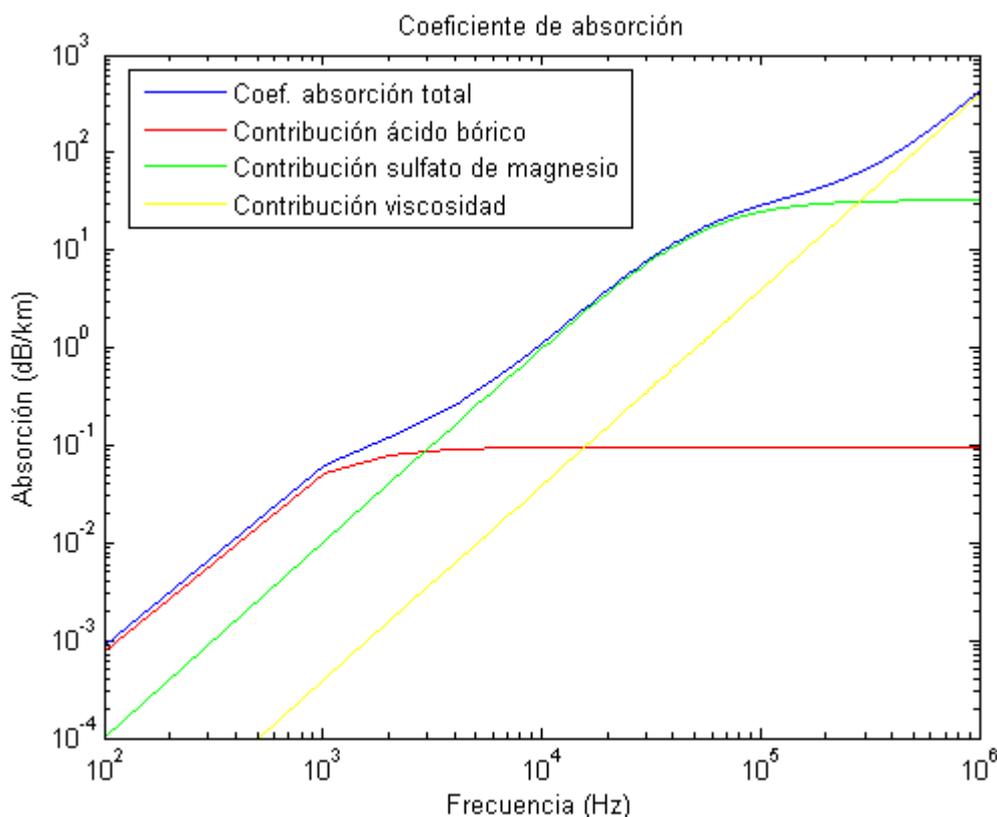


Figura 12: Variación del coeficiente de absorción según la frecuencia.

### 2.2.5.3. Pérdidas en la superficie

En la superficie se van a llevar a cabo diversas pérdidas debido a que esta actuará como absorbente y dispersor de la energía. Las pérdidas serán considerables cuando se produzca un canal sonoro superficial, estando el emisor y el receptor dentro de él.

Las pérdidas que se van a producir dependen de:

- La frecuencia de la radiación.
- Angulo de incidencia que presenta la onda sonora.
- La rugosidad de la superficie causada por las olas y el viento.

#### 2.2.5.4. Pérdidas en el fondo

El fondo absorberá cierta cantidad de energía cuando las ondas sonoras incidan sobre él. La cantidad de energía absorbida dependerá de la composición que presente el fondo (fango, arena, roca, etc.), su relieve así como la frecuencia de la radiación, aumentando las pérdidas con la frecuencia y el ángulo de incidencia.

#### 2.2.5.5. Otras heterogeneidades

Estas pérdidas producidas se deben principalmente a:

- Presencia de burbujas de aire en el agua
- Pequeños organismos marinos
- Discontinuidad en la salinidad

De esta manera, se van a producir cambios de sonoridad en las desembocaduras de los ríos (al producirse una modificación de la salinidad) así como en zonas donde exista una gran presencia de buques debido al efecto de estela que producen (puesto que este efecto origina burbujas que permanecen largo tiempo).

## 2.3. LA ACÚSTICA EN RECINTOS CERRADOS

Las cámaras de máquinas de los buques son recintos cerrados donde las ondas acústicas generadas por las maquinas se propagan. Debido a las condiciones geométricas y los materiales que existen en su interior, el ruido se ve afectado antes de propagarse a través de casco al mar.

### 2.3.1. Campo sonoro libre

El ruido aéreo es aquel que se produce como consecuencia de la inestabilidad de las partículas del aire en un recinto debido a que en ella actúa un sonido, en este caso, no deseado.

De esta manera, la forma en que actué el campo sonoro dependerá de los elementos presentes en el recinto. Por tanto, se generará sombra acústica en aquellas zonas donde haya obstáculos o, en caso de que el campo sonoro se encuentre dentro de un cerramiento estanco, este actuará provocando una serie de reflexiones en las paredes del mismo.

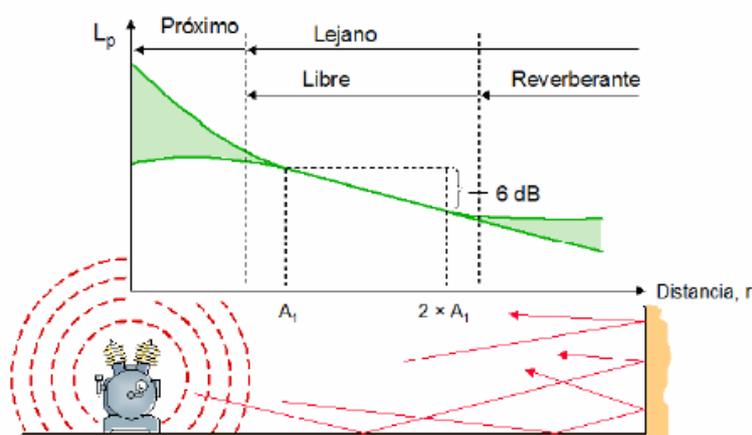


Figura 13: Distintas zonas de campo sonoro generado en el entorno de una fuente acústica.

La figura 13, muestra las diferentes condiciones del campo sonoro en función de la proximidad del punto a la fuente. En ella se aprecia que, haciendo la medida en la zona conocida como campo próximo, las partículas del aire se van a mover de forma turbulenta generando incertidumbre en la medida.

En cambio, en una zona más alejada de la fuente, llamada reverberante, se van a producir innumerables reflexiones sobre los mamparos del recinto. Asimismo, la zona existente entre el campo próximo y el reverberante recibe el nombre de campo libre. En ella, al doblar la distancia a la fuente de ruido, el nivel de presión sonora disminuye 6 dB.

### 2.3.2. Campo sonoro reverberante

El campo sonoro reverberante se produce a partir de las reflexiones ocurridas en los mamparos verticales y horizontales de un recinto, al generarse una presión sonora procedente de la puesta en marcha de una fuente. Como consecuencia, aumenta la presión sonora antes de estabilizarse.

Para evitar que este fenómeno ocurra, se ha de escoger mamparos que dispongan de materiales que absorban la energía sonora. Las superficies lisas, como los acristalamientos, son pocos absorbentes.

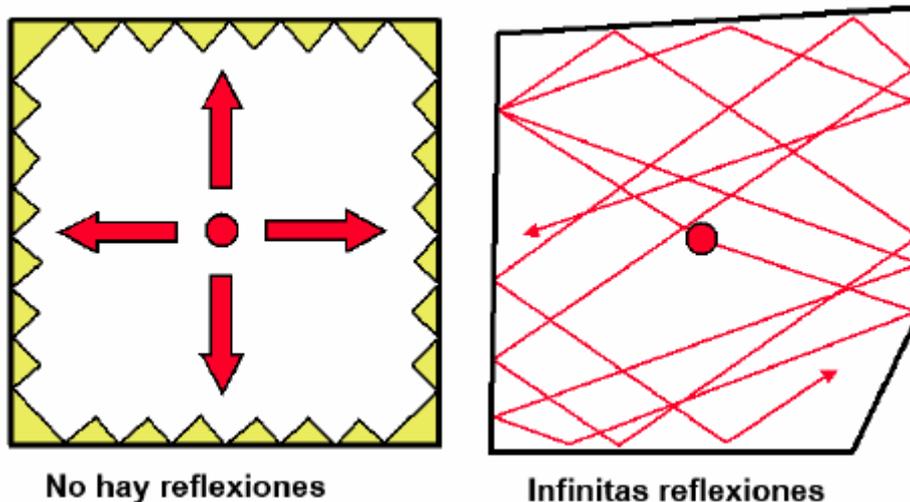


Figura 14: A la izquierda, recinto anecoico sin reflexiones. A la derecha, recinto reverberante.

### 2.3.3. Absorción sonora

Como se observa en la figura 15, la energía se va a reflejar cuando esta incida sobre una superficie. Sin embargo, no toda la energía incidente vuelve de nuevo al recinto, ya que una parte acabará disipándose. Esto es lo que se conoce como absorción sonora.

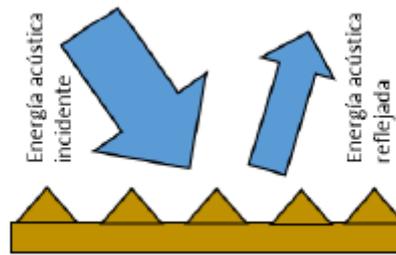


Figura 15: Absorción sonora.

La absorción sonora puede ser calculada a partir del coeficiente de absorción  $\alpha$  que presenta el material del que está hecho el recinto. De esta manera, es posible su cálculo multiplicando este término por la superficie que hay de cada material.

$$\alpha_i = \frac{\text{Energía absorbida}}{\text{Energía incidente}} \quad (17)$$

$$\text{Absorción sonora} = \alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + \dots + \alpha_n \cdot S_n \quad (18)$$

Existe otra forma de obtener la absorción sonora, a partir de la ecuación de Sabine:

$$Tr = \frac{0.16 \cdot V}{A} \quad (19)$$

Donde:

- $Tr$ : es el tiempo de reverberación.
- $V$ : es igual al volumen que presenta el recinto.

#### 2.3.4. Tiempo de reverberación

Recibe este nombre a los segundos transcurridos en una sala desde que se deja de radiar un sonido hasta que decrece 60 dB. Para que esto suceda, es necesario que el campo sonoro presente un alto nivel de presión sonora, no siendo siempre posible.

En caso de que no exista un nivel de presión sonora adecuado, es posible hacer las mediciones cuando esta decrezca 20 o 30 dB. Para ello, habrá que multiplicar el tiempo por 3 cuando la caída sea de 20 dB o por 2 cuando sea de 30 dB.

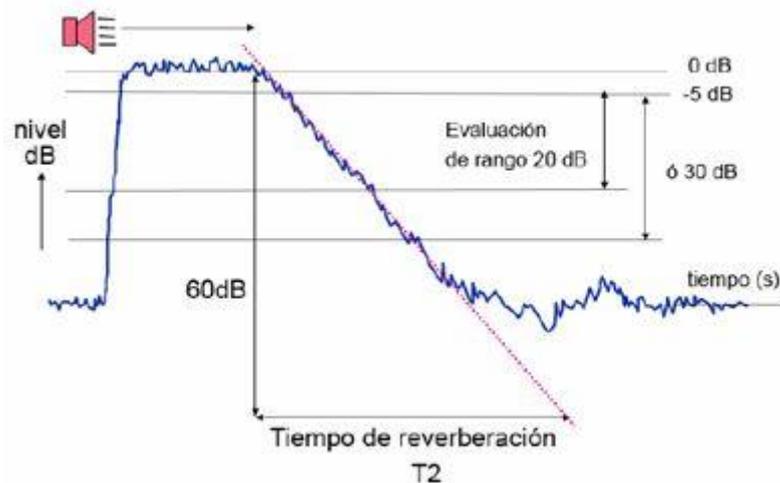


Figura 16: Tiempo transcurrido en la caída de 60 dB define el grado de reverberación de un recinto determinado.

## 2.4. ANÁLISIS DEL SONIDO EN FRECUENCIA

Los sonidos están normalmente formados por una combinación de ondas cuyas frecuencias son múltiplos enteros unas de otras, denominados sonidos complejos. De esta manera, la composición de un sonido se determina mediante una descomposición de las frecuencias que lo forman. Esta determina la cantidad de energía que existe en cada una de las series de bandas contiguas de anchura y frecuencia central determinada.

Existen sonidos de banda ancha o de banda estrecha dependiendo de la amplitud del rango de frecuencias que éstos abarquen. Normalmente se usan anchos de bandas de pocos Hz, llamada banda estrecha o, banda ancha a 1, 1/2, 1/3 o 1/10 de octavas.

Entre todos ellos, el análisis en tercios de octava es la que más se utiliza porque se aproxima al procesado espectral del oído humano y, por tanto, es la mejor percepción que se puede hacer acerca del funcionamiento del oído de otros mamíferos.

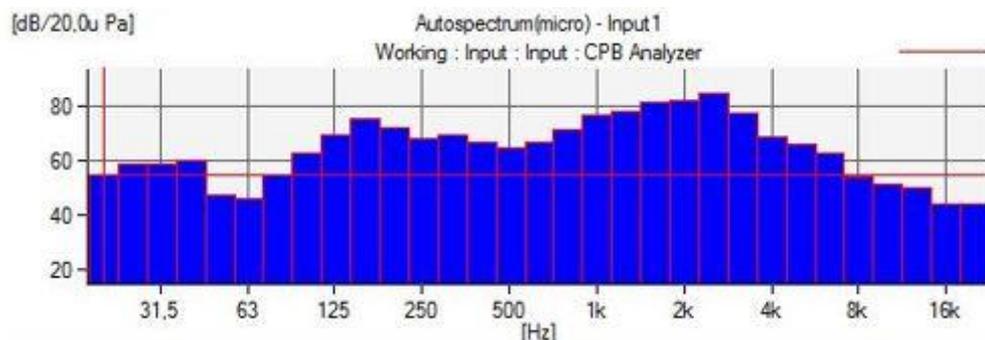


Figura 17: Análisis en bandas de tercio de octava.

Asimismo, para representar el sonido se usa el espectro sonoro. Este consiste en un gráfico con la frecuencia en el eje de abscisas y los niveles de presión sonora en el eje de ordenadas.

Por otra parte, el sensor usado para las mediciones se conoce como hidrófono.

Los hidrófonos son básicamente los transductores utilizados para la medición del sonido y fluctuaciones de presión bajo el agua. La mayoría de los hidrófonos son transductores piezoeléctricos, que constan de uno o más elementos. Dicho elemento convierte directamente una fluctuación de presión en una señal eléctrica aprovechando las propiedades piezoeléctricas de materiales naturales o cristales.

Destacan por ofrecer una alta sensibilidad, a un rango de frecuencias que van desde 1Hz hasta el orden de los MHz. Además, estos pueden ser de dos tipos:

- Omnidireccionales: presenta la misma sensibilidad para detectar el sonido en todas las direcciones.
- Direccionales: presenta mayor sensibilidad a una dirección determinada.



Figura 18: Hidrófono para la medición del ruido submarino.

## Capítulo 3. Fuentes de ruido

### 3.1. TRÁFICO MARÍTIMO

Es conocido que el transporte marítimo, tanto de mercancías como de pasajeros, ha aumentado considerablemente en las últimas décadas. En lo que concierne al transporte de mercancías, la vía marítima es la única alternativa eficaz cuando se trata de trasladar grandes cantidades de mercancía a distancias considerables. Referente al transporte de pasajeros surge a finales de los años 60 y principios de los 70 del siglo XX una nueva forma de viaje y ocio, el crucero, llegando a 28,5 millones de cruceristas en 2018 y una flota actual de 323 buques (2021) teniendo en cuenta que se ha producido un descenso de casi un 8% desde 2019 con la aparición de la COVID-19. Al mismo tiempo que han aumentado el número de buques, también ha ido aumentando su tamaño, con ello la potencia requerida en cada uno de ellos, traduciéndose estos dos factores en un aumento del ruido radiado al mar, ámbito principal de estudio en este trabajo. En el siguiente gráfico se puede observar el crecimiento de la flota de buques comerciales desde la década de los 60 hasta 2005:

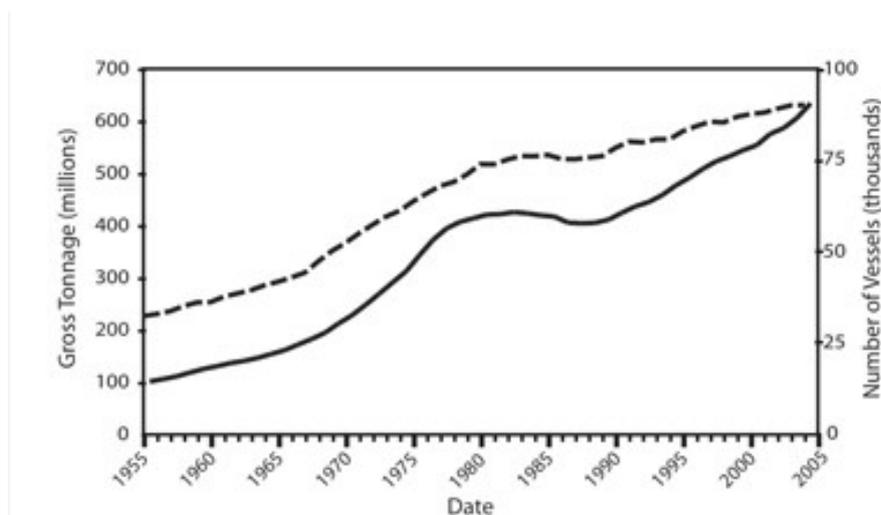


Figura 19: Representación del aumento de buques por año.

Este tráfico marítimo es la principal causa del ruido de baja frecuencia que se produce en el mar, llegando a estar comprendido entre 5 y 500 Hz. Sin embargo, este ruido generado presenta ciertas variaciones dependiendo de diversos factores, como el tamaño del buque, su desplazamiento, velocidad y edad. De forma que, dependiendo de cómo sea el buque producirá un mayor o menor nivel de ruido.

De esta manera, los barcos de pequeña eslora y los de recreo producen niveles de ruido considerables. Estos suelen crear sonidos a frecuencias más altas debido a que presentan mayores velocidades de rotación de la hélice. Por ejemplo, motores fueraborda pueden generar niveles en torno a 175 dB re 1  $\mu$ Pa (Richardson, et al., 1995). Además, los cambios de marchas de los pequeños barcos llegan a emitir pulsos de banda ancha de alta intensidad llegando a niveles de hasta 200 dB re 1  $\mu$ Pa, mientras que las motos de

agua generan ruido a causa tanto de la cavitación que producen como por el contacto casco-agua (Aguilar & Tejedor, 2012).

Todos estos sonidos que se trasladan bajo el agua, suponen un gran problema para ciertas especies marinas puesto que las frecuencias de comunicación que usan estos animales se superponen con la banda principal de emisión de ruido de los barcos. Es el caso, por ejemplo, de los mysticetos y los odontocetos, en donde se puede observar por medio de la figura 20 que sus frecuencias coinciden, en este caso, con el generado por la cavitación. Además, como se ha comentado en el capítulo de fundamentos teóricos, el ruido puede llegar a transmitirse cientos de kilómetros, por lo que aquellos ruidos producidos por las grandes líneas de tráfico marítimo podrán transmitirse grandes distancias si estos presentan frecuencias bajas.



Figura 20: Rangos de frecuencias emitidas generalmente por barcos y ecosondas.

Por tanto, se hace necesario analizar de donde procede el ruido de un buque. Gran parte de este ruido es debido principalmente a la acción de la hélice sobre el agua. La cavitación que puede presentar dicha hélice puede suponer entre el 80 y el 85% de la potencia acústica radiada por los buques. Además, también se suma a este ruido el producido por la maquinaria propulsora y el flujo del agua a través del casco. Por último, las ecosondas de navegación que presentan los buques generan también sonido a partir de los transductores, cuya funcionalidad es la de localizar la profundidad del fondo marino o los bancos de peces. Estos suelen estar formadas por un haz vertical centrado en un rango de frecuencias comprendido entre 8 a 30 kHz para aguas profundas (Aguilar & Tejedor, 2012).

Por consiguiente, en la tabla se puede observar un resumen de las frecuencias a las que trabajan ciertos buques así como sus equipos, la amplitud o el tipo de ruido que producen:

| Tipos de buques  | Amplitud (dB re 1 $\mu$ Pa) | Frecuencia (Hz) | Observaciones     | Tipo de ruido |
|------------------|-----------------------------|-----------------|-------------------|---------------|
| Grandes buques   | 220 dB                      | Baja            | Buques mercantes  | Continuo      |
| Barcos de recreo | 175 dB                      | Baja            | Motor fuera borda |               |
|                  | 200 dB                      | Banda ancha     | Cambios de marcha |               |
| Ecosondas        | 200 dB                      | Alta 8-30 kHz   | Aguas profundas   |               |

|                |        |                          |                        |           |
|----------------|--------|--------------------------|------------------------|-----------|
|                | 220 dB | Muy alta<br>50-200 kHz   | Mejor<br>resolución    | Impulsivo |
| <b>Pingers</b> | 140 dB | Media/alta<br>20-160 kHz | Disuasión<br>(ADD)     |           |
|                | 185 dB | Baja/media<br>5-30 kHz   | Hostigamiento<br>(AHD) |           |

Tabla 2: Resumen de las características de buques y equipos. Fuente: Carbonell, 2016.

### 3.2. FUENTES DE RUIDO Y VIBRACIONES DE UN BUQUE

Como se ha comentado, los buques juegan un papel fundamental por el ruido submarino que producen, llegando a afectar en mayor o menor medida a la vida marina al interferir este ruido con los aspectos fundamentales para la supervivencia de ciertas especies. Debido al tema de nuestro trabajo fin de grado, es necesario conocer que elementos son los causantes de este ruido. La figura ofrece una descripción general de las fuentes de ruido propias de un buque:

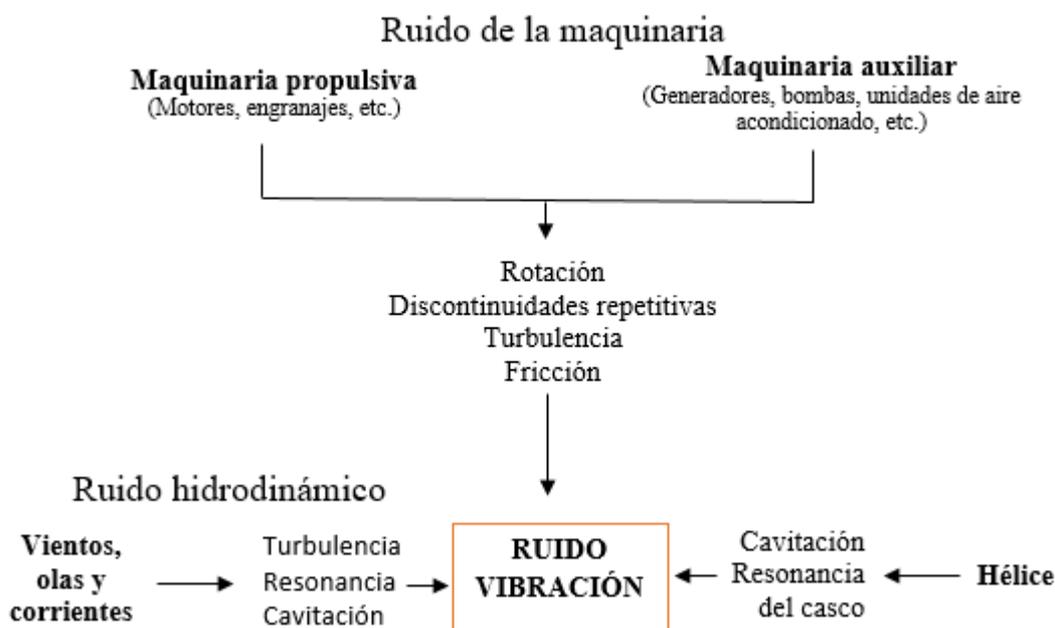


Figura 21: Fuentes del ruido asociado a los buques.

De esta manera, se pueden clasificar los focos de ruido y vibraciones en:

- La hélice
- La maquinaria propulsora
- La maquinaria auxiliar
- Ruido hidrodinámico

### Ruido aéreo y estructural:

Como se puede observar en la figura 22, el ruido y las vibraciones, en este caso del motor diésel se propagan tanto por el aire como por la estructura de la sala de máquinas, provocando que dichas emisiones lleguen al exterior y por tanto, acaben propagándose hacia el mar.

El ruido existente en un punto del buque depende de las fuentes sonoras que lo causan, así como de la atenuación que presenta el sonido conforme este se propaga. En ella, el ruido aéreo generado se transmite por el aire mediante compresiones y enrarecimientos de las ondas sonoras generalmente longitudinales. Asimismo mediante vibraciones mecánicas de baja frecuencia se traslada el ruido estructural generando sobrepresiones y enrarecimientos en el aire que lo rodea.

Además, las vibraciones transmitidas por una máquina a sus polines y sistemas conectados excitan la estructura del casco generando también ruido subacuático. Todo esto puede tratarse por medio de mecanismos adecuados, como por ejemplo rodear la maquinaria con un cerramiento acústico; el uso de soportes aislantes así como la implementación de sistemas de amortiguación estructural capaz de absorber la energía.

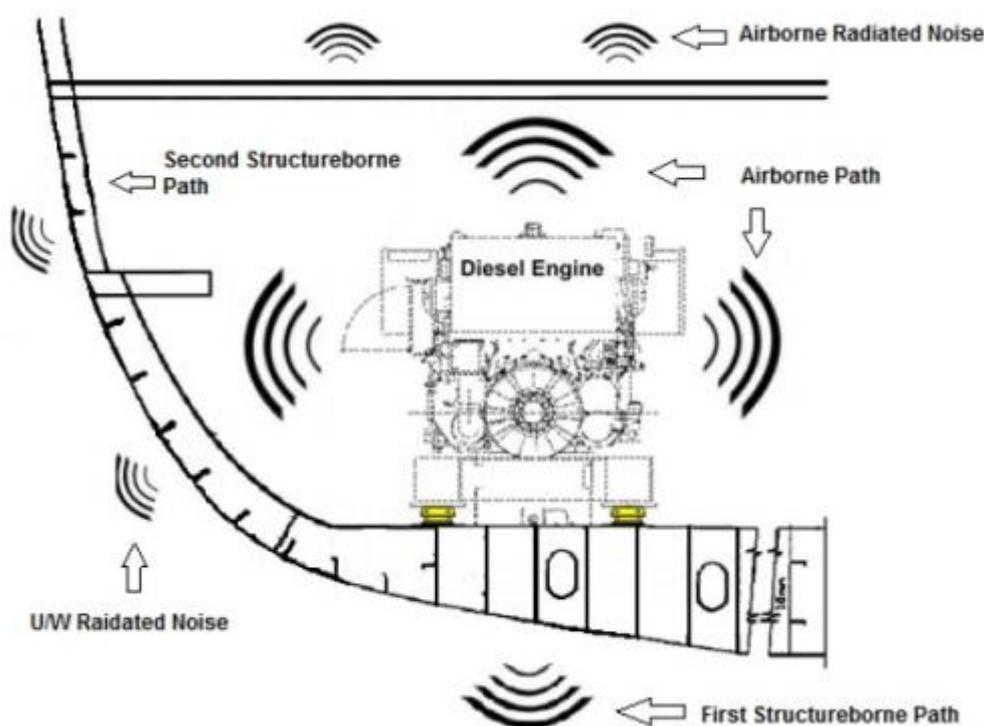


Figura 22: Propagación del ruido causado por un motor diésel.

Asimismo, la maquinaria auxiliar puede contribuir significativamente al ruido radiado al agua. Los componentes de ruido de la maquinaria auxiliar y otros equipos de a bordo contribuyen a la firma de ruido general del barco pero generalmente a niveles más bajos que los sistemas de propulsión. La lista de equipos ruidosos y su contribución relativa depende en gran medida de un barco a otro.

Esto hace necesario que los soportes de los grupos electrógenos y de los motores accionadores estén presentes tanto en el diseño como en su colocación para evitar que se

produzcan resonancias entre frecuencias propias del conjunto que lo conforman. Los grupos generadores accionados por motores diésel se deben montar sobre tacos elásticos con el fin de conseguir aislarlos de la estructura del casco. En el caso de que varios grupos se encuentren en la misma plataforma, habrá que sincronizarlos para evitar posibles excitaciones. Por consiguiente, en el capítulo siguiente se profundizará más sobre el tema del tratamiento de la maquinaria.

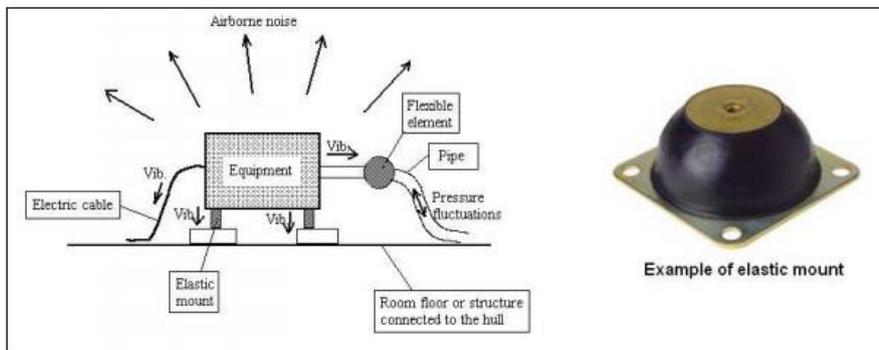


Figura 23: Transmisión del ruido y vibraciones de un equipo.

### 3.2.1. La hélice

La hélice propulsora es el dispositivo formado por álabes o palas idénticas que se encuentran dispuestas angularmente equiespaciadas, montado en el extremo de popa del eje propulsor del buque.

Estos elementos, indispensables para la navegación, están detrás de los altos niveles de ruido que se presentan a veces en la popa. Los sonidos que producen son capaces de trasladarse grandes distancias mediante vibraciones hacia otras partes del buque e incluso bajo ella.

El ruido que genera destaca por ser de naturaleza impulsiva, con altos niveles a frecuencias bajas y viceversa, tal como se aprecia en la siguiente figura:

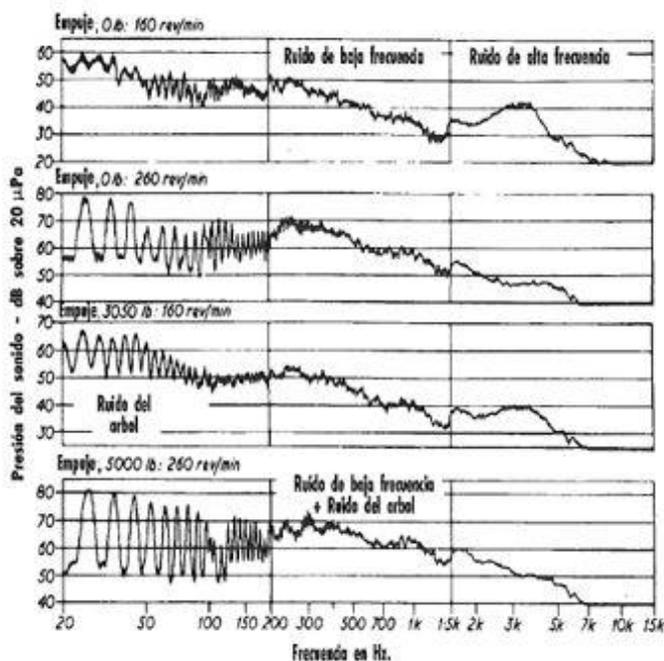


Figura 24: Espectro de ruido de la hélice de un mercante.

Como se observa, las variaciones en el empuje y rotación de la hélice modifican los niveles de ruido que generan, haciendo que el ruido dependa de la velocidad de rotación y cuanto de cargada se encuentre.

Asimismo, en la figura 25 se contempla las conclusiones de diversos estudios realizados en buques de guerra para determinar la firma característica del ruido de la hélice. Se trata del espectro sonoro de un buque de guerra a distintas velocidades, verificando que cuanto mayor sea la velocidad de navegación, mayor es el ruido producido por la hélice. Este se vuelve más grave dominando las frecuencias más bajas.

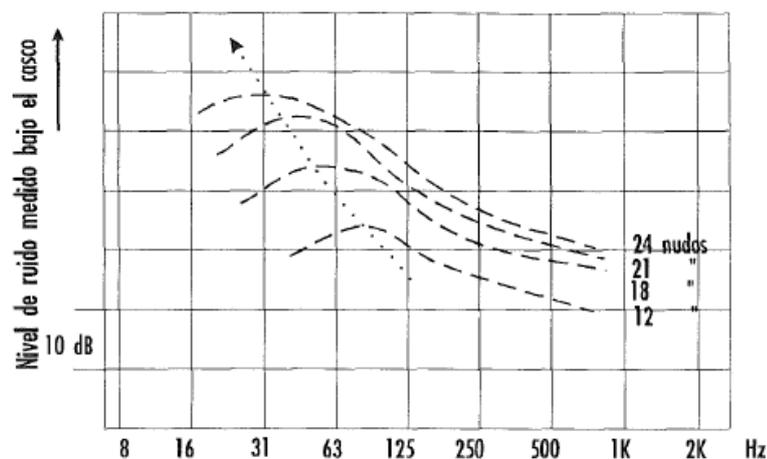


Figura 25: Espectro sonoro de un buque de guerra.

Según Severino García posada (1995), que a su vez se basa en Janssen, Roren y Brown, las causas del ruido producido por la hélice son debidas a:

- a) Efectos de cavitación
- b) Un mal diseño de la hélice
- c) El desequilibrado
- d) El campo de presiones generado por el propulsor
- e) Las turbulencias en el flujo de la entrada

El ruido cavitante es el que más destaca de entre los demás factores de ruido, ya que se genera un ruido de gran intensidad. Produce un ruido de banda ancha que junto con el ruido producido por el paso de la hoja de la pala, generan niveles de presión sonora relativamente altos dando lugar a vibraciones en el casco. Además, la cavitación altera el campo de presiones que existe alrededor de la hélice, afectando este hecho de forma negativa.

### 3.2.1.1. Ruido cavitante

Las hélices son propensas a sufrir un problema hidrodinámico conocido como cavitación, que depende de la profundidad de la hélice y de sus rpm. Esto se produce debido a que la velocidad de giro es alta en ciertas zonas, lo que va a producir grandes

fluctuaciones de presión. Unas velocidades demasiado altas acentúan más este efecto negativo.

La cavitación se genera cuando el agua se vaporiza por la presión que aparece en ciertos puntos de la pala, dando lugar a burbujas de vapor que serán arrastradas. Estas burbujas llegarán a zonas de presiones provocando un cambio de fase, en este caso de vapor a líquido, y será conducida a una zona vacía causando que la burbuja implosione.

La implosión consiste en que a partir de la aparición de una zona vacía debido al cambio de estado de la burbuja de vapor a líquido, la gota ocupará un espacio menor a la que presentaba la burbuja, provocando que el espacio vacío sea rápidamente ocupado por el líquido de alrededor. Esto se traducirá en una gran cantidad de choques de energía cinética sobre áreas pequeñas de la superficie de las palas, que provocará efectos negativos en la hélice.



Figura 26: Efecto de cavitación de una hélice.

Existen diversos tipos de cavitación, clasificados por Barker (1977) en:

- a) Cavitación total de la pala, generalmente aparece en buques con sustentación dinámica y suele provocar un ruido de banda ancha.
- b) Cavitación parcial: se genera ruido debido a la expansión y colapso de las burbujas predominantemente tonal que aparecen cuando el número de Strouhal supera 0.5; además, la vibración causada por el colapso de las burbujas en la pala excitada producen picos sonoros a la misma frecuencia para cualquier velocidad de la pala.
- c) Cavitación del borde de salida, caracterizada por presentar unos niveles de ruido inferiores a los otros dos tipos.

De esta manera, las variables de las que depende la generación de ruido por cavitación serán:

- El colapso de las burbujas. Estas producirán una frecuencia menor cuanto mayor tamaño tengan.
- El aumento de la carga de la hélice, que se traducirá en un incremento del tamaño medio que presenten las burbujas
- La función de distribución de los impulsos debido al colapso que sufren las burbujas, correspondiéndose a una distribución de Poisson la mayoría de veces.

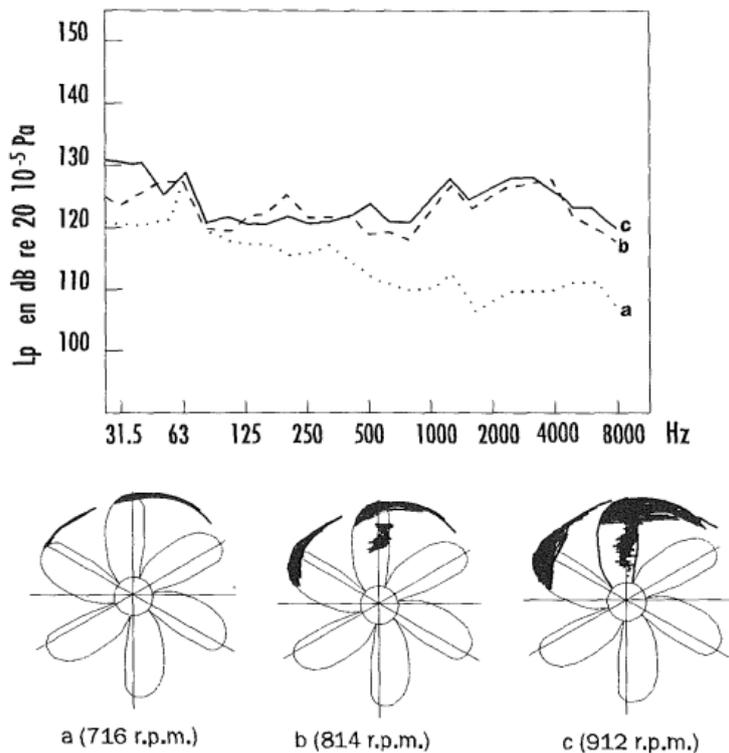


Figura 27: Espectros de ruido de la hélice a diferentes rpm.

En la figura 27, se muestra un espectro de ruido. En ella, la curva a hace referencia a la hélice sin cavitación, mientras que la curva b y la c muestran cavitación en el extremo de las palas y cavitación generalizada a medida que aumenta la velocidad de esta.

Por tanto, por todas estas consideraciones es entendible que la cavitación es un fenómeno indeseable que ha de procurarse, mediante un proyecto adecuado de la hélice, evitar su aparición o en caso de hacerlo, que esta sea mínima.

### 3.2.1.2. Ruido no cavitante

Para hélices en estado no cavitante, los espectros de ruido radiado que se producen presentan distintos tonos relacionados con las frecuencias de las palas, así como un ruido de banda ancha a frecuencias más altas. El ruido de la velocidad de las palas se debe al hecho de que la hélice normalmente funciona detrás de la embarcación y, por lo tanto, funciona en un campo de estela que varía circunferencialmente. Esto causa ángulos de incidencia fluctuantes en las secciones de la pala, dando lugar a presiones y en cierto modo produciendo ruido.

De esta manera, el ruido de banda ancha está asociado a la turbulencia existente tanto en el flujo incidente como en el borde de las secciones de las palas. Además, las resonancias de las palas excitadas por la capa límite turbulenta pueden producir una amplificación de este ruido radiado.

Otro fenómeno bien conocido es el canto de la hélice, que resulta de la excitación de una resonancia vibro acústica de las palas debido al flujo aguas abajo no estacionario. Este fenómeno se puede suprimir dando una forma adecuada al borde de salida de la pala.

### 3.2.1.3. Efecto de estela

Uno de los factores a tener muy en cuenta en lo referente a la emisión de vibraciones y ruido es el efecto de estela. Este es único de cada buque ya que está propiciado por las formas de este, los apéndices, tipo de codaste, la posición de la hélice, etc.

Estos problemas comienzan cuando el buque cuenta con formas inapropiadas en las formas de popa, provocando una estela no uniforme en la cual ha de trabajar la hélice, produciendo de esta forma vibraciones y llegando a causar a su vez problemas de cavitación.

Por este motivo, es recomendable realizar ensayos en canales de experiencias hidrodinámicas cuando se requiere instalar la hélice y ajustarla de forma correcta a las formas de popa que presenta el buque. Esto se puede llevar a cabo realizando ensayos de remolque de autopropulsión, para de esta forma poder llegar a determinar la formación de la estela y la aparición del fenómeno de cavitación.

Por tanto, realizando un correcto estudio en los canales de experiencias hidrodinámicas se puede llegar a minimizar de forma considerable esta fuente emisora de vibraciones.

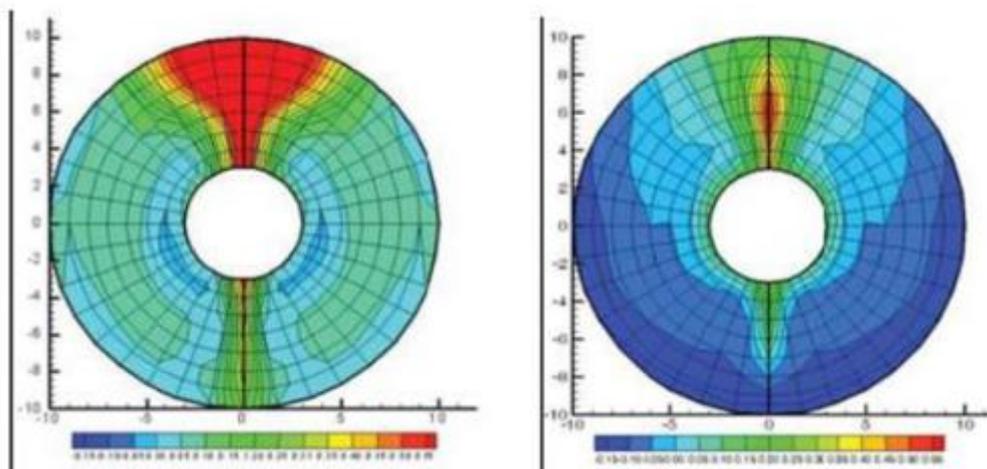


Figura 28: Curvas isoestelas

En la figura 28 se muestran dos curvas isoestelas. El de la izquierda corresponde a una estela poco homogénea; mientras que la imagen de la derecha muestra una estela con mejores propiedades y, por tanto, minimiza el riesgo de sufrir cavitación.

### 3.2.1.4. Aspectos principales que influyen en el nivel de cavitación

El diseño y el flujo de estela de la hélice son los elementos principales que afectan en el nivel de cavitación. Las mejoras en el diseño, la optimización en la reducción de la carga y la selección cuidadosa de las características de la hélice (diámetro, número de palas, paso, inclinación y secciones) con respecto al tipo, tamaño y especificaciones de los buques pueden llegar a mejorar la mitigación del ruido de la hélice.

El área de la pala de la hélice es uno de los factores que influyen en la cavitación. A medida que aumenta el área de la pala, la cavitación disminuirá. Esto es debido al aumento de la producción de empuje por el aumento del área de la pala. Como resultado, la presión diferencial entre la cara de presión y la cara de succión disminuirá.

Sin embargo, una mayor área de las palas requiere más par de fuerzas para hacer girar la hélice, lo que se traducirá en más potencia y por tanto, hace el barco menos eficiente. Resulta necesario realizar un diseño óptimo de la hélice en donde se compense la eficiencia, cavitación y el ruido radiado al mar.

El otro factor eficaz en el rendimiento de cavitación de una hélice es el flujo de estela. Existe la posibilidad de mejorar el flujo de estela en la hélice mejorando y optimizando el diseño, mediante el uso de pruebas con modelos a escala y también mediante la colocación de apéndices apropiados, que no solo reducirá la propagación del ruido sino que también mejorará la eficiencia de propulsión.

### 3.2.1.5. Métodos para la estimación de la relación área-disco necesaria para prevenir la cavitación

Como bien se acaba de comentar, uno de los métodos utilizados para evitar el fenómeno de la cavitación es la selección de una relación entre la superficie expandida de las palas y el área del disco de la hélice ( $A_E/A_0$ ) suficientemente grande. Si bien, hay que intentar que dicha relación sea la menor posible debido a que, con un aumento de la relación  $A_E/A_0$ , mayor fricción habrá en la superficie de la pala al ser esta mayor, dando lugar a una descenso en el rendimiento de la hélice con la consiguiente aparición de la cavitación. Por tanto, durante el diseño de la hélice ha de tenerse en cuenta este problema.

Por tanto, existen varios métodos para la elección de una relación área-disco mínima necesaria: el método de Burrill y el método de Keller.

#### Método de Burrill:

Burrill, a partir de la experiencia que obtuvo de ensayos realizados en los túneles de cavitación, estimó el empuje máximo por unidad de área proyectada con el fin de que la hélice tuviera un grado de cavitación aceptable, que fijó en que no cavitase más de un 5% de la pala (García Lopez, 2020) .

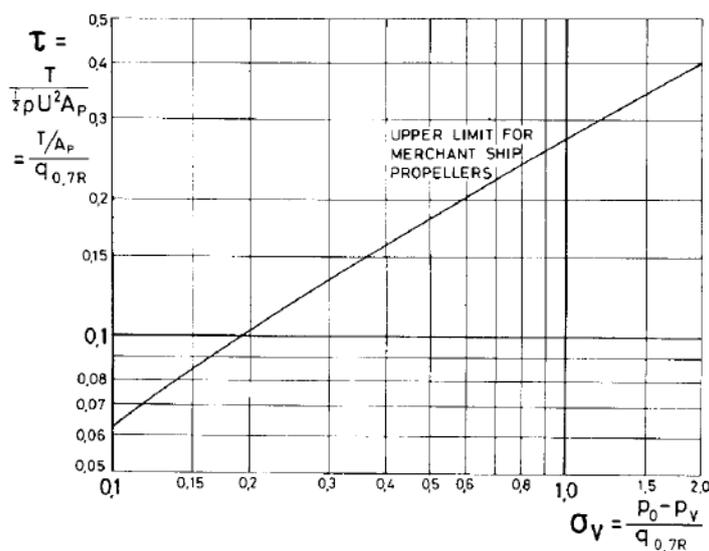


Figura 29: Diagrama de cavitación.

Siendo el valor en el eje de las ordenadas el obtenido a partir de:

$$\tau = \frac{T/A_p}{q_{0.7R}} = \frac{T/A_p}{1/2 \rho(V^2(1-W)^2 + (0.7\pi Dn)^2)} \quad (20)$$

Y en el eje de abscisas se encuentra el número de cavitación local a 0.7R:

$$\sigma_{0.7R} = \frac{P_A + \rho g(h - 0.7R) - P_V}{1/2 \rho(V^2(1-W)^2 + (0.7\pi Dn)^2)} \quad (21)$$

La curva que aparece en el diagrama hace referencia al límite superior para buques mercantes.

### Método de Keller:

Keller, a partir de la experiencia del canal de Wageningen, propone una expresión para el cálculo de la relación  $A_E/A_0$  mínima necesaria. Esta es la siguiente:

$$\left(\frac{A_E}{A_0}\right)_{\text{MIN}} = \frac{(1.3 + 0.3Z)T}{(P_0 - P_V)D^2} + K \quad (22)$$

Siendo:

- Z: número de palas.
- T: empuje de la hélice, medida en kg.
- $P_0$ : Presión estática en el eje (en  $\text{kg/m}^2$ ). Se calcula a partir de la expresión siguiente:

$$P_0 = P_A + \rho gh \quad (23)$$

- $P_A$ : Presión atmosférica, en  $\text{kg/m}^2$ .
- h: inmersión del eje, medido en m.
- $P_V$ : Presión de vapor del agua, en  $\text{kg/m}^2$ .
- D: diámetro de la hélice, en m.
- K=0,1 para buques de 2 hélices; 0,2 para buques de 1 hélice.

### 3.2.2. Ruido de la maquinaria

El primer contribuyente es el sistema de propulsión principal. Se pueden considerar diferentes motores de propulsión, entre los que se encuentra:

#### 3.2.2.1. Motores diésel

Actualmente es el sistema que la mayoría de buques presentan. Los motores diésel generan espectros de ruido de banda ancha con tonos superpuestos a frecuencias dadas.

Junto con los engranajes reductores, son los principales contribuyentes del ruido producido en la propulsión, debido a factores como:

- La existencia de elementos auxiliares como bombas de aceite, bombas de inyección de combustible y las turbosoplantes del sistema de sobrecarga, entre otros. Este último, producirá un sonido agudo a la frecuencia de paso de las palas del rotor de la turbosoplante.

- Los golpeteos que producen ciertos componentes mecánicos en movimiento alternativo, como puede ser el golpeteo de válvula, el eje de levas, etc.

- Los cambios producidos de presión y turbulencia de los gases durante los procesos de admisión, compresión, combustión, expansión y escape. Además, la emisión sonora aumenta a medida que se incrementa el nivel de carga y por tanto, también lo hace el nivel de presión de combustión.

- El engranaje reductor (encargado de adecuar la velocidad de giro del motor al de la hélice) va a generar componentes discretas en el espectro global del ruido. Este ruido dependerá tanto del número de dientes como de la velocidad a la que engrane.

Además, debido a que las rpm del motor diésel varían según la demanda de propulsión, estos componentes característicos se producirán a frecuencias que dependerán de la velocidad del barco. De esta manera, una mayor velocidad de giro y por tanto una presión de combustión mayor, darán lugar a un incremento del ruido aéreo.

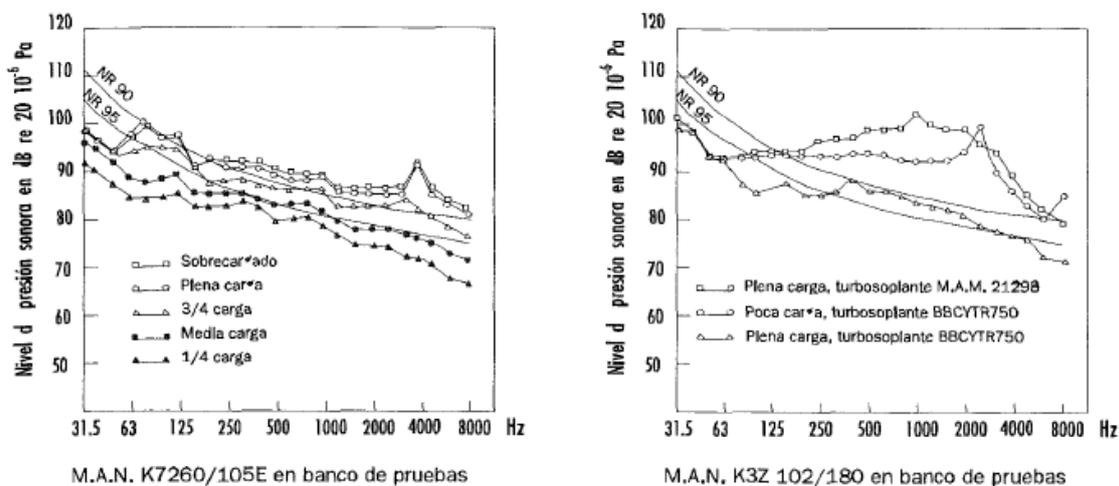


Figura 30: Niveles de ruido motor diésel.

Asimismo, destacan dos tipos de motores diésel:

- Grandes motores de dos tiempos
- Motores de cuatro tiempos, a menudo utilizados en combinación con una reductora y una hélice de paso controlable.

Generalmente, los barcos de gran tonelaje son propulsados por un motor diésel de 2 tiempos de baja velocidad que impulsa directamente una sola hélice. Estos motores funcionan a bajas revoluciones, comprendidos entre 75 y 214 rpm. Debido al tamaño que presentan, se encontrarán conectados rígidamente tanto al casco del barco como al eje de la hélice.

De esta manera, las vibraciones producidas por el motor acabarán transmitiéndose al casco del barco y, de ahí al océano. Como el motor diésel de dos tiempos funciona a bajas rpm, la energía de su firma acústica tendrá un contenido de baja frecuencia (por debajo de 40 Hz).

Por otra parte, los motores diésel de cuatro tiempos operan, generalmente, en un rango comprendido entre 400 y 1800 rpm. Estos tipos de motores suelen tener menos potencia y son más pequeños que los motores diésel de dos tiempos.

Se suele usar este tipo de motores en casi todos los barcos para accionar grupos electrógenos con el fin de suministrar corriente alterna necesaria en los servicios de los barcos. En este caso, los motores auxiliares normalmente operarán a revoluciones comprendidas entre 1500-1600 rpm, pudiéndose aislar mejor la vibración con soportes elásticos.

| Tipos de motores diésel                             | Rápidos                        | Semirrápidos                   | Lentos (2T)       |
|---|--------------------------------|--------------------------------|-------------------|
| Velocidad nominal (rpm)                             | 1000-1800                      | 400-1000                       | 75-214            |
| Niveles medios de ruido en dB (García Posada, 1995) | 97-113 dB                      | 90-112 dB                      | 89-100 dB         |
| Aplicación  | Propulsión y generación marina | Propulsión y generación marina | Propulsión marina |

Tabla 3: Tipos de motores diésel.

En la figura 31, se muestra un gráfico que representa el ruido radiado típico de un motor diésel, según Fischer & Brown (2005):

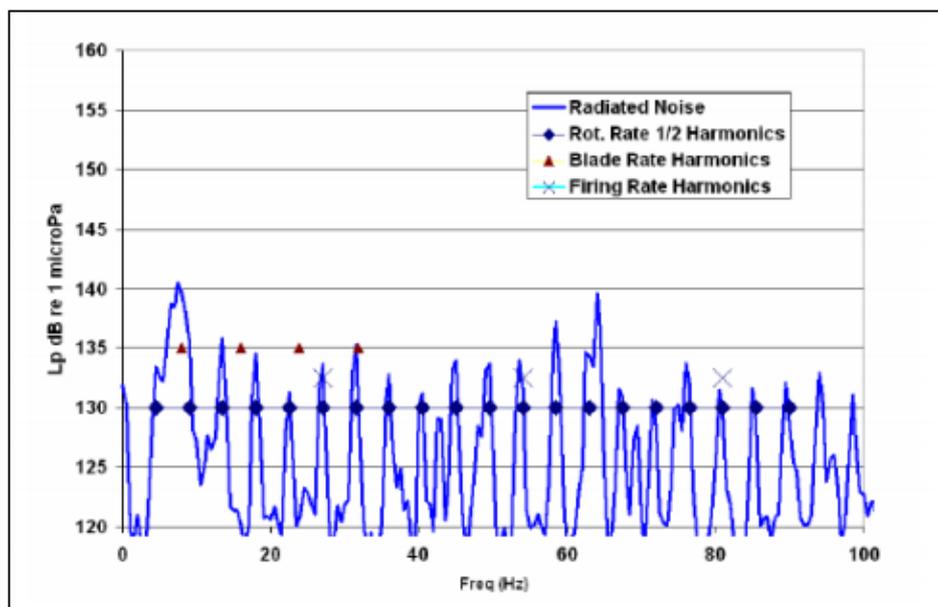


Figura 31: Ruido radiado típico de un motor diésel.

En resumen, en relación al peso, tamaño y a las rpm que presentan los motores diésel, se tendrán que adoptar medidas efectivas para reducir el ruido estructural y aéreo con el fin de ayudar a atenuar el ruido que acaba transmitiéndose.

### 3.2.2.2. Ruido de las turbinas

#### Turbinas de vapor:

Actualmente no se suelen construir buques con turbinas de vapor, limitándose su uso a buques especializados o algún que otro buque mercante, en particular.

Las turbinas de vapor destacan por ser menos ruidosas que los motores diésel al ser máquinas rotativas. Generalmente, el ruido procedente de las turbinas de vapor se debe a los elementos complementarios que llevan acoplados, como engranajes reductores y alternadores.

Cuando circula vapor a altas velocidades, atravesando toberas e incidiendo sobre las coronas de paletas regularmente espaciadas, actúan acústicamente de modo similar a una sirena pero, debido al espesor de las carcassas y a que están acústicamente desacoplados del vapor y el aire circundante, retienen el ruido en su interior, radiando al exterior solo una pequeña parte del generado.

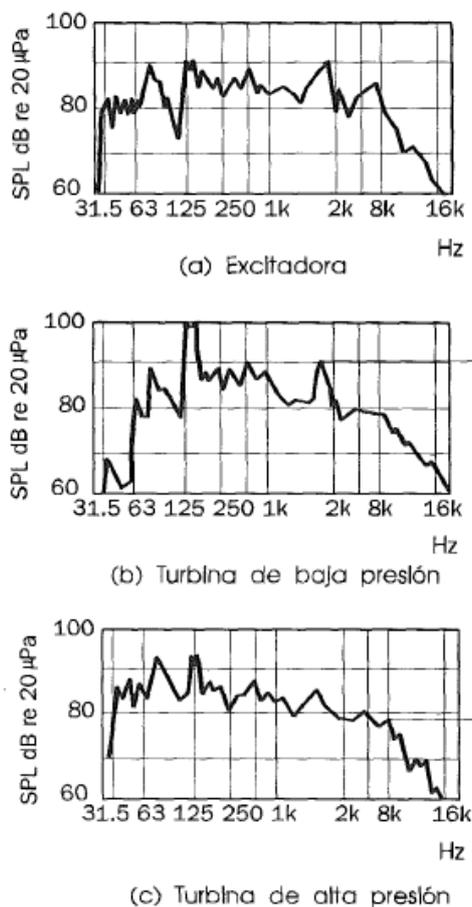


Figura 32: Niveles espectrales de una turbina de vapor.

Según SNAME (1983), el ruido aéreo generado apenas varía con la potencia. Sin embargo, otras fuentes afirman que las instalaciones propulsoras con este tipo de elemento tienden a reducir sus niveles de ruido con el incremento de las potencias instaladas.

| 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|------|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| 88   | 90 | 95  | 97  | 98  | 105   | 107   | 104   | 105   |

Tabla 4: Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz) de turbina de vapor. Fuente: García Posada, 1995.

Se observan valores prácticamente constantes con la frecuencia. Asimismo, actúan otros tipos de elementos que se superponen a los ruidos que la turbina de vapor genera, como los derivados del paso por las válvulas de control del vapor. En caso de pérdidas de vapor, se producirán ruidos adicionales principalmente a altas frecuencias.

### Turbinas de gas:

Por otra parte, se suelen utilizar turbinas de gas con motores eléctricos en aquellas embarcaciones específicas que presenten un requisito exigente en cuanto al ruido y vibraciones a bordo, ya que permite obtener un rendimiento más silencioso al estar encapsuladas. Este tipo de propulsión se encuentra prácticamente solo en los buques de guerra destacando por tener tres focos de ruido aéreo que se solapan: ruido de entrada, ruido de los gases de escape y el ruido mecánico del equipo. Se suelen usar tanto como maquinaria principal como para la producción de electricidad o de equipos auxiliares.

Se caracterizan porque presentan altas frecuencias ligados con los mecanismos de paso de las palas, incluyendo la interacción rotor-estator. Generalmente, se presentan los mayores niveles relacionados con la frecuencia de las palas de la primera etapa de compresión.

En la tabla siguiente se dan niveles típicos a la salida del ruido mecánico de las turbinas de gas con una potencia nominal de 20000 hp. En buques grandes, las turbinas de gas suelen encontrarse en el interior de un cerramiento para disminuir el ruido que emiten, contemplándose ambos supuestos en la tabla siguiente: turbina sin protección y con protección acústica.

|          | 315 | 63  | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| <b>A</b> | 111 | 111 | 118 | 116 | 120 | 121   | 130   | 132   | 130   |
| <b>B</b> | 119 | 119 | 122 | 126 | 121 | 122   | 127   | 127   | 121   |
| <b>C</b> | 110 | 110 | 111 | 109 | 114 | 114   | 119   | 124   | 116   |
| <b>D</b> | 106 | 102 | 101 | 98  | 95  | 93    | 92    | 93    | 91    |

Tabla 5: Frecuencias en bandas de octava (Hz) de turbina de gas. Fuente: García Posada, 1995.

Donde:

- A: En aspiración
- B: En el escape

- C: Mecánico propio, sin protección
- D: Mecánico propio, con protección

En general, las turbinas presentan mejores características en cuanto al ruido subacuático que los motores diésel y dentro de este tipo de propulsión, las turbinas de vapor son más silenciosas que las de gas.

### 3.2.2.3. Propulsión diésel-eléctrica

Este tipo de propulsión es la más usada por las embarcaciones de investigación y aquellos buques que deben de que cumplir requisitos sobre emisiones o firma acústica.

El ruido producido por los barcos diésel-eléctricos procede de los generadores diésel y de los motores de propulsión eléctricos en combinación con los convertidores de frecuencia. Generalmente cuando el buque presenta este tipo de propulsión, los grupos electrógenos diésel se convierten en el principal contribuyente de ruido dentro de la maquinaria, debido a que los motores eléctricos son más silenciosos y por tanto inducen menos ruido a la estructura.

Los motores eléctricos generalmente se encuentran montados rígidamente y son motores de CC, aunque los convertidores de frecuencia modernos y las técnicas de filtrado permiten el uso de motores de CA para proyectos también muy exigentes. Además, están acoplados directamente a hélices de paso fijo debido a la posibilidad de variar la velocidad del motor sin perder eficiencia.

Sin embargo, los motores diésel se montan elásticamente mediante montajes elásticos o en caso de buques con altas exigencias, mediante doble bancada elástica y se colocan dentro de cerramientos acústicos para minimizar la transmisión aérea.

Asimismo, a continuación se recopila una serie de ventajas que presenta este tipo de propulsión respecto al ruido subacuático que generan:

- Menor ruido de propulsión y vibraciones, ya que los motores eléctricos no tienen movimiento alternativo y la planta eléctrica funciona en una condición fija.
- Menor vibración del eje, puesto que pueden ser más cortos.
- Permite ubicarlos en la línea central del barco o incluso por encima de la línea de flotación para catamaranes o barcos SWATH permitiendo así reducir la transmisión de ruido y vibraciones al agua.
- Velocidad variable sin utilizar una hélice de paso controlado, más ruidosa que la hélice de paso fijo.
- No es necesario utilizar reductoras. La hélice puede ser accionada directamente por el motor eléctrico.
- Posibilidad de que algunas embarcaciones operen de forma más silenciosa si las baterías pueden alimentar los motores eléctricos.



Figura 33: Planta de propulsión eléctrica.

#### 3.2.2.4. Ruido de los engranajes

Los engranajes reductores representan una fuente de ruido de vital importancia en los buques, ya que generan ruido aéreo fundamentalmente debido a la interacción rueda-piñón. Un buen diseño y fabricación puede suponer una diferencia en cuanto a nivel de ruido radiado, de hasta 15 dB.

Uno de los inconvenientes que presentan es la imposibilidad de conseguir aislar los engranajes reductores del casco con suficiente efectividad. Por tanto, el ruido que radia puede estar causado, entre otros, por:

- Un desequilibrio dinámico o estático
- Irregularidades que presentan la forma de los dientes
- Rugosidad en la superficie de los dientes

Presentan contribuciones destacables a la frecuencia de rotación del árbol. Según SNAME (1983), el ruido aéreo generado por la línea base se determina a partir de la siguiente expresión:

$$L_{WB} = 69 + 3,4 \log(hp) + 3,4 \log(rpm) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W} \quad (24)$$

Donde  $hp$  se refiere a la potencia de transmisión y  $rpm$  a la velocidad de giro del árbol.

De esta manera, la obtención de los niveles de ruido en bandas de octava se obtiene añadiendo a lo obtenido anteriormente los valores de la tabla siguiente:

| 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|------|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| 8    | 9  | 10  | 12  | 14  | 15    | 16    | 12    | 0     |

Tabla 6: Frecuencias centrales de banda de octava (Hz) de engranajes. Fuente: García Posada, 1995.

Sin embargo, esta forma de obtención del ruido aéreo solo es correcto si los engranajes no han sufrido ningún proceso de amortiguación de los niveles de ruido.

### 3.2.2.5. Ruido de los turbogeneradores de vapor auxiliares

Generan un nivel de ruido aéreo que va a depender de la carga. Los niveles experimentales, fundamentalmente para frecuencias medias y altas, podrán diferir hasta un total de 35 dB si el turbogenerador gira en vacío o a plena carga dependiendo de si el generador se excita estáticamente o dinámicamente.

La expresión que permite conocer el cálculo del nivel básico de ruido aéreo que presenta cuando opera a media y plena carga, es la siguiente:

$$L_{wB} = 60 + 10 \log(kW) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W} \quad (25)$$

Donde kW se refiere a la carga del generador medida en kW.

De esta manera, los niveles en bandas de octava se calculan sumando al valor obtenido en la expresión anterior, los valores presentes en la siguiente tabla:

|   | 315 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|---|-----|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| A | 2   | 7  | 8   | 12  | 10  | 10    | 11    | 6     | 5     |
| B | 14  | 10 | 8   | 12  | 10  | 13    | 11    | 7     | 8     |

Tabla 7: Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz) de turbogeneradores de vapor auxiliares. Fuente: García Posada, 1995.

Siendo:

- A: cuando ésta presenta excitación estática.
- B: cuando ésta presenta excitación dinámica.

### 3.2.2.6. Bombas

Estas suelen causar un importante ruido aéreo en casi todos los buques. Presenta un espectro de sonido, casi siempre, de banda ancha, en el que destacan picos de frecuencia provocados por las partes móviles.

Según Severino García posada (1995), que a su vez se basa en Meyerson, las causas que están detrás del ruido de las bombas son:

- Vibraciones torsionales.
- Huelgos inadecuados entre rodete e impulsor.
- Fuerzas de reacción.
- Mala lubricación.
- Velocidad de circulación del fluido muy alta.
- Desequilibrio y resonancias del eje.
- Desajustes.
- Flexiones fluctuantes del árbol.
- Asimetrías elásticas.
- Desalineación.
- Rodamientos defectuosos.
- Ruido generado en los acoplamientos.
- Superficies que se proyectan a la corriente fluida.

- Distancias inadecuadas entre rodete y carcasa.
- Cargas inadecuadas.
- Cavitación.
- Recirculación entre la succión y la descarga.
- Excesiva carga por etapa.
- Flujo de alta velocidad en el espacio rodete/carcasa.

Para bombas alternativas el nivel de ruido aéreo dependerá de la presión que pueda suministrar. Por tanto, dependiendo de si son bombas alternativas o de otro tipo, el nivel base se evalúa mediante:

$$L_{wB} = 75 + 30 \log\left(\frac{psi}{3000}\right) dB \text{ re } 10^{-12} W \text{ ( } B. \text{alternativas)} \quad (26)$$

$$L_{wB} = 15 + 10 \log(hp) + 15 \log(rpm) dB \text{ re } 10^{-12} W \text{ ( } otras \text{ bombas)} \quad (27)$$

Donde psi se refiere a la presión manométrica de las bombas, hp a la potencia del motor de la bomba y rpm a la velocidad de giro.

De esta manera, para obtener los niveles en bandas de octava de las bombas alternativas, se ha de sumar al valor obtenido en la expresión, los valores de la siguiente tabla:

| 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|------|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| 5    | 11 | 15  | 21  | 29  | 25    | 22    | 15    | 9     |

Tabla 8: Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz) de bombas alternativas. Fuente: García Posada, 1995.

Asimismo, tanto para bombas centrifugas sin cavitación como para bombas de engranajes, los valores en bandas de octava se obtienen sumando al valor de la línea base, los valores de a continuación:

|   | 315 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|---|-----|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| A | 25  | 25 | 26  | 26  | 27  | 29    | 26    | 23    | 18    |
| B | 35  | 35 | 36  | 36  | 37  | 39    | 36    | 33    | 28    |

Tabla 9: Frecuencias centrales de bandas de octava (Hz). Fuente: García Posada, 1995.

Donde:

- A: son las bombas centrifugas.
- B: son las bombas de engranajes.

En general, el espectro acústico destaca por ser en la mayoría de las ocasiones de banda ancha con ciertos picos a causa de las frecuencias propias de las partes móviles que lo conforman.

### 3.2.2.7. Ruido de los quemadores

Los niveles de ruido aéreo de las unidades mayores prácticamente igualan a las que se detectan en aquellas más pequeñas. Según Bitterlich (1980), un aumento en la concentración de combustible que se mezcla con el aire provoca un incremento del ruido. Asimismo, el nivel de ruido a frecuencias altas crece cuando se quema una mezcla más difícil de gases, tal y como muestra las siguientes figuras:

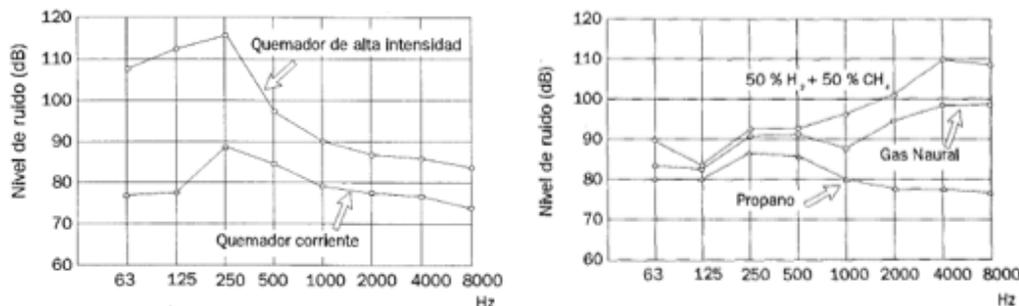


Figura 34: A la izquierda, el ruido espectral emitido por un quemador; A la derecha, la diferencia entre los niveles espectrales del ruido de un quemador según el tipo de combustible.

A continuación, se muestran los niveles de ruido capaz de generar un quemador sin tener en cuenta la contribución de los soplantes:

| 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|------|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| 95   | 96 | 97  | 94  | 92  | 92    | 85    | 83    | 85    |

Tabla 10: Frecuencias en bandas de octava (Hz) de los quemadores. Fuente: García Posada, 1995.

### 3.2.2.8. Ruido de los compresores de aire

En el caso de los compresores de aire alternativos, estos no dependerán en gran medida del caudal. Los niveles de ruido espectral que emiten para aquellos motores con potencia inferior a 100 hp se muestran a continuación:

| 31,5 | 63  | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|------|-----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| 108  | 108 | 108 | 112 | 110 | 101   | 100   | 95    | 95    |

Tabla 11: Frecuencias de bandas de octava (Hz) de los compresores de aire. Fuente: García Posada, 1995.

Asimismo, los niveles de ruido aéreo para compresores de aire centrífugos van a depender de la potencia del motor. En la tabla siguiente se muestran los valores típicos de ruido en función de la potencia que presentan:

|   | 315 | 63  | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| A | 93  | 95  | 98  | 102 | 102 | 93    | 92    | 85    | 82    |
| B | 98  | 100 | 102 | 107 | 107 | 98    | 97    | 90    | 87    |
| C | 103 | 105 | 108 | 112 | 112 | 108   | 102   | 95    | 92    |

Tabla 12: Frecuencias de bandas de octava (Hz) en función de la potencia. Fuente: García Posada, 1995.

Siendo:

- A: potencia menor a 10 hp.
- B: potencia entre 10 y 100 hp.
- C: potencia mayor a 100 hp.

### 3.2.2.9. Ruido de los compresores de refrigeración y aire acondicionado

Los compresores alternativos destacan por tener niveles altos de ruido aéreo a bajas frecuencias a causa de la contribución tonal del árbol, las carreras por segundo del pistón y los armónicos de estas frecuencias. Según SNAME (1983), para motores con potencia menor a 50 hp, los niveles en bandas de octava suelen ser del orden siguiente:

| 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|------|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| 86   | 95 | 93  | 98  | 98  | 98    | 95    | 91    | 86    |

Tabla 13: Frecuencias de bandas de octava (Hz) de compresores de refrigeración y aire acondicionado. Fuente: García Posada, 1995.

### 3.2.2.10. Ruido de los equipos de ventilación

En general, el ruido provocado por los sistemas de ventilación forzada y aire acondicionado se deben a:

- Los conductos donde circula el aire, así como las velocidades que presenta dicho aire.
- Las salidas del aire a través de los difusores.
- Las entradas del aire a la instalación por medio de las aspiraciones.
- El ruido procedente del propio ventilador y su motor.

Asimismo, SNAME (1983) facilita una expresión para la obtención de los niveles de ruido aéreo. Consiste en añadir a la expresión de siguiente los valores de la tabla 14:

$$L_{wB} = 10 \log(cfm) + 20 \log(sp) \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W} \quad (28)$$

Donde:

- Cfm: hace referencia al causal del ventilador, medido en pies cúbicos por minuto.
- Sp: es la caída de presión estática.

|          | 315 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|----------|-----|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| <b>A</b> | 36  | 39 | 38  | 36  | 30  | 27    | 24    | 19    | 15    |
| <b>B</b> | 36  | 41 | 37  | 37  | 36  | 35    | 30    | 26    | 21    |
| <b>C</b> | 42  | 50 | 46  | 41  | 36  | 31    | 28    | 26    | 23    |
| <b>D</b> | 51  | 55 | 50  | 48  | 41  | 40    | 36    | 36    | 35    |
| <b>E</b> | 50  | 46 | 39  | 40  | 37  | 37    | 33    | 32    | 26    |
| <b>F</b> | 44  | 46 | 47  | 48  | 48  | 48    | 46    | 42    | 41    |
| <b>G</b> | 45  | 42 | 44  | 45  | 47  | 45    | 45    | 40    | 37    |
| <b>H</b> | 53  | 50 | 49  | 48  | 47  | 45    | 44    | 42    | 31    |

Tabla 14: Frecuencias de bandas de octava (Hz) de los equipos de ventilación. Fuente: García Posada, 1995.

Siendo:

- A: sección de pala en ala de avión
- B: línea media encorvada hacia atrás
- C: línea media encorvada hacia adelante
- D: pala radial
- E: pala tubular
- F: vane axial
- G: tubo axial
- H: propulsor

### 3.2.2.11. Ruido del flujo en equipos HVAC

Se produce ruido cuando el aire se transmite por el interior de los conductos HVAC al haber giros, ramificaciones, algún cambio de tamaño o presentan algún sistema de amortiguamiento.

En general, el ruido de ventilación se puede considerar como una combinación de ruido aéreo y ruido mecánico. El ruido causado por estos sistemas se puede reducir considerablemente, incluso mitigarse, con un diseño acústico adecuado. Es aconsejable que la velocidad del aire en los ramales principales no supere los 5 m/s, y en los secundarios los 3,5 m/s. Cuando el aire sale por las bocas de descarga, se va a producir un ruido que dependerá de la velocidad de corriente de dicho aire.

Como se ha dicho anteriormente, el ruido que provoca los conductos se debe, generalmente, a la velocidad del aire, así como los cambios de dirección a través de codos e intersecciones. Asimismo, en las zonas receptoras, la preocupación se encuentra en el ruido que causa la rejilla cuando el aire se propaga a lo largo del conducto. El paso del aire por la rejilla o difusor dependerá de la posición más o menos abierta de la regulación y de la absorción acústica del local donde se encuentren dichas rejillas o difusores.

Asimismo, SNAME (1983) indica una fórmula para el cálculo del nivel base de ruido aéreo:

$$L_{wB} = 188 + 10 \log S + 30 \log(\Delta P) - 60 \log V \text{ dB re } 10^{-12} \text{ W} \quad (29)$$

Donde  $S$  hace referencia al área de la sección del conducto, en pies cuadrados,  $\Delta P$  es igual a la caída de presión en el difusor y  $V$  es la velocidad de la corriente de aire, medida en pies por minuto.

De esta forma, mediante la suma del valor de la expresión anterior a los valores de la tabla, se obtiene los niveles en bandas de octava que produce este elemento, de tal forma:

|          | 315 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz | 8 kHz |
|----------|-----|----|-----|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| <b>A</b> | 33  | 38 | 41  | 43  | 43  | 38    | 34    | 27    | 21    |
| <b>B</b> | 38  | 43 | 48  | 51  | 53  | 50    | 46    | 41    | 34    |
| <b>C</b> | 44  | 51 | 56  | 59  | 61  | 60    | 56    | 51    | 45    |
| <b>D</b> | 47  | 54 | 61  | 65  | 67  | 67    | 64    | 59    | 53    |
| <b>E</b> | 50  | 57 | 64  | 69  | 73  | 74    | 71    | 67    | 62    |
| <b>F</b> | 54  | 60 | 68  | 73  | 77  | 79    | 78    | 74    | 69    |
| <b>G</b> | 57  | 65 | 72  | 77  | 83  | 85    | 85    | 82    | 78    |
| <b>H</b> | 59  | 67 | 74  | 80  | 85  | 88    | 89    | 87    | 81    |
| <b>I</b> | 61  | 79 | 78  | 84  | 89  | 93    | 95    | 93    | 89    |
| <b>J</b> | 68  | 73 | 80  | 88  | 94  | 98    | 101   | 99    | 97    |

Tabla 15: Frecuencias de bandas de octava (Hz) de los equipos HVAC. Fuente: García Posada, 1995.

Donde las letras que se muestran en la tabla, hacen referencia a las velocidades de corriente, en pies/minuto:

|          |          |          |          |          |
|----------|----------|----------|----------|----------|
| <b>A</b> | <b>B</b> | <b>C</b> | <b>D</b> | <b>E</b> |
| 400      | 600      | 800      | 1000     | 1250     |
| <b>F</b> | <b>G</b> | <b>H</b> | <b>I</b> | <b>J</b> |
| 1600     | 2000     | 2500     | 3200     | 4000     |

Tabla 16: Velocidades de corriente en equipos HVAC. Fuente: García Posada, 1995.

### 3.2.3. Casco

Se puede citar el casco como una fuente productora de ruido. El rozamiento que ejerce el paso del agua por la superficie del casco y sus apéndices puede llegar a generar ciertas turbulencias transformadas en ruido. Normalmente este ruido se caracteriza por ser función de la velocidad del buque, teniendo una intensidad menor a bajas velocidades y llegando a afectar de forma negativa con el aumento de esta. De esta manera, la radiación al mar que produce el casco tiene dos principales fuentes:

- Vibración y ruido de los tipos de maquinaria y partes giratorias a bordo del barco, que se transfiere al casco del barco y se radia al mar.
- Variación de presiones debido a la aparición y desaparición de la cavitación en el casco del buque.

El casco del buque, a su vez, puede llegar a ser el principal causante de la cavitación en la hélice cuando su diseño no ha resultado apropiado. Un buen diseño en las formas del casco también reducirá la resistencia, provocando un menor consumo de potencia para la misma velocidad, con ahorros económicos y disminución en cuanto a contaminación se refiere. Además, en el caso de que este proporcione un

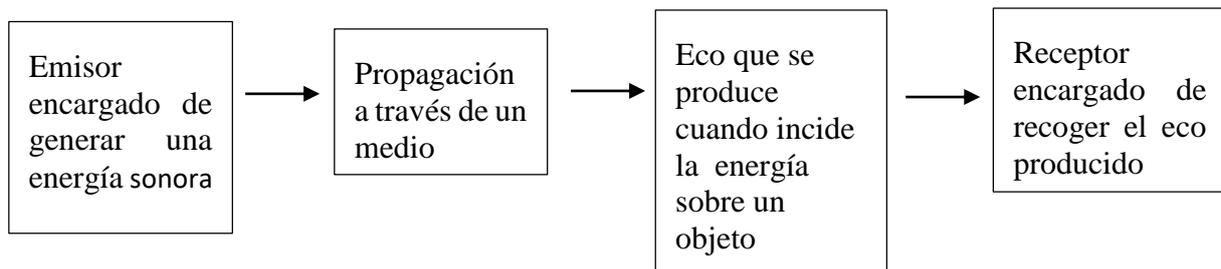
flujo de entrada más uniforme y suave a la hélice, aumentará la eficiencia reduciendo a su vez la vibración y el ruido.

### 3.2.4. Otros equipos adicionales

#### 3.2.4.1. El sonar

La palabra Sonar (SOUND NAVIGATION AND RANGING) es un dispositivo capaz de detectar, ubicar o localizar objetos en el mar por medio de ondas de sonido, por lo que es ampliamente utilizado en embarcaciones de recreo, de pesca, comerciales, y de uso militar.

En general, la forma que tiene de actuar este dispositivo se basa en:



Existen dos tipos de sonar: el sonar activo y el sonar pasivo, pudiendo trabajar en un rango amplio de frecuencias, clasificándose en baja (< 1 kHz), media (entre 1 a 10 kHz) y alta frecuencia (> 10 kHz).

El sonar activo es el equipo que detecta objetos bajo el agua a partir del eco que se produce cuando los pulsos de sonido que genera el dispositivo inciden sobre un objeto bajo el mar. Estos pulsos pueden ser de onda continua o modulada en frecuencia.

En cambio, el sonar pasivo se limita a recibir el sonido que procede de los objetos sumergidos. Está compuesto de un único receptor capaz de captar el sonido de una fuente externa.

Asimismo, los sonares son utilizados en diversas aplicaciones, tanto militar como civil. Por ejemplo, está el sonar de baja frecuencia (LFA), usado para la vigilancia militar a gran escala, proporcionando información a cientos de kilómetros. La parte pasiva que presenta (llamada SURTASS) está compuesta de una serie de hidrófonos para la escucha, mientras que la parte activa (LFA) presenta una serie de transmisores acústicos bajo el barco capaz de proporcionar sonidos a frecuencias comprendidas entre 100 y 500 Hz. Como bien se verá en el capítulo siguiente, este sonar supone una amenaza para los cetáceos.

Además de este tipo de sonar, existen otros sonares militares de media frecuencia, como el AN/SQS-53C. Este trabaja a frecuencias comprendidas entre 2,6 y 3,3 kHz.

Finalmente, en la aplicación civil destacan los ecosondas y los sonares de pesca comerciales. Estos funcionan a frecuencias comprendidas entre 8 y 30 kHz con niveles de fuente que van hasta los 220 dB re 1µPa @ 1m (Ministerio de agricultura, 2012). Las frecuencias más altas se atenúan rápidamente por absorción, pero la contribución al ruido ambiental es significativa.

En el caso de los sonares de pesca comercial, estos también pueden hacer una contribución importante al ruido ambiental debido a que trabajan a frecuencias más bajas a mayor potencia.

#### 3.2.4.2. *Dispositivos acústicos de disuasión y acoso*

##### **Dispositivos de hostigamiento o acoso acústico (AHD):**

Estos dispositivos se han desarrollado con el objetivo de disuadir a los mamíferos marinos de la pesca. Producen sonidos omnidireccionales de frecuencias comprendidas entre 10 y 25 kHz y de alta potencia con el fin de asustar y / o inducir dolor y desplazar dichos mamíferos a aquellas zonas libres del cultivo de peces.

##### **Dispositivos acústicos de disuasión (ADD):**

Es un dispositivo de generación de sonido submarino y se usan con el fin de advertir a los mamíferos marinos de la presencia de redes u otros aparatos de pesca para evitar cualquier enredo o enganche. Estos tonos de advertencia se producen a baja intensidad con frecuencias medias/altas.



## Capítulo 4: La importancia del sonido en los cetáceos

El sonido submarino juega un papel fundamental en la vida de gran parte de las especies que usan este medio para realizar funciones esenciales. Este capítulo, a partir de artículos e investigaciones llevadas a cabo en las últimas décadas, permitirá conocer cómo puede llegar a interferir en la vida de los animales marinos como los cetáceos.

Como ya sabemos los mamíferos marinos, en especial los cetáceos, dependen en gran medida del sonido para realizar las funciones biológicas esenciales, debido a que generalmente viven en aguas profundas donde la visibilidad es prácticamente nula, lo que les lleva a desarrollar el oído. El sonido puede llegar a recorrer varios miles de kilómetros bajo el agua a niveles tan altos como para llegar a afectar a estos animales, puesto que utilizan el oído como su sentido principal para realizar funciones vitales como:

- El eco-localización: es la capacidad para producir sonidos de baja a media frecuencia con el fin de detectar los ecos que se producen cuando los sonidos rebotan en objetos lejanos.
- Navegación: el sonido (particularmente los de baja frecuencia), gracias a los canales sonoros producidos bajo el agua, podrá viajar grandes distancias llegando a zonas muy lejanas.
- Comunicación: es la producción de una señal que será recibida por otro organismo generando una respuesta. La mayoría de estas comunicaciones se produce en forma de señales acústicas.
- Presa: el sonido es usado por los cetáceos en muchas ocasiones para debilitar y aturdir a su presa por medio de sonidos intensos.



Figura 35: Problemas de comunicación entre cetáceos por el ruido causado por los buques.

Las vocalizaciones de los cetáceos nos dan una idea de la sensibilidad auditiva que presentan, a frecuencias que pueden ser desde pulsos ultrasónicos de más de 180 kHz en ciertos delfines hasta gemidos de baja frecuencia de 10 Hz producido por las ballenas azules.

| Grupo de audición funcional                                  | Rango de audición funcional |
|--|-----------------------------|
| <b>Cetáceos, baja frecuencia (misticetos)</b>                | 7 Hz a 30 kHz               |
| <b>Cetáceos, frecuencia media (delfines, odontocetos)</b>    | 150 Hz a 160 kHz            |
| <b>Cetáceos, alta frecuencia (marsopas, delfines de río)</b> | 200 Hz a 180 kHz            |

Tabla 17: Rango de audición de los cetáceos.

Asimismo, es muy difícil evaluar como el ruido antropogénico actúa en el comportamiento de estas especies. La investigación afirma que pueden causar una gran variedad de impactos, desde simples lesiones en la audición hasta incluso provocar la muerte. Todo esto dependerá de diversos factores, entre los que se encuentra:

- La fuente sonora.
- La duración del ruido.
- La frecuencia.
- La sensibilidad que presentan las especies.

De este modo, Simmonds y Dolman (1999) plasmaron las consecuencias generales que el ruido ocasionaba a los cetáceos:

- a) Daños físicos auditivo y no auditivo:
  - Daños graves a las estructuras auditivas (oídos)
    - Daños a tejidos corporales debido a la presión acústica
    - Desorientación ocasionada por los daños causados en los órganos de equilibrio
  - Cambio temporal o permanente del umbral de audición. Puede ocasionar una reducción en la sensibilidad auditiva que tienen a ciertas frecuencias, con la posibilidad de recuperarla en un futuro (TTS) o bien que sea irrecuperable (PTS).
  - Daños a tejidos vitales debido a un embolismo gaseoso y graso, pudiendo ocasionar una reacción de escape.
  
- b) Daños perceptivos:
  - Enmascaramiento de las comunicaciones entre especies así como de sonidos considerados biológicamente importantes.
  - Interferencia con la capacidad de interpretar acústicamente el entorno.
  - Cambio adaptativo de vocalizaciones

c) Comportamientos:

- Interrupción grave de la conducta normal, llegando a poder causar una alteración en los ritmos respiratorios y de inmersión, movimientos anómalos, etc.
- Desplazamiento de un área, ya sea a corto o largo plazo.

d) Efectos crónicos/estrés:

- Disminución de la viabilidad del individuo
- Mayor vulnerabilidad a la hora de sufrir enfermedades
- Mayor potencial de impactos por efectos acumulativos que llegan a ser negativos.
- Sensibilización al ruido lo que agrava otros efectos
- Habitación al ruido que hace que los animales permanezcan dentro del rango de daño.

e) Efectos indirectos:

- Reducción en la disponibilidad de presas
- Mayor vulnerabilidad a la depredación u otros peligros

Entre las consecuencias con mayor impacto descubiertos hasta la fecha y relacionadas con los buques, se encuentra el problema del enmascaramiento de sonidos y los causados por el sonar.

En el primer caso, este actúa superponiéndose al sonido producido por los cetáceos, llegando a provocar una disminución parcial o total de la capacidad de un animal para detectar sonidos o señales relevantes. El tráfico marítimo contribuye a la producción de estos ruidos submarinos, destacando por el enmascaramiento que llegan a causar al usar sonidos de baja frecuencia. También pueden estos llegar a producir frecuencias más altas (entre 1 a 25 kHz) cuando el animal se encuentra cerca de la fuente. Todo esto supone una preocupación creciente a medida que la velocidad y el número de embarcaciones motorizadas crecen. (F.H, et al., 2009).

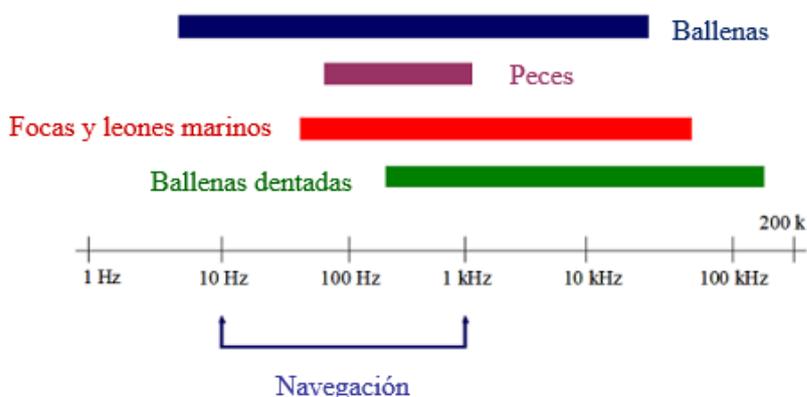


Figura 36: Rango de frecuencias usadas por los buques y diversos animales marinos.

Asimismo, muchos problemas auditivos y varamientos masivos que se han observado están relacionados con el impacto del sonar. Casualmente los varamientos coincidían con pruebas militares, en donde destaca a nivel nacional las islas Canarias.

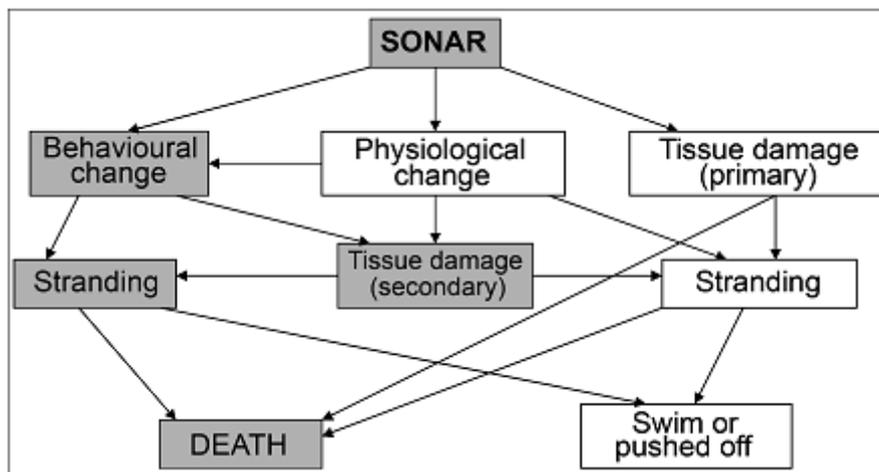


Figura 37: Esquema sobre los problemas que causa el Sonar.

Uno de los sonares que más destaca, y que se verá a continuación, es el SURTASS LFAS. Este fue desarrollado por la armada de EEUU y ha generado un controvertido debate desde hace años debido a que se le relacionan gran cantidad de varamientos masivos.

Varamientos de cetáceos tras maniobras militares entre 1985 a 2004:

**Stranding of cetaceans following naval military manoeuvres**

|             | 1985-1989 |    |    |    |    | 1990-1999 |    |    |    |    | 2000-204 |    |    |    |    |
|-------------|-----------|----|----|----|----|-----------|----|----|----|----|----------|----|----|----|----|
|             | 85        | 86 | 87 | 88 | 89 | 91        | 96 | 97 | 98 | 99 | 00       | 01 | 02 | 03 | 04 |
| Azores      |           |    |    |    |    |           |    |    |    |    |          |    |    |    | X  |
| Bahamas     |           |    |    |    |    |           |    |    |    |    | X        |    |    |    |    |
| California  |           |    |    |    |    |           | X  | X  |    | X  |          |    | X  |    |    |
| Canary Is.  | X         | X  |    | X  | X  | X         |    |    |    |    |          |    | X  |    | X  |
| US Atlantic |           |    | X  |    |    |           |    |    | X  |    | X        | X  |    |    |    |
| Greece      |           |    |    |    |    |           | X  |    |    |    |          |    |    |    |    |
| Hawaii      |           |    |    |    |    |           |    |    | X  |    |          |    |    |    |    |
| Hebrides    |           |    |    |    |    |           |    |    |    |    | X        |    |    |    |    |
| Virgin Is.  |           |    |    |    |    |           |    |    | X  | X  |          |    |    |    |    |
| Madeira     |           |    |    |    |    |           |    |    |    |    | X        |    |    |    |    |
| Vieques     |           |    |    |    |    |           |    |    | X  |    |          |    | X  |    |    |
| Washington  |           |    |    |    |    |           |    |    |    |    |          |    |    | X  |    |



Figura 38: Varamientos de cetáceos en diversas zonas.

## 4.1. SONAR SURTASS LFAS

Corresponde al sonar de alta precisión llamado **Surveillance Towed Array Sonar System Low Frequency Active** y es un sonar activo de baja frecuencia.

Se caracteriza por el uso de ondas sonoras de baja frecuencia, comprendido entre 450 y 700 Hz, e intensidad alta (llegando a ser superior a los 200 dB). Estos sonares son capaces de emitir cientos de ondas sonoras (ya sea durante un minuto o a intervalos de tiempo de 10-15 minutos) en pocos segundos, viajando y detectando objetos a cientos de metros y kilómetros bajo el agua, y siendo capaz de visualizar el objeto a partir del rebote de las ondas a un receptor que los interpreta.

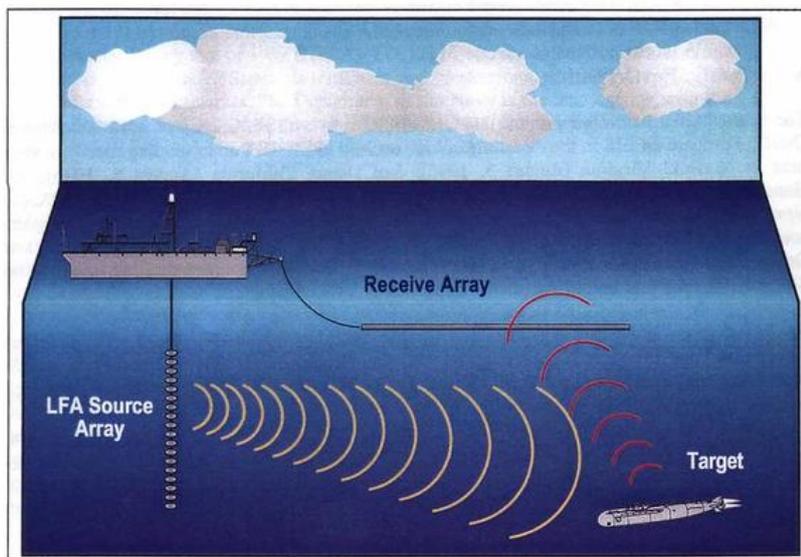


Figura 39: Sistema sonar LFAS.

En 1997, la comisión de mamíferos marinos del congreso de los Estados Unidos reconocía en un informe el impacto que podría provocar el sonar LFAS al emitir niveles de 220 decibelios, pero pudiendo llegar hasta los 240 dB. Además, se afirmó que los niveles superiores a 180 decibelios tenían efectos potencialmente dañinos sobre los cetáceos siendo este capaz de producir daños muy graves en los organismos vivos, en especial aquellos más sensibles.

Entre las conclusiones de este informe existían declaraciones de “muerte por hemorragia pulmonar y otros traumatismos tisulares; pérdida total o parcial de la audición; interrupción de la alimentación, los hábitos de reproducción y la comunicación acústica y sensorial, así como otros cambios vitales de comportamiento”. Además, estos efectos tendían a conducir a:

- Disminuciones en la supervivencia y productividad, con el peligro que esto podría provocar para la reproducción y supervivencia de las especies y el tamaño de sus poblaciones.
- Perturbaciones en cuanto a cambios en las rutas migratorias, al evitar las tradicionales zonas de alimentación y cría y otros hábitats importantes,
- Daño psicológico y estrés, haciendo a los animales más vulnerables a las enfermedades.

Por consiguiente, se recogen algunos varamientos importantes ocurridos a nivel mundial causados por el uso de sonares militares:

- Costa griega del golfo de KYPARISSIAKOS, año 1996: 12 ballenas picudas de Cuvier se encontraron varadas a causa de maniobras militares usando el sonar LFA (este se encontraba emitiendo a 150 dB).
- Bahamas, año 2000: 16 cetáceos fueron encontrados varados con la consiguiente muerte de 9 de ellos. La consecuencia de que se produjera este varamiento estaba detrás de seis barcos de la armada de EEUU que usaron un sonar de frecuencia media.
- Canarias, año 2002: 27 ballenas de tres especies distintas, de las cuales 14 murieron, se encontraron varadas. La causa estaba detrás de unas maniobras navales que llevo a cabo la OTAN.

Para finalizar con este apartado, la tabla siguiente muestra un resumen sobre los efectos generales que pueden presentar los mamíferos marinos y que de alguna forma han podido ser relacionados con buques, así como los sistemas que estos llevan implantados:

| <b>Fuente</b>                             | <b>Efectos de mayor preocupación</b>   |
|---|--|
| <b>Buques</b>                             | Enmascaramiento<br>Desplazamiento del hábitat  |
| <b>Embarcaciones de recreo</b>            | Enmascaramiento<br>Cambios de comportamiento<br>Otros efectos producidos por el cambio en el comportamiento                        |
| <b>Sónares de baja y media frecuencia</b> | Trauma físico<br>Pérdida de audición<br>Cambio de comportamiento<br>Otros efectos producidos por el cambio en el comportamiento    |
| <b>Otros tipos de sónares</b>             | Enmascaramiento<br>Cambios de comportamiento<br>Pérdida de audición<br>Otros efectos producidos por el cambio en el comportamiento |

Tabla 18: Efectos sobre los cetáceos producidos por buques y equipos.

## 4.2. LEGISLACIÓN SOBRE EL RUIDO SUBACUÁTICO

Dado que el ruido submarino es un problema existente a nivel mundial con efectos negativos, como se ha visto, existen una serie de convenios internacionales y regionales los cuales representan un papel fundamental para establecer un marco regulatorio en la gestión del ruido submarino. Estos establecen los objetivos principales para la protección del medio marino, promoviendo acciones para mitigar este ruido.

A continuación, se procederá a realizar un repaso sobre algunos de los convenios internacionales y regionales, los acuerdos más destacados y las directivas de la Unión Europea en cuanto al ruido submarino.

#### 4.2.1. Convenios internacionales

En 1986 la comisión ballenera internacional (CBI) llevó a cabo un estudio para la implantación de normativas contra el ruido submarino, nunca planteado hasta entonces. Esta se encargó de identificar los impactos del ruido antropogénico como un tema prioritario de investigación. Además, ofrecía a los gobiernos recomendaciones para intentar reducir el ruido subacuático.

Posteriormente, en 1997 entró en vigor el Convenio de las naciones unidas sobre el derecho del mar (UNCLOS), que establecía un marco normativo internacional para todos los usos que estaban relacionados con el océano así como sus recursos, buscando siempre *promover los usos pacíficos de los mares y océanos, la utilización equitativa y eficiente de sus recursos, la conservación de sus recursos vivos y el estudio, protección y preservación del medio marino* (Aguilar & Tejedor, 2012).

Además, definió la contaminación del medio marino como aquella introducida por el hombre, ya sea de forma directa o indirecta, de aquellas sustancias o energías en el medio marino capaces de producir un efecto nocivo. De esta manera, y sabiendo que el sonido es una energía capaz de tener efectos adversos en el mar, se consideró este como contaminante.

El convenio OSPAR para la protección del medio ambiente marino del atlántico del nordeste entró en vigor en 1998 de la fusión de la convención de Oslo y la convención de Paris (destinada a prevenir la contaminación marina de origen terrestre).



Figura 40: Logo OSPAR. La imagen de la derecha representa los países que forman parte del convenio OSPAR.

Los objetivos principales que presenta este convenio eran:

- Prevenir y eliminar la contaminación
- Proteger el mar de los efectos negativos provocados por las actividades humanas
- Proteger la salud humana
- Conservar los ecosistemas marinos
- Restaurar las áreas marinas afectadas

Asimismo, en 2009 la comisión OSPAR aprueba un documento de evaluación de los impactos que el ruido submarino ocasiona en el medio marino, así como introduce un apartado sobre la contaminación marina. En él, se expresa la necesidad de incrementar los esfuerzos de todos los países miembros con el fin de desarrollar y aplicar medidas para mitigar y reducir los impactos sobre la vida marina causadas por el ruido submarino.

Así, este convenio expresa la idea de que las medidas más efectivas para mitigar el efecto que tiene el ruido sobre las especies es llevando a cabo una serie de restricciones geográficas y estacionales, evitando que las actividades humanas se puedan llevar a cabo en aquellos lugares o épocas del año donde las zonas son frecuentadas por mamíferos marinos sensibles.

Del mismo modo, en 2005 la organización marítima internacional (OMI) en su resolución A.982 (24) reconocía el ruido como *uno de los vertidos, emitidos por los buques, que puede causar daños al medio ambiente marino y a los recursos vivos del mar*. En Julio de ese mismo año, la OMI presentó en el MEPC 59/19 su primer informe sobre el tema llamado **Ruido producido por el tráfico marítimo comercial e impactos adversos sobre la vida marina** donde se analizaban las fuentes de ruido submarino de baja frecuencia (<1 kHz) más importantes.

Además, esta resolución indica algunas medidas de protección, como:

- Designar restricciones de descarga específicas.
- Identificar áreas a evitar.
- Adoptar rutas de navegación de acuerdo a esas áreas.

En 2008, se acordó desarrollar directrices técnicas no obligatorias con el fin de minimizar la introducción del ruido submarino, aprobándose posteriormente en el año 2014. Se llevaron a cabo estas directrices para reducir el ruido submarino de la navegación comercial cuyo único fin era la de abordar los impactos adversos sobre la vida marina a partir de centrarse en aquellas fuentes primarias de ruido submarino.

Pero es sobre todo en el convenio de Barcelona para la protección del medio marino y de la región costera mediterránea (2008), donde se comienza a gestar la normativa que se rige actualmente en la Unión Europea. En ella, se definían 11 objetivos ecológicos, en el que uno de ellos hacía referencia a la introducción de energía en el medio marino con especial atención al ruido submarino.

#### 4.2.2. Acuerdos

##### ASCOBANS:

La preocupación que genera el aumento de ruido causado por el hombre en el océano (principalmente la explotación de petróleo y gas), han llevado a diversos estados del norte de Europa a crear un acuerdo sobre la conservación de los pequeños cetáceos en el mar Báltico y del Norte. Este acuerdo, conocido como ASCOBANS y que entró en vigor en 1994, es uno de los pocos acuerdos regionales que aborda la contaminación acústica submarina.

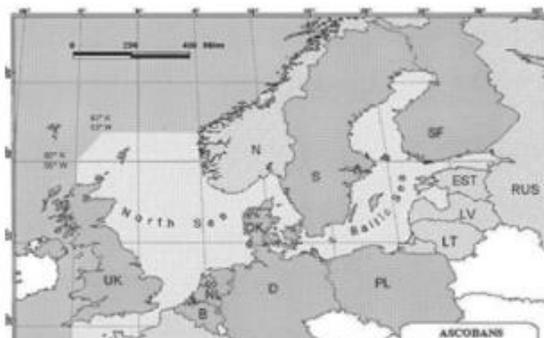


Figura 41: Logo ASCOBANS. Mapa de los estados que conforman el acuerdo de ASCOBANS.

El propósito que presenta es la de mantener *un estado de conservación adecuado para los pequeños cetáceos*, donde cada estado miembro debe *ser capaz de aplicar, dentro de sus límites jurisdiccionales y de conformidad con las obligaciones internacionales, aquellas medidas necesarias para la conservación, investigación y gestión*.

ASCOBANS, en julio de 2000, adoptó una resolución que trataba específicamente las perturbaciones acústicas. Esta resolución invitaba a los estados miembros a:

- Alterar el calendario de sondeo, así como minimizar su duración
- Reducir los niveles de ruido en lo posible
- Evitar iniciar sondeos cuando se sepa de la existencia de cetáceos en los alrededores
- introducir nuevas medidas en zonas consideradas de especial importancia para los cetáceos
- Desarrollar un sistema de monitoreo

### **ACCOBAMS:**

Fue creado en 1996 con el fin de reducir las amenazas a los cetáceos en el mediterráneo y en el mar negro, entrando en vigor posteriormente en 2001. Se conoce como acuerdo sobre la conservación de los cetáceos en el mar negro, mediterráneo y la zona atlántica contigua (ACCOBAMS).

En 2007 se aprobó la resolución 4.17 conocida como **Directrices para tratar el impacto del ruido antropogénico sobre los mamíferos marinos en el área de ACCOBAMS**. En ella, se establecían unas directrices para gestionar los impactos del ruido submarino. Se pedía a las partes:

- Asumir el ruido submarino en el medio marino, incluyendo los efectos acumulativos, teniendo en consideración la legislación aplicable de llevar a cabo una evaluación de Impacto Ambiental antes de autorizar las actividades productoras de ruido submarino.
- Integrar las cuestiones asociadas al ruido submarino en los planes de gestión de las Áreas Marinas Protegidas.
- Evitar o minimizar la producción de ruido en Áreas Marinas Protegidas y en Áreas que contengan hábitats críticos de cetáceos.

### **4.2.3. Marco comunitario**

En Europa existen dos directivas encargadas de abordar el ruido subacuático. Estas son:

- La directiva de evaluación del impacto ambiental (EIA), donde se requiere la evaluación de los impactos, ya sea de proyectos individuales públicos o privados.
- La directiva marco sobre la estrategia marina (MSFD), en el que se requiere el monitoreo de los niveles de ruido subacuático y los efectos adversos que puedan tener en aguas de la unión europea

### **Directiva de evaluación de impacto ambiental (EIA):**

Entró en vigor en 1985 donde se establecía la adopción de una serie de procedimientos con el fin de evaluar los efectos ambientales que producirían los proyectos públicos y privados, pudiendo repercutir esto en efectos significativos al ecosistema.

La directiva 92/43/CEE presentaba un estricto régimen de protección para todas las especies de cetáceos mediante la adopción de programas de monitoreo de ruido de las actividades marítimas con riesgos potenciales para las poblaciones de los cetáceos. Además, exigía a los estados miembros la creación de zonas especiales de conservación de hábitats y especies en aquellas aguas que se encontraban bajo su soberanía o jurisdicción, con el fin de asegurar la conservación de estos.

### **La directiva marco sobre la estrategia marina (MSFD):**

Esta directiva, que fue adoptada en el año 2008, es el primer instrumento legislativo por parte de la UE que está relacionado con la protección de la biodiversidad marina a fin de conseguir un buen estado ambiental (GES), así como la de proteger los recursos de las que dependen ciertas actividades económicas y sociales.

La CE, dentro de la Decisión 2010/477/UE de 2010, sobre los criterios y normas metodológicas aplicables al buen estado medioambiental de las aguas marinas, definió dos indicadores de tal forma que permitieran evaluar el estado actual, siendo los siguientes (Aguilar & Tejedor, 2012):

- 1. Distribución temporal y espacial de los ruidos impulsivos de alta, baja y media frecuencia:** *proporción de días y su distribución a lo largo de un año natural en zonas de una determinada superficie, así como su distribución espacial, en los que las fuentes sonoras antropogénicas superen niveles que puedan producir en los animales marinos un significativo impacto, medidos en la banda de frecuencias de 10 Hz a 10 kHz como nivel de exposición sonora (en dB re 1 $\mu$ Pa 2 .s) o como nivel de presión acústica de pico (en dB re 1 $\mu$ Pa peak ) a un metro.*
- 2. Ruido continuo de baja frecuencia:** *evolución del nivel de ruido ambiental en las bandas de 1/3 de octava 63 y 125 Hz (frecuencia central) (re 1 $\mu$ Pa RMS; nivel de ruido medio en estas bandas de octavas a lo largo de un año), medido por estaciones de observación o, si procediere, haciendo uso de algún modelo.*

Asimismo, en 2009 la comisión europea puso en marcha una estrategia común en donde cada estado miembro se tenía que comprometer a desarrollar una serie de estrategias para sus aguas marinas, así como revisarlas y actualizarlas cada seis años. Estas incluían una serie de pasos:

- La evaluación del estado ambiental de las aguas marinas
- La determinación del GES
- El establecimiento de objetivos medioambientales
- El desarrollo de un programa de seguimiento
- El establecimiento e implementación de un programa de medidas.

## **Capítulo 5. Soluciones en cuanto a la emisión de ruido de barcos**

Debido al problema del ruido subacuático, se hace necesario buscar soluciones para reducir en lo posible dicha emisión. Estas soluciones preferiblemente se llevan a cabo durante la etapa de diseño debido al coste que podría suponer en buques ya existentes.

Como se sabe, los principales ruidos emitidos al mar proceden de la hélice, la maquinaria y el flujo en contacto con el casco, por lo que habría que actuar sobre estos elementos. Diseñar hélices que reduzcan la cavitación, llevar a cabo un tratamiento adecuado de la maquinaria o emplear tratamientos al casco para mejorar el rendimiento hidrodinámico del buque son algunos de las medidas que se pueden adoptar.

De esta manera, las soluciones se podrían clasificar en:

- Propulsión
- Reducción del ruido de la maquinaria
- Modelado computacional
- Soluciones estructurales
- Control del tráfico

### **5.1. ELECCIÓN DE LA PROPULSIÓN MÁS ADECUADA**

Como se ha explicado anteriormente, existen diferentes tipos de motores para los sistemas de propulsión en los barcos. De los descritos, la propulsión diésel eléctrica es la más adecuada para conseguir una firma de ruido radiado bajo.

Además de este tipo de propulsión, también se puede emplear la propulsión tipo POD. Esta se suele encontrar en aquellos barcos que con frecuencia realizan maniobras en el puerto. Este tipo de propulsión se ha considerado ideal para grandes cruceros que necesitan mucha energía eléctrica para otros fines además de la propulsión y de una buena maniobrabilidad en los puertos.

En cuanto al ruido subacuático, este tipo de sistema cuenta con todas las ventajas de la propulsión eléctrica, pero, además, gracias a la tracción POD se consigue un campo de estela casi óptimo y uniforme a la hélice, lo que aumenta su eficiencia hidrodinámica y reduce el riesgo de cavitación y, por tanto, reduce el ruido subacuático de la hélice.

Sin embargo, los principales inconvenientes de la propulsión tipo POD son el alto coste de inversión, así como altos costes de mantenimiento. Por lo tanto, la propulsión Tipo POD se elige principalmente cuando se considera la propulsión diésel-eléctrica y se requiere una buena maniobrabilidad.

Asimismo, otro posible motor a tener en cuenta es el motor STIRLING. Este produce menos ruido que los motores de combustión interna convencionales y se encuentran en submarinos y buques de guerra para reducir su ruido radiado.

Los propulsores azimutales también resultan ser una opción para el control del ruido. Estos pueden tener motores dentro del casco con engranajes de transmisión (electromecánicos) o fuera en un carenado de hélice (totalmente eléctrico).

## 5.2. LA HÉLICE

Como se ha comentado en el capítulo anterior, la cavitación depende de dos parámetros:

- El diseño de la hélice.
- La estela que fluye hacia la hélice.

De esta manera, se pueden buscar soluciones efectivas durante la etapa de diseño con el fin de reducir el ruido que esta genera. Algunas de las soluciones capaces de adoptar podrían ser:

- Un aumento del diámetro
- Un descenso de las rpm
- Un aumento del número de palas
- Un aumento del sesgo para lograr pulsos de presión más bajos
- Una reducción de la carga de la hélice.

Asimismo, también se recomienda el empleo de otras hélices más efectivas capaces de reducir este problema.

### ❖ **Waterjets:**

Los sistemas de chorro de agua o WATERJETS utilizan bombas para extraer el agua a través de un conducto de entrada. Inducen menos ruido y vibraciones que las hélices convencionales pudiendo reducir el ruido de baja frecuencia hasta 15 dB (ref 1  $\mu$ Pa).

Estos sistemas se suelen usar en embarcaciones de alta velocidad o aquellas que presentan poco calado. Para embarcaciones pequeñas donde la velocidad de la embarcación supera los 30 nudos, este sistema tiende a ser más eficiente que las hélices convencionales. Por tanto, puede ser una solución eficaz para reducir el ruido provocado por embarcaciones pequeñas de alta velocidad.

### ❖ **Hélices sesgadas:**

Permite reducir el ruido subacuático hasta 10 dB, especialmente en el rango de baja frecuencia. Además, contribuye a aumentar la velocidad de inicio de la cavitación con una reducción de carga en la punta de la hélice. Todo esto ocasiona una reducción de las vibraciones inducidas por esta, traduciéndose en una disminución del ruido.

Estas hélices se usan generalmente para embarcaciones comerciales que presentan una alta potencia.



Figura 42: Hélice sesgada.

❖ **Hélices de conductos:**

Estos presentan un conducto (tobera) alrededor de la hélice produciendo una modificación en el rendimiento de la propulsión y en las características de ruido que produce. Se estima que este tipo de hélice es 5 dB más silenciosa que las hélices convencionales, siempre y cuando actúen a bajas velocidades.



Figura 43: Hélice de conductos o de tobera.

❖ **Hélices CLT:**

Las hélices CLT (contracted loaded tip) presentan una placa de cierre en sus extremos que permite una mayor distribución de la carga radial en la punta de la pala y como resultado, reduce los vórtices de la punta y aumenta la velocidad de inicio de la cavitación. De esta manera, estas hélices presentan un diámetro menor con la capacidad de minimizar la cavitación.

A partir de informes publicados, se permitió conocer que este tipo de hélice reduce significativamente las vibraciones inducidas debido a una depresión mucho menor en la cara pasiva de las palas, lo que conllevaría a una menor fluctuación de presión. Sin embargo, el coste que presenta la hélice CLT supone alrededor de un 20% mayor que una convencional.



Figura 44: Hélices CLT.

#### ❖ Hélices contra-rotativas:

Estas presentan dos hélices situadas de forma coaxial para otorgar mayor eficiencia propulsiva al buque. Una de las hélices girará en el sentido de las agujas del reloj y la otra en sentido contrario. Este sistema aumenta la velocidad de inicio de la cavitación al reducir la carga de la pala y la cavitación en la superficie de esta.

#### ❖ Hélice Kappel:

Las hélices Kappel modifican la hélice para reducir los vórtices de la punta y así aumentar la velocidad de cavitación. Las puntas se curvan suavemente hacia el lado de succión de las cuchillas.

Se afirma que este tipo de hélices pueden llegar a aumentar la eficiencia alrededor de un 4%. Sin embargo, se requieren más estudios sobre las ventajas que produce esta hélice al darse otros hallazgos que sugieren que no son las más adecuadas para reducir el ruido hidroacústico.

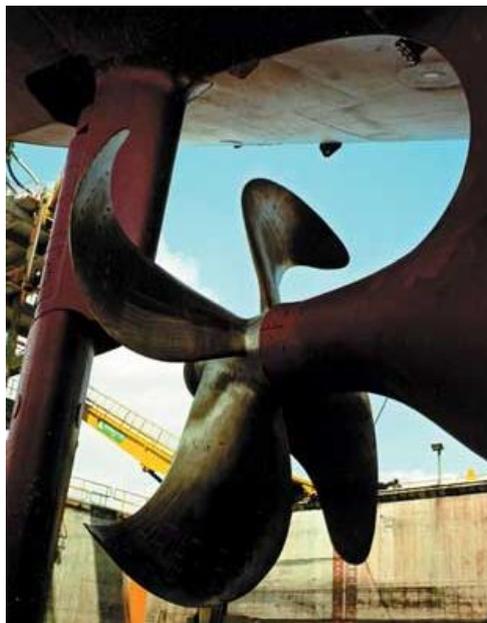


Figura 45: Hélice Kappel.

### ❖ Hélices VOITH SCHNEIDER:

Este tipo de propulsión se emplea en remolcadores y transbordadores gracias a su buena maniobrabilidad. Es un dispositivo compuesto de una matriz circular de palas verticales, las cuales giran alrededor de un eje vertical pudiendo cada hoja girar por sí misma y, por tanto, proporcionar un empuje en cualquier dirección, así como realizar un cambio de dirección casi al instante.

Este tipo de propulsión destaca por producir menor cavitación y ruido debido a que su rotor no necesita girar tan rápido para generar el empuje necesario.



Figura 46: Hélice VOITH SCHNEIDER.

### ❖ Hélices compuestas:

Las hélices compuestas están fabricadas de materiales compuestos resistentes y ligeros. Este tipo de hélice puede ser significativamente más ligera y las palas se pueden adaptar elásticamente para mejorar su rendimiento. A diferencia de las hélices metálicas, las hélices compuestas pueden ofrecer ventajas acústicas y de eficiencia. Además, son resistentes a la corrosión y tienen mayor vida útil frente a la fatiga.



Figura 47: Hélice compuesta.

Configuración habitual de los buques y posibles modificaciones de su hélice para reducir el ruido radiado:

| <b>Tipos de buques</b>                            | <b>Tipo común de maquinaria</b>                              | <b>Propulsión común</b>  | <b>Posibles variantes para mejorar el ruido radiado</b> |
|---|--|--|---|
| <b>Petroleros, graneleros y portacontenedores</b> | Motor diésel dos tiempos                                     | Hélice de paso fijo (barcos grandes)<br>Hélice de paso controlable (barcos medianos) | Hélice sesgada, CLT                                     |
| <b>RO-RO, RO-PAX, carga general</b>               | Motor diésel dos tiempos                                     | Hélice de paso fijo (barcos grandes)<br>Hélice de paso controlable (barcos medianos) | Hélice sesgada, CLT                                     |
| <b>Buques de pasajeros</b>                        | Motor diésel cuatro tiempos                                  | Hélice de paso controlable (barcos medianos)<br>Hélice sesgada                       | CLT   |
| <b>Cruceros</b>                                   | Diésel eléctrico   | Hélice de paso fijo y alto sesgo   | Propulsión POD  |
| <b>LNG</b>  | híbrido<br>motores diésel de dos tiempos-<br>turbinas de gas | Hélice de paso fijo  | Hélice sesgada, CLT                                     |
| <b>Embarcaciones de alta velocidad</b>            | Motor diésel cuatro tiempos                                  | Wáter jets   | Diésel/turbina eléctrica                                |
| <b>Pesqueros</b>                                  | Motor diésel cuatro tiempos                                  | Hélice de paso fijo  | Hélice sesgada  |
| <b>Buques de investigación</b>                    | Diésel eléctrico   | Hélice de paso fijo sesgada  | -   |

Tabla 19: configuración para mejorar el ruido radiado. Fuente: AQUO, 2014.

Por otra parte, aunque el ruido de la hélice se debe en parte a la rotación de esta, el flujo de entrada de la hélice es un factor importante que afectará al rendimiento y a la cavitación. De esta manera, con un adecuado diseño de la hélice y actuando sobre la estela que genera, se puede llegar a reducir también el ruido hidroacústico de los barcos, así como aumentar la eficiencia en la propulsión.

Para los barcos nuevos, el flujo de estela se puede mejorar mediante un diseño específico que requerirá pruebas de modelos y análisis de dinámica de fluidos. Asimismo, para barcos existentes, el flujo de estela en la hélice se puede mejorar mediante la instalación de apéndices diseñados apropiadamente, como conductos de compensación de estela o spoilers, entre otros.

### Dispositivos que permiten una mejora de la estela:

- ❖ **Conducto Schneekluth:** es un dispositivo que se instala en el casco del barco para mejorar el flujo en la parte superior de la hélice. Como resultado, se puede reducir la formación de cavitación, por lo que podría implicar una disminución del ruido debido a este.

El diseñador llega a afirmar que este dispositivo puede llegar a reducir el consumo de combustible hasta en un 12%, además de reducir la vibración inducida por la hélice hasta en un 50%.



Figura 48: Conducto Schneekluth.

- ❖ **Conducto MEWIS:** este elemento va colocado justo antes de la hélice. El objetivo que presenta este sistema es la de mejorar el flujo hacia la hélice por dos medios:
  - El pre-conducto.
  - El sistema de aletas pre-remolino.

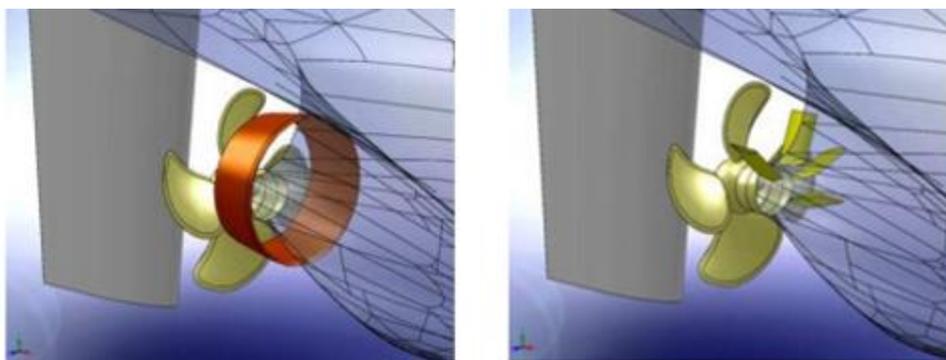


Figura 49: Medios que conforman el conducto Mewis.

Asimismo, el conducto MEWIS presenta una serie de ventajas:

- Iguala el flujo de entrada de la hélice colocando el pre-conducto por delante de la hélice.
- Reducción de pérdidas rotacionales en la estela mediante la integración de un sistema de aletas pre-remolino dentro del conducto.
- Una pequeña mejora adicional de la eficiencia en la propulsión.
- Asimismo, si se reduce la potencia un poco más, se mejora del comportamiento de cavitación en las puntas de las palas de la hélice.



Figura 50: Conducto Mewis.

- ❖ **Spoilers Grothues:** Los spoilers Grothues están compuestos por una pequeña serie de aletas curvas unidas al casco justo por delante de la hélice. Enderezan el flujo hacia la hélice, mejorando así la eficiencia de esta.



Figura 51: Spoilers Grothues.

- ❖ **Hélice PBCF:** La hélice PBCF (**Propeller Boss Cap Fins**) es aquella compuesta de pequeñas aletas unidas al centro de la hélice. Permite reducir la cavitación y ahorrar energía.

Diversos estudios llevados a cabo en túneles de cavitación han observado que, mediante el uso de este tipo de hélice, se puede reducir el consumo de combustible, así como el ruido inducido por la hélice entre 3 y 6 dB para frecuencias superiores a 1000 Hz.



Figura 52: Hélice PBCF.

- ❖ **Estatador pre-remolino:** Estos dispositivos se encuentran montados justo antes de la hélice optimizando el flujo para mejorar el rendimiento general de la propulsión. Es capaz de reducir la cavitación de la hélice así como aumentar la velocidad de inicio de esta.

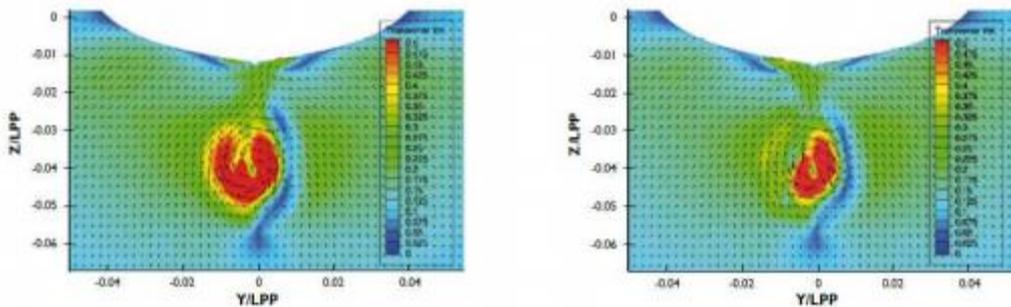


Figura 53: Ejemplo de barco sin y con estator pre-remolino.

### 5.2.2. Otras medidas a adoptar

#### Reducción de vueltas de la hélice por nudo (TPK):

Este parámetro no se suele usar en los buques comerciales. Sin embargo, es conocido en la comunidad del sonar puesto que es un rasgo característico del ruido radiado por los barcos. Para una situación dada (velocidad del barco  $V$ , velocidad de rotación del eje rpm), este parámetro va a ser igual a:

$$TPK = \frac{RPM}{v(\text{nudos})} \quad (30)$$

Se ha observado que, a una velocidad suficientemente alta, el ruido radiado por la hélice cuando esta cavita, domina el ruido que emite el buque. En general, el ruido hidrodinámico y el ruido de una hélice a velocidad constante aumentan rápidamente con la velocidad.

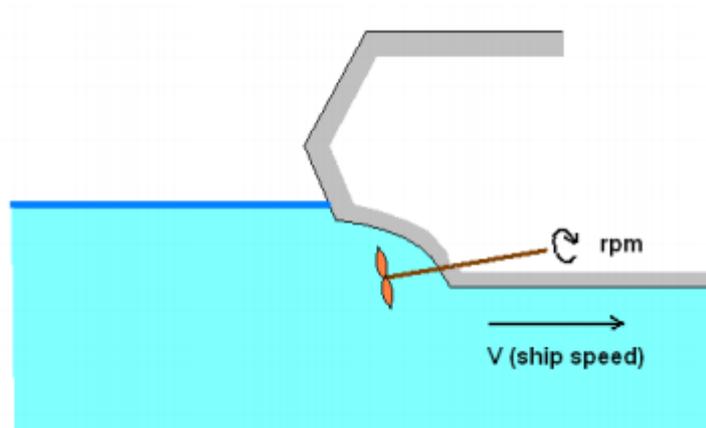


Figura 54: Reducción de vueltas de la hélice por nudo.

Por tanto, con una reducción del número de vueltas de la hélice por nudo de velocidad, se busca reducir la velocidad del flujo en las puntas de las palas. Esto requiere un diámetro mayor de la hélice, siendo aplicable esta alternativa tanto para hélices de paso fijo como de control.

De esta manera, se consigue disminuir todas las formas de cavitación de la hélice (especialmente la cavitación de la punta de la hélice) así como aumentar la velocidad de inicio de esta. Sin embargo, cabe señalar que esta solución solo se puede aplicar en la etapa de diseño debido a los posibles inconvenientes que tendrían, como:

- La hélice puede presentar un diámetro mayor, con posibles consecuencias en la ubicación de la hélice y en la forma del casco,
- Motor de propulsión funcionando a menor velocidad, por lo que se requiere un motor más grande y / o modificación de la reductora.

### Mayor inmersión de la hélice:

La presión hidrostática ejercida sobre la hélice puede afectar a la cantidad de cavitación que se produce, así como aumentar la velocidad de inicio de la cavitación. Por tanto, cuanto mayor sea la distancia entre la hélice y la superficie libre del mar, menos cavitación aparecerá y mayor será la velocidad de inicio de esta.

### Velocidad de inicio de la cavitación:

Como se ha comentado anteriormente, la cavitación en la hélice provoca un ruido dominante con respecto al resto de ruidos que esta produce.

La velocidad mínima por la cual aparece este fenómeno recibe el nombre de velocidad de inicio de la cavitación. Lo lógico sería pensar que, operando por debajo de dicha velocidad, se lograría una reducción del ruido. Sin embargo, esta opción no es del todo cierta, resultando poco viable.

En el caso de las hélices de paso fijo, se puede conseguir una reducción del ruido pero no en todas las bandas de frecuencia.

Para las hélices de paso controlable, generalmente presentan un aumento del ruido a medida que aumenta la velocidad. No obstante, una disminución de la velocidad, podría

suponer que la hélice trabaja en unas condiciones muy alejadas a la condición óptima de diseño y, por tanto, no sería esta opción viable.

Asimismo, hay veces que se impone la navegación lenta con el objetivo de reducir los costos operativos. Generalmente, con una velocidad más baja cabría pensar que esto se traduciría en una reducción en cuanto al nivel de ruido de la fuente. No obstante, esto supondría un aumento de los periodos de navegación lo que conllevaría una mayor exposición del sonido.

#### **Ajuste optimizado:**

Los buques presentan generalmente, asiento positivo o negativo. Este se define como la diferencia existente entre el calado en la proa y en la popa.

La forma en que se comporta un buque dependerá del asiento que presente. En general, un asiento positivo hará que la hélice se encuentre más profunda en el agua y, como bien se ha comentado, esto mejorará los niveles de ruido ambiental resultante. Por tanto, la optimización del trimado puede ser una opción para mejorar el ruido radiado por un buque.

Sin embargo, el diseño del casco se realiza para conseguir una menor resistencia con respecto al agua. De esta manera, si el calado que existe en la proa o en la popa es distinto al diseño óptimo, la resistencia puede aumentar y, por tanto, esto podría suponer un aumento del ruido.

### **5.3. REDUCCIÓN DEL RUIDO DE LA MAQUINARIA**

A partir de conocer la fuente de ruido y observando cómo va a afectar a su alrededor, se puede determinar cuál es la solución más efectiva para controlar la emisión, procediendo a actuar de dos maneras distintas. Por un lado, se puede modificar la fuente sonora para que esta reduzca sus emisiones; mientras que, por otro lado, se puede hacer uso de elementos con los que se pueda controlar la transmisión del sonido.

En el caso de actuar sobre la máquina en sí, se tendrá que estudiar todos los mecanismos generadores de ruido componente por componente. Si el exceso de ruido se debe a impactos mecánicos, se podría hacer empleo de ciertas medidas, como una reducción de la fuerza impulsora, así como de la distancia entre componentes; un equilibrio de los equipos rotatorios o la instalación de aisladores vibratoriales.

Asimismo, si las superficies vibratorias de una máquina actúan como generadores de ruido aéreo, las opciones a adoptar, por ejemplo, podrían ser la de reducir la fuerza impulsora asociada al ruido o incluso la aplicación de material amortiguador o dispositivos anti vibratorios (previamente consultado con el fabricante para la elección tanto de los materiales como los procedimientos de instalación más adecuados).

En cuanto al ruido que se transmite a la estructura, se pueden llevar a cabo las siguientes recomendaciones:

- La reducción del ruido dependerá de la distancia, así como de los obstáculos que haya entre la fuente y el receptor. De esta manera, cuanto mayor sea la distancia y el número de obstáculos (se refiere a intersecciones de la estructura del casco como conexiones de cubiertas, mamparos, etc.), mayor reducción del ruido se producirá.

- Debido a que la energía estructural se transmite fácilmente por los puntales, no se podrá apoyar directamente sobre los elementos estructurales de apoyo de la maquinaria propulsora o, en caso de que, si sea posible, habrá que evitarlos.
- El uso de conexiones elásticas de la tubería con la maquinaria y la estructura, puesto que una conexión dura facilita la transmisión del ruido.
- Unas placas superiores más rígidas y pesadas de la base contribuyen a disminuir la amplitud de la vibración, y, por tanto, se distribuirá menos energía vibracional.

Por tanto, existen diferentes formas de actuar sobre el ruido de la maquinaria, haciendo hincapié en los siguientes elementos mitigadores: montajes elásticos, aislamiento activo y cerramientos acústicos.

### 5.3.1. Montajes elásticos y bancadas

Los montajes elásticos son una solución rentable para reducir el ruido transmitido por la estructura a causa de la maquinaria. Como se ha comentado anteriormente, el ruido propagado por la estructura puede ser transmitido por cualquier elemento estructural conectado rígidamente al equipo, por lo que es muy importante aislar cualquier camino posible. Por lo tanto, no solo el equipo en cuestión debe presentar un adecuado aislante elástico, sino también cualquier tubería o elemento estructural al que se adhiera.

Un montaje elástico se caracteriza por:

- Una frecuencia natural del sistema compuesto por soportes y el equipo soportado.
- Una rigidez estática y dinámica que presenta el aislante y el factor de pérdida por amortiguación del aislante.
- Un desplazamiento estático y dinámico de la interfaz ascendente con respecto a la interfaz descendente.
- Una carga estática capaz de soportar el aislante.



Figura 55: Montajes elásticos usados en barcos.

En caso de requisitos de ruido exigentes, se puede hacer uso de bancadas y suelos flotantes. La bancada es un elemento cuya función es la de ayudar a aislar gracias al lastre adicional que proporciona, haciendo que se reduzcan los fenómenos de amplitud. Por tanto, estos aportan una serie de propiedades que ayudan a reducir dicha emisión mediante:

- La reducción de la amplitud de la vibración
- Producen una mejora en la uniformidad de la distribución del peso sobre los antivibradores
- Baja el centro de gravedad y aumenta la estabilidad

- Minimiza los efectos de las fuerzas exteriores causados por las vibraciones que proceden del forjado.

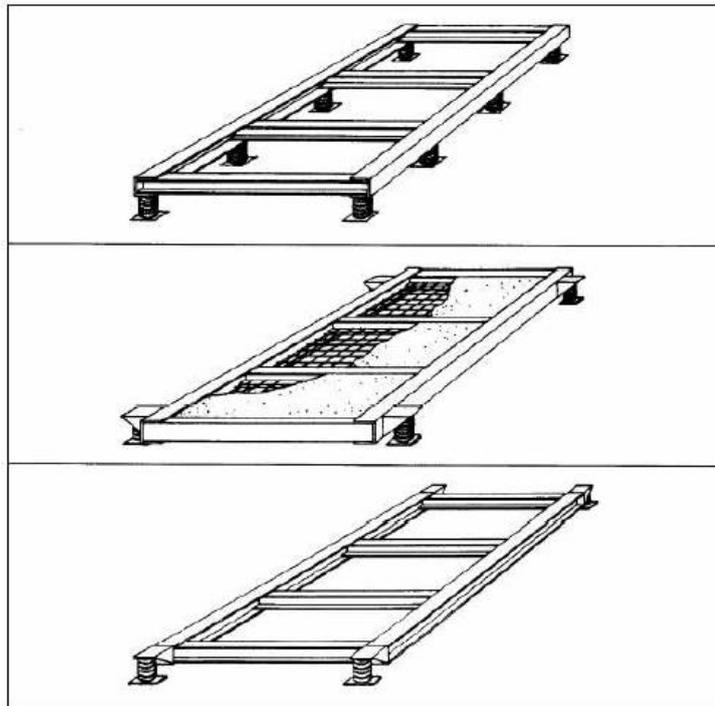


Figura 56: Bancadas anti vibratorias.

Se pueden realizar diferentes formas de montajes para actuar contra las vibraciones. Estos se pueden clasificar en:

- Un montaje directo, cuando se desee actuar sobre equipos compactos caracterizados por su poco peso.
- Un montaje con bancada, que destaca por presentar un lastre inercial de hormigón o bien perfiles estructurales de acero, siendo su uso exclusivamente para aquellos equipos compuestos por componentes o módulos diferenciados de montaje.
- Un montaje doble para aquellos equipos con gran tonelaje (más de 1000 kg de carga puntual). Este tipo de montaje presenta un mejor rendimiento que los otros montajes descritos anteriormente. En gran parte de los casos, la primera etapa de aislamiento entre máquina y bancada suele estar formada por aisladores metálicos de muelles o elastómero, mientras que la segunda etapa de aislamiento está compuesta por anti-vibratorias de caucho (PADS).



Figura 57: Bancada en un diésel generador.

La figura 57 muestra un montaje elástico doble de los motores auxiliares en los sistemas de propulsión diésel-eléctricos. Presenta montajes elásticos con una bancada intermedia.

En resumen, para lograr los mejores resultados posibles, se debe realizar una secuencia de pasos necesarios durante la etapa de diseño e implementación de esta solución. Estos pasos están diseñados para aislar las principales fuentes de ruido y vibración en el barco pertenecientes a la maquinaria (principalmente propulsión principal y generadores diésel). Para equipos más pequeños, se sigue un proceso más simple y rentable para aislarlos porque la reducción esperada en la vibración general transmitida al casco por ellos es mucho menos significativa. El proceso consiste en:

- Definición de especificaciones: Durante esta etapa se deben definir requisitos específicos. En primer lugar, es importante conocer datos como la frecuencia y amplitud de las principales excitaciones generadas por la maquinaria, su peso, momento de inercia, etc., que afectan al diseño del montaje elástico. Luego, también debe definirse un criterio de transmisibilidad de acuerdo con los requisitos generales de vibración de la embarcación.

De acuerdo con eso, también se definen límites de inercia y movilidad para la bancada de la maquinaria. Finalmente, se identifican todas las “conexiones” a la estructura del barco (tuberías, cableado eléctrico, etc.) y también se especifican los criterios de transmisibilidad de las uniones según la experiencia.

- Cálculo: En esta etapa, se utilizan modelos numéricos para verificar los modos normales del sistema de montaje elástico de la maquinaria y para asegurar que la bancada de soporte sea lo suficientemente “rígido” para el montaje elástico (este último análisis se realiza generalmente utilizando modelos de elementos finitos). Además, las fuerzas de transmisibilidad numérica se pueden calcular a partir de este modelo para verificar su cumplimiento con los criterios definidos anteriormente.

- Pruebas de fábrica: Antes de la instalación a bordo del equipo y su montaje elástico asociado, se debe realizar una lista de pruebas experimentales en un banco de pruebas. Entre otras cosas, se obtienen fuerzas transmitidas al banco de pruebas, atenuación del montaje elástico, inercia y movilidad del banco de apoyo para comprobar la adecuada correspondencia con los resultados teóricos y los criterios definidos en el primer paso.

- Instalación: La instalación de la solución debe realizarse de acuerdo con la recomendación del proveedor. Las pruebas finales se realizan a bordo para comprobar que la vibración transmitida a la estructura de la embarcación es la esperada.

### **Aisladores comerciales:**

Existen actualmente un gran número de aisladores comerciales de diversos materiales, tamaños y diseños, que actúan directamente sobre las maquinarias y equipos. Cada uno presenta una serie de propiedades que lo hacen único, de manera que, a la hora de seleccionar un aislador comercial, habrá que estudiar cual es el más adecuado para cada caso. Una selección incorrecta del aislador, supondría la no eficiencia del elemento por la cual ha sido fabricado.

A continuación, en la tabla se pueden observar ejemplos de aisladores comerciales con sus respectivas características y aplicaciones.

| Aislador comercial                            | Rango de Carga | Frecuencia natural | Relación rigidez dinámica radial y axial | Aplicaciones                             |
|---|----------------|--------------------|--|--|
| <b>Tipo cuenco no anclado</b>                 | 3,6-816 kg     | < 12 Hz            | ≈1                                       | Motores auxiliares<br>Generadores bombas |
| <b>Semiesférico elastomérico</b>              | 2,5-13,6 kg    | < 12 Hz            | ≈1                                       | Ventiladores<br>Aire acondicionado       |
| <b>De compresión de uso general</b>           | 91-720 kg      | <8 Hz              | ≈3                                       | Bombas<br>Motores<br>Generadores         |
| <b>Anclado de uso general</b>                 | 18-816 kg      | < 7 Hz             | ≈1                                       | Compresores<br>Bombas<br>Ventiladores    |
| <b>Semi-anclado de uso general</b>            | 18-2090 kg     | < 10 Hz            | ≈1                                       | Motores<br>Generadores<br>Compresores    |
| <b>Elastomérico neumático de tipo general</b> | 11-8700 kg     | < 3 Hz             | ≈1                                       | Bombas<br>Compresores<br>Centrifugadoras |
| <b>De malla metálico tipo placa</b>           | 0,25-34 kg     | < 8 Hz             | ≈0,3                                     | Comunicación electrónica                 |

Tabla 20: Ejemplos de aisladores comerciales. Fuente: Munuera Saura, 2017.

### 5.3.2. Aislamiento activo

Este método emplea una excitación secundaria para cancelar la vibración original inducida por el equipo de la maquinaria. Los sensores son usados para monitorear la vibración de la maquinaria, de manera que la excitación secundaria produzca una excitación en contrafase en la que se busca compensar la excitación vibracional que presenta la maquinaria. De esta manera, los elementos necesarios para realizarlo serán:

- **Sensores:** estos se encargan de medir la excitación que presenta la maquinaria.
- **Controlador:** se encargan de calcular la fuerza necesaria para compensar aquella producida por la máquina, la cual se quiere aislar.
- **Actuadores:** estos se encargan de entregar la fuerza necesaria para producir la excitación en contrafase. Dependiendo de la cantidad de excitación requerida, podemos tener dos opciones diferentes:
  - Actuadores electrodinámicos, capaces de entregar fuerzas de hasta 400 N.
  - Actuadores magnéticos, que entregan fuerzas de más de 2000 N.

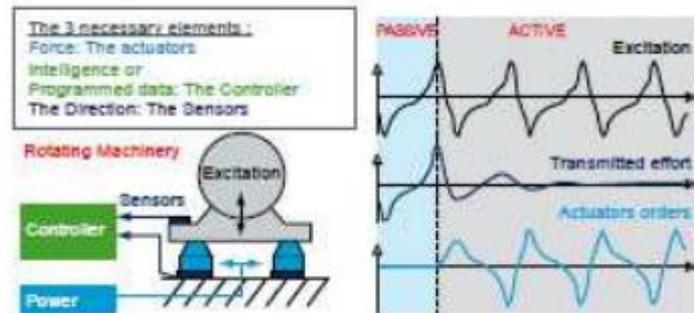


Figura 58: Funcionamiento de un aislamiento activo.

Este tipo de aislamientos presentan limitaciones en cuanto a la cantidad de fuerza que puede entregar el actuador y el rango de frecuencia en el que esta aplicación puede ser efectiva. Esto puede ser solucionado mediante el uso combinado del aislamiento de vibraciones activo con aisladores pasivos para reducir la transmisión de energía vibratoria.

Estos montajes pasivos permiten reducir la transmisión de la energía de vibración por encima de la banda de frecuencia donde los montajes activos no son eficientes.

### 5.3.3. Cerramientos acústicos

Una de las posibles medidas principales para tratar todas las vías de transmisión sería mediante cerramientos acústicos.

Consiste en rodear el equipo generador de ruido con una envolvente, de manera que se consiga reducir el ruido que se transmite al aire.

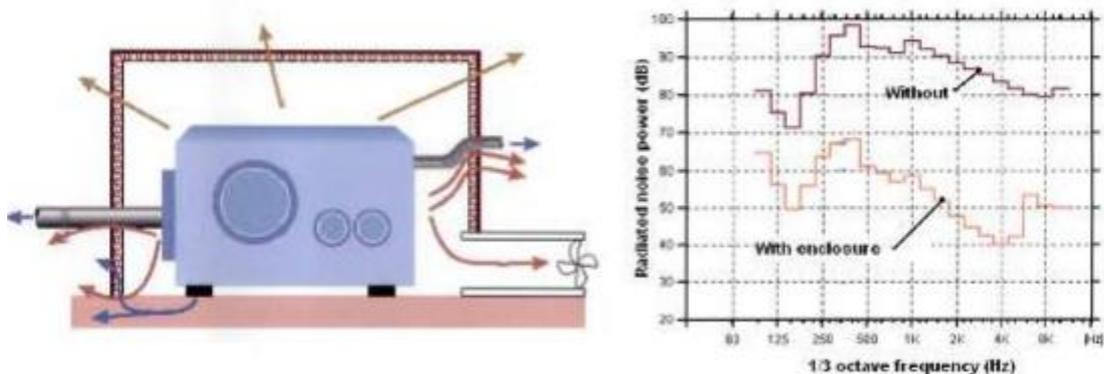


Figura 59: Cerramiento acústico.

Existen diferentes tipos de cerramientos:

- Cerramiento parcial: este se basa en instalar una serie de pantallas en aquellos puntos de la máquina que más ruido vayan a aportar al entorno.

- Cerramiento integrado: consiste en envolver directamente la maquina adaptándose a la forma que esta presenta.
- Cerramiento completo: este envolverá por completo la maquina con la capacidad de tener aberturas para llevar a cabo otros procesos, como el mantenimiento de la máquina.

El desarrollo de cerramientos acústicos ha ido progresando en los últimos años. Para conseguir el sistema apropiado, el comprador tendrá que saber el nivel de ruido total, y muy probablemente datos de frecuencias, las dimensiones que presenta el equipo a aislar, la reducción de ruido que se quiera conseguir, etc.

De esta manera, algunas directrices específicas para el diseño de cerramientos serían:

- Dimensionamiento del cerramiento: este podrá tener el tamaño que se quiera siempre y cuando exista una holgura suficiente para que el equipo, cuando esté trabajando, pueda llevar a cabo todos los movimientos sin presentar rozamiento con este.
- Paredes del cerramiento: el material que se seleccione para aislar determinará la reducción del ruido en los cerramientos. En la figura a continuación, se puede observar cómo actúa una onda cuando esta incide sobre un mamparo vertical, donde destacan los conceptos de energía reflejada y disipada. Este último concepto se produce a causa de la fricción interna de las moléculas del material del que está fabricado el mamparo o por atenuación de las partículas de aire que son atrapadas debido a la porosidad del material, de manera que lo que se busca es que el sonido acabe disipándose lo máximo posible. Estos cerramientos incorporan materiales aislantes como la lana de roca.

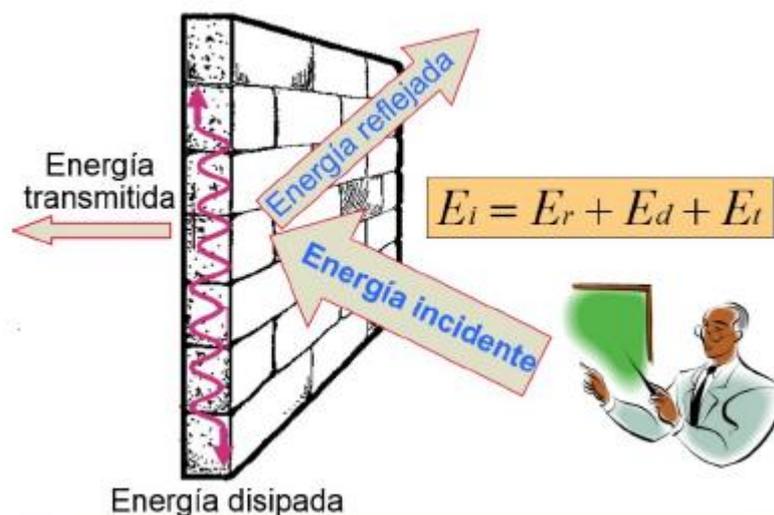


Figura 60: Actuación de una pared.

Asimismo, se expone una serie de normas empíricas para la elección del material más adecuado para un recinto. De tal manera que:

- Cuando el cerramiento no presenta absorción interna:

$$TL_{reqd} = NR + 20dBA \quad (31)$$

- Cuando el cerramiento presenta más o menos un 50% de absorción interna:

$$TL_{reqd} = NR + 15dBA \quad (32)$$

- Cuando el cerramiento presenta el 100% de absorción interna:

$$TL_{reqd} = NR + 10dBA \quad (33)$$

Siendo:

- $TL_{reqd}$ : La pérdida de transmisión exigible al mamparo del cerramiento
- NR: la reducción del ruido que se quiere conseguir para cumplir con la atenuación.

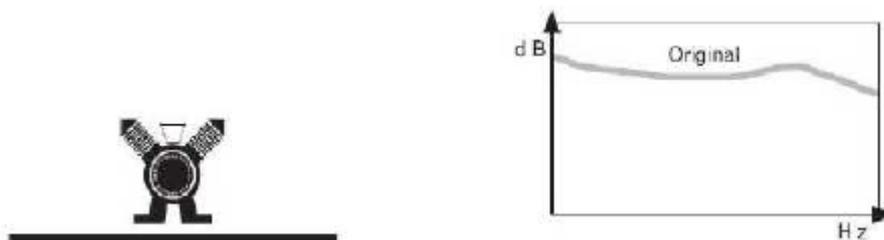


Figura 61: Representación de una fuente de ruido sin tratamiento acústico, junto con el espectro de ruido.

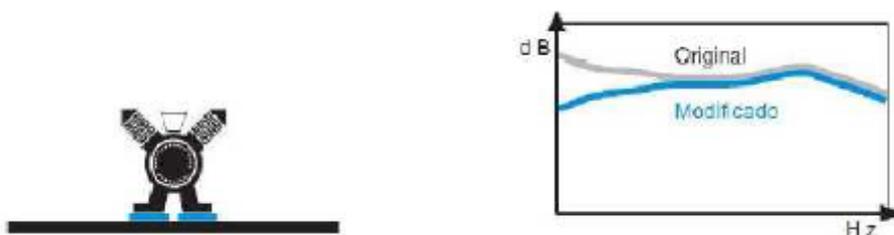


Figura 62: Representación de una fuente de sonido sobre soporte aislante, junto con el espectro de ruido.

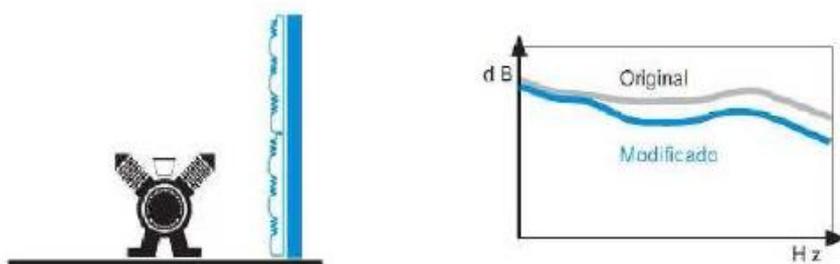


Figura 63: Representación de una fuente de ruido con pantalla acústica, junto con el espectro de ruido.

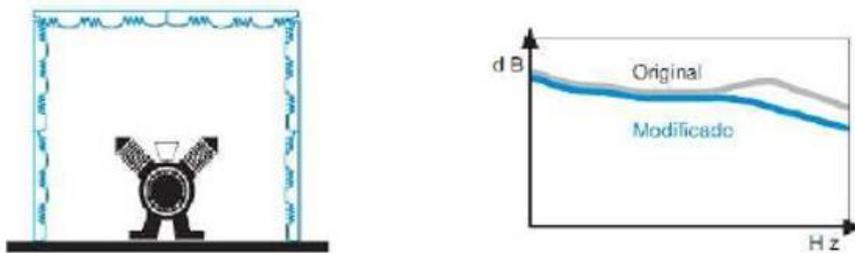


Figura 64: Representación de una fuente de ruido con cerramiento con material absorbente, junto con el espectro de ruido.

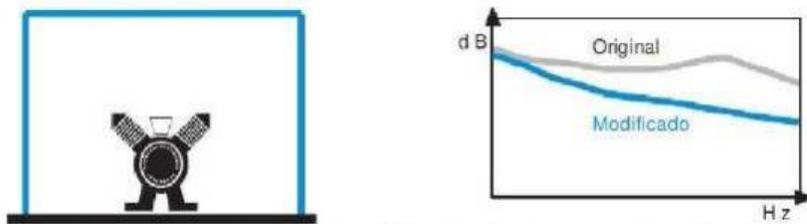


Figura 65: Representación de una fuente de ruido con materiales livianos y porosos, junto con el espectro de ruido.

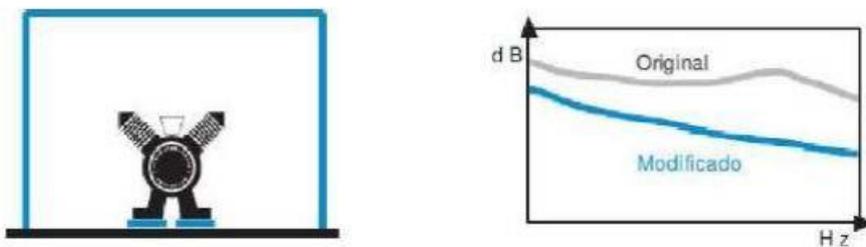


Figura 66: Representación de una fuente de ruido con materiales sólidos o de gran peso, junto con el espectro de ruido.

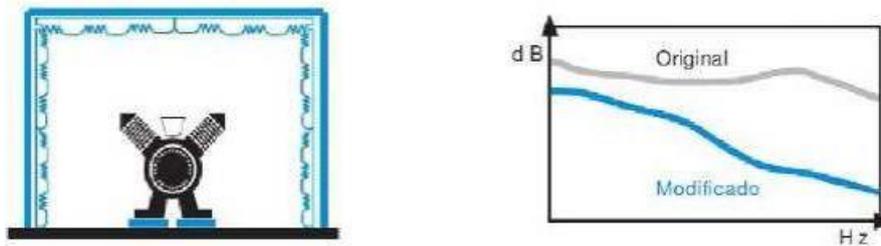


Figura 67: Representación de una fuente de ruido en el interior de un cerramiento con material aislante, junto con el espectro de ruido.

Como se observa en las figuras anteriores, la solución más eficiente sería la compuesta por material aislante en el interior de un cerramiento permitiendo reducir el ruido ampliamente.

Asimismo, estos cerramientos presentan aberturas para realizar diferentes funciones de mantenimiento, vigilancia, control térmico, etc. Si no se tratan adecuadamente, pueden producir fugas acústicas haciendo que la eficacia de este elemento se vea reducida considerablemente. Además, un mal empleo puede llevar a la transmisión de vibraciones al entorno. Por tanto, para un correcto aislamiento de la máquina, se deberá de prestar atención a:

- **Juntas:** todas las juntas existentes en las paredes deberán ser herméticas para conseguir la máxima eficiencia posible. Asimismo, también se deberá de sellar las aberturas existentes alrededor de tuberías, conexiones eléctricas, etc.
- **Aislamiento del cerramiento:** es importante que la estructura del cerramiento esté separada o aislada del equipo con el fin de evitar que se transmitan vibraciones mecánicas al propio cerramiento. Por ejemplo, se debe de evitar que las entradas de tuberías lleguen a entrar en contacto con el cerramiento mediante el uso de dispositivos aislantes anti vibratorios. De esta manera, permite cortar cualquier posible vía de transmisión.
- **Absorción interna:** se recomienda cubrir la superficie del interior del recinto de material aislante con el fin de disipar el sonido, ya que estos retendrán la energía que se refleje sobre la superficie del cerramiento. Además, se tendrá que escoger el material adecuado en función del rango de frecuencias que deba soportar. Por tanto, hay que buscar que los factores de absorción máximos y aislamiento se adapten a las frecuencias de la fuente cuyos niveles de presión acústica sean más altos.

Destaca, como material que conforman las paredes de los cerramientos acústicos el compuesto sándwich, el cual presenta placas metálicas delgadas (perforadas o no) y una o varias capas de espuma u otro material aislante como puede ser la lana de fibra de vidrio.

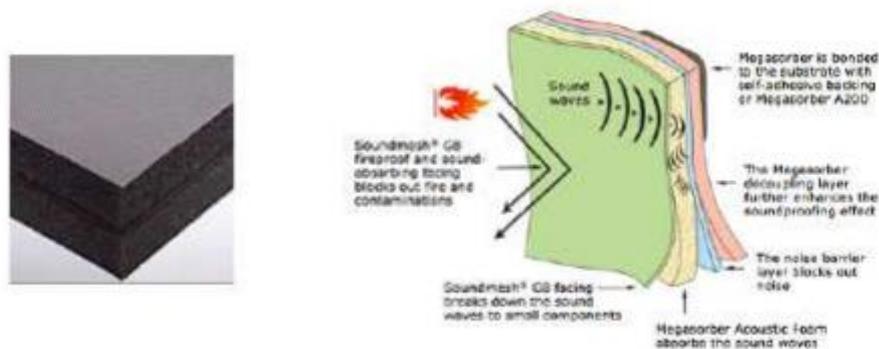


Figura 68: Ejemplo de material para cerramientos acústicos.

Finalmente, si la máquina provoca que el suelo vibre, también deberá de tratarse la base del cerramiento con material anti vibratorio.

En resumen, el empleo de estos elementos presenta sus pros y sus contras:

**Ventajas:**

- Permite la reducción del ruido de la maquinaria transmitido bajo el agua.

- Relativamente rentable si se suministra con la máquina.

**Desventajas:**

- No se aplica a los motores principales.
- Requiere suficiente espacio a bordo.
- Eficiencia relativamente baja a bajas frecuencias.

### 5.3.4. Tuberías y conductos

También se hace necesario actuar sobre las tuberías y conductos conectados a la maquinaria, ya que estos generarán sonido debido al flujo turbulento que se traslada en su interior y, por tanto, harán que dicho sonido pueda radiarse y transmitirse a la estructura. Una opción podría ser una reducción de la velocidad del flujo, siempre que esta sea factible. Además, habrá que comprobar que la tubería no presente obstrucción alguna con el fin de conseguir un flujo aerodinámico, así como una reducción de las variaciones de presión y de turbulencia durante el transporte. Asimismo, la implantación de cubrimientos con materiales absorbentes o bien de mecanismos de conexión flexibles puede suponer opciones más eficaces.

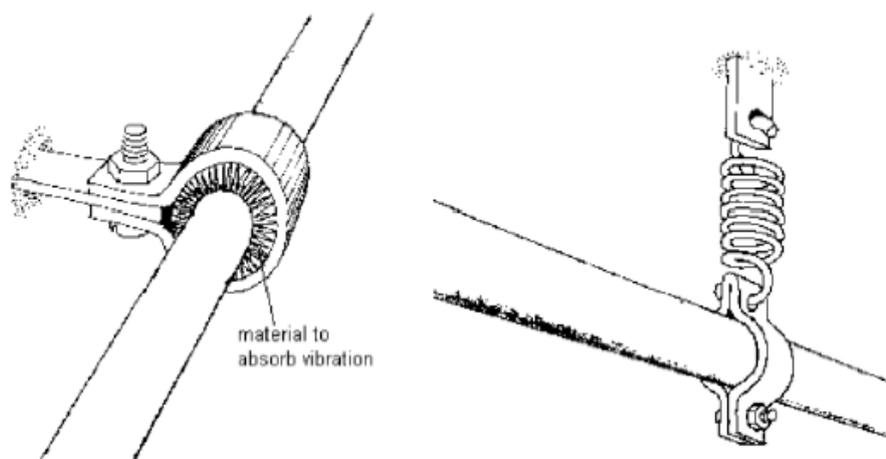


Figura 69: Opciones en tuberías y conductos.

En el caso de que la propulsión del buque o la generación de energía eléctrica se produzcan a través de motores diésel, se va a producir la transmisión de ruidos y vibraciones a través de la tubería de exhaustación de los gases de escape. Para solucionar este problema, se puede emplear elementos de metal-caucho entre la tubería y la estructura del buque, de tal forma que, con un adecuado diseño en la distribución de los soportes, se pueden conseguir reducir la amplitud entre 8 a 10 dB para todas las frecuencias comprendidas entre 63 a 4000 Hz.

Las dos conexiones más usadas para las tuberías de exhaustación de gases son:

- Puntos fijos, capaces de soportar las cargas estáticas y dinámicas que se generan como consecuencia de las dilataciones que se producen.
- Estabilizadores, tolerando el movimiento a causa de la dilatación de la tubería. Además, permite sujetar la tubería cuando presenta un trazado horizontal.

Además, se hace necesario proteger el caucho de las altas temperaturas que presenten ambos soportes causados por los gases de exhaustación, mediante un adecuado aislamiento térmico. Se hace imprescindible conseguir temperaturas por debajo de los 80 °C para los soportes metal-caucho.

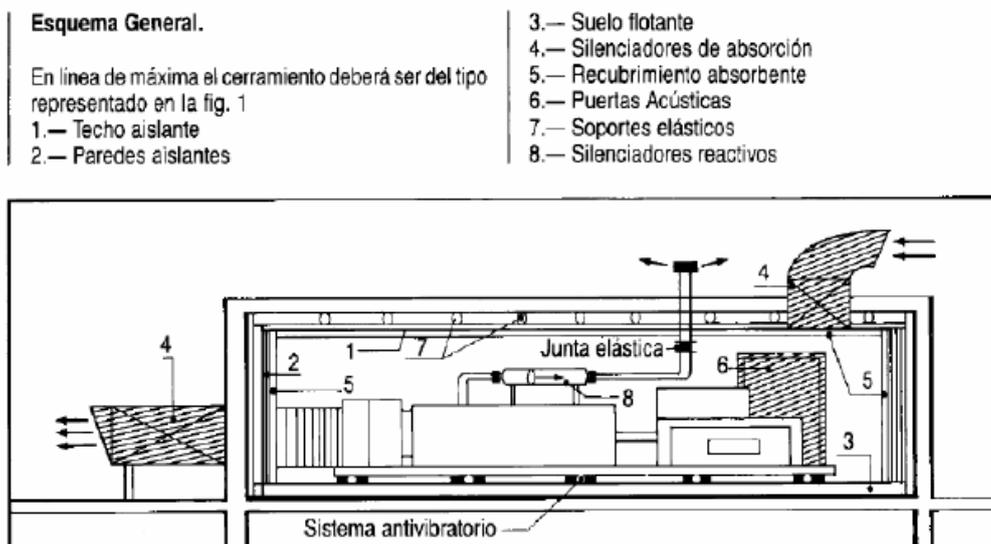


Figura 70: Esquema general de elementos para reducir el ruido radiado.

## 5.4. MÉTODOS DE MODELADO COMPUTACIONAL

Es fundamental identificar el problema de la radiación sonora en la etapa inicial del diseño, aportando soluciones rentables y técnicamente beneficiosas para evitar cualquier coste adicional. Sin una evaluación precisa e independiente durante la etapa de diseño, la industria naviera no puede desarrollar embarcaciones energéticamente eficientes, seguras y más silenciosas.

Para ello, es muy frecuente el uso de los modelos experimentales de dinámica de fluidos (EFD) y de dinámica de fluidos computacional (CFD), utilizándose para el diseño de barcos que trabajan en diversas condiciones de operación y actuando sobre el ruido antes de su construcción.

El EFD se realiza en un entorno de laboratorio controlado (remolques y tanques de cavitación) donde se emplea modelos físicos a escala con los que se simula la estela del barco en el túnel de cavitación, con el fin de evaluar el efecto de cavitación del barco a gran escala.

En el caso del empleo de las herramientas CFD, estas se usan para predecir la propagación del ruido radiado bajo el mar mediante simulaciones. Por ejemplo, destacan métodos empíricos / semi-empíricos; el método CFD híbrido, empleado para crear el modelo de turbulencia, pudiendo esto mejorar el campo de flujo de estela y la radiación de ruido mediante analogía acústica; o el análisis de elementos finitos (FEA), en donde los niveles de ruido de baja frecuencia de la estructura del barco que son generados por la presión fluctuante de la hélice y la maquinaria pueden medirse y estimarse.

El CFD presenta, por tanto, la ventaja de poder modelar muchos fenómenos, siendo capaz de proporcionar una mayor cantidad de datos al emplear la simulación. Presenta un papel destacable tanto en el diseño como en la predicción de la propagación del ruido. No

obstante, resulta necesario la combinación de los métodos CFD y EFD con el fin de obtener un mayor potencial de predicción para desarrollar el mejor diseño posible del buque.

Se puede poner como ejemplo de modelado computacional el estudio de la tecnología “Pressure pores” a través del cual se intentó disminuir de forma considerable el ruido de cavitación en el vórtice de la punta de la hélice:

Basándose en el artículo “Suppression of Tip Vortex Cavitation Noise of Propellers using PressurePores™ Technology” se demostró la efectividad de la implantación de orificios en la superficie de las palas de la hélice para reducir el volumen de cavitación. La realización del estudio se basó en la complementación de los análisis EFD y CFD con el fin de obtener la mayor efectividad posible de la hélice en donde, según afirman, *las frecuencias a las que trabajaban las hélices eran de suma importancia para la fauna marina, de tal manera que, con la implantación de este sistema, la hélice perdió solo el 2% de su eficiencia* (Aktas, et al., 2020).

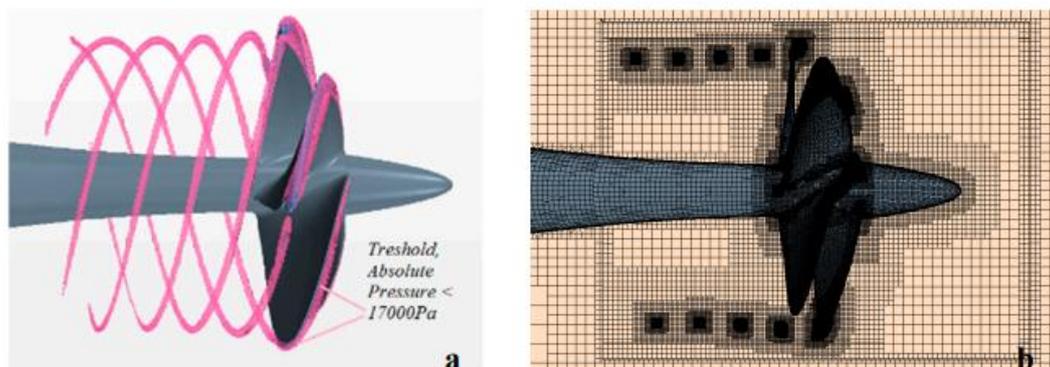


Figura 71: Aplicación CFD de la hélice y mallado.

| <b>PREDICCIÓN DE LOS NIVELES DE RUIDO RADIADO</b>                                  |  |
|--|--|
| <b>Métodos Computacionales</b>   |  |
| <b>Dinámica de fluidos computacional (CFD)</b>                                     | Aplicable para predecir y visualizar las características del flujo alrededor del casco y de los apéndices, generando el campo de estela en el que opera la hélice.   |
| <b>Método de análisis de hélices; método de superficie de elevación (CFD)</b>      | Aplicable para predecir la cavitación  |
| <b>Análisis estadístico de energía (SEA)</b>                                       | Estimación de los niveles de vibración y ruido de alta frecuencia transmitidos desde la maquinaria   |
| <b>Análisis de elementos finitos (FEA) y método de elementos de contorno (BEM)</b> | Estimación de los niveles de vibración y ruido de baja frecuencia de la estructura del barco excitado por la presión fluctuante de la excitación de la hélice y la maquinaria.   |
| <b>modelos experimentales de dinámica de fluidos (EFD)</b>                         |  |
| <b>Túnel de cavitación de la hélice</b>  | Modelan la hélice y, en algunos casos, el casco se forma inmediatamente delante de la hélice, lo que reduce la presión en el túnel de acuerdo con las leyes de escala. Los resultados predicen las velocidades de inicio de la cavitación y el |

|                             |  |
|-----------------------------|--|
|                             | desarrollo de los patrones de cavitación. Las pruebas de túnel también se pueden utilizar para predecir pulsos de presión y ruido de cavitación.   |
| <b>Tanque de cavitación</b> | Amplían el enfoque de modelado de túneles mediante el uso de modelos de barcos en una cámara despresurizada. Esto permite la creación de campos de estela y patrones de flujo más precisos tanto aguas arriba como aguas abajo de la hélice, dando una predicción más precisa de la cavitación |

Tabla 21: Métodos CFD y EFD. Fuente: Kendrick & Collins, 2019.

## 5.5. SOLUCIONES ESTRUCTURALES PARA REDUCIR EL RUIDO RADIADO

Como se ha comentado anteriormente, existen diferentes elementos para evitar la transmisión del ruido al agua. A continuación, se muestran otras soluciones de diseño que se pueden adoptar en el casco para reducir el ruido submarino global causado por la acción de la maquinaria y la hélice.

Asimismo, diversos tratamientos pueden adoptarse con la consecuente reducción del ruido emitido.

### 5.5.1. Amortiguación estructural

La mayor parte del ruido y la vibración del equipo de maquinaria del barco se transmiten al agua a través de la estructura del barco. La respuesta de frecuencia de las estructuras incluye resonancias, con el consiguiente aumento de la transmisibilidad. El papel de los tratamientos de amortiguación se emplea para reducir la amplitud de las resonancias, lo que lleva a un nivel vibratorio, por lo general, más bajo y en consecuencia, esto se traduce en un menor ruido radiado al mar. La figura muestra un ejemplo de respuesta vibratoria de una estructura con y sin tratamiento de amortiguación, siendo eficiente solo si no se encuentra a bajas frecuencias.

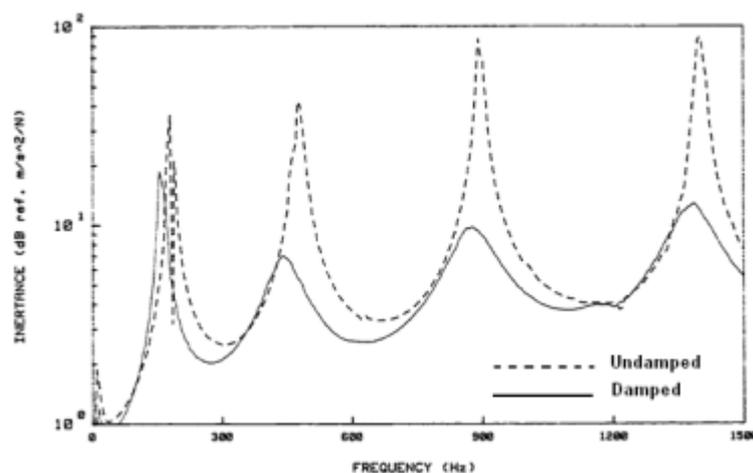


Figura 72: Respuesta vibratoria de una estructura de prueba, sin amortiguar y amortiguada.

Para las estructuras de los barcos, los tratamientos de amortiguación se utilizan a veces junto con el aislamiento térmico para la reducción del ruido aéreo entre

compartimentos. Sin embargo, también se puede utilizar para reducir el ruido radiado al agua que se produce a través de la estructura y el casco.

Las soluciones clásicas consisten en cubrir la estructura, generalmente una placa, con una capa viscoelástica de tal manera que esta se deforme ya sea en modo de extensión o en modo de cizallamiento. La capa restringida es, en general, más eficiente en cuanto a amortiguación gracias a la rigidez de la placa agregada. Sin embargo, el inconveniente que presenta es el aumento significativo de masa. Además, este tipo de solución no es muy eficiente a bajas frecuencias.

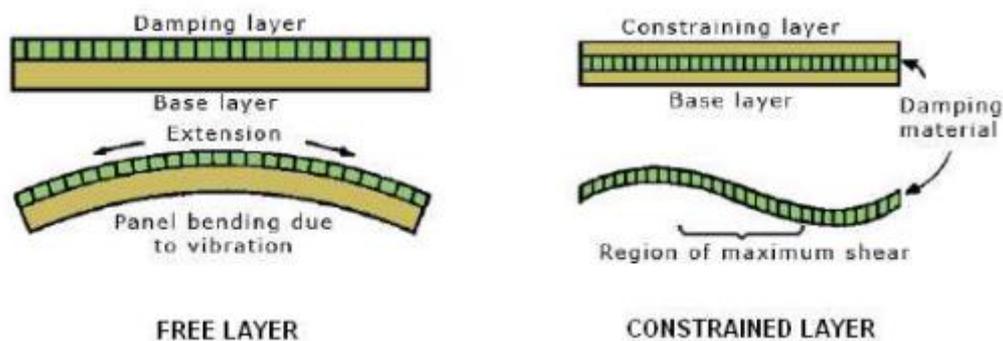


Figura 73: Diferentes amortiguamientos estructurales.

Por tanto, la aplicación de tratamientos de amortiguación para reducir el ruido es una solución ampliamente utilizada para el ruido y las vibraciones aéreas de los barcos. Las aplicaciones típicas a bordo de un buque se encuentran en zonas próximas a la hélice, en sala de máquinas y mamparos.



Figura 74: Elementos de amortiguamiento estructural usados en barcos.

### Ventajas:

- Reducción del ruido irradiado por el casco debido a la respuesta vibratoria.
- Existen algunas soluciones especiales, más adaptadas a bajas frecuencias y estructura gruesa.

### Inconvenientes o limitaciones:

- Eficiencia limitada (relevante solo para el ruido de la maquinaria y la interacción vibro acústica entre la hélice y el casco).
- Aumento de peso.
- Costo adicional.
- Acceso difícil para la integración en algunas ubicaciones del casco.

### 5.5.2. Revestimiento desacoplado del casco

Un revestimiento de desacoplamiento es una capa de material de baja impedancia acústica que actuará reduciendo la trayectoria vibratoria y la trayectoria acústica aérea que se transmite al casco, ayudando a reducir el ruido subacuático. Este método es efectivo para aquellas embarcaciones donde predomina el ruido de la maquinaria frente al ruido de la hélice. Estos revestimientos se componen, generalmente, de una capa de baja impedancia acústica, como pueden ser las espumas de goma o losas visco elásticas.

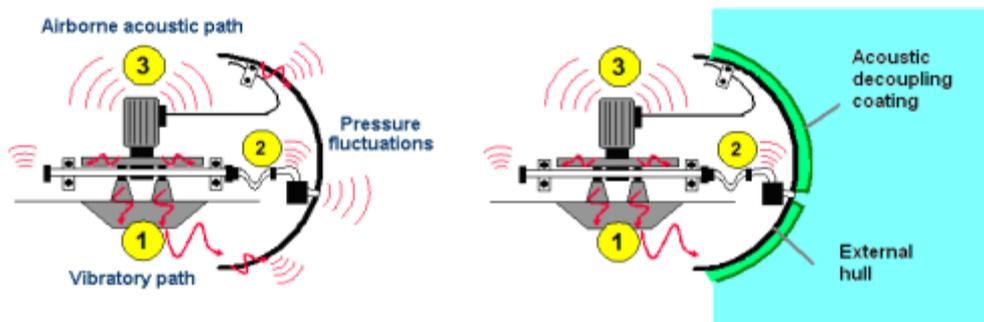
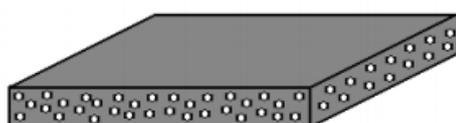


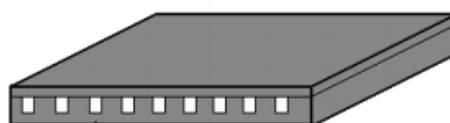
Figura 75: Revestimiento de desacoplamiento acústico para la reducción de la radiación del casco.

Estas se presentan, generalmente, en forma de losas pegadas al casco, pudiendo ser de dos tipos:

- “Materiales con micro-huecos”: el recubrimiento está hecho de una espuma de polímero, o un polímero moldeable, en general poliuretano, incorporando alguna fracción de volumen de cavidades llenas de aire.
- Losas visco elásticas siendo, en la mayoría de los casos, de caucho natural o sintético, con cavidades internas moldeadas (en general dispuestas en un patrón periódico).



Polyurethane slab with micro-cavities



Rubber slab with molded air cavities

Figura 76: Tipos de placas para el casco.

#### Ventajas:

- Permite una reducción significativa del ruido irradiado debido a la maquinaria.
- Sin interferencia con la disposición interna del barco.
- Se puede aplicar tanto a nuevos diseños como a la remodelación de embarcaciones existentes.
- Ningún costo de mantenimiento significativo si se realiza correctamente.

### Inconvenientes o limitaciones:

- Reduce solo el ruido irradiado debido a la maquinaria, no el ruido de la hélice, por lo que la eficiencia se puede reducir si domina el ruido de la hélice.
- Dificultad para controlar la corrosión del casco detrás del revestimiento.
- Coste.

### 5.5.3. Cortinas de burbujas

El proyecto AQUO (2014) investigó el efecto de reducción del ruido submarino a partir de instalar una cortina de burbujas de aire tanto en el casco como en la hélice. De tal manera que la presencia de estas burbujas de aire en el agua afectaría de forma notable a la propagación del sonido al ser la velocidad del sonido menor que en el agua y, por tanto, la absorción aumentaría considerablemente.

Según este proyecto, la alternativa consistiría en un sistema que inyecta aire a través de orificios situadas en las puntas de las palas de la hélice, produciendo burbujas para aislar la hélice del agua de mar así como también aplicándose sobre el casco, lo que daría como resultado una reducción de la eficiencia de la radiación y, en consecuencia, del nivel de ruido emitido al agua.

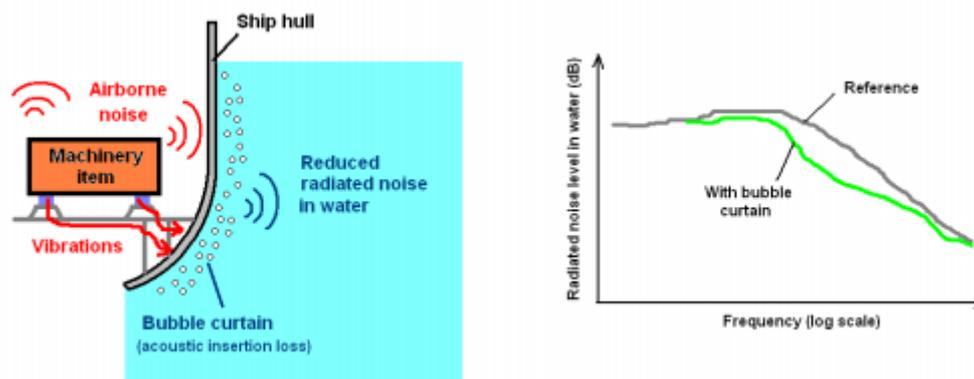


Figura 77: Cortina de burbujas del casco y efecto esperado sobre el ruido radiado.

De esta manera, la presencia de la cortina de burbujas permite reducir el ruido radiado por vibraciones y el ruido aéreo emitido por elementos de maquinaria instalados a bordo y transmitidos al casco a través de diferentes trayectorias. La reducción esperada del ruido radiado puede llegar a alcanzar varios dB en el rango de frecuencia media.

Sin embargo, el problema principal que presenta este sistema es la de generar una cortina de burbujas en el casco del barco ubicado bajo el agua, en aquellas secciones donde se encuentran la mayoría de los elementos de maquinaria ruidosos (es decir, motores principales, motores diésel, generadores, etc.). Para ello, se ha de colocar uno o varios tubos a lo largo del casco, en vertical u horizontal, con orificios que permiten generar las burbujas, recibiendo el nombre de “cinturón de burbujas del casco”. Un segundo tipo es la inyección de aire alrededor de la hélice, utilizando uno o varios tubos, siendo alimentados los tubos por un compresor de aire.

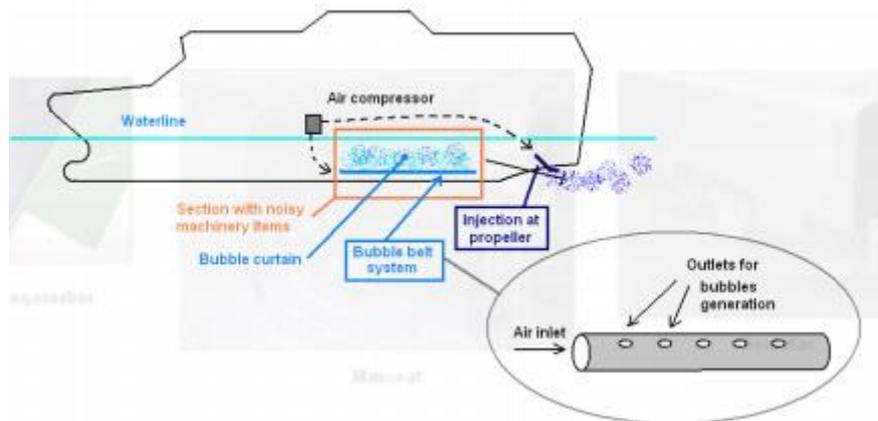


Figura 78: Posible instalación de la cortina de burbujas.

El proyecto AQUO (2014) estima que se puede lograr una reducción de 3 a 6 dB para un buque de carga a 14 nudos. Sin embargo, este sistema genera una resistencia adicional y reduce la eficiencia general en un 2-3%. Esta desventaja podría resolverse aplicando un dispositivo de mejora de la estela junto con el sistema de burbujas de aire.

#### **Ventajas:**

- Permite una reducción significativa del ruido radiado.
- Posibilidad de abordar tanto los nuevos buques como la modificación de los existentes, siempre que haya suficiente espacio a bordo para instalar un compresor dedicado y una red de tuberías.

#### **Inconvenientes o limitaciones:**

- Mayor esfuerzo de diseño.
- Reducción de la eficiencia.
- En el caso de inyección en la hélice, pueden producirse posibles perturbaciones del funcionamiento de la hélice y riesgo de reducción de la eficiencia de esta.
- Posible incompatibilidad para la integración del cinturón fuera del casco.
- En el caso de cinturones de casco, posible alteración del flujo con impacto en la resistencia.
- Requiere la instalación de un compresor dedicado y una red de tuberías.
- Requiere procedimientos de mantenimiento específicos.

#### **5.5.4. Diseño del casco de acuerdo con las especificaciones acústicas**

Los buques están regidos por unos criterios estructurales en cuanto a construcción se refiere. El espesor del casco, la separación entre refuerzos y cuadernas, entre otros, se encuentran especificados por dichos criterios.

La radiación acústica submarina producida por el ruido estructural generado por la maquinaria así como el ruido de la hélice y su transmisión a la zona de popa del buque dependerá de las características que presenta el casco.

De esta manera, se puede reducir la firma acústica de los buques con un aumento de la rigidez del casco, siempre y cuando se llegue a un equilibrio con el número de refuerzos, ya que el aumento de estos supondrá también un incremento en la radiación sonora.

### **5.5.5. El uso de materiales ligeros**

Se pueden emplear diversos materiales ligeros, destacando actualmente en los barcos los compuestos de plástico reforzado con fibra (FRP) y las aleaciones de aluminio.

En el caso de emplear materiales compuestos, se puede configurar con el fin de obtener unas características acordes en cuanto a radiación acústica, a la vez que mantiene la resistencia y las propiedades del buque. Para ello, existe una amplia gama de materias primas, como resinas o configuración tipo sándwich.

El uso de materiales ligeros permite, por un lado, actuar sobre el ruido que se emite al agua al reducir la firma acústica del barco, ya que estos cuentan con un peso menor haciendo que la potencia necesaria para propulsar el buque sea más pequeña. Sin embargo, pueden presentar un incremento de los niveles de vibración para una excitación determinada.

Asimismo, el empleo de una configuración tipo sándwich también permite reducir el ruido al presentar un menor peso que con empleo del acero o del aluminio, así como permite mejorar la firma acústica del buque.

### **5.5.6. Doble casco**

Este requisito es de obligado cumplimiento para los petroleros, establecido por el MARPOL para evitar problemas de contaminación en caso de derrame.

Con relación al ruido radiado, se puede emplear esta alternativa para minimizarlo, principalmente aquel provocado por la maquinaria. Se logra una mejora en cuanto a la transmisión del ruido radiado al agua, al producir un desacoplamiento del casco interior y exterior mediante el empleo de recubrimientos.

Sin embargo, no es factible esta opción ya que supone un aumento del peso y, por ende, habría que generar una mayor potencia para la propulsión, así como supondría un costo significativo la construcción de este tipo de buques.

### **5.5.7. Limpieza de hélice / casco**

Las tres fuentes principales de ruido son: la hélice (cavitación), el ruido de la maquinaria y el ruido del flujo. Pueden verse afectadas por las interacciones existentes entre el casco / hélice del barco y el fluido.

De hecho, por un lado, las fricciones entre el casco del barco y el agua están directamente relacionadas con la potencia instalada. Para dos barcos que navegan a la misma velocidad, la potencia de salida será menor para un buque con casco y hélice limpios que para un buque con casco sucio. En este último caso, el ruido subacuático será directamente mayor.

La aspereza y el ensuciamiento del casco degradarán las condiciones del flujo de agua generando turbulencias, ya que el ruido hidrodinámico debido a las fluctuaciones de presión será más importante. Además, estas turbulencias pueden dificultar el flujo de agua alrededor de la hélice, lo que podría provocar fenómenos ruidosos como la cavitación.

Como se ha comentado, las incrustaciones pueden tener un papel clave en el ruido subacuático. La principal consecuencia directa de las incrustaciones es el aumento del consumo de combustible debido, principalmente, al aumento de la resistencia a la fricción

del barco. También presentará una mayor rugosidad, afectando de esta manera a las fluctuaciones de presión. Por tanto, las incrustaciones pueden generar mayor ruido submarino debido a que estas producirán:

- Un aumento de potencia de la maquinaria para mantener la misma condición de velocidad.
- Riesgo de cavitación de la hélice.
- Ruido hidrodinámico.

Por tanto, algunas de las soluciones generales a adoptar serían:

**Realizar una adecuada limpieza y pulido de la hélice y del casco:** La superficie de la hélice se va a encontrar dañada por la corrosión, erosión y por el ataque de impactos, además de producirse incrustaciones en la hélice y en el casco. De esta manera, se debe realizar la limpieza y el reacondicionamiento de la superficie de la hélice y del casco bajo el agua con regularidad.

Así pues, se puede hacer uso de pinturas anti incrustantes para revestir el casco de los barcos con el fin de evitar las incrustaciones, pudiendo tener como función adicional propiedades anticorrosivas o la disminución de la fricción con el agua.

#### **Ventajas:**

- Solución sencilla.
- Disminuye de manera considerable el consumo de combustible.
- Aplicable a todos los barcos (barcos en servicio).

#### **Desventajas:**

- La operación debe realizarse a menudo.

**Mantenimiento del casco y de la hélice:** para evitar cualquier degradación importante del casco y la hélice, una forma sencilla es controlar la rugosidad y el ensuciamiento de la superficie del casco y la hélice. Puede realizarse mediante inspecciones o mediciones periódicas. Otra forma es seguir el consumo de combustible y la potencia del motor principal para detectar una pérdida de eficiencia.

#### **Ventajas:**

- La implementación de un monitoreo puede ser de bajo coste.
- Evita operaciones de limpieza innecesarias.

#### **Desventajas:**

- El seguimiento no resuelve el problema.

## 5.6. RESUMEN MEDIDAS MITIGADORAS A EMPLEAR EN EL BUQUE

A continuación, se muestra una tabla resumida sobre las medidas explicadas a adoptar en el buque así como las ventajas y desventajas más relevantes que presentan. Asimismo, a partir de la figura, en donde se clasifica los buques y embarcaciones en grupos del 1 al 4, permiten conocer a que barcos van dirigidas estas medidas.

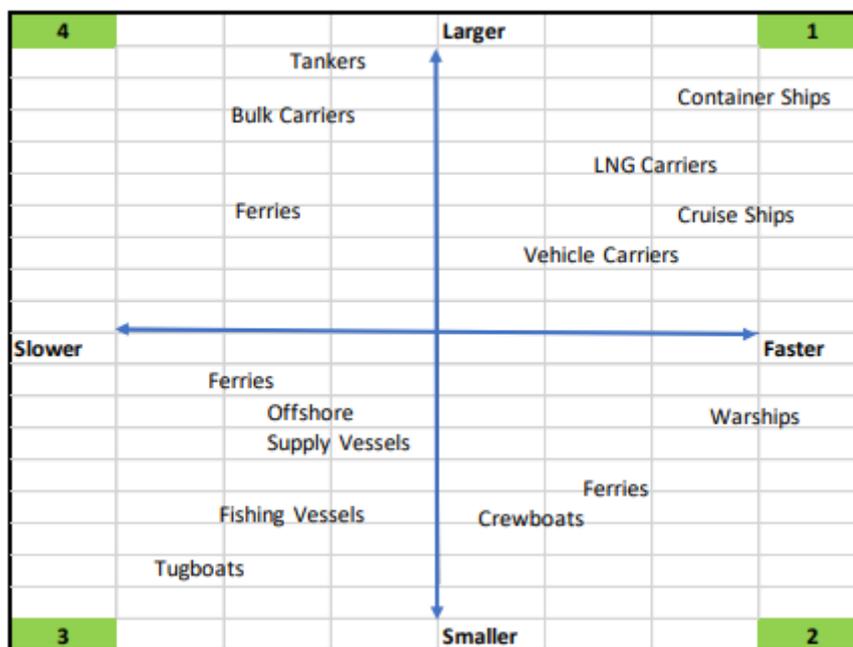


Figura 79: Clasificación de los tipos de buques en grupos.

| Elección de la propulsión más adecuada |   |   |  |                        |
|--|---|---|--|------------------------|
| Selección propulsor                    | Ventajas  | Desventajas   | Aplicabilidad  | Reducción ruido        |
| <b>Diésel-eléctrico</b>                | -Mayor maniobrabilidad en conjunto con los propulsores azimutales<br>-Requiere poco espacio<br>-Disminución de peso | Eficiencia mejorada   | -Nueva construcción<br>-Mayor Aplicabilidad a embarcaciones que presentan velocidades muy variables en el perfil operativo | Superior a 10 dB       |
| <b>Turbinas de vapor/gas</b>           | -Requiere poco espacio<br>-Mejora de comodidad para pasajeros y tripulación   | -Eficiencia reducida<br>-Mayor esfuerzo de diseño<br>-Mayor mantenimiento | Nueva construcción<br>Buques del grupo 1 y 2   | Alto, superior a 10 dB |

|                               |  |  |   |                        |
|-------------------------------|--|--|---|------------------------|
|                               | -Reducción de las emisiones en comparación con los motores diésel  | -Mayor complejidad   |   |                        |
| <b>Motor Stirling</b>         | -Mejora la eficiencia<br>-Reduce las emisiones<br>-Mantenimiento reducido  | -Aumento de peso<br>-Mayor demanda de espacio                            | Nueva construcción                                | Media, entre 5 y 10 dB |
| <b>Propulsión Pod</b>         | -Mejora de comodidad para pasajeros y tripulación<br>-Mayor maniobrabilidad  | -Diseño más complicado<br>-Mayor complejidad<br>-Eficiencia reducida     | -Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 al 4   | Media, entre 5 y 10 dB |
| <b>Propulsores azimutales</b> | -Mejora la eficiencia en comparación con los motores convencionales diésel-eléctrico<br>-Mayor maniobrabilidad<br>-Disminución de peso<br>-Mejora de la comodidad de pasajeros y tripulación | Eficiencia reducida en comparación con los motores diésel convencionales | -Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1, 2 y 3 |                        |

Tabla 22: Resumen propulsión más adecuada.

| <b>Tipos de hélices a emplear para la cavitación</b> |  |  |  |   |
|--|--|--|--|---|
| <b>Tipos de hélices</b>                              | <b>Ventajas</b>  | <b>Desventajas</b>   | <b>Aplicabilidad</b>   | <b>Reducción ruido</b>  |
| <b>Waterjets</b>                                     | -Mejora la eficiencia a altas velocidades<br>-Alta densidad de potencia en embarcaciones rápidas y con poco calado | -Eficiencia reducida a bajas velocidades<br>-Mayor mantenimiento<br>-Mayor complejidad<br>-Aumento de peso | -Nueva construcción<br>-Buques del grupo 2                   | Alto, mayor de 10 dB  |
| <b>Hélice CLT</b>                                    | -Mejora la eficiencia<br>-Mejora de comodidad para pasajeros y tripulación   | Mayor esfuerzo de diseño   | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 al 4 | Eficaz para rangos de frecuencias de 40 a 300 Hz, reduciendo el |

|   |   |   |   |   |
|---|---|---|---|---|
|   |   |   |   | ruido hasta 5-10 dB   |
| <b>Hélice contra-rotativa</b>                         | Mejora la eficiencia  | -Mayor esfuerzo de diseño<br>-Mayor mantenimiento<br>-Mayor complejidad | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 y 2 | Eficaz para rangos de frecuencias de 40 a 300 Hz, reduciendo el ruido hasta 10 dB |
| <b>Hélice Kappel</b>                                  | Mejora la eficiencia  | Mayor esfuerzo de diseño  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 y 2 | Eficaz para rangos de frecuencias de 40 a 300 Hz, reduciendo el ruido hasta 5 dB  |
| <b>Hélice compuesta</b>                               | -Mejora de comodidad para pasajeros y tripulación<br>-Disminución de peso | Mayor esfuerzo de diseño  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 2 y 3 | Bajo, hasta 5 dB  |
| <b>MEDIDAS EFECTIVAS PARA UNA ESTELA MAS UNIFORME</b> |   |   |   |   |
| <b>Conducto Schneekluth</b>                           | -Reduce las emisiones<br>-Mejora la eficiencia                            | Mayor esfuerzo de diseño  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 y 4 | Bajo, hasta 5 dB  |
| <b>Conducto Mewis</b>                                 | -Reduce las emisiones<br>-Mejora la eficiencia                            | Mayor esfuerzo de diseño  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 y 4 | Bajo, hasta 5 dB  |
| <b>Spoilers Grothues</b>                              | -Reduce las emisiones<br>-Mejora la eficiencia                            | Mayor esfuerzo de diseño  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 y 4 | Bajo, hasta 5 dB  |
| <b>Hélice PBCF</b>                                    | -Reduce las emisiones<br>-Mejora la eficiencia                            | Mayor esfuerzo de diseño  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 y 4 | Eficaz para frecuencias inferiores a 1 kHz, reduciendo el ruido entre 5 y 10 dB   |
| <b>Estator pre-remolino</b>                           | -Reduce las emisiones<br>-Mejora la eficiencia                            | Mayor esfuerzo de diseño  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 4     | Bajo, hasta 5 dB  |
| <b>OTRAS MEDIDAS A ADOPTAR</b>                        |   |   |   |   |
|   | -Reducción significativa del  | -presenta menor   | -Nueva construcción   |   |

|                                      |   |  |                          |  |
|--------------------------------------|---|--|--------------------------|--|
| <b>Reducción de vueltas por nudo</b> | ruido de la hélice<br>-Mejora de comodidad para pasajeros y tripulación<br>- Mejora la eficiencia | aplicabilidad para hélices de paso variable<br>-Requiere una hélice y motor más grande y/o la modificación de la caja de cambios | -Buques del grupo 1 al 4 | Depende de la aplicación, permitiendo reducir el ruido hasta 10 dB |
| <b>Mayor inmersión de la hélice</b>  |   | Mayor esfuerzo de diseño   |                          | Bajo, hasta 5 dB   |

Tabla 23: Resumen medidas mitigadoras en la hélice.

| <b>Reducción del ruido de la maquinaria</b>                 |   |  |  |  |
|---|---|--|--|--|
| <b>Elementos</b>  | <b>Ventajas</b>                                   | <b>Desventajas</b>   | <b>Aplicabilidad<br/>Tipos de buques</b>   | <b>Reducción ruido</b>   |
| <b>Montajes resilientes (equipo)</b>                        | Mejora la comodidad de la tripulación y pasajeros | -Mayor demanda de espacio<br>-Aumento de peso                              | -Nueva construcción<br>-Reajuste<br>-Buques del grupo 2 y 3  | Alto, eficaz a frecuencias más altas   |
| <b>Suelo flotante</b>                                       | Mejora la comodidad de la tripulación y pasajeros | -Mayor demanda de espacio<br>-Aumento de peso                              | -Nueva construcción<br>-Reajuste<br>-Buques del grupo 1 al 4   | bajo   |
| <b>Sistema de aislamiento de vibraciones de doble etapa</b> | Mejora la comodidad de la tripulación y pasajeros | -Aumento de peso<br>-Mayor esfuerzo de diseño<br>-Mayor demanda de espacio | -Nueva construcción<br>-Reajuste<br>-Buques del grupo 2 y 3  | Alto, eficaz a frecuencias más altas   |
| <b>Cerramientos acústicos</b>                               | Mejora de comodidad de la tripulación y pasajeros | -Mayor demanda de espacio<br>-Mayor esfuerzo de diseño                     | -Nueva construcción<br>-Reajuste<br>-Buques del grupo 2 y 3<br>- embarcaciones que requieren firmas de ruido muy bajas | Actúa a frecuencias comprendidas entre 125 y 500 Hz, llegando a reducir más de 10 dB |
| <b>Cancelación activa</b>                                   | Mejora de comodidad de la tripulación y pasajeros | -Mayor demanda de espacio  | Nueva construcción   | -Alto, superior a 10 dB<br>-Efectivo para frecuencias discretas                      |

|   |  |  |  |  |
|---|--|--|--|--|
|   |  | -Mayor esfuerzo de diseño  |  |  |
| <b>Control de flujo de gases de escape</b>              | Mejora la eficiencia                                 | Mayor esfuerzo de diseño   | -Nueva construcción<br>Buques del grupo 1 y 4                | Bajo, inferior a 5 dB  |
| <b>Estructural (casco/viga/engrosamiento del suelo)</b> | Mejora de la comodidad de la tripulación y pasajeros | -Mayor esfuerzo de diseño<br>-Mayor demanda de espacio<br>Aumento de peso<br>Eficiencia reducida | -Nueva construcción<br>-Buques del grupo 2 y 3               | Actúa a frecuencias comprendidas entre 10 y 1000 Hz, con una reducción entre 5 y 10 dB |
| <b>SOLUCIONES ESTRUCTURALES</b>                         |  |  |  |  |
| <b>A. estructural</b>                                   | Mejora de la comodidad de la tripulación Y pasajeros | -Mayor esfuerzo de diseño<br>-Aumento de peso  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 2 y 3  | Frecuencias superior a 200 Hz, llegando a reducir más de 10 dB                         |
| <b>Revestimiento desacoplado del casco</b>              | Mejora la eficiencia                                 | Mantenimiento mayor  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 2 y 3  | Frecuencias comprendidas entre 100 y 800 Hz así como superiores                        |
| <b>Cortina de burbujas</b>                              |  | -Mayor esfuerzo de diseño<br>-Reduce la eficiencia<br>-<br>Mantenimiento mayor                   | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 al 4 | Frecuencias comprendidas entre 50 y 10 kHz, llegando a reducir hasta 5 dB              |
| <b>Mantenimiento de la hélice</b>                       | Mejora la eficiencia                                 | Mantenimiento mayor  | - Reajuste<br>- Buques del grupo 1 al 4                      | Bajo, reduce hasta 5 dB  |
| <b>Revestimiento antiincrustante</b>                    | Mantenimiento reducido                               |  | -Reajuste<br>-Nueva construcción<br>-Buques del grupo 1 al 4 | Frecuencias comprendidas entre 50 y 10 kHz, llegando a reducir hasta 5 dB              |

Tabla 24: Resumen medidas mitigadoras a maquinaria y otras soluciones estructurales. Fuente: Kendrick & Collins, 2019.

## 5.6. MEDIDAS DE MITIGACIÓN RELACIONADAS CON EL CONTROL DEL TRÁFICO

A continuación, se realizará un análisis sobre diferentes medidas de mitigación relacionadas con el control del tráfico marítimo, buscando reducir la huella de ruido subacuático debido al transporte marítimo, con el fin de proteger la vida marina.

Se consideran dos tipos:

- Medidas de mitigación aplicadas a un barco en particular.
- Medidas de mitigación aplicadas al tráfico marítimo.

### 5.6.1. Soluciones de mitigación aplicadas a un barco en particular

#### **Reducción de velocidad:**

Como se ha hablado anteriormente, la velocidad del buque va a influir en la cantidad de ruido radiado al mar.

De esta manera, la velocidad de los buques se encuentra ligada con el ruido emitido. Si el barco navega a baja velocidad, generalmente el ruido procederá de los generadores auxiliares, los cuales producen ruido de banda ancha, proporcional al cuadrado de la potencia generada.

El motor de propulsión será el principal foco de ruido submarino cuando el buque presente una velocidad moderada. En cambio, a mayor velocidad del barco, el ruido submarino generado podría estar vinculado con los motores de propulsión y las hélices. Además, una parte del ruido producido por esta última, está asociado con la velocidad de rotación de las palas. Esta señal, junto con sus armónicos, suelen producir una contribución dominante a baja frecuencia cuando las velocidades del buque son altas.

No obstante, no siempre es la velocidad el foco dominante del nivel de ruido subacuático. De hecho, según comentan en el proyecto AQUO (2014), también debe tenerse en cuenta el tamaño que presenta el buque en cuestión. Estos, para llegar a esa conclusión, realizaron una serie de mediciones midiendo los niveles de ruido radiado por 29 buques (divididos en siete categorías según el tipo de buque), obteniendo las siguientes conclusiones:

- En general, los buques portacontenedores y los graneleros tuvieron los niveles de fuente de banda ancha más altos.
- El ruido de los graneleros era predominantemente cercano a los 100 Hz, mientras que el ruido de los buques portacontenedores y los buques tanque era mayoritariamente inferior a 40 Hz.

#### **Modificación de la ruta de los barcos destinada a evitar áreas sensibles:**

La encargada de llevar a cabo esta tarea es la organización marítima internacional (OMI). Esta, según el capítulo V del SOLAS, seguridad de navegación, es el organismo internacional encargado de establecer las rutas de los buques, como bien se establece en la regla 10.

De esta manera, la Organización Marítima Internacional es la responsable de implementar una modificación de la ruta de los buques a causa del ruido submarino, si la

comunidad científica es capaz de identificar especies en peligro de extinción, así como proponer soluciones contra este problema.

Para ello, en la Unión Europea se ha establecido el término “Zona marítima especialmente sensible” (PSSA). Un PSSA es un área que necesita protección especial con respecto a las actividades marítimas. Este término está emprendido por la OMI para reducir, eliminar o prevenir cualquier riesgo a nivel ambiental que pueda producirse, mediante la elaboración de medidas: áreas a evitar, imposición de rutas a los buques o recomendaciones sobre la forma de cruzar una zona marítima.

Todo esto se establece con el fin de evitar en la mayor medida posible cualquier consecuencia ambiental referente a la exposición de niveles de ruido excesivos para las especies. El procedimiento a seguir para minimizar el impacto es:

- Identificar las especies a proteger y su ubicación para determinar una zona a evitar.
- Estudiar el tráfico marítimo del área así como el nivel de ruido subacuático.
- Sugerir una nueva ruta de navegación, así como la distancia mínima requerida para garantizar un bajo nivel de ruido submarino en el área a proteger.

Como bien se observa, este procedimiento no está planteado para actuar sobre el ruido submarino producido por el tráfico marítimo, sino más bien modificar la zona de paso evitando interferir con las especies.

Por tanto, el comité de protección del medio marino (MEPC) de la OMI se encarga de identificar y establecer el término PSSA. Actualmente, existen cinco PSSA establecidos en aguas europeas:

- Mar de Wadden
- Zona del Mar Báltico
- Aguas de Europa Occidental
- Estrecho de Bonifacio
- Las Islas Canarias



Figura 80: PSSA en aguas europeas.

De esta manera, las medidas adoptadas en estas áreas para reducir el impacto de los buques y lo que esto conlleva, han sido:

Mar de Wadden:

- Esquemas de separación de tráfico y establecimiento de rutas en zonas aguas profundas.
- Protección especial bajo la Directiva de Aves y Hábitat de la Unión Europea.

#### Aguas de Europa Occidental:

- Un sistema de notificación obligatorio.

#### Islas Canarias:

- Esquemas de separación de tráfico.
- Zonas a evitar.
- Un sistema de notificación obligatorio (CANREP).

#### Mar Báltico:

- Esquemas de separación de tráfico.
- Establecimiento de rutas en zonas de aguas profundas.
- Establecimiento de áreas a evitar para todos los buques con un arqueo bruto igual o superior a 500.

#### Estrecho de Bonifacio:

- Un sistema obligatorio de notificación de buques llamado BONIFREP.
- Un esquema obligatorio de separación de tráfico.

### **5.6.2. Soluciones de reducción del ruido aplicadas mediante un control de tráfico marítimo**

El proyecto AQUO (2014) presenta algunas soluciones llevadas a cabo para mitigar el ruido a escala global en aquellas zonas donde el ruido de cada buque se relaciona con otras. Estas soluciones de atenuación se basan en la planificación espacial y temporal del tráfico, a partir de una regulación del mismo, según corresponda.

#### **Concentración del tráfico**

Esta opción se basa en la idea de establecer esquemas de separación del tráfico (TSS) para que, de esta forma, los buques naveguen en la misma dirección.

Se trata de una forma de gestión del tráfico permitiendo regularlo en aquellas zonas concurridas. Por lo general, lo dirige la Organización Marítima Internacional (OMI) como una forma de evitar colisiones en el mar. Si bien, también puede ser una opción para actuar sobre el ruido ambiental, al concentrarse en estos puntos.

La figura 81 muestra un esquema de separación del tráfico marítimo en el Canal de la Mancha. En ella se observan dos carriles correspondientes a la ruta marítima principal albergando el tráfico diario en esas zonas.

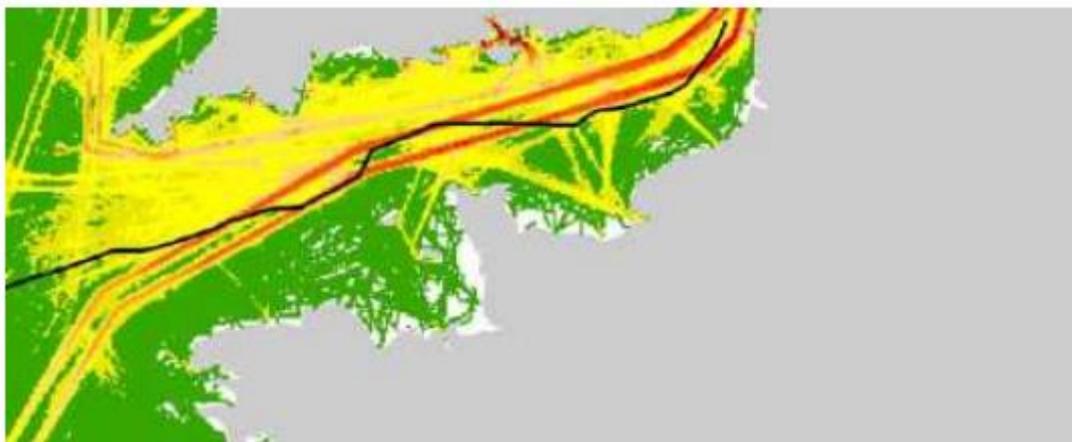


Figura 81: Esquema de separación del tráfico de barcos.

### Dilución del tráfico

Esta alternativa consiste en direccionar el tráfico marítimo de tal forma que la densidad media de buques en una zona determinada sea lo más homogénea posible. Esto se observa en la figura 82, en donde el círculo amarillo hace referencia a la zona de incidencia del ruido de los buques existentes en la zona (estos se representan mediante los puntos negros). De esta manera, se produce una reducción de ruido en cuanto a intensidad y amplitud, limitando la emisión a la zona del interior del círculo amarillo.



Figura 82: Gestión del tráfico de buques para la mitigación del ruido.

### Esquema de separación por tipo de buque

En aquellas zonas donde el tráfico marítimo está regido por un sistema de separación del tráfico (TSS), los buques tienden a navegar uno detrás de otro. La solución de atenuación del ruido consiste en marcar unas velocidades a los buques que se encuentran en esas zonas. De esta manera, se asegura una distancia mínima o máxima entre los buques que se encuentran navegando.

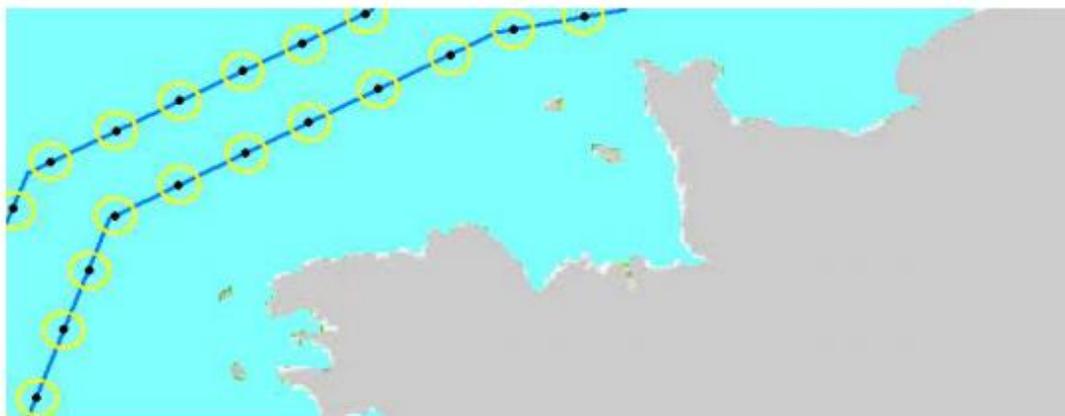


Figura 83: Distancia de separación constante en las rutas de navegación.

Un segundo caso a adoptar en lo referente a reducir el ruido radiado del tráfico marítimo, es la formación de grupos de barcos capaces de navegar a la misma velocidad. Se sabe que cuando se colocan dos fuentes de ruido, y la segunda tiene un nivel de fuente considerablemente más bajo que la primera, el nivel de fuente obtenida de la superposición de las dos es casi igual al primero. Por tanto, el nivel de ruido menor que presenta un buque queda enmascarado por el más ruidoso.

De esta manera, para una flota de barcos, se consigue reducir el ruido existente en las zonas de actuación. Esto se observa en la figura 84, donde el “círculo”, referido al ruido, es mayor que en el caso anterior porque el nivel de ruido total del grupo de barcos es más alto que los emitidos por los barcos individuales. El efecto esperado es un mapa con zonas de ruido mayores pero en un número reducido. Así, el área marítima perjudicada es menor.



Figura 84: Formación de grupos de buques con la misma velocidad.

### Zonas reguladas

En teoría, en aquellas zonas protegidas que existiera una prohibición para navegar en una determinada área, se produciría una reducción en los niveles de ruido propios de la navegación.

De esta manera, en aquellas zonas donde no existe una regulación pero si son consideradas sensibles con respecto a la vida marina, se podrían tomar ciertas medidas en lo referente a restricciones. Por ejemplo, la prohibición para un grupo de buques a navegar en estas áreas debido a la edad que presentan, al emitir mayores niveles de ruido.

### Explotación de características batimétricas

La solución para atenuar la emisión de ruido en aguas someras consiste en establecer la navegación en zonas con poca profundidad para beneficiarse de la absorción del fondo y la difusión de las ondas superficiales de ruido generado por los buques.

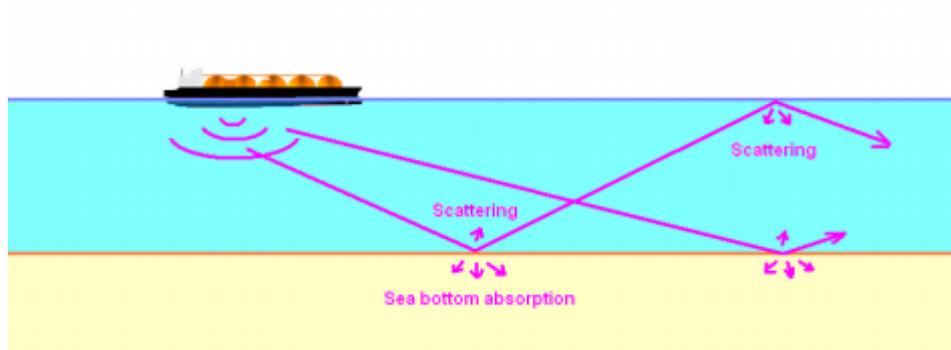


Figura 85: Navegación en aguas someras.



## **Capítulo 6. Medición del ruido radiado al agua por los buques**

Las sociedades de clasificación están introduciendo notaciones de clase relacionadas con el ruido submarino, al existir una creciente preocupación por el impacto medioambiental en los últimos años.

Los buques de guerra y de investigación eran los únicos que presentaban requisitos en cuanto al ruido que radiaban al mar. Sin embargo, cada vez más se están construyendo todo tipo de buques a los que se le designan una notación de clase silenciosa. Es el caso del crucero Celebrity Eclipse y del petrolero Aframax ONEX Peace. Estos, en 2017 y 2021 obtuvieron la notación de clase Silent-E (DNV GL). Además, también se están produciendo rebajas en las tarifas portuarias de algunos puertos para aquellos buques que presentan alguna notación de clase referido al ruido submarino.

En el caso de España, destacan los buques considerados silenciosos “Ángeles Alvariño y Ramón Margalef”. Estos cumplen con los requisitos establecidos en cuanto a niveles sonoros emitidos, por lo que se hará mención en este capítulo sobre las medidas que adoptaron para conseguir la etiqueta de buque silencioso.

De esta manera, existen diferentes metodologías para la medición del ruido radiado al agua por los buques aprobadas por diferentes sociedades, entre los que se encuentran:

- DNV GL silent class notation
- ANSI/ASA S12.64-2009/Parte 1
- ISO/PAS 17208-1:2012
- ICES N°209

### **6.1. METODOLOGÍAS**

En 1995 se crea por el Consejo internacional de explotación del mar (ICES) el ICES N°209, el cual consiste en la primera regulación de ruido radiado de los buques de investigación pesquera. En ella, se establecen unos criterios límites con el fin de garantizar un rendimiento óptimo para no provocar reacciones adversas a diversos peces por parte de determinados buques. Se establece entonces una curva máxima donde muestra los niveles máximos admisibles de ruido radiado al agua por los buques:

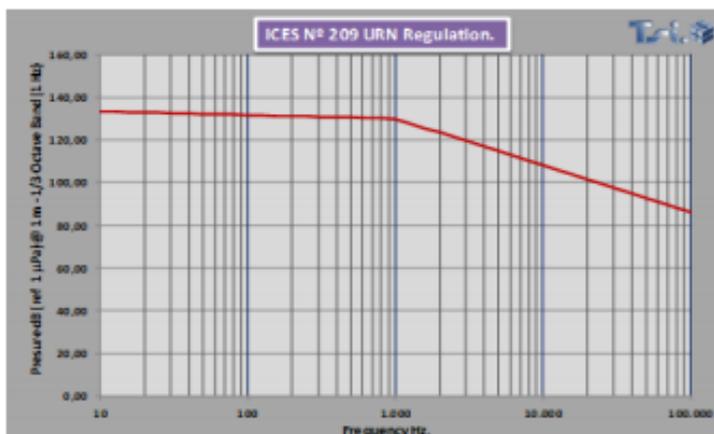


Figura 86: Regulación ICES N°209.

Más tarde, en 2009, ANSI y ASA, la sociedad estadounidense de acústica y el instituto nacional estadounidense de normas, emitieron unas directrices para estimar y medir el ruido submarino causado por los buques.

En general, los estándares ISO/PAS son muy similares a estos, cubriendo ambos las mediciones de los niveles de presión sonora bajo el agua de todos los buques de superficie, independientemente del tamaño, que presenten una velocidad máxima de 50 nudos.

La forma de medición consiste en la utilización de una línea de hidrófonos, los cuales pueden presentar tres grados en función del nivel de precisión que se busca (A, B y C), cuyo objetivo principal es la medición de los niveles de ruido a un tercio de octava, siendo la distancia mínima de medición 100 m o bien la eslora del buque si este era mayor de 100 m.

Los métodos A y B consisten en realizar una serie de mediciones de la presión sonora subacuática mediante el despliegue de tres hidrófonos a diferentes profundidades y con un ángulo determinado para cada uno de estos (15°, 30° y 45°). Además, las profundidades recomendadas para situar los hidrófonos dependen, entre otros, de la distancia comprendida entre el buque y estos instrumentos.

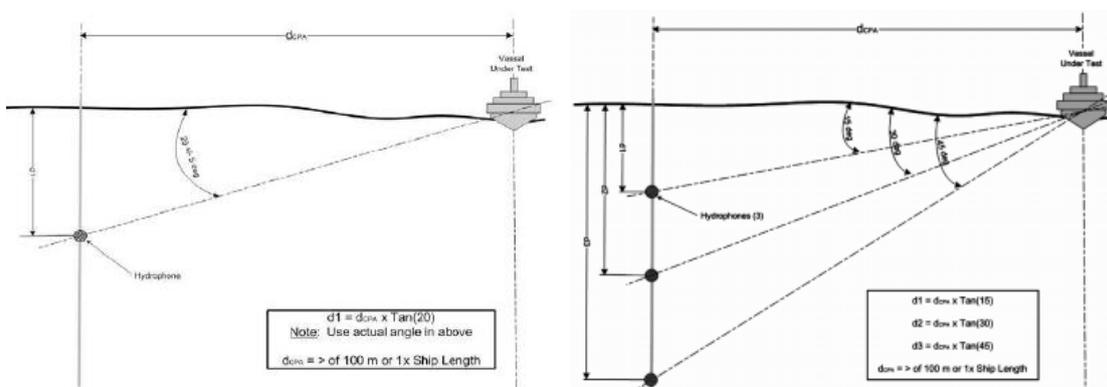


Figura 87: Método de medición ANSI/ASA.

En 2010, **DNV GL** se creó el llamado “silent class notation”. En este apartado se especifica los máximos niveles de ruido radiado que deben presentar los diferentes tipos de buques, que clasifica en:

- SILENT-A: hace referencia a aquellos buques que usan equipos hidroacústicos
- SILENT-S: buques usados en actividades sísmicas
- SILENT-F: aquellas embarcaciones relacionadas con las actividades pesqueras
- SILENT-R: embarcación usada para la investigación u otras operaciones críticas para el ruido
- SILENT-E: cualquier embarcación que requiera una emisión de ruido ambiental controlada

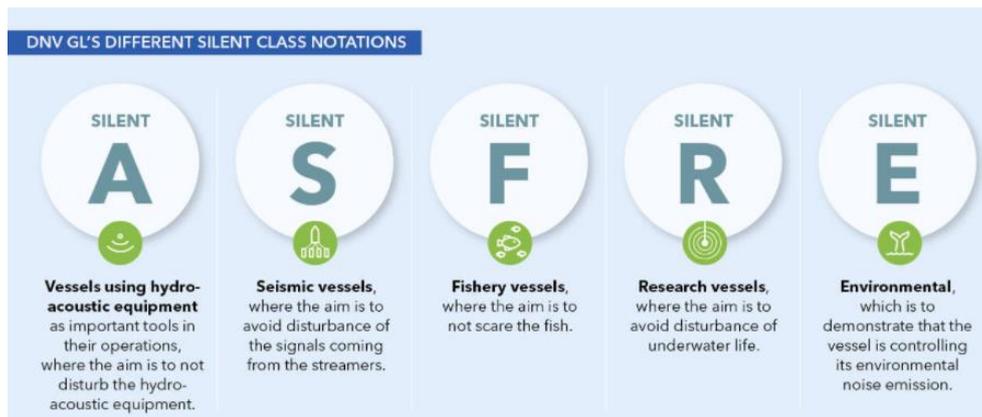


Figura 88: Clasificación DNV GL.

Las reglas que presentan especifican los requisitos para una emisión máxima de ruido subacuático según las condiciones de operación del buque en cuestión. Por tanto, en la siguiente tabla se muestran los niveles máximos de ruidos establecidos por esta sociedad para las diversas operaciones según el tipo de barco:

| <b>Table B1 Summary of criteria</b> |   |                        |
|-------------------------------------|---|------------------------|
| <i>Operational group</i>            | <i>Criteria in dB re. 1 μ Pa/m</i>        | <i>Frequency range</i> |
| A. Acoustic                         | Light survey: 156 – 12 log f(kHz)         | 1 kHz – 100 kHz        |
| A. Acoustic                         | Thruster condition: 165– 12 log f(kHz)    | 1 kHz – 100 kHz        |
| S. Seismic                          | 168 in each 1/3 octave band               | 3.15 Hz – 315 Hz       |
| S. Seismic                          | 175 integrated over the frequency range   | 3.15 Hz – 315 Hz       |
| F. Fishery                          | Light search: 162 – 6 log f(Hz)           | 10 Hz – 100 Hz         |
| F. Fishery                          | Light search: 138 + 6 log f(Hz)           | 100 Hz – 1 000 Hz      |
| F. Fishery                          | Light search: 156 – 13.2 log f(kHz)       | 1 kHz – 100 kHz        |
| F. Fishery                          | Heavy towing: 178 – 8 log f(Hz)           | 10 Hz – 100 Hz         |
| F. Fishery                          | Heavy towing: 162 in each 1/3 octave band | 100 Hz – 1 000 Hz      |
| F. Fishery                          | Heavy towing: 162 – 15 log f(kHz)         | 1 kHz – 100 kHz        |
| R. Research                         | 171.8 – 22.5 log f(Hz)                    | 10 Hz – 25 Hz          |
| R. Research                         | 128.7 + 8.3 log f(Hz)                     | 25 Hz – 1 000 Hz       |
| R. Research                         | 153.6 – 12 log f(Hz)                      | 1 kHz – 100 kHz        |
| E. Environmental                    | Quiet cruise: 171 – 3 log f(Hz)           | 10 Hz – 1 000 Hz       |
| E. Environmental                    | Quiet cruise: 162 – 12 log f(kHz)         | 1 kHz – 100 kHz        |
| E. Environmental                    | Transit: 183 – 5 log f(Hz)                | 10 Hz – 1 000 Hz       |
| E. Environmental                    | Transit: 168 – 12 log f(kHz)              | 1 kHz – 100 kHz        |

Figura 89: Emisión de ruido máximo por la sociedad DNV GL.

En cuanto al procedimiento de medida del ruido subacuático, este consiste en realizar una serie de pruebas usando como instrumento un hidrófono externo que se sitúa en un fondo marino inclinado, manteniendo su posición por medio de una boya. El buque que se sometería a la prueba, navegaría más allá del hidrófono, registrándose el ruido del buque gracias a un equipo de grabación.

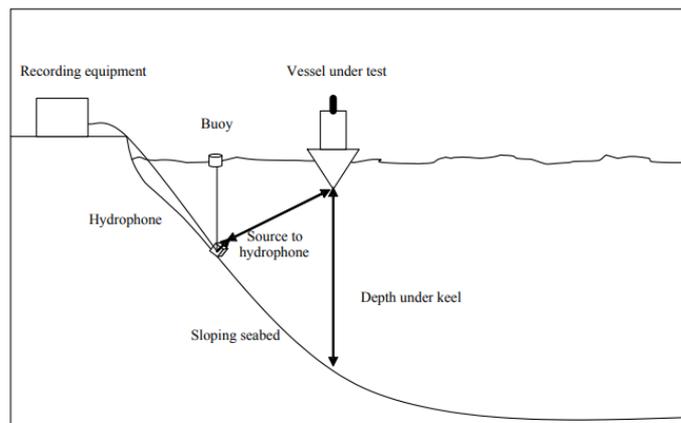


Figura 90: Método de medición DNV GL.

## 6.2. EJEMPLO DE BUQUES SILENCIOSOS

El ruido generado por los buques, ya sea al exterior o el que se radia al agua, así como su impacto al ecosistema y a la fauna marina han ido adquiriendo cierta importancia convirtiéndose en un reto tecnológico en la construcción naval civil actualmente.

La construcción civil española se ha convertido en un referente que busca reducir el impacto de los buques nuevos. De esta manera, a partir de un diseño dinámico/acústico que presentan los buques Ángeles Alvariño y Ramón Margalef y de resultados experimentales, así como del cumplimiento de los requerimientos ICES N°209 sobre el ruido radiado al agua, convierten estos buques en un claro ejemplo tecnológico a la hora de construir buques menos ruidosos.

### Buques Ángeles Alvariño y Ramón Margalef:

En el tema relacionado con el ruido radiado, destacan los buques Ramón Margalef y Ángeles Alvariño, los cuales fueron entregados al Oceanográfico Español en 2011 y 2012. Ambos se expusieron a una serie de pruebas confirmando su éxito en cuanto a los niveles de ruido que generaban y, por tanto, recibieron el nombre de “buque silencioso”.

Los aspectos principales en cuanto a niveles de ruido que presentan estos dos buques son:

| Buques                            | Ramón Margalef  | Ángeles Alvariño                 |
|-----------------------------------|---|----------------------------------|
| Nivel máximo de vibración a bordo | 0,7 mm/s-rms  | 0,7 mm/s-rms                     |
| Ruido a bordo en cabinas          | 37-57 dB (A)  | 50-55 dB (A)                     |
| Nivel de ruido radiado en puerto  | Cumple el reglamento ICES N°209 (< 65 dB a 25 m en ambos lados del casco) | Cumple el reglamento ices N° 209 |

Tabla 25: Características buques Ángeles Alvariño y Ramón Margalef. Fuente: Lozano et al., 2011.

El buque Ramón Margalef fue diseñado como una plataforma silenciosa para realizar trabajos tanto oceanográficos como de investigación pesquera en óptimas condiciones de ruido radiado al agua. Para ello, cuenta con equipos muy sensibles que trabajan emitiendo y recibiendo sonidos a distintas frecuencias. Presenta una autonomía de 12 días con capacidad para hospedarse tanto 11 investigadores y personal técnico, así como una tripulación de 12 miembros.

Además, está compuesto de una propulsión diésel-eléctrica formada por 3 grupos electrógenos accionados por motores diésel GUASCOR F480TA-SG, con potencia de 868 kW a 1500 rpm que se encuentran montados elásticamente, siendo capaz la planta de generar la potencia necesaria para el accionamiento de los dos motores eléctricos así como para suministrar la potencia eléctrica necesaria para los servicios y la maquinaria a bordo.

Con el fin de conseguir el mínimo ruido posible generado, tuvieron en cuenta diversos aspectos como:

- La utilización de motores eléctricos de propulsión montados y acoplados sobre una doble bancada elástica, y encerrados en una cápsula.
- El techo, el suelo y los mamparos de las cámaras de máquinas recibieron un tratamiento de pinturas especiales capaces de amortiguar los ruidos.
- La elección de hélices con un tamaño mayor a las usadas para este tipo de buques, presentando un total de cinco palas de más de dos metros de diámetro, con el objetivo de evitar la cavitación.
- Se han empleado pruebas en canales de experiencias a partir de modelos a escala para obtener unas formas de proa adecuadas capaces de minimizar la formación de olas y burbujas evitando, además, la aparición de turbulencias.
- La pintura del casco se ha tenido en cuenta, mediante un tratamiento especial capaz de reducir la fricción y, por consiguiente, el ruido.

Por otra parte, el buque Ángeles Alvariño presenta las mismas características que el buque Ramón Margalef a diferencia de que este tiene solo un eje que impulsa la hélice de paso fijo único, mientras que el buque Ramón Margalef presenta dos ejes que acciona cada uno una hélice de paso fijo.

Este buque es practicamente gemela al buque oceanografico Ramón Margalef. Presenta un diseño que asegura niveles bajos de ruido radiado al mar permitiéndole trabajar sin alterar a la fauna marina. En ambos buques se han aplicado la gestión integral de vibraciones y ruido permitiéndoles, como ya se ha comentado, obtener la categoría de “buques silenciosos”.



Figura 91: Buques Ángeles Alvariño y Ramón Margalef.

## **La Metodología de gestión integrada de ruido y vibraciones en la que se basan ambos buques:**

Como bien se ha comentado anteriormente, el buque presenta distintas fuentes de ruido y vibraciones debido a que actúan como sistemas elásticos sometidos a fuerzas periódicas. Estos pueden proceder de los motores principales y auxiliares, hélices, sistemas hidráulicos, entre otros.

Existen 3 parámetros de las que dependen las vibraciones que puede presentar el buque:

- La intensidad que presentan las fuerzas de excitación
- Rigidez que presenta la estructura
- La amplificación dinámica a diferentes frecuencias causadas por los fenómenos de resonancia local y global

De esta manera, los elementos presentes en el buque actúan como generadores de ruido aéreo y estructural llegando incluso a radiarse hacia el agua. Por tanto, implementan una serie de medidas adecuadas contra las vibraciones y el ruido para mantener ambos términos en niveles inferiores a sus límites.

En el caso de las vibraciones:

1. Reducir las fuerzas de excitación del sistema
2. Desde el punto de vista dinámico, evitar las estructuras flexibles
3. Evitar los fenómenos de resonancia

En el caso de los ruidos:

1. Minimizar la potencia de sonido y la potencia de vibración de las fuentes de ruido
2. Reducir o disminuir su transmisión
3. Aislar los receptores.

Desde el punto de vista elástico-acústico, el casco se convierte en un radiador de ondas al agua debido a la aceleración que le induce la acción de las principales fuentes de excitación mecánica y de la hélice. En este caso, se llevan a cabo medidas preventivas y se controla a las fuentes causantes del ruido (maquinaria principal y hélice) con el fin de reducir la energía vibratoria transmitida al casco. Por tanto, se tendrá que realizar una serie de pruebas de aceptación en fábrica específicas (FAT) para la maquinaria principal, pulsos de presión inducidos por la hélice y pruebas de cavitación para evitar estos fenómenos.

Con el fin de lograr estos objetivos sobre el ruido y vibraciones del buque, usan una serie de medidas a partir de herramientas de simulación y pruebas dinámicas: los cálculos de predicción de ruido y vibraciones, y del ruido radiado. Estos cálculos de predicción simulan el buque tanto al aire libre y bajo el agua, haciendo que se consiga el diseño óptimo más adecuado.

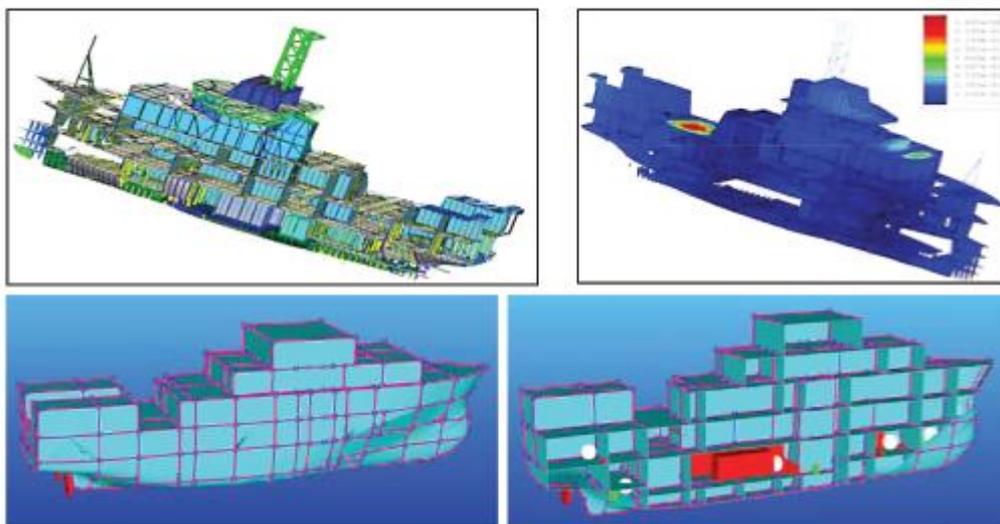


Figura 92: Herramienta de simulación para el ruido radiado.

Para verificar el cumplimiento de los “criterios de diseño” sobre la intensidad de las excitaciones inducidas por la maquinaria principal y la hélice, así como los resultados teóricos que brindan las herramientas de simulación aplicadas, se llevan a cabo diversas pruebas FAT (“Factory Acceptance test”) desarrolladas en distintas etapas del proyecto.

### Resultados sobre el ruido radiado al agua que presentan ambos buques:

Desde la década de los 90, los límites en cuanto URN (underwater radiated noise) definidos por el ICES N ° 209 (Consejo Internacional de Explotación de los Mares) pasó a convertirse en un estándar generalizado. Esta norma permite conocer los límites en cuanto a los niveles de ruido, a 1/3 de octava y a una velocidad de 11 nudos, tal como se muestra en la siguiente imagen:

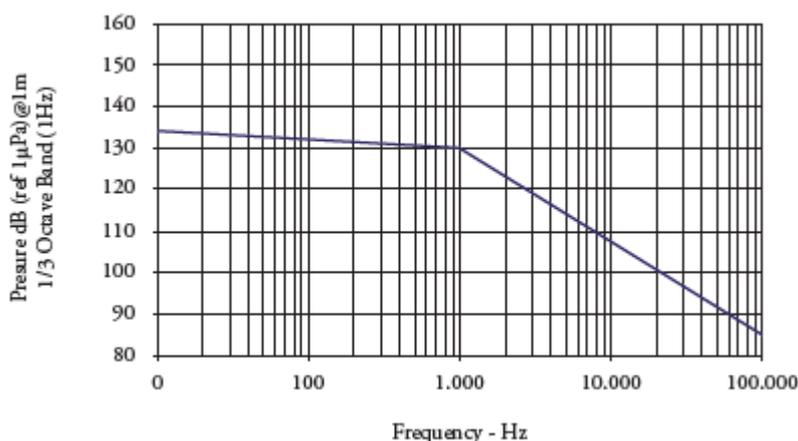


Figura 93: Regulación ICES N°209 a 11 nudos.

De esta manera, para conocer si el buque Ramón Margalef cumplía con el reglamento ICES N°209 en cuanto a ruido radiado, procedieron a medir su ruido con un hidrófono a ambos lados del buque (estribor y babor) y a una velocidad de 11 nudos. Esto

dio lugar a las siguientes gráficas, verificando que claramente cumplía con dichos requisitos al no superar el marcado como límite por dicho reglamento:



Figura 94: Medición ruido radiado buque Ramón Margalef a 11 nudos.

El análisis de banda estrecha realizado permitió conocer que el ruido radiado era causado por las perturbaciones que sufrió el dispositivo de medición debido al estado de la mar y por alguna interferencia proveniente de algún dispositivo operando en la zona.

Por otro lado, el buque Ángeles Alvariño deja entrever que casi cumple con el reglamento ICES N°209. Las pequeñas desviaciones observadas en el análisis de banda estrecha que realizaron, permitieron confirmar que este buque, con respecto al buque Ramón Margalef, presentaba problemas de flujo en la zona de popa.

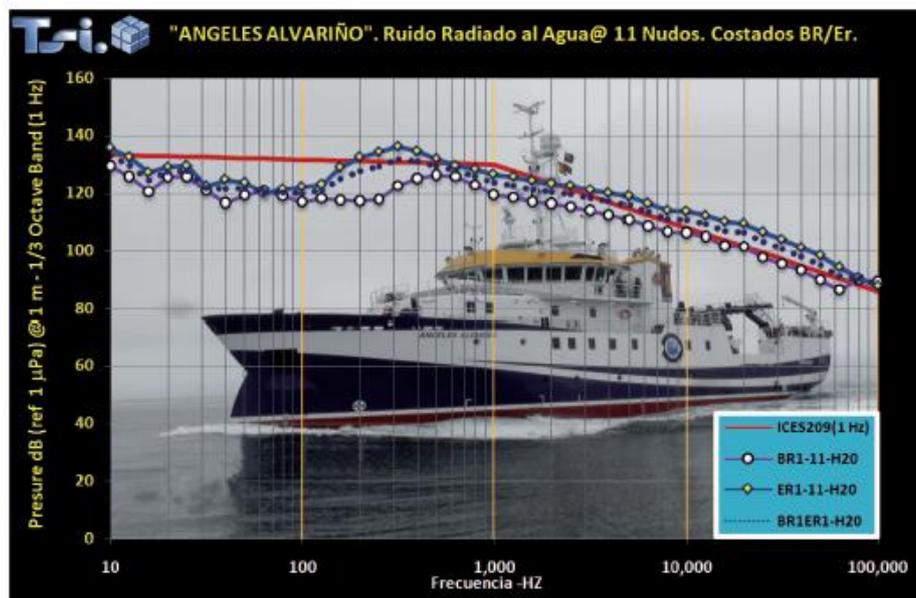


Figura 95: Medición del ruido radiado del buque Ángeles Alvariño a 11 nudos.

# Capítulo 7. Estudio de interferencia del ruido emitido por buques con los sonidos emitidos por diferentes cetáceos

## 7.1. OBJETIVO

El objetivo que se consigue buscar con esta parte experimental del proyecto es la comprobación de lo expuesto anteriormente con relación a la coincidencia de frecuencias entre algunos cetáceos y ciertos buques.

Para la realización del caso práctico, se cuenta con los espectrogramas aislados de algunos delfines, ballenas y una orca para enfrentarlos a siete tipos de buques diferentes.

Se probará a comparar el espectrograma de cada uno de los cetáceos con cada uno de los buques, prestando especial atención y desarrollando en mayor profundidad aquellos en los que el par cetáceo/buque tengan frecuencias coincidentes.

## 7.2. PROGRAMAS Y MATERIAL EMPLEADO

De esta manera, para realizar dicho estudio, se hace uso del software “Pulse labshop” de bruel&Kjaer. Este software proporciona una serie de espectros que permiten observar los diferentes picos resultantes del ruido.

Asimismo, para llegar a la obtención de dichos espectros se hace uso de una serie de instrumentos:

- Un equipo de captación del sonido
- Un micrófono, que actúa como hidrófono
- Un altavoz
- Un ordenador

Las señales analizadas han sido grabadas con hidrófonos, tanto para el ruido de los buques como de los cetáceos. Posteriormente, las señales han sido reproducidas con un altavoz, en condiciones de campo libre, y se han medido con un micrófono.

En cuanto al procesamiento de la señal, se ha empleado en el software la transformada de Fourier, que permite pasar una señal en el dominio del tiempo a la frecuencia. Este consiste en la descomposición o separación de la señal en la suma de señales senoidales de frecuencias distintas.

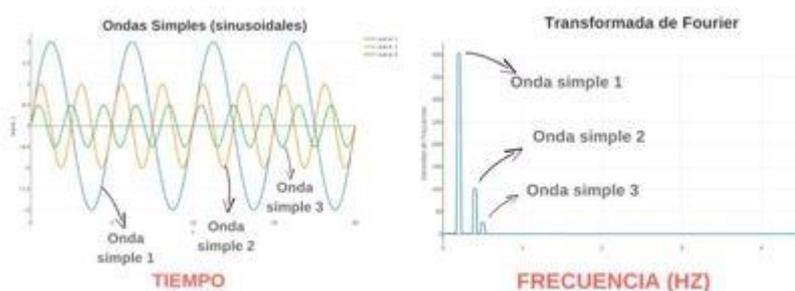


Figura 96: Transformada de Fourier.

De esta manera, permite extraer la firma acústica de un blanco que emite ruido radiado mediante la obtención de tonos característicos, lo que permite su identificación y clasificación.

Por tanto, se configura el software de manera que el rango de frecuencia medible de la transformada de Fourier esté comprendido entre 20 y 20000 Hz. Asimismo, para obtener los resultados con la máxima resolución, se establece un total de 6400 líneas espectrales para representar un ancho de banda espectral de 20 kHz. La resolución espectral obtenida en tercios de octava será de:

$$\frac{20000}{6400} = 3,125 \text{ Hz}$$

Asimismo, el software también proporciona espectros de banda ancha de tercios de octava y de tráfico de contorno. Sin embargo, estas no aportarían información alguna relevante, como bien se verá en los espectrogramas siguientes.

Por último, para el tratamiento de los datos y su representación en gráficas de una forma ordenada y cómoda, se hará uso de la hoja de cálculo Microsoft Excel. Es en esta aplicación donde se podrá observar si hay alguna interferencia entre ambos.

### 7.3. PROBLEMAS ENCONTRADOS

Los datos de los espectrogramas obtenidos han podido diferir levemente con los ruidos reales de los buques y cetáceos a estudio, ya que las medidas se han llevado a cabo en un ambiente de laboratorio con los sonidos grabados y medidos a través de un micrófono, con las posibles alteraciones que esto puede conllevar. Lo ideal habría sido emplear un hidrófono así como haber llevado a cabo las mediciones en el mar. Pero esta opción era inviable.

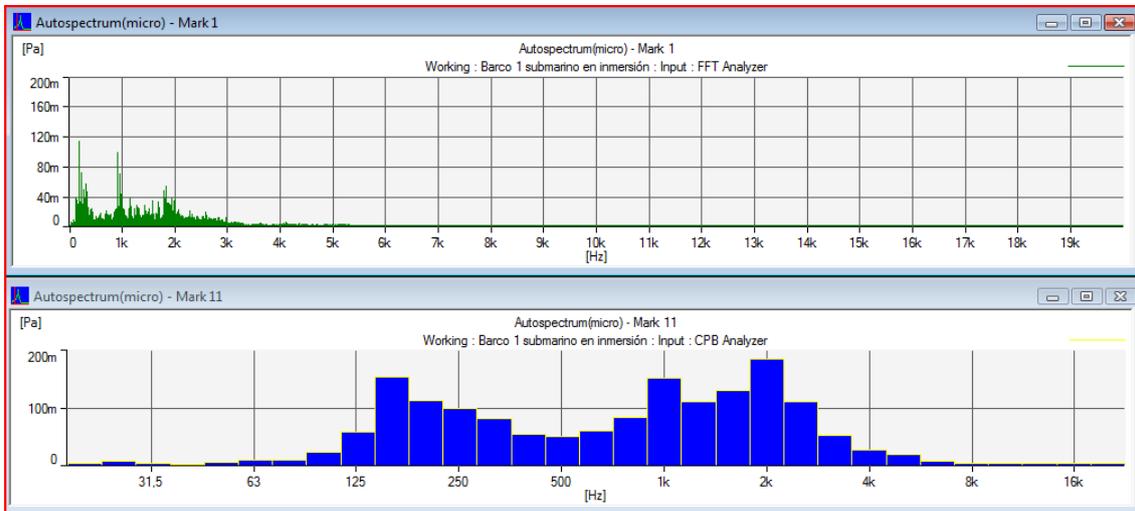
Asimismo, en un primer momento se configuró el programa para obtener los espectrogramas en decibelios con la consecuencia de que, al ser logarítmica, se obtenían muchos picos en el espectrograma y, por tanto, resultaba difícil de analizar. Por este motivo se tomó la decisión de realizarlo de forma lineal, en pascales.

Por último, apareció un problema relacionado con la escala. Esto era debido a que lo ideal habría sido que todos los buques, así como los cetáceos, se hubieran encontrado a la misma distancia del hidrófono. Sin embargo, esta opción era imposible ya que los espectrogramas se habían obtenido de grabaciones de ambos elementos. De esta manera, hay señales grabadas con mucha amplitud al estar cerca del hidrófono, y otras con poca amplitud debido a la lejanía, por lo que era necesario buscar una escala igual en todos para poder compararlo adecuadamente.

Por lo tanto, se han reescalado las amplitudes de algunos espectros pero manteniendo las frecuencias de los mismos. Realmente lo interesante es ver el nivel de coincidencia de los espectros de los buques y cetáceos en el dominio de la frecuencia.

## 7.4. RESULTADOS OBTENIDOS

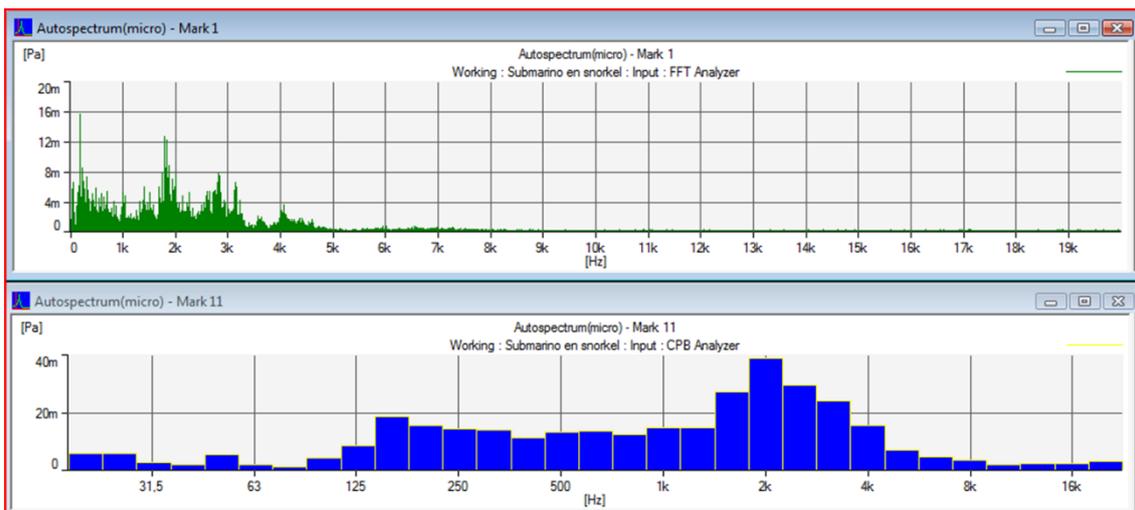
### 7.4.1. Espectrogramas de los buques a estudio



Espectrograma 1: submarino en inmersión

La grabación corresponde a un submarino con propulsión eléctrica navegando en inmersión, con su hélice moviéndose a 90 rpm. Los picos del espectrograma se pueden asociar al zumbido procedente del motor eléctrico y también a los golpeteos propios del movimiento de los timones de gobierno en profundidad.

Como bien se observa, este submarino en particular va a emitir unos niveles de ruido hasta una frecuencia aproximada de 2 kHz, donde destaca un pico espectral en 172 Hz así como otros picos menores a 216 y 903 Hz.



Espectrograma 2: submarino en snorkel

Este espectrograma representa el ruido procedente de un submarino con propulsión diésel-eléctrica navegando en snorkel. Como bien es sabido, la navegación en snorkel es

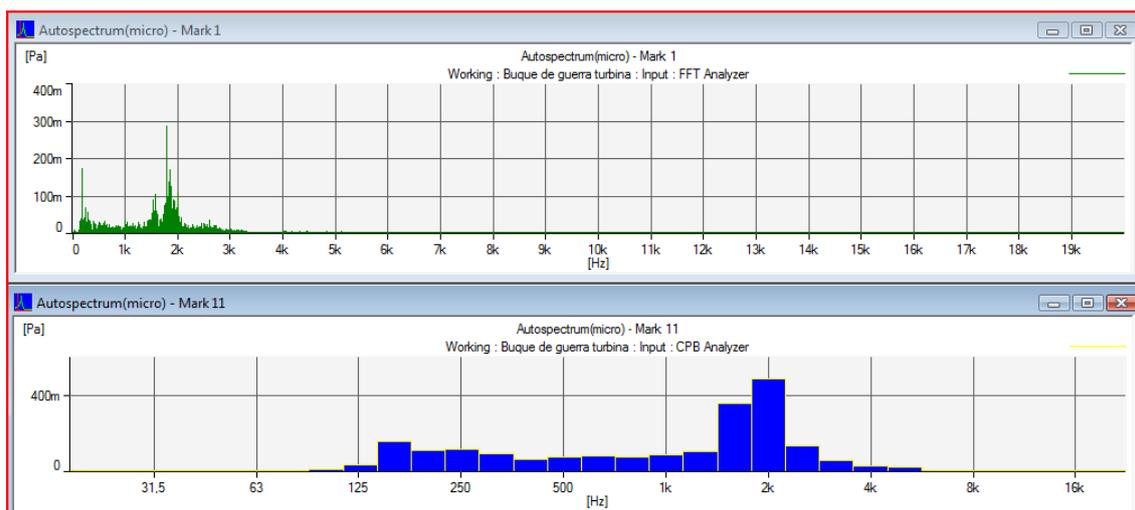
el sistema empleado por los submarinos de propulsión diésel-eléctrica para poder cargar las baterías mientras permanecen en inmersión.

Su hélice se mueve a 180 rpm. Puede apreciarse el ruido del motor diésel y el aumento y disminución del volumen causado por el cabeceo a consecuencia de la escasa profundidad que mantiene.

Está compuesto por una serie de picos espectrales, y el rango que aporta la información está entre 0 y 3500 Hz, aproximadamente. Asimismo, destaca un pico que domina en 172 Hz, al que se le puede asociar el arranque de los motores diésel.

Se conoce que el motor auxiliar generador de un submarino gira en torno a 25 Hz, es decir, 1500 rpm. Si se supone que presenta un motor de 14 cilindros de 4T, podría claramente asociarse este pico a la frecuencia de explosión de los motores diésel, puesto que:

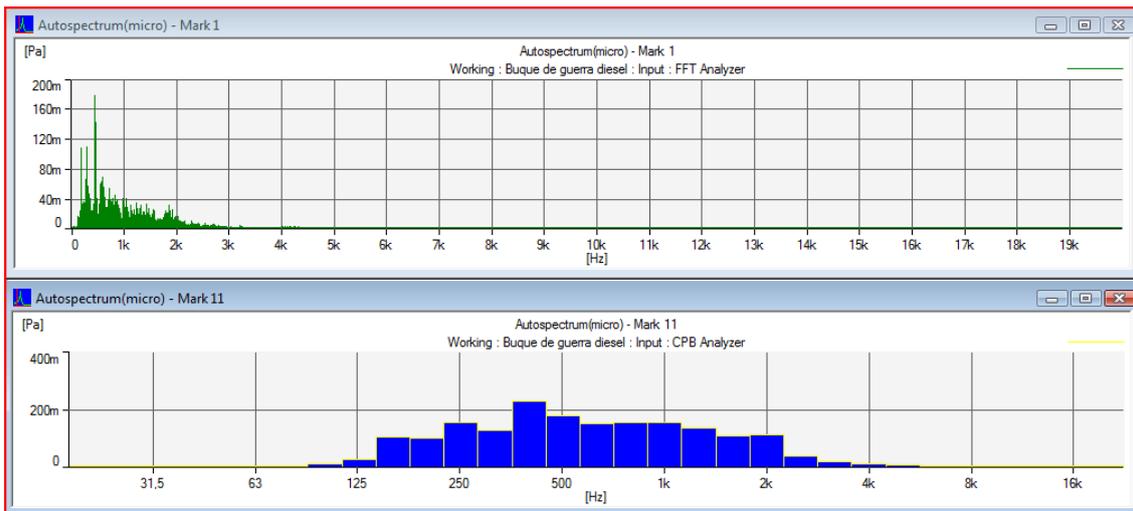
$$\frac{1500 \text{ rpm} * 14 \text{ cilindros}}{60 * 2} = 172 \text{ Hz}$$



Espectrograma 3: buque de guerra con turbina

Está representado en el espectrograma anterior el ruido producido por un buque de guerra con propulsión de turbina de vapor en la que su hélice gira a 108 r.p.m. En la grabación, se percibe el silbido característico producido por el paso del vapor sobre los álabes de la turbina. Debido a que la turbina gira a gran velocidad, es preciso acoplarla al eje de la hélice mediante unos engranajes reductores, que son la principal fuente de ruido del sistema.

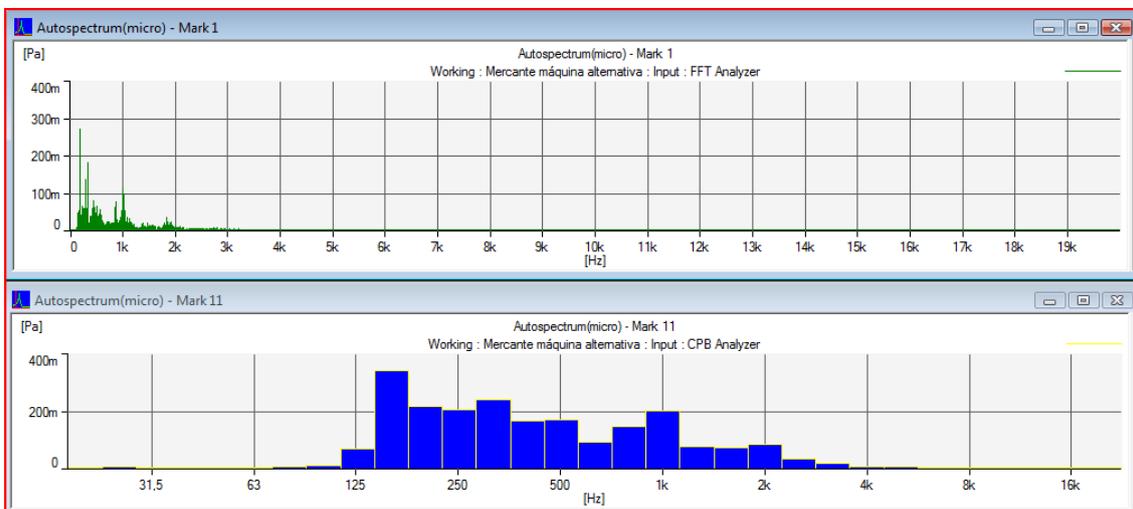
Claramente se observa que el rango espectral se encuentra situado hasta los 2000 Hz. Presenta un pico dominante en 1,77 kHz, así como otros picos menores en 175 Hz y 1853 Hz.



Espectrograma 4: buque de guerra con motor diésel

La grabación contiene el ruido producido por un buque de guerra que presenta una propulsión con motores diésel, con su hélice girando a 122 r.p.m. La propulsión diésel es una de las más habituales, ya sea sola o combinada con otro sistema, generalmente turbinas. Es característico de este sistema el repiqueteo producido por las explosiones del motor.

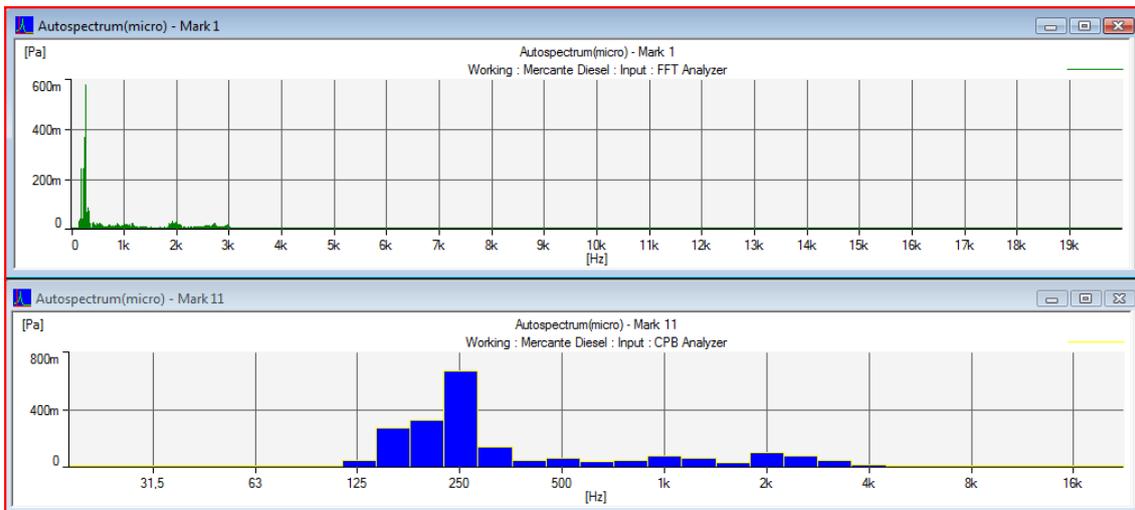
Así pues, presenta un espectrograma en donde los valores significativos en cuanto al ruido se encuentran situados hasta 2000 Hz, aproximadamente, con un pico dominante en 438 Hz.



Espectrograma 5: buque mercante con máquina alternativa

Representa el ruido producido por un buque mercante propulsado por una máquina alternativa, con su hélice girando a 96 rpm. Es bien conocido que este tipo de propulsión está obsoleto y, por tanto, es muy difícil de encontrar.

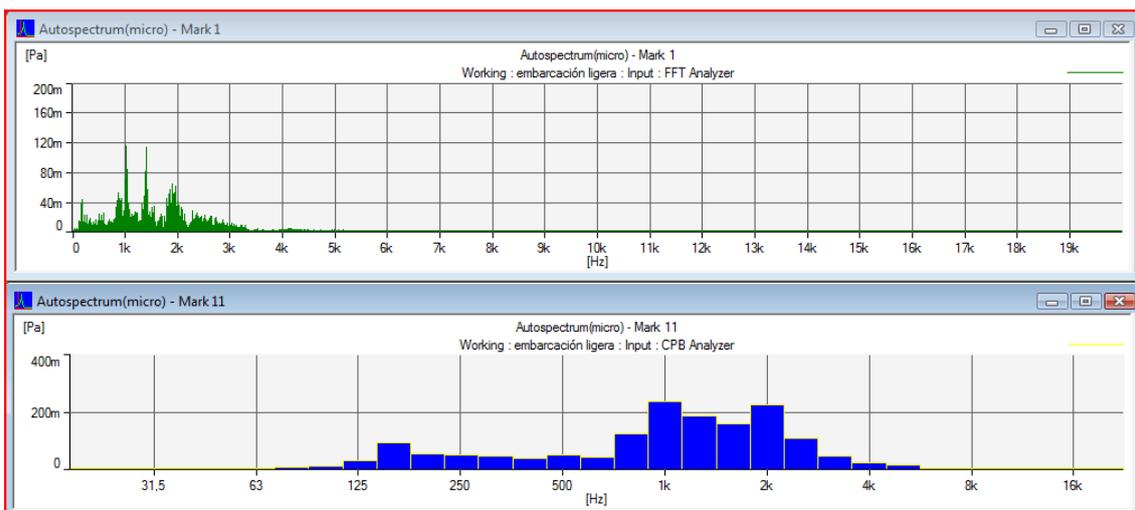
El espectrograma obtenido permite conocer que el ruido se va a centrar en un rango de frecuencias hasta 1 kHz, con un pico dominante en torno a 170 Hz.



Espectrograma 6: buque mercante con motor diésel

La grabación contiene el ruido producido por un buque mercante propulsado por un motor diésel. Su hélice gira a 98 rpm. Este tipo de propulsión es el más extendido entre esta clase de buques. Además, tiene un efecto característico de resonancia debido a que navega en lastre, es decir, con las bodegas vacías.

Su espectrograma permite observar un pico dominante en 250 Hz. Puede deberse, como bien se ha comentado en el submarino en snorkel, a la explosión en los motores diésel. En este caso particular, existe un pico dominante a una frecuencia mayor que en el caso del submarino, la cual puede estar producida por un motor compuesto por un mayor número de cilindros, o bien porque el régimen de giro del motor sea mayor.



Espectrograma 7: embarcación ligera

Por último, esta grabación corresponde a una embarcación ligera. Se denominan así a mercantes de cabotaje, pesqueros y embarcaciones de recreo, las cuales van propulsadas por un motor de gasolina que mueve su hélice a más de 200 rpm.

La característica más recalable de este tipo de propulsión es su régimen inestable de revoluciones. Esto puede observarse en su espectrograma compuesto por varios picos dominantes, en los que destacan un pico a 1kHz aproximadamente, así como a 1,38 kHz.

#### 7.4.2. Espectrogramas de los cetáceos a estudio

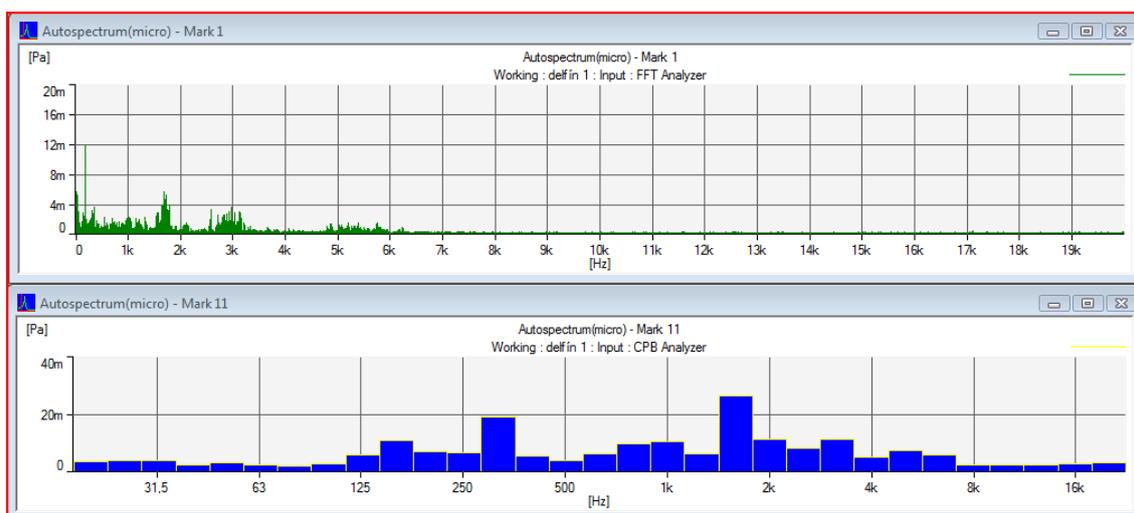
Se trata de los espectrogramas correspondientes a los siguientes cetáceos: delfín, ballena azul y orca.

Se comprueba en la realización de este caso práctico que el delfín presenta 3 zonas de frecuencias donde genera sonido de forma predominante. Estos son capaces de producir sonidos de baja frecuencia, en torno a 100-300 Hz; sonidos de altas frecuencias (2 kHz-3kHz) y ultrasonidos, los cuales no pueden apreciarse por el oído humano.

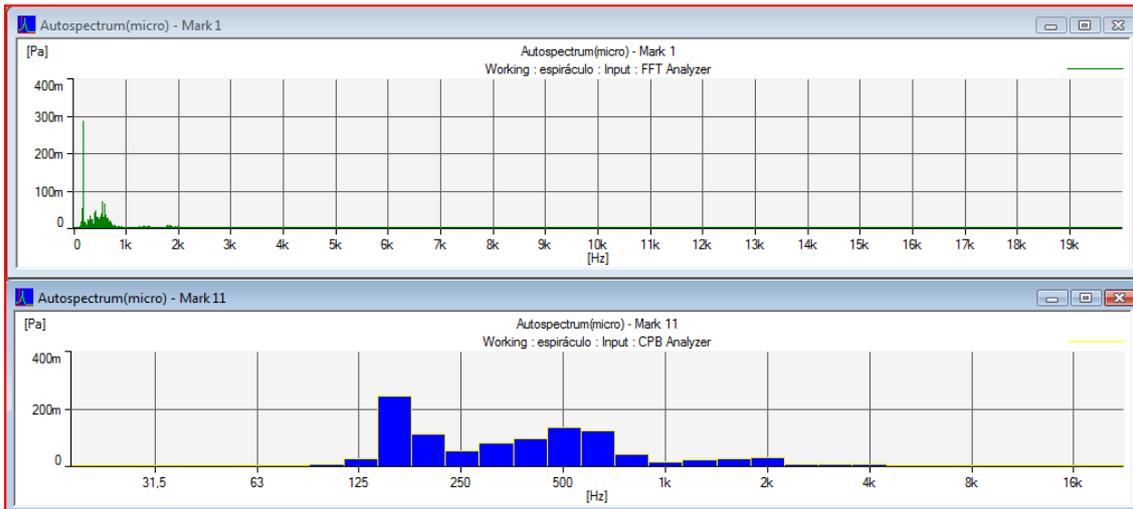
Asimismo, las ballenas tienen varios tipos de sonidos, igual que los delfines, pero destacan por presentar un sonido en forma de barrido, donde cambian la frecuencia. Producen sonidos a una frecuencia mayor, en torno a 3 kHz o incluso más, y bastante limpios, de forma que aparece generalmente subarmónicos y armónicos.

Finalmente, las orcas presentan un sonido muy parecido al de las ballenas, también con sus respectivos subarmónicos y armónicos.

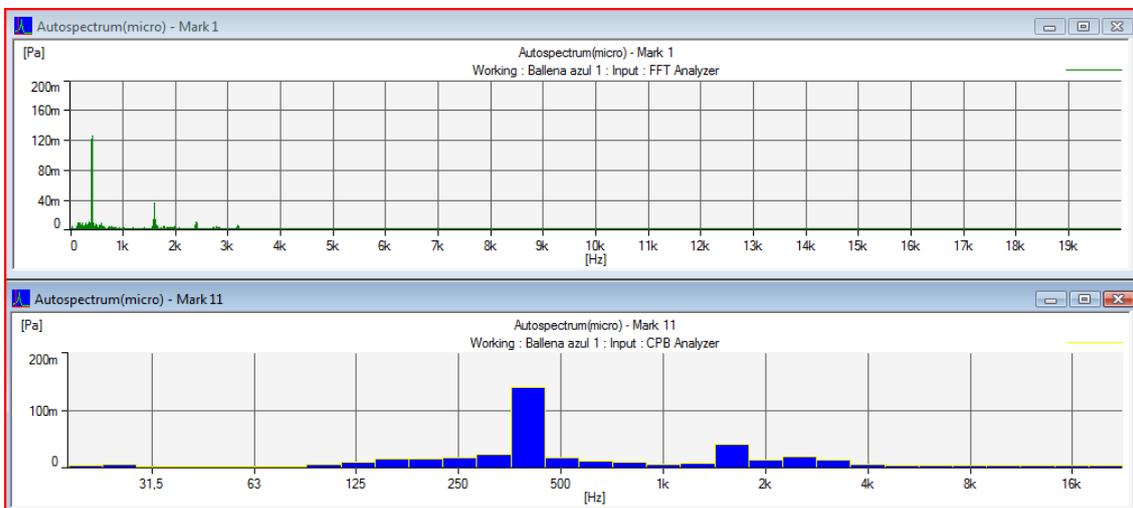
Por tanto, a continuación, se muestran los espectrogramas obtenidos, los cuales se encuentran agrupados en sonidos de baja frecuencia, sonidos de alta frecuencia, sonidos de baja y alta frecuencia, sonidos de barrido y aquellos en donde se observan sus armónicos y subarmónicos.



Espectrograma 8: delfín 1 a baja frecuencia



Espectrograma 9: delfín a través del espiráculo a baja frecuencia

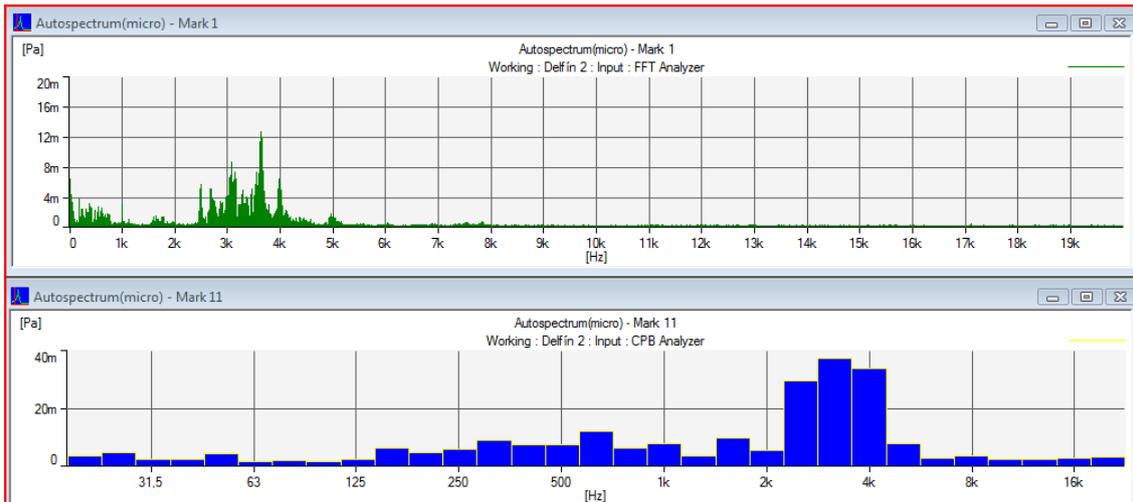


Espectrograma 10: ballena azul a baja frecuencia

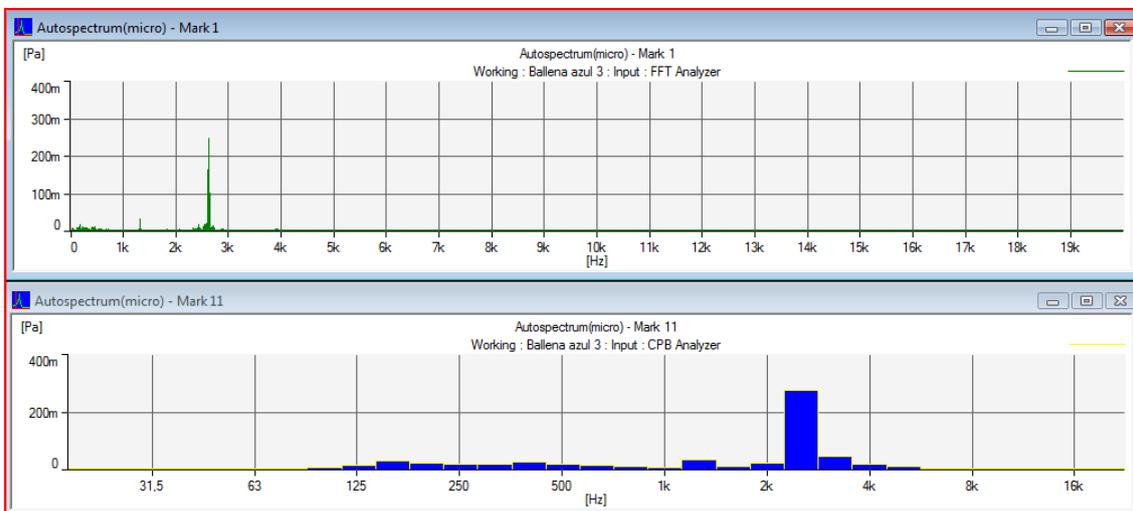
Estos espectrogramas corresponden al sonido emitido a baja frecuencia por el delfín, ya sea el generado por la faringe o por el espiráculo, y la ballena azul.

En el primer espectrograma, se puede apreciar que en el amplio rango de frecuencias que emite el delfín, el pico más recalcable se encuentra a baja frecuencia, ya que aparece alrededor de 170 Hz. Asimismo, aquel producido a través del espiráculo (segundo espectrograma), también produce silbidos a la misma frecuencia, en torno a 170 Hz.

El sonido emitido por la ballena azul a baja frecuencia se puede observar en el tercer espectrograma, que presenta el pico dominante a 400 Hz, aproximadamente.



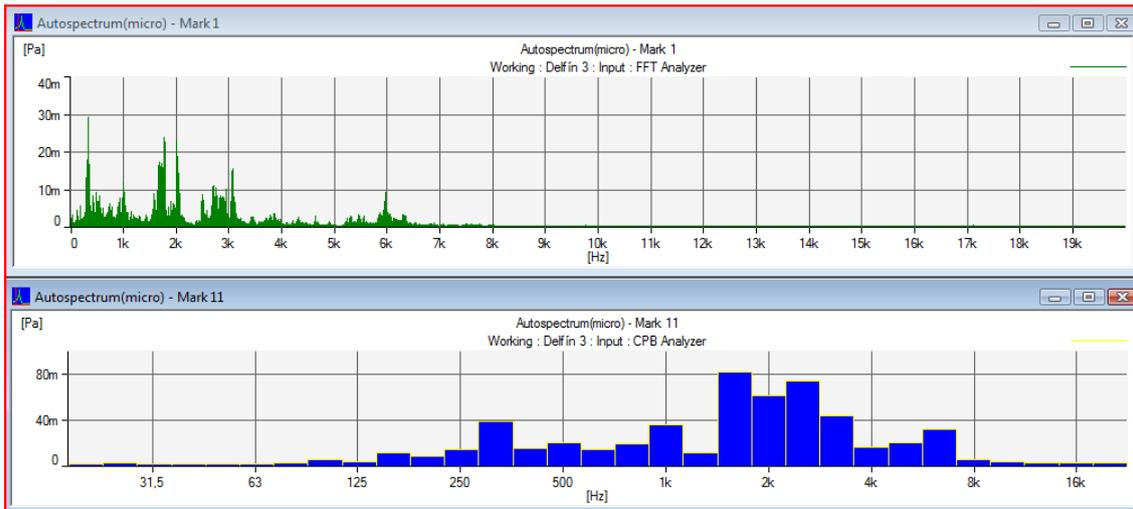
Espectrograma 11: delfín 2 alta frecuencia



Espectrograma 12: ballena azul 3 alta frecuencia

En este caso, analizando el espectrograma de otra emisión de sonido por parte de un delfín, se puede apreciar que el sonido se alberga en un rango de frecuencias bastante mayor al anterior, pues se localiza entre 2500 y 4000 Hz.

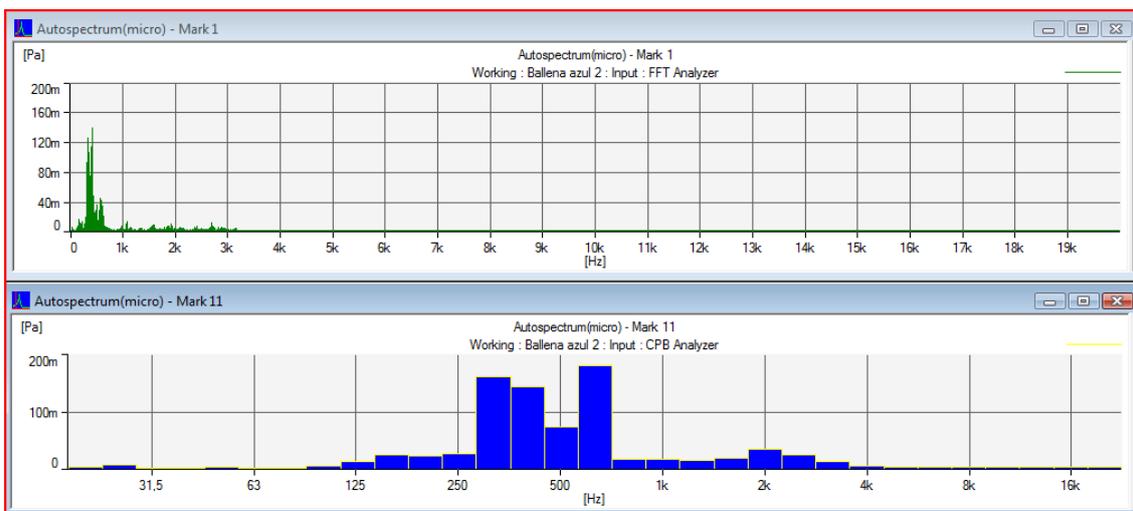
Asimismo, en el caso de la ballena azul mediante su espectrograma, puede observarse que también trabaja a alta frecuencia, en torno a 2500 Hz aproximadamente, y puede apreciarse un sonido muy limpio.



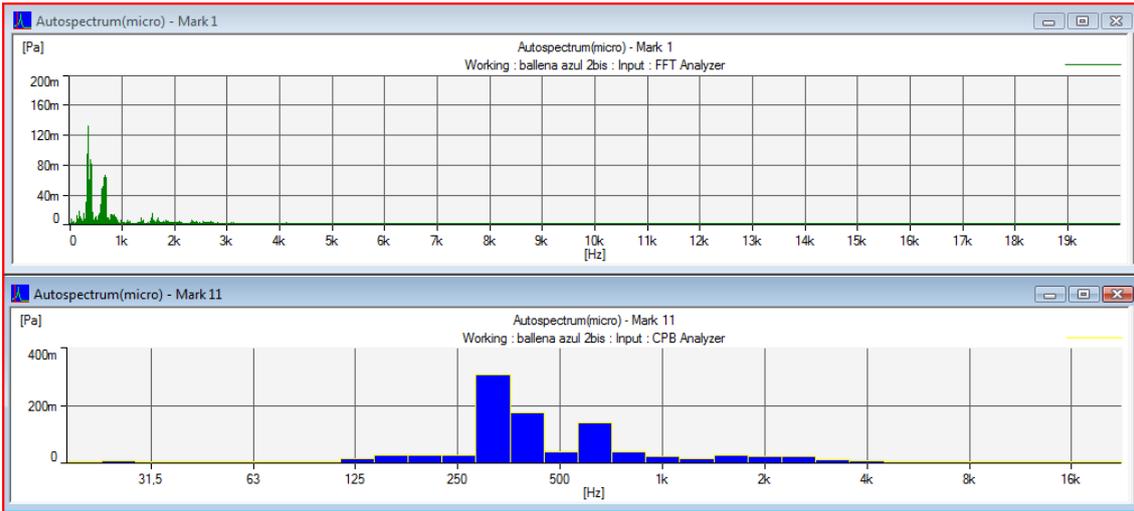
Espectrograma 13: delfín 3

En este espectrograma se observan tanto sonidos a baja frecuencia como a alta frecuencia, producidos por el delfín. Presenta un pico dominante en 325 Hz, así como otros picos menores en 1,76 KHz y 2KHz.

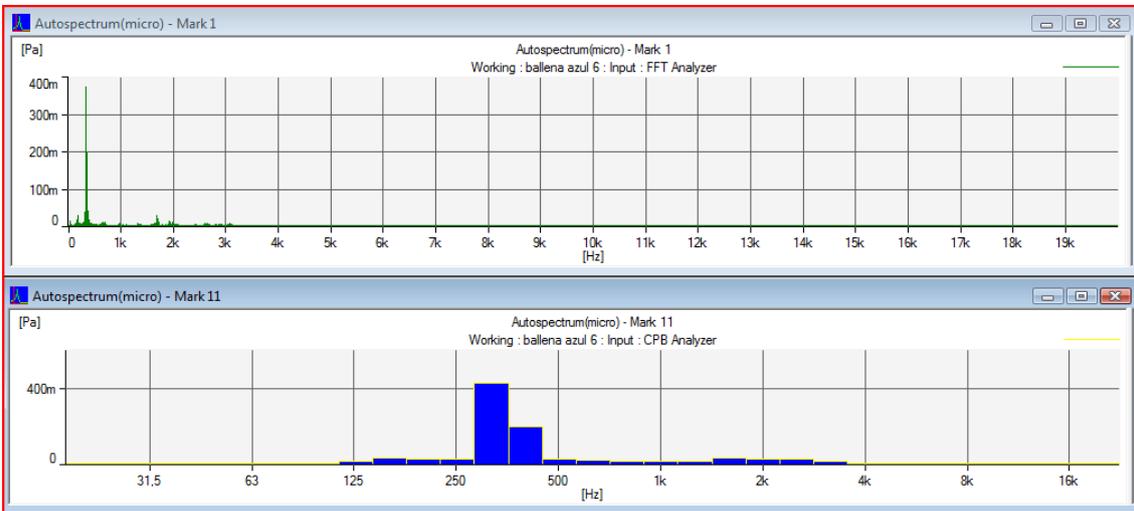
Por tanto, se percibe el gran rango de frecuencias que usan los delfines para sus comunicaciones.



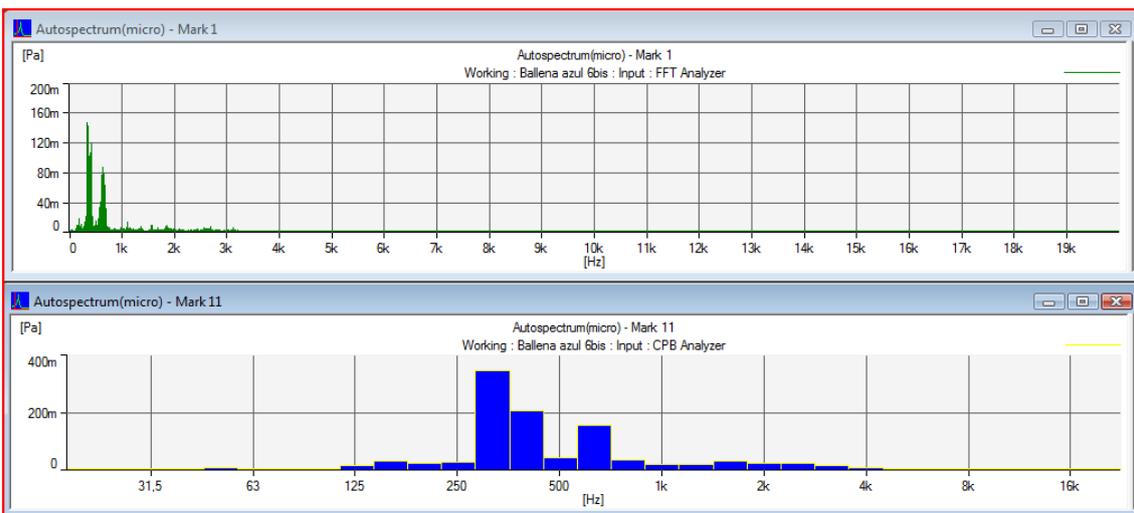
Espectrograma 14: ballena azul 2 primer sonido (efecto barrido)



Espectrograma 15: ballena azul 2 segundo sonido (efecto barrido)

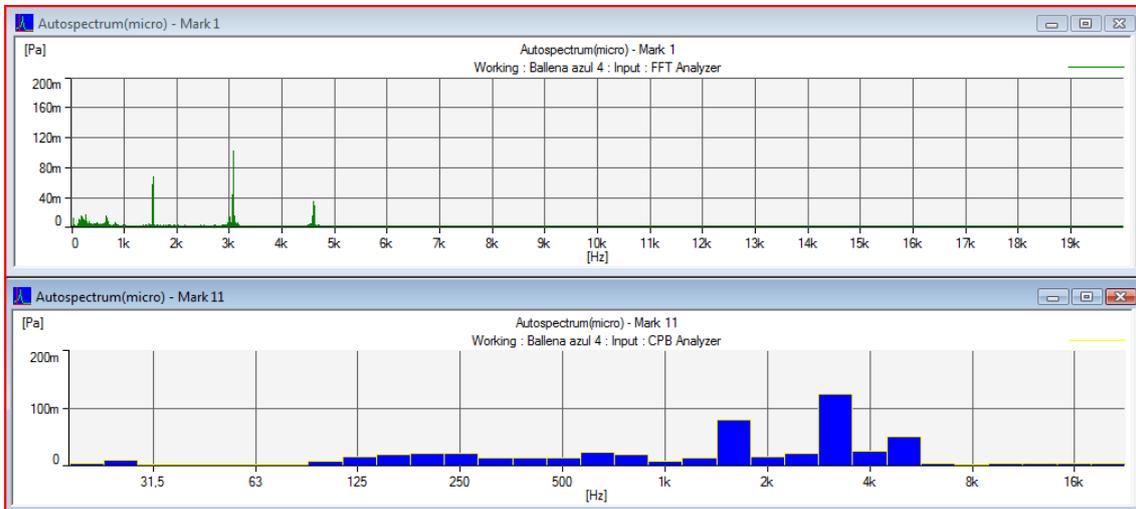


Espectrograma 16: ballena azul 6 primer sonido (efecto barrido)

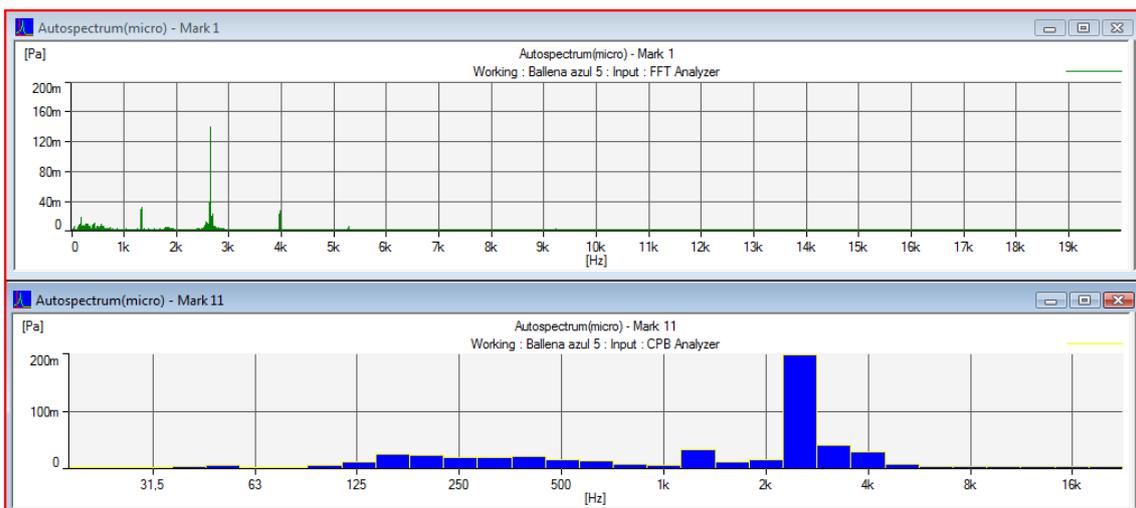


Espectrograma 17: ballena azul 6 segundo sonido (efecto barrido)

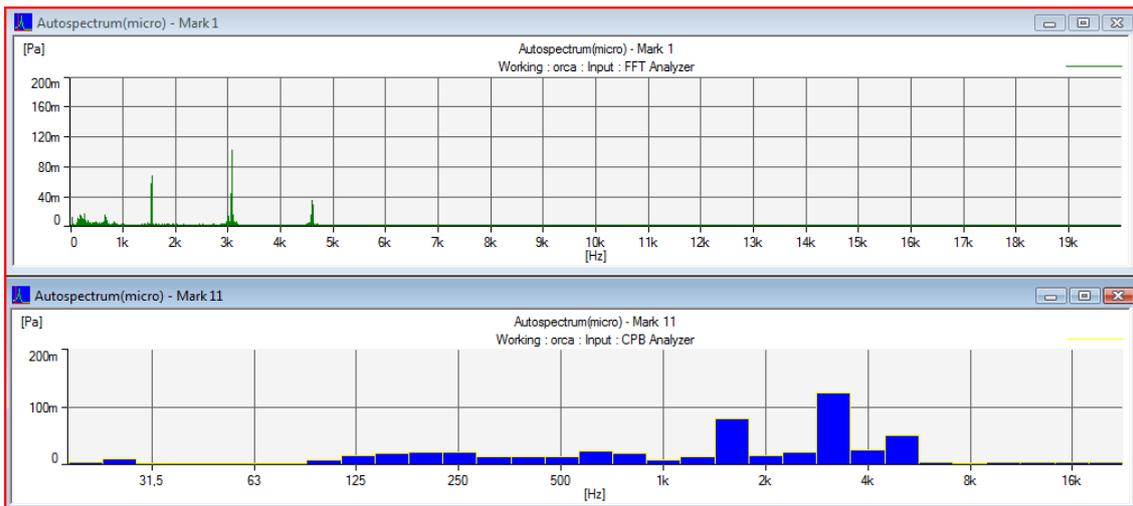
El efecto de barrido explicado anteriormente puede observarse en estos cuatro espectrogramas. Para la obtención de este efecto, ha sido necesario hacer la medición dos veces por cada sonido. En ella, puede verse un cambio en la frecuencia, de modo que la ballena es capaz de emitir sonidos a frecuencias diferentes. Prácticamente, se produce este efecto a frecuencias inferiores a 1 kHz.



Espectrograma 18: ballena azul 4



Espectrograma 19: ballena azul 5

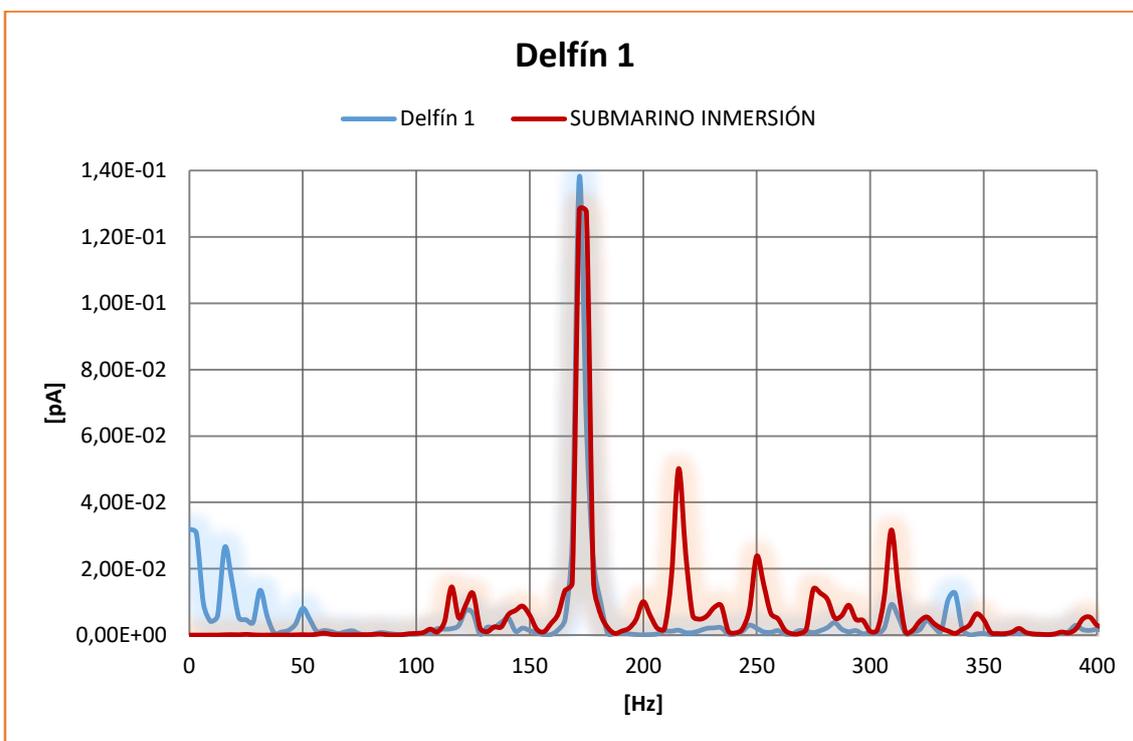


Espectrograma 20: orca

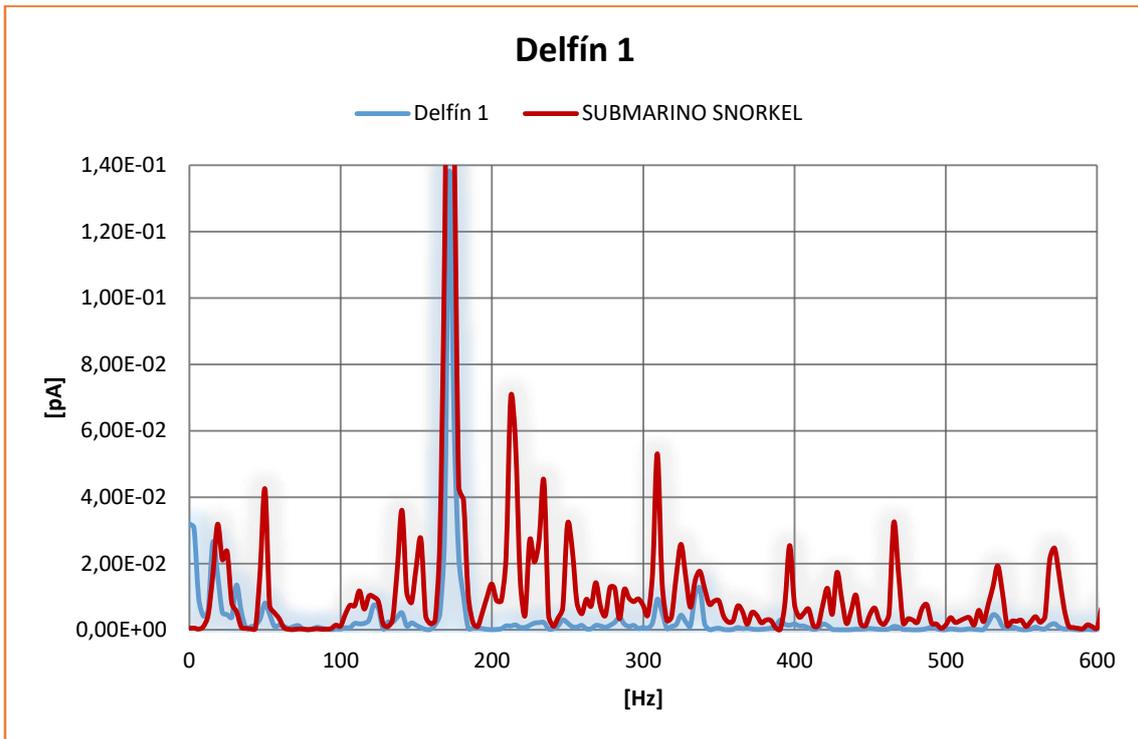
Por último, estos mamíferos marinos son capaces de producir sonidos a una frecuencia mayor y bastante limpia, dando lugar a los respectivos subarmónicos y armónicos, efecto que se puede visualizar en los espectrogramas anteriores.

Las ballenas, igual que las orcas, generan sonidos con sub-armónicos y armónicos. En el caso del espectrograma de la ballena azul, puede observarse que el pico dominante está en 3 kHz, y presentan el sub-armónico sobre 1500 Hz y el armónico en 3kHz. Igual sucede con el sonido captado por la otra ballena azul, así como el sonido de la orca.

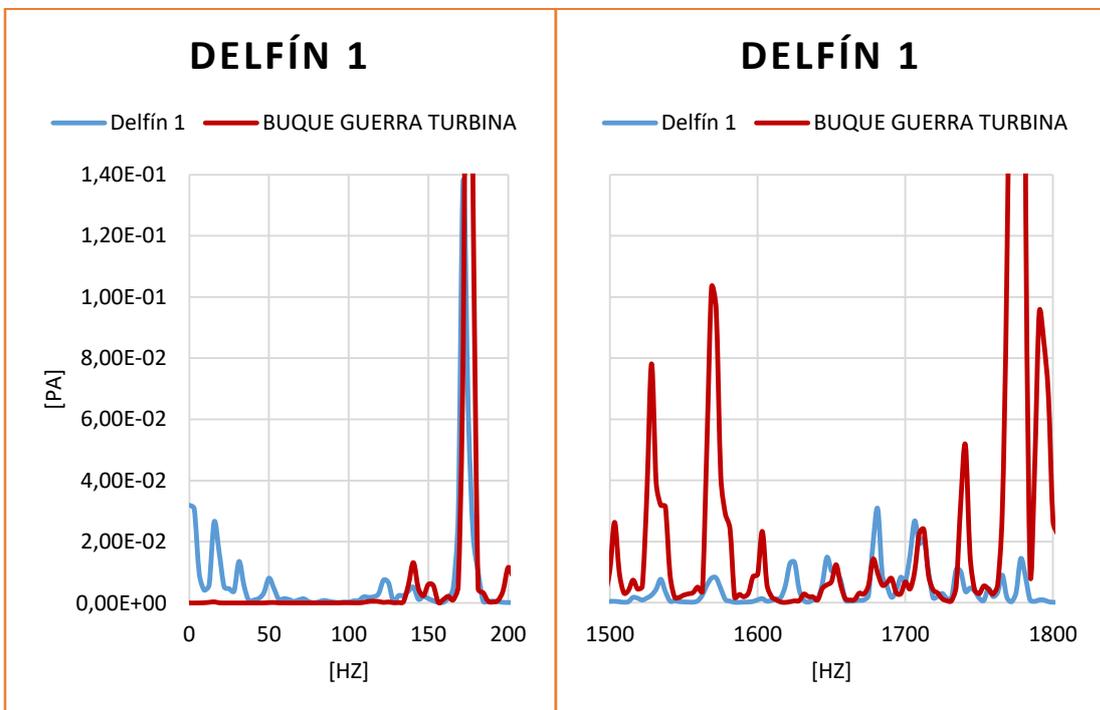
### 7.4.3. Comparativas



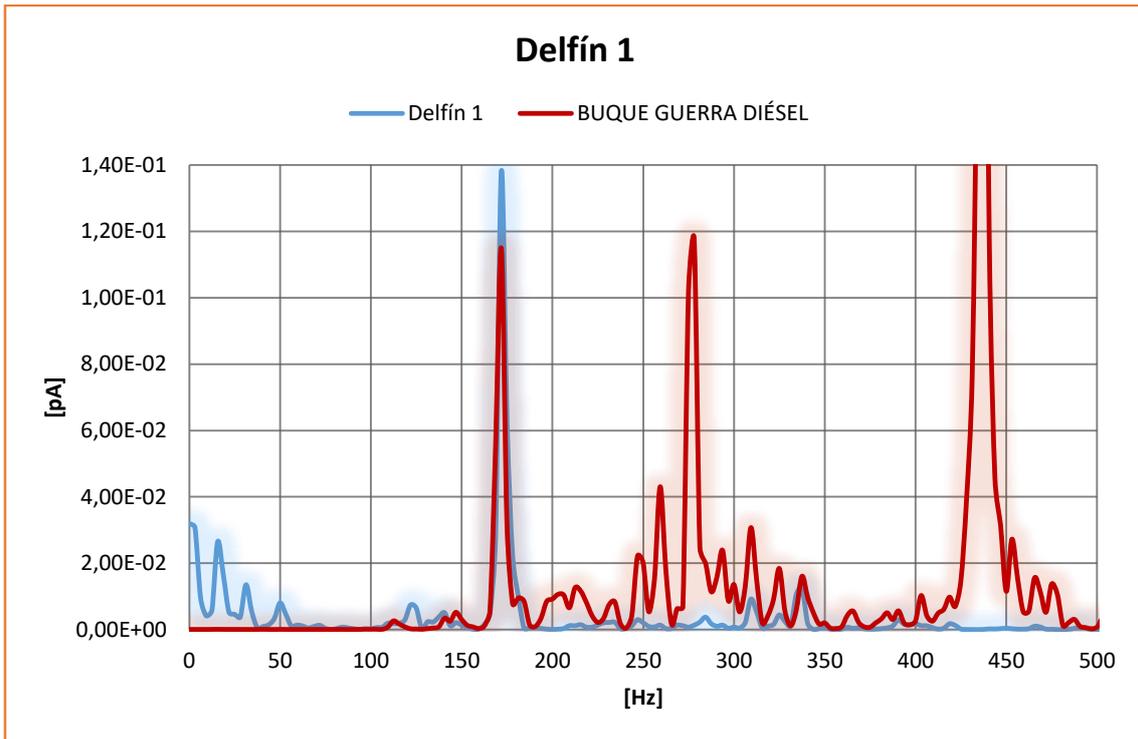
Gráfica 1: comparativa delfín 1-Submarino en inmersión



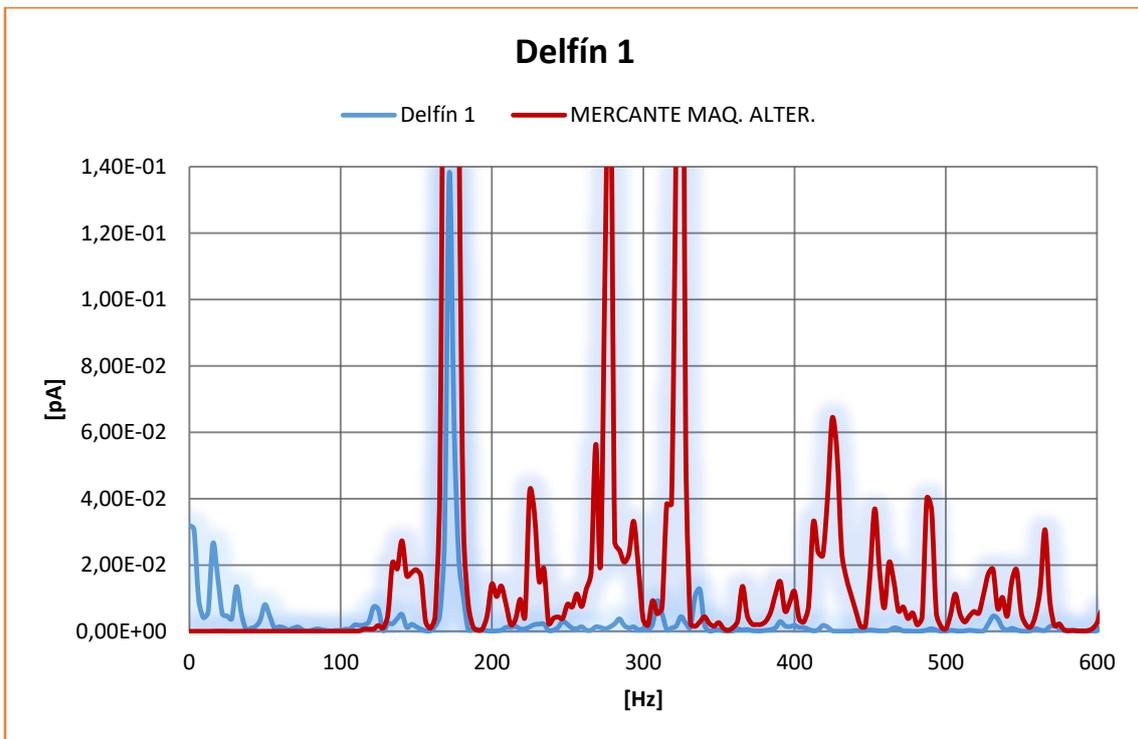
Gráfica 2: comparativa delfín 1-Submarino en snorkel



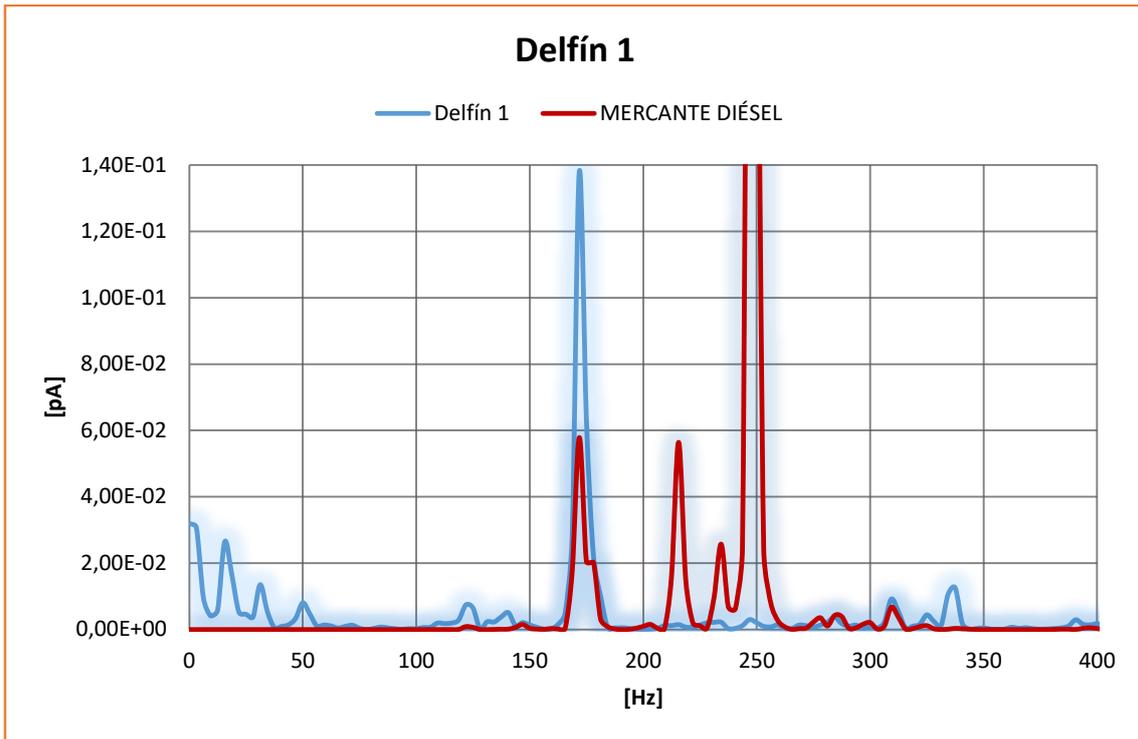
Gráfica 3: comparativa delfín 1-Buque de guerra con turbina



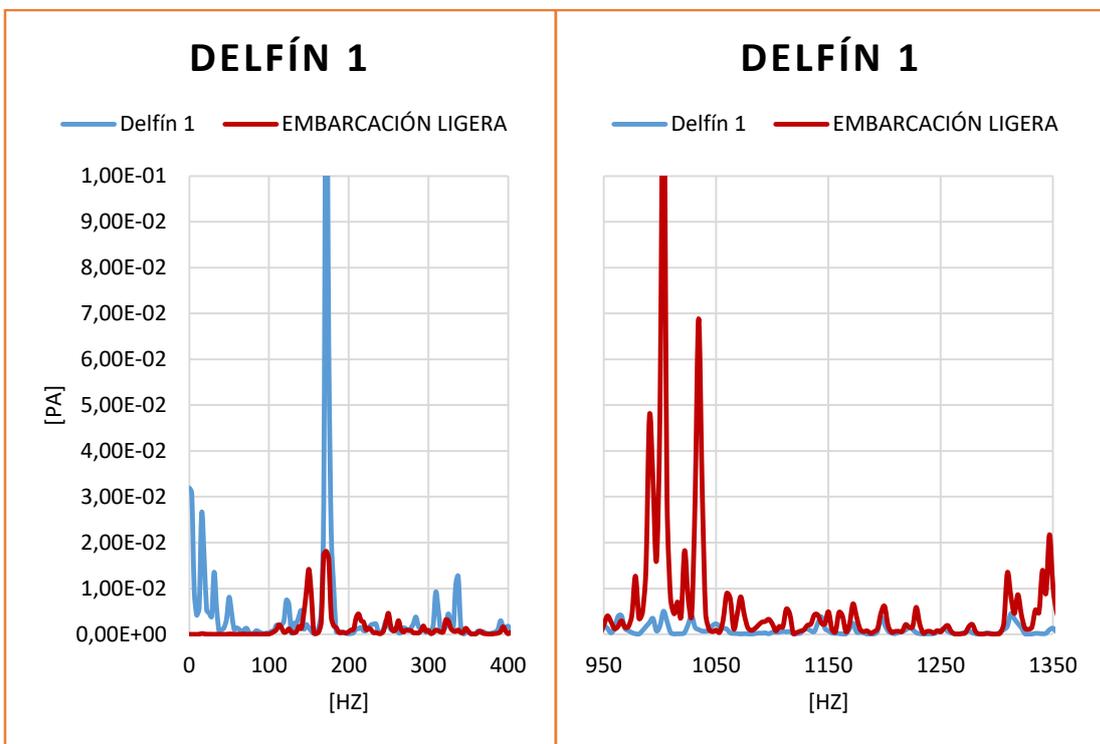
Gráfica 4: comparativa delfín 1- Buque de guerra con motor diésel



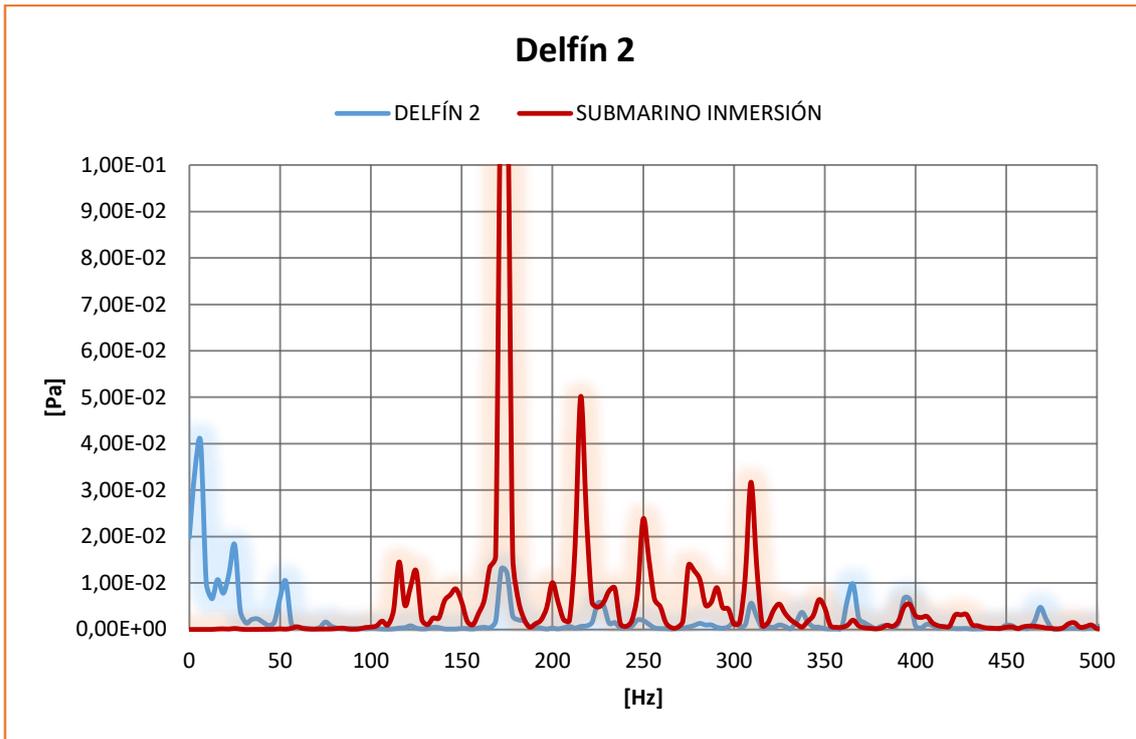
Gráfica 5: comparativa delfín 1-Mercante con máquina alternativa



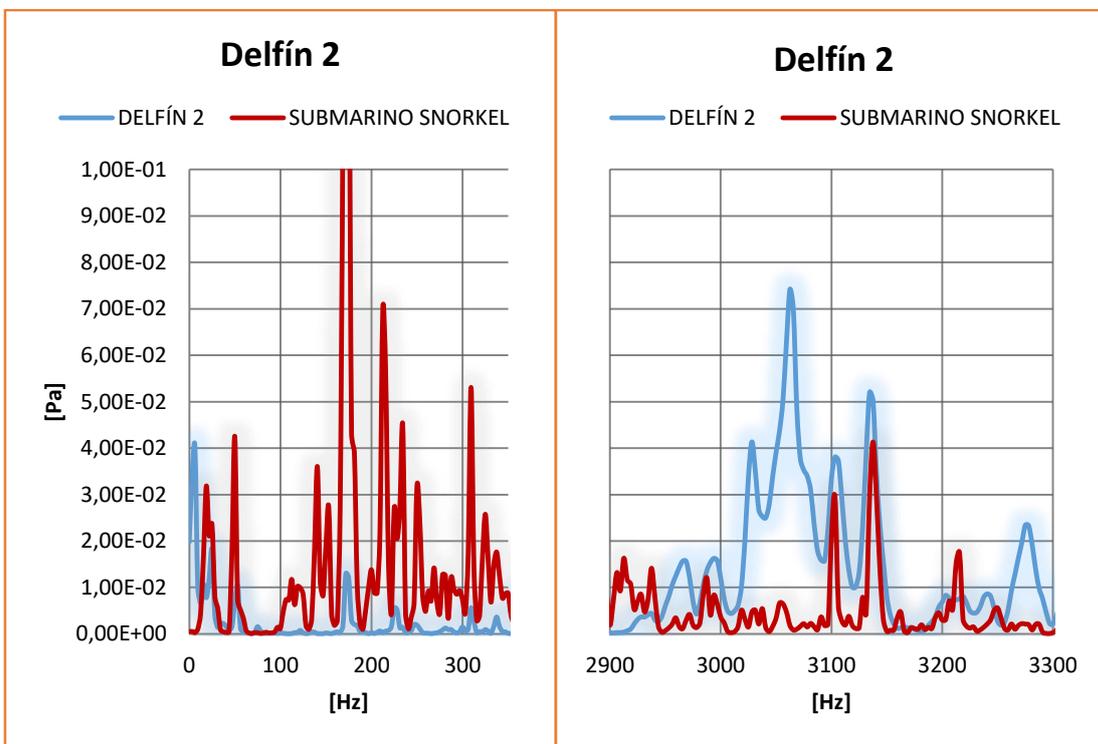
Gráfica 6: comparativa delfín 1-Mercante diésel



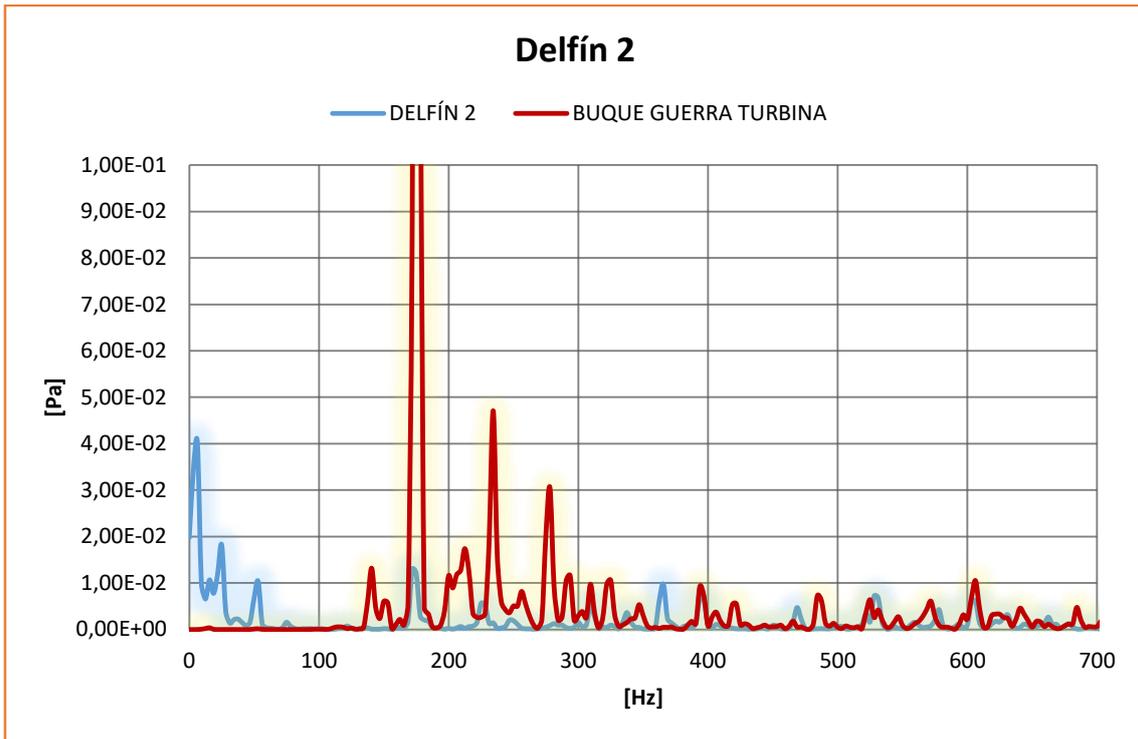
Gráfica 7: comparativa Delfín 1-Embarcación ligera



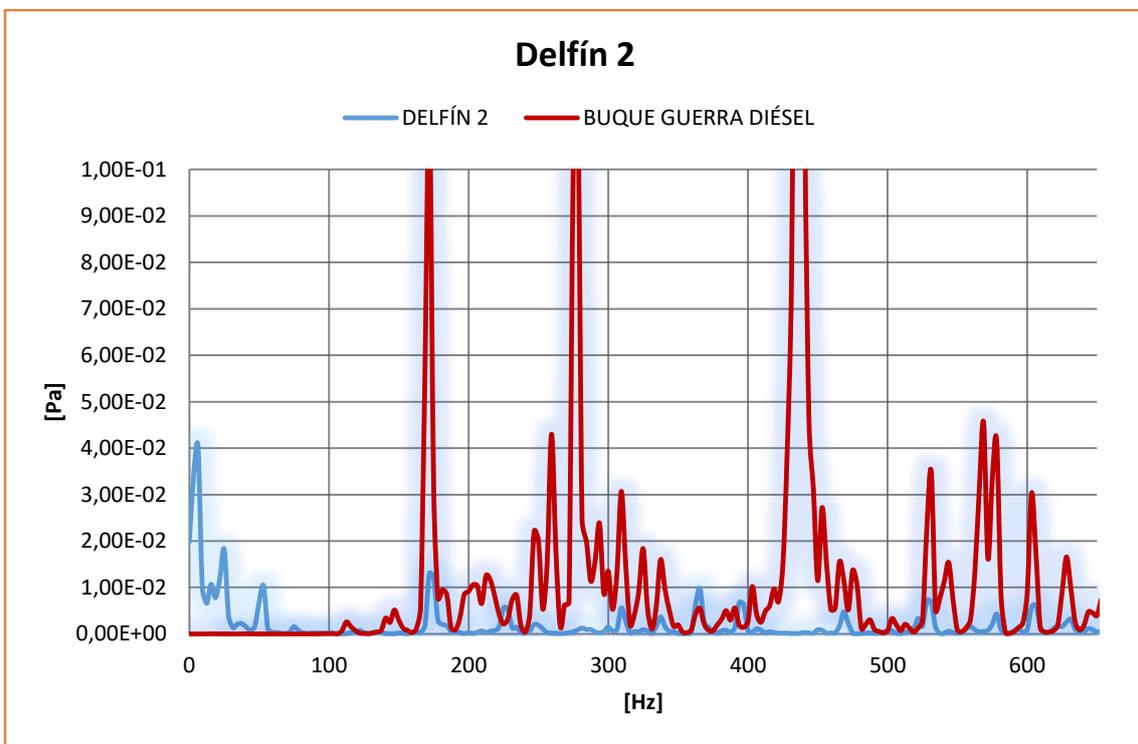
Gráfica 8: comparativa Delfín2-Submarino en inmersión



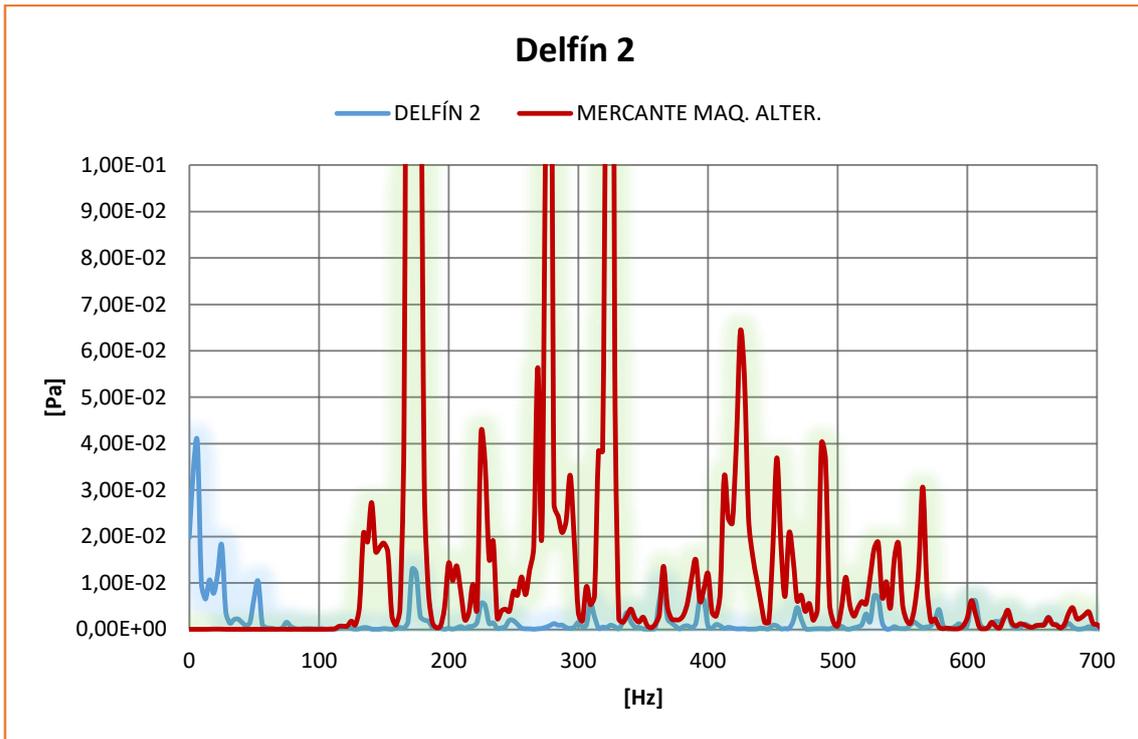
Gráfica 9: comparativa Delfín 2-Submarino en snorkel



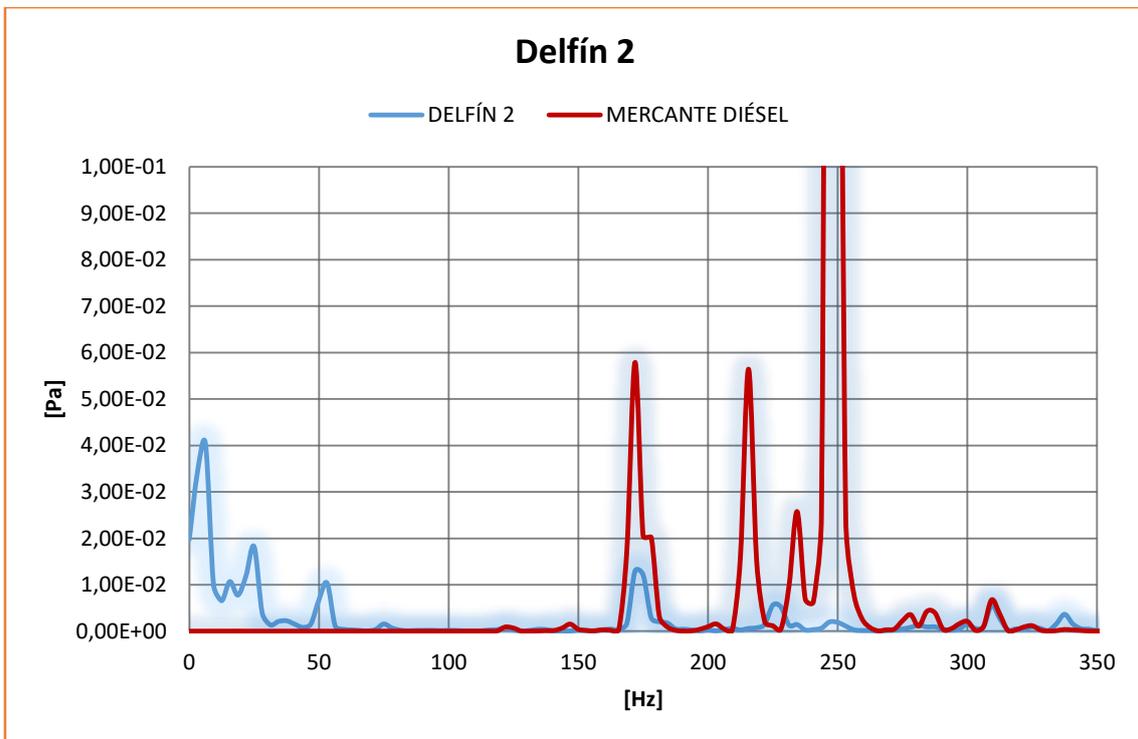
Gráfica 10: comparativa Delfín 2-Buque de guerra con turbina



Gráfica 11: comparativa Delfín2-Buque de guerra con motor diésel

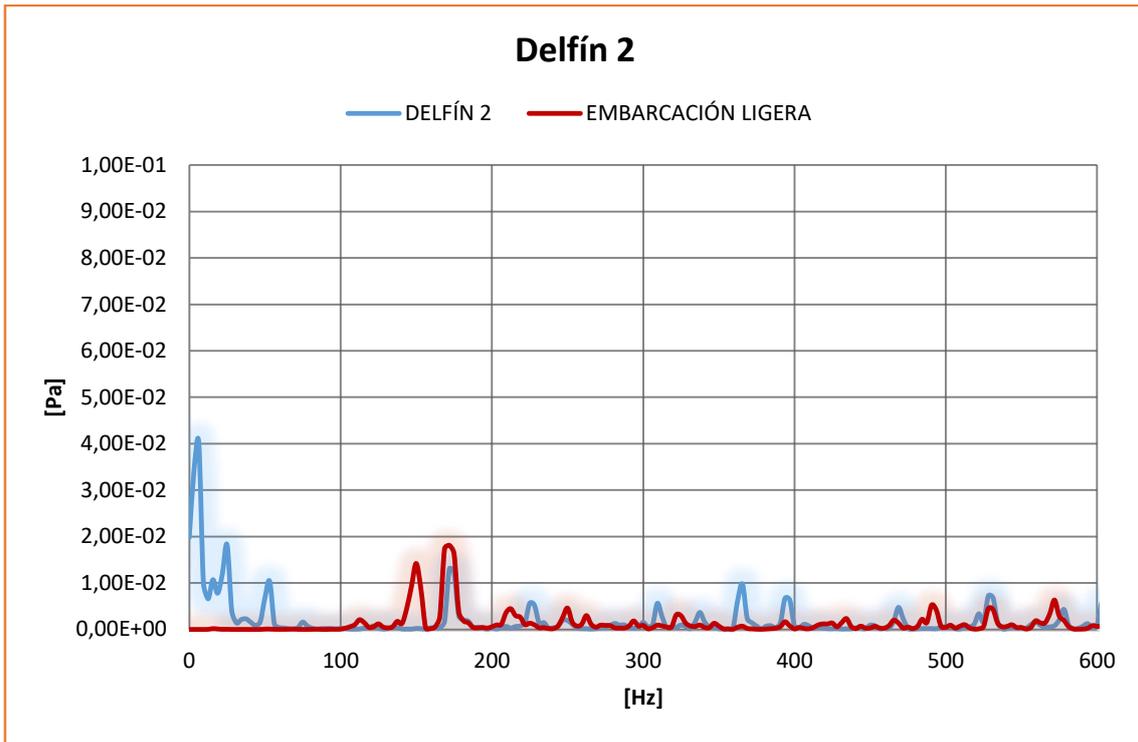


Gráfica 12: comparativa Delfín2-Mercante máquina alternativa

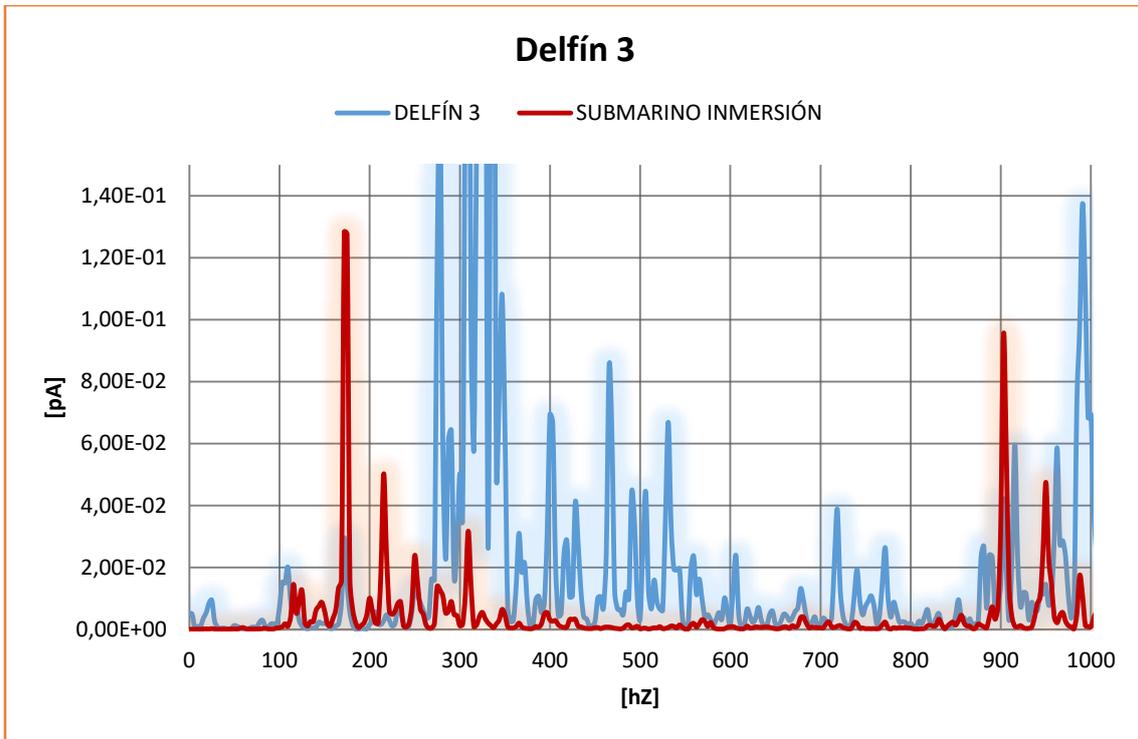


Gráfica 13: comparativa Delfín 2-Mercante diésel

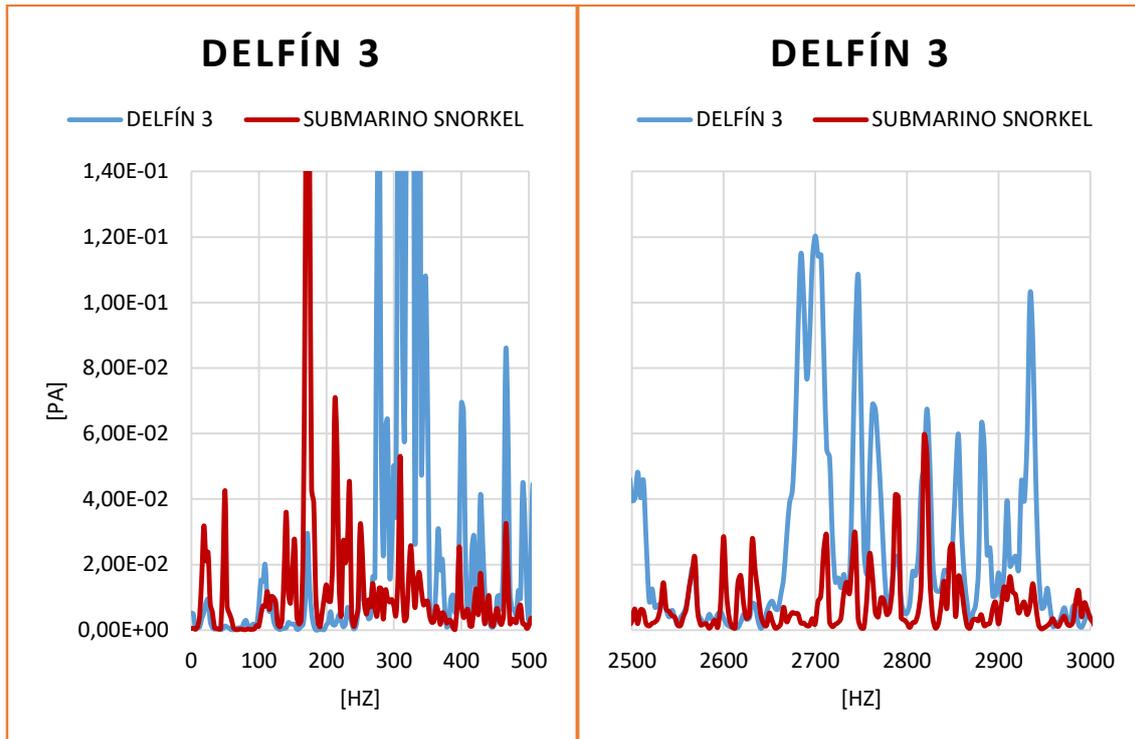
:



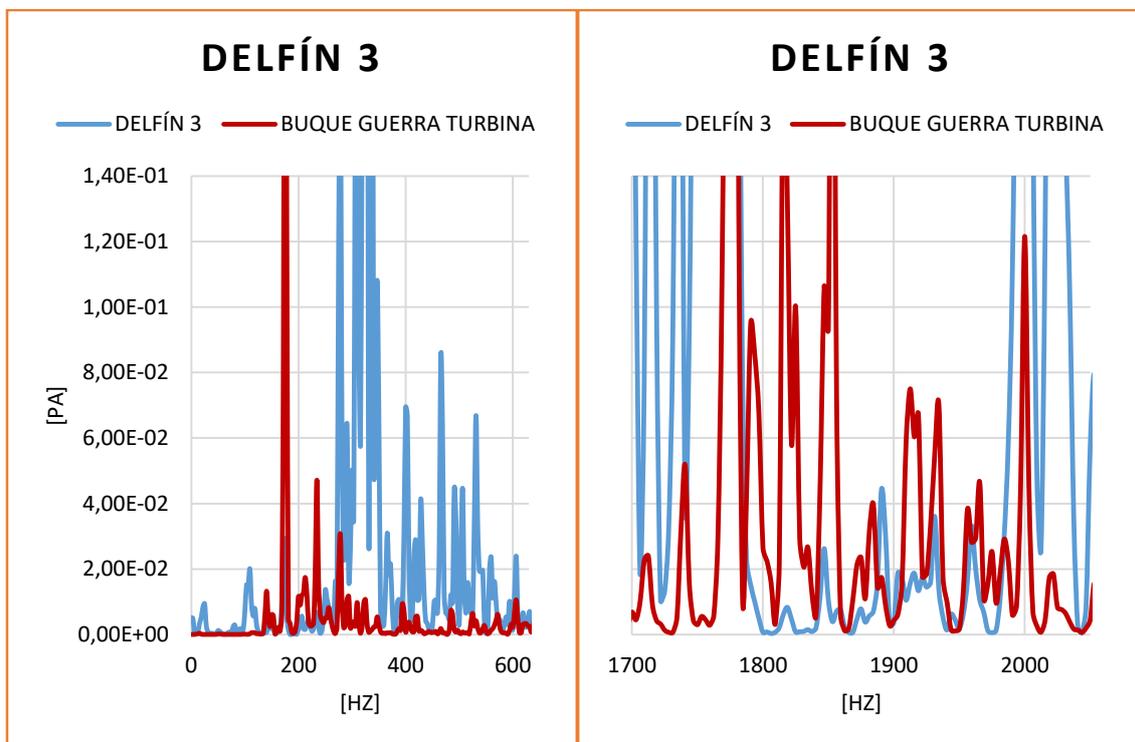
Gráfica 14: comparativa Delfín 2-Embarcación ligera



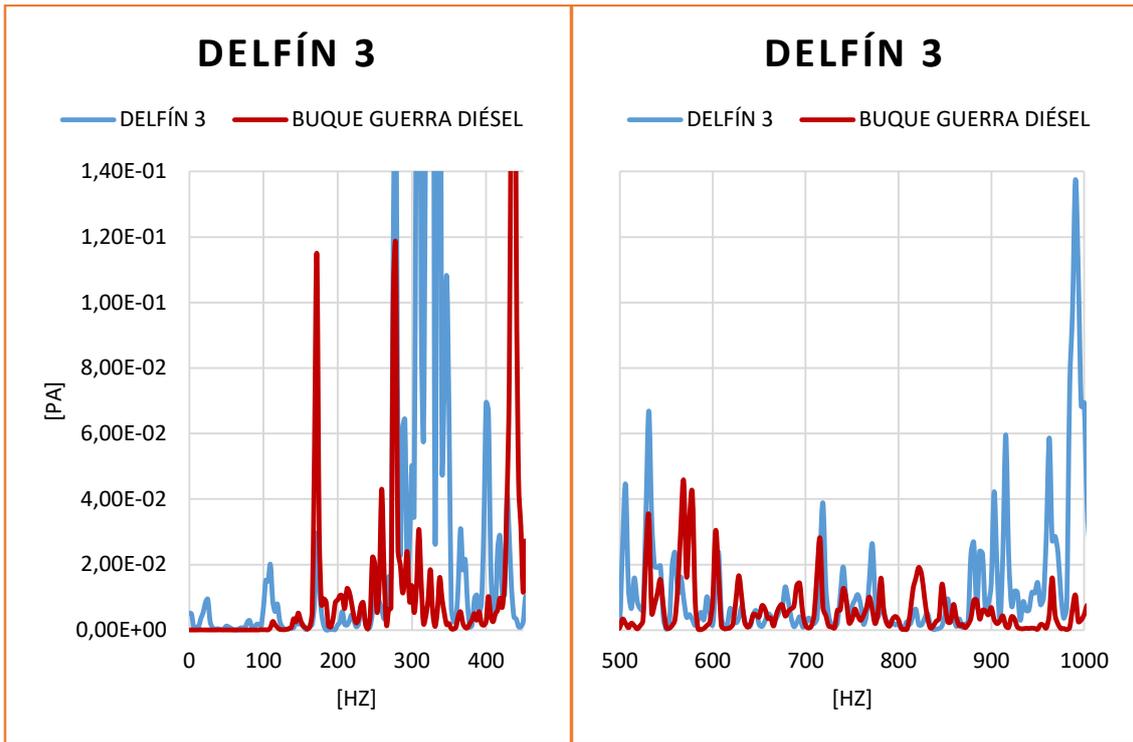
Gráfica 15: comparativa Delfín 3-Submarino en inmersión



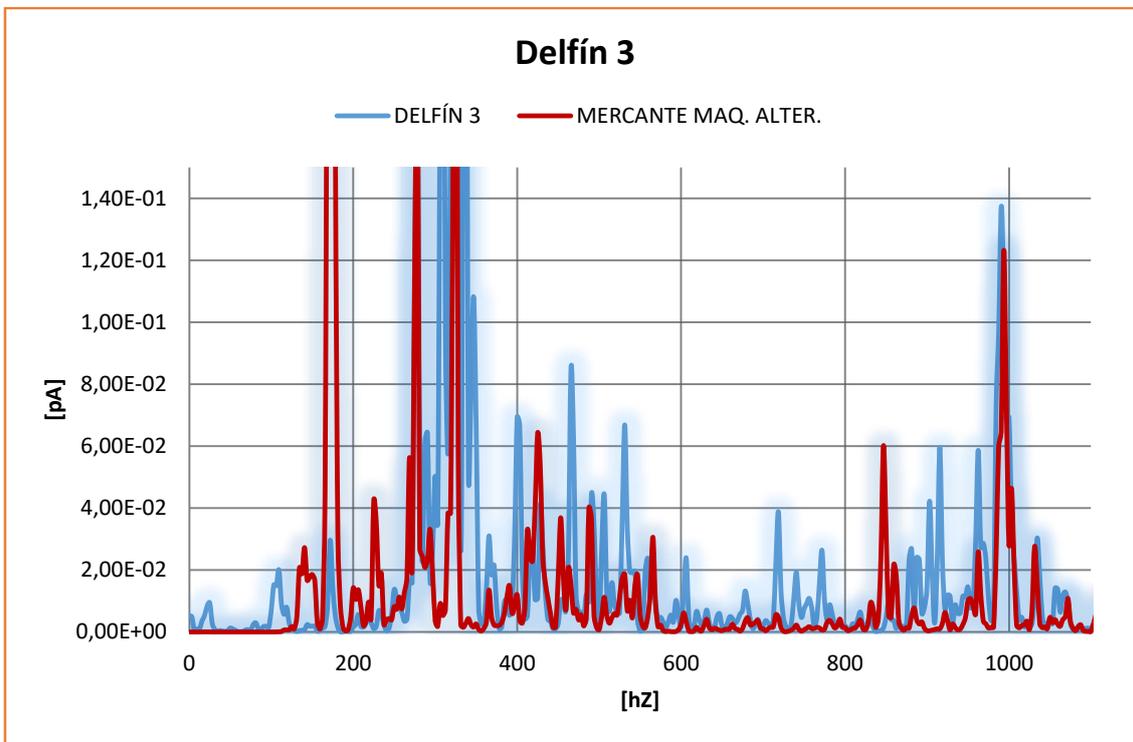
Gráfica 16: comparativa Delfín 3-Submarino en snorkel



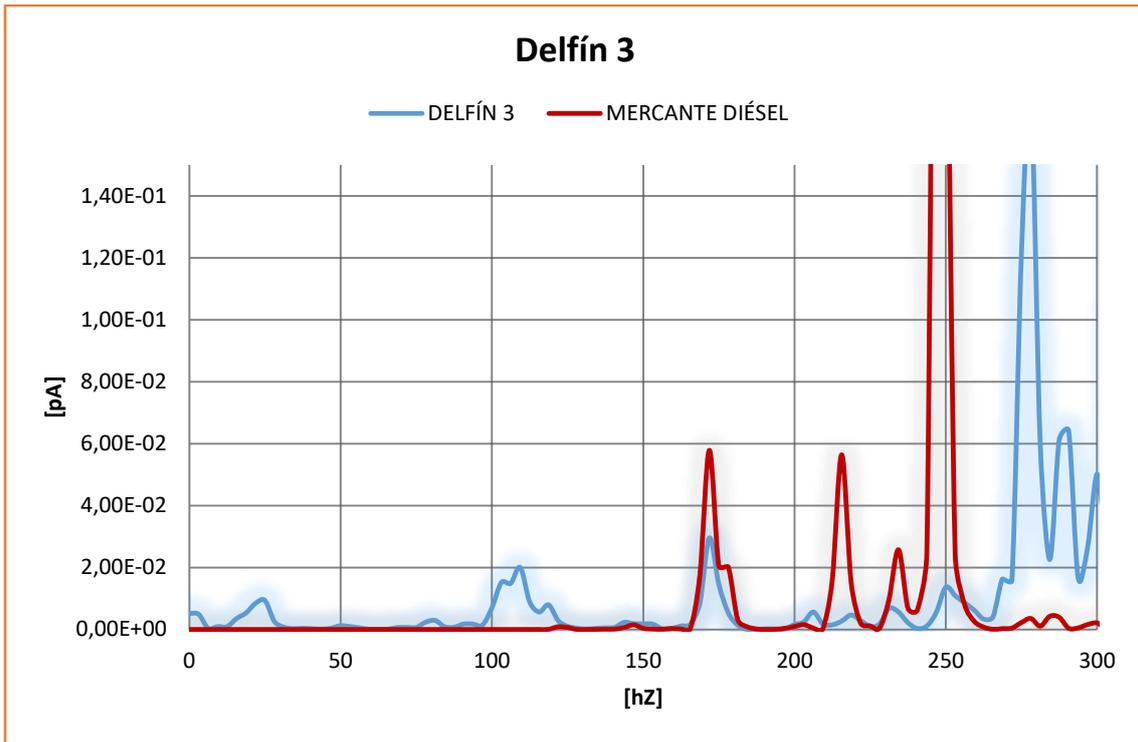
Gráfica 17: comparativa delfín 3-Buque de guerra con turbina



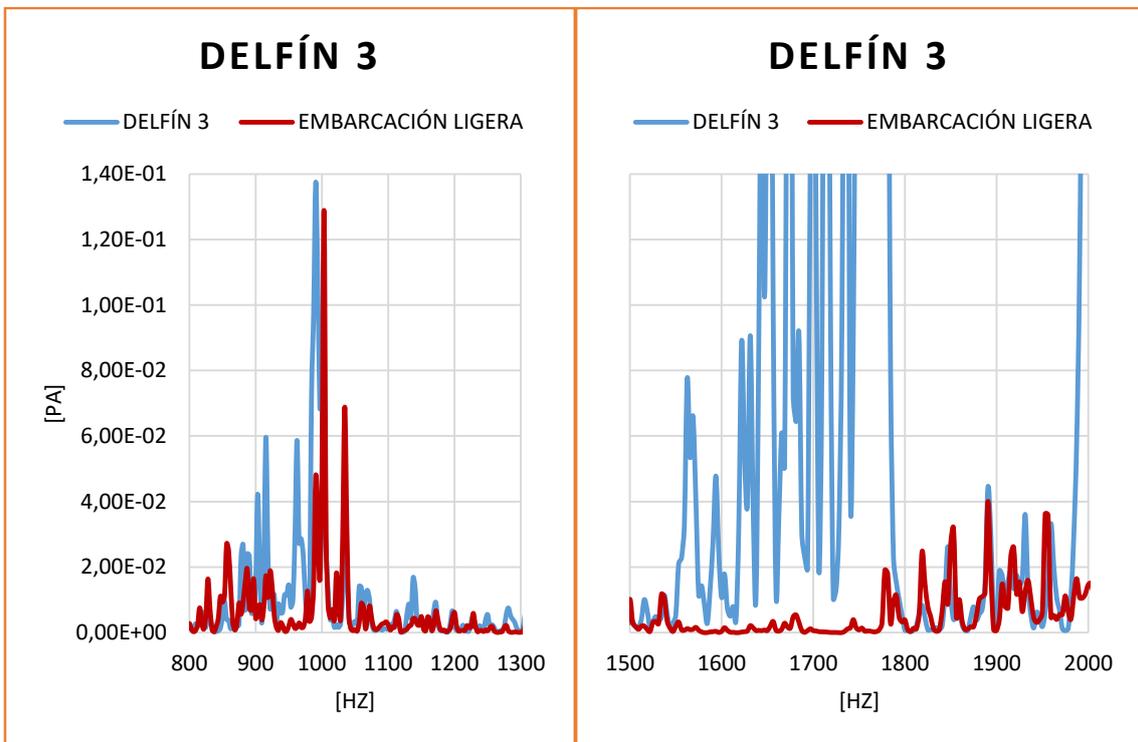
Gráfica 18: comparativa Delfín 3-Buque de guerra diésel



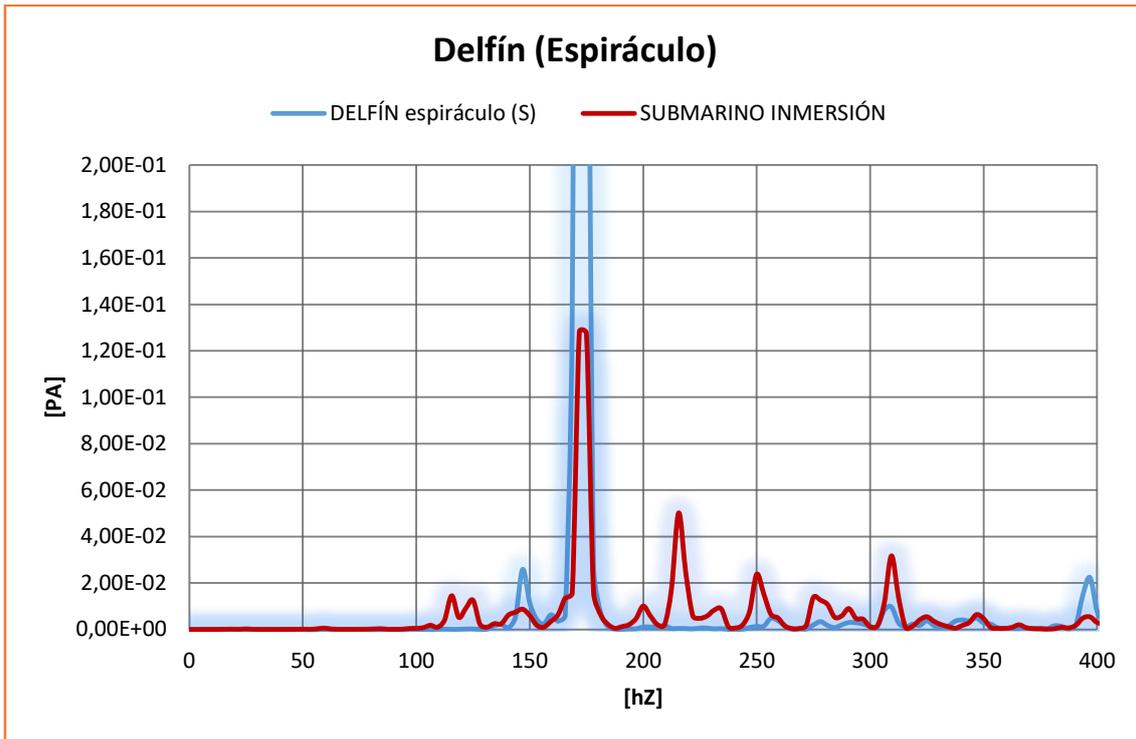
Gráfica 19: comparativa Delfín3-Mercante maquina alternativa



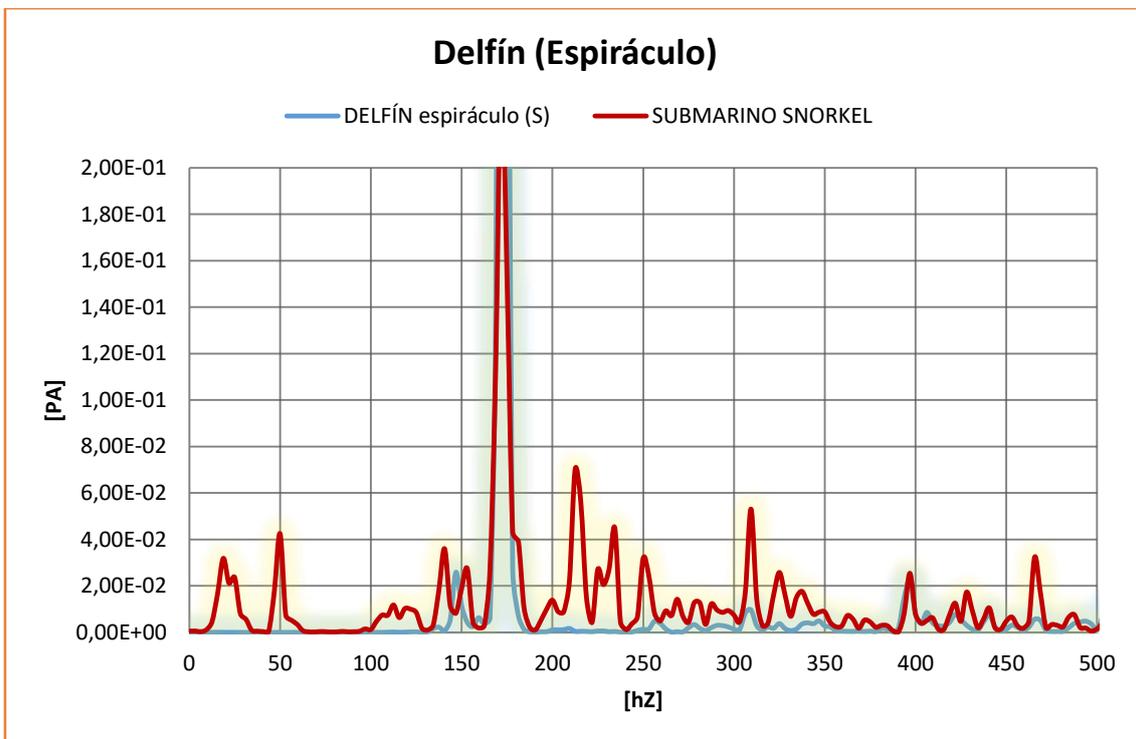
Gráfica 20: comparativa Delfín3-Mercante diésel



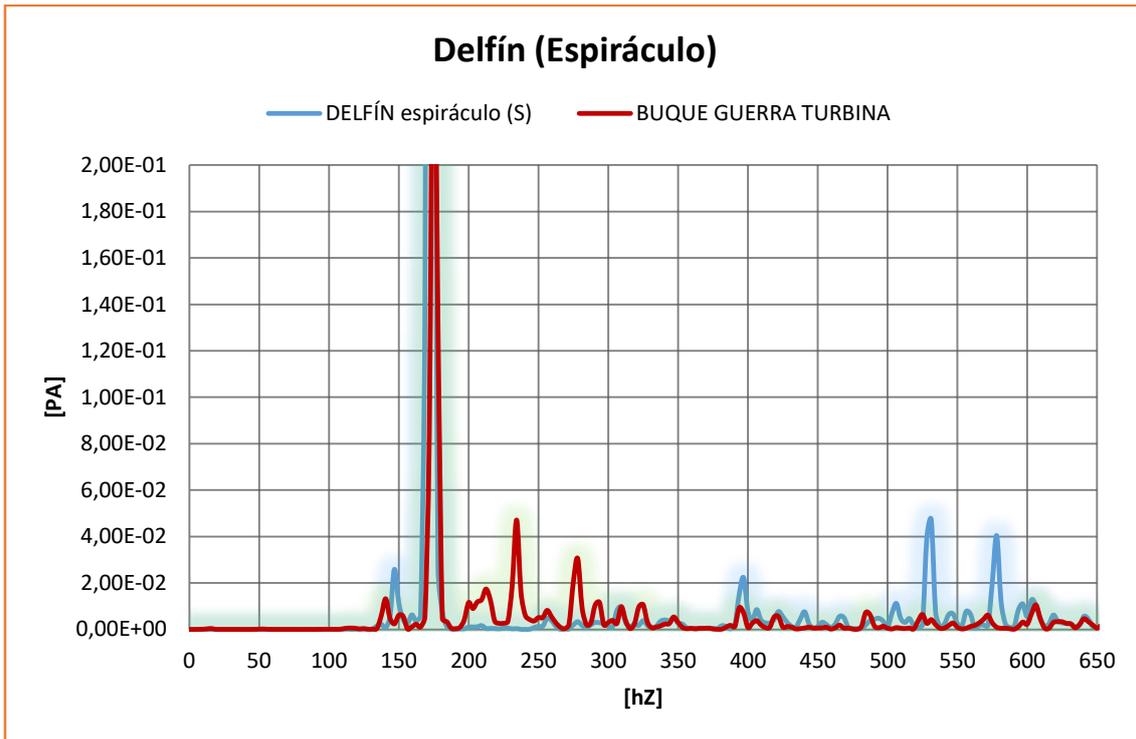
Gráfica 21: comparativa Delfín 3-Embarcación ligera



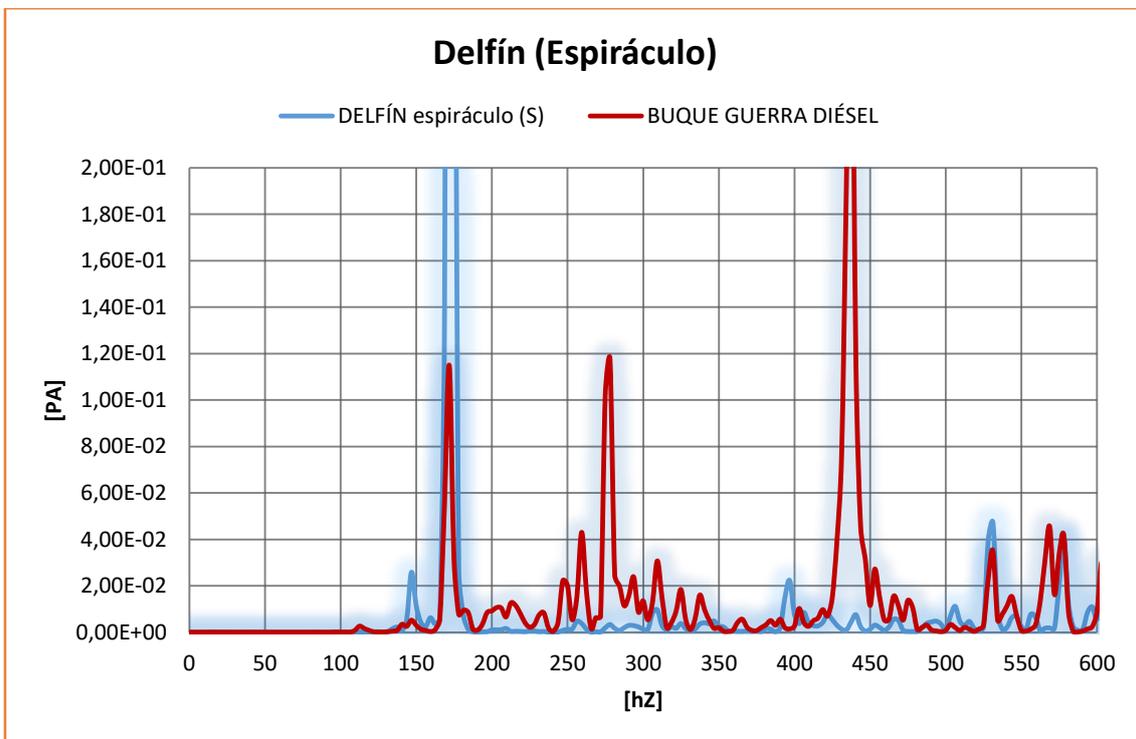
Gráfica 22: comparativa Delfín espiráculo-Submarino en inmersión



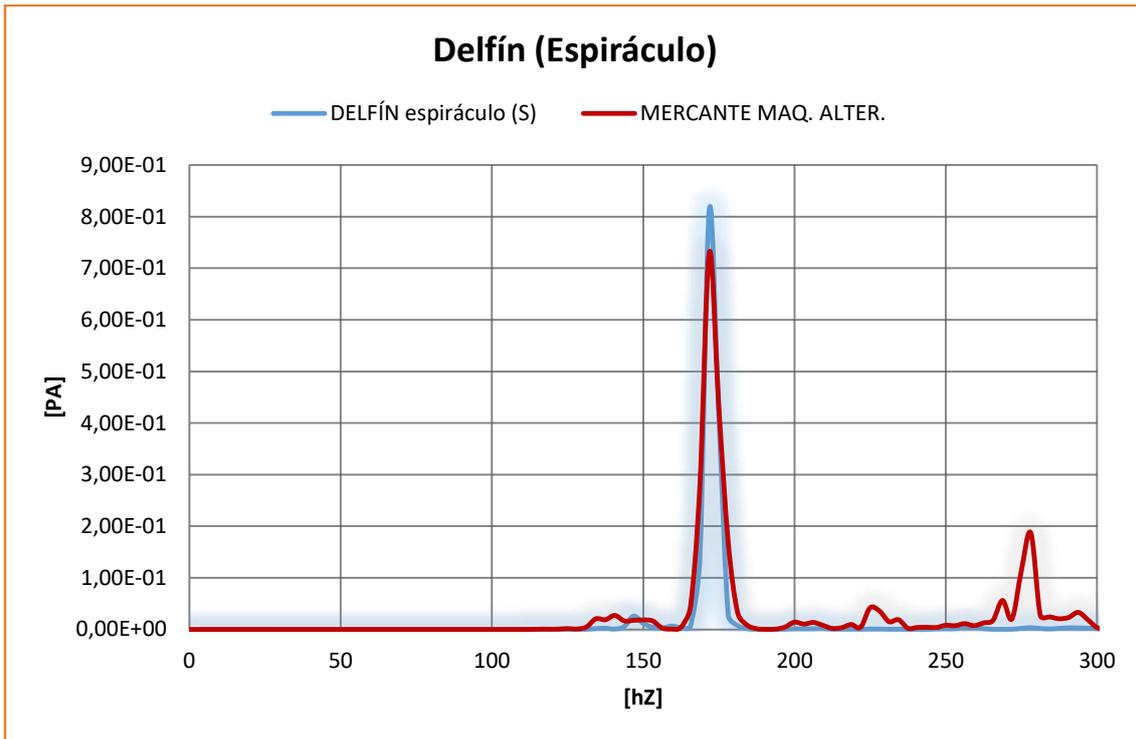
Gráfica 23: comparativa delfín espiráculo-Submarino en snorkel



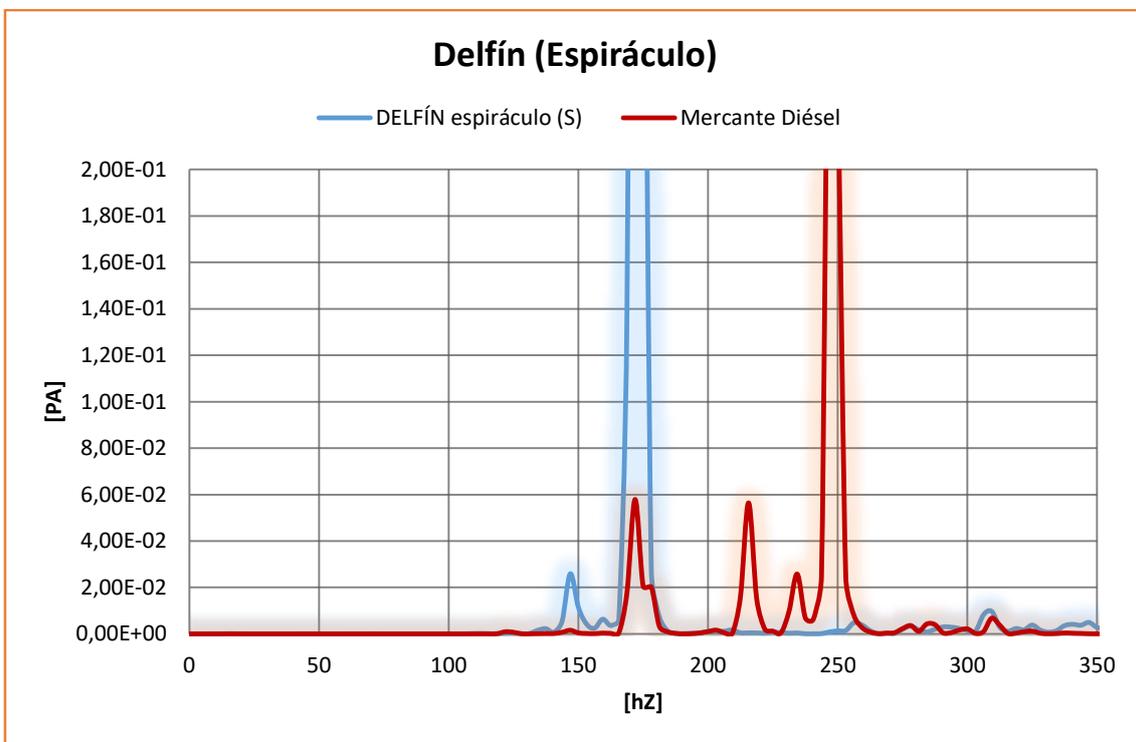
Gráfica 24: comparativa Delfín espiráculo-Buque de guerra con turbina



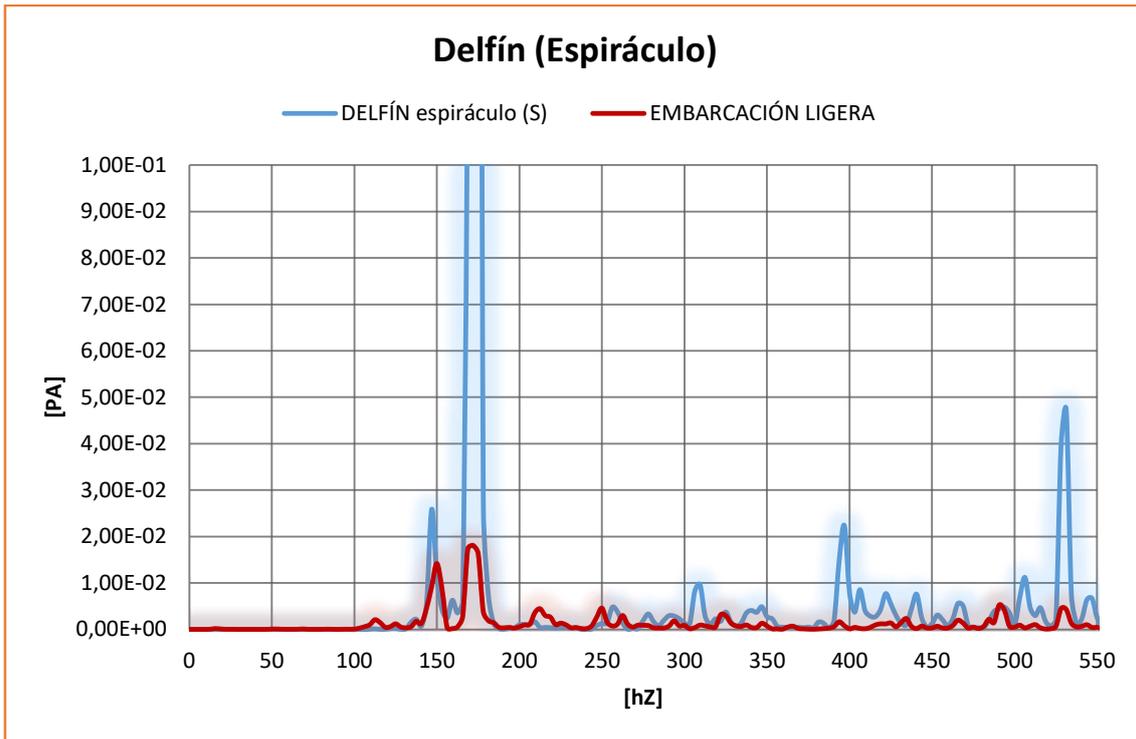
Gráfica 25: comparativa Delfín espiráculo-Buque de guerra diésel



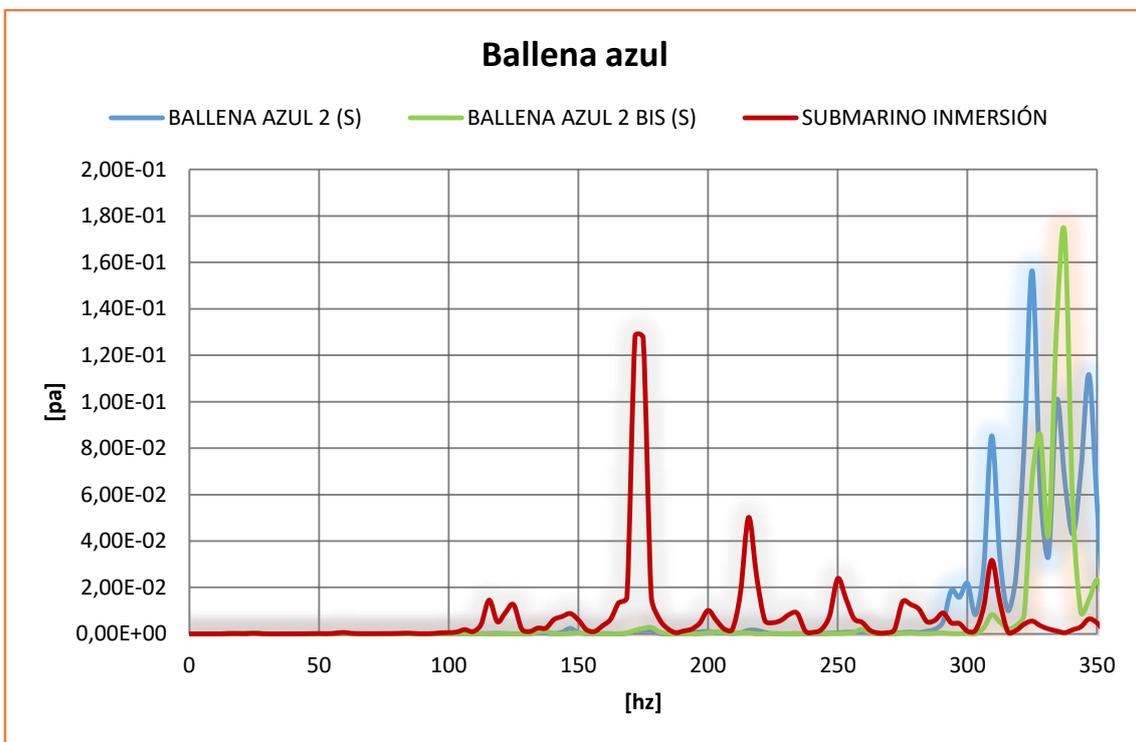
Gráfica 26: comparativa Delfín espiráculo-Mercante maquina alternativa



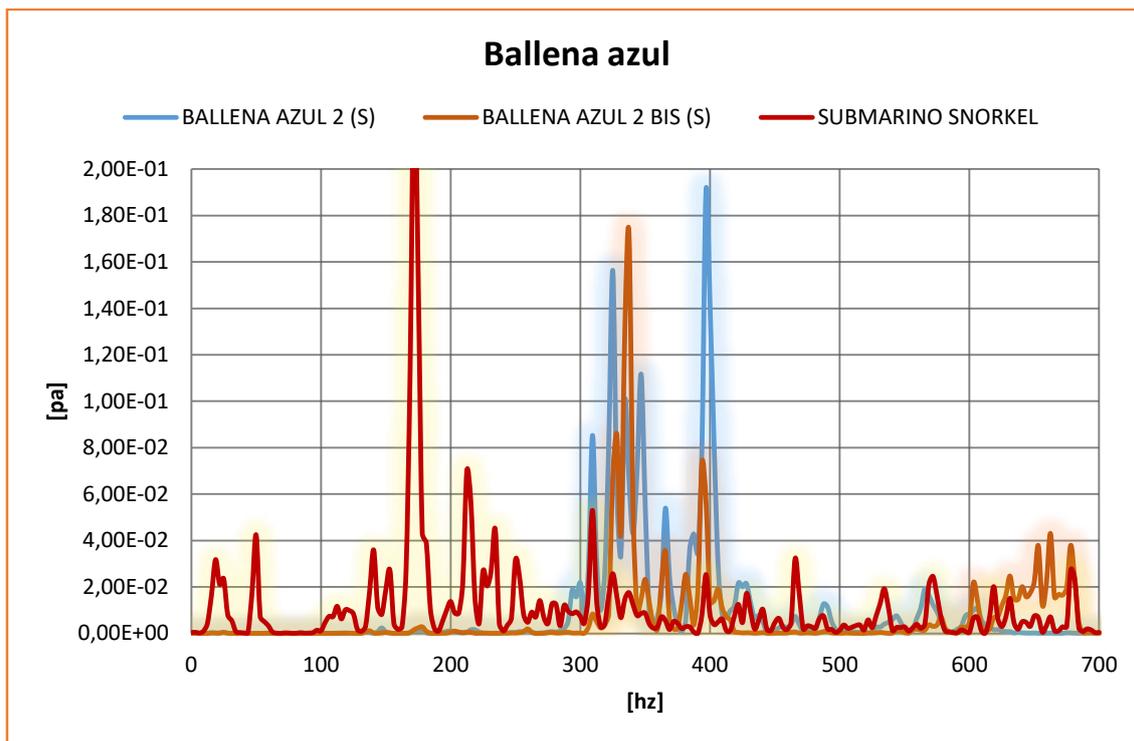
Gráfica 27: comparativa Delfín espiráculo-Mercante diésel



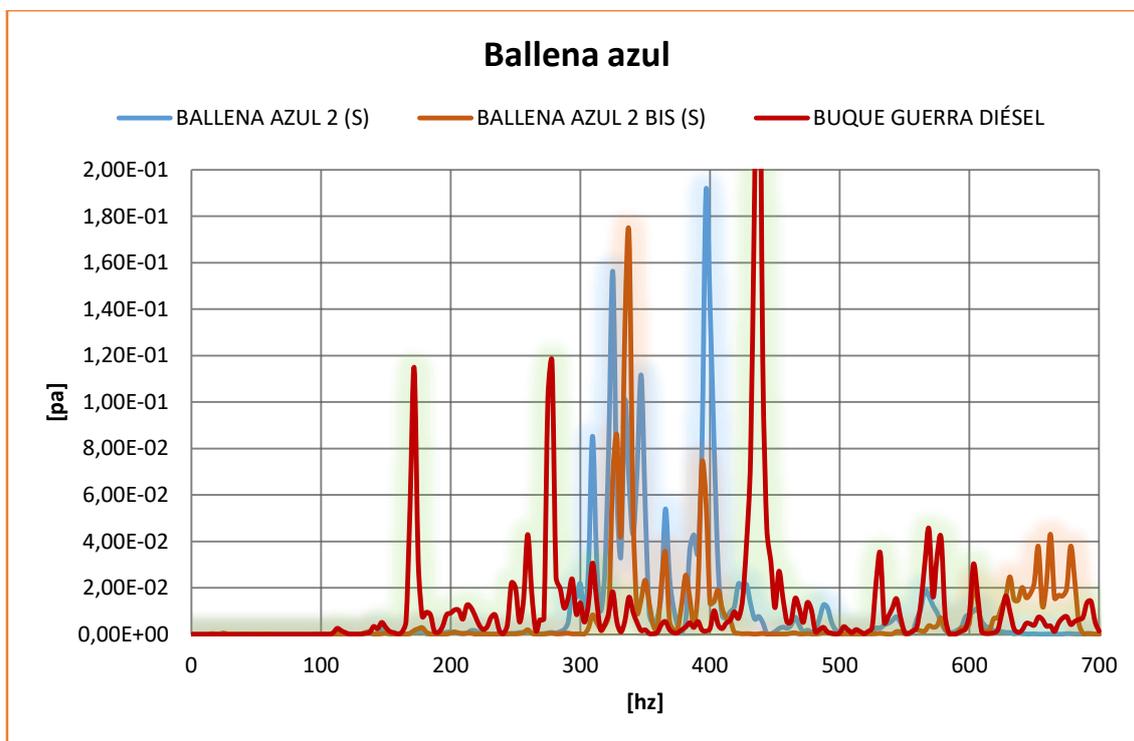
Gráfica 28: comparativa Delfín espiráculo-Embarcación ligera



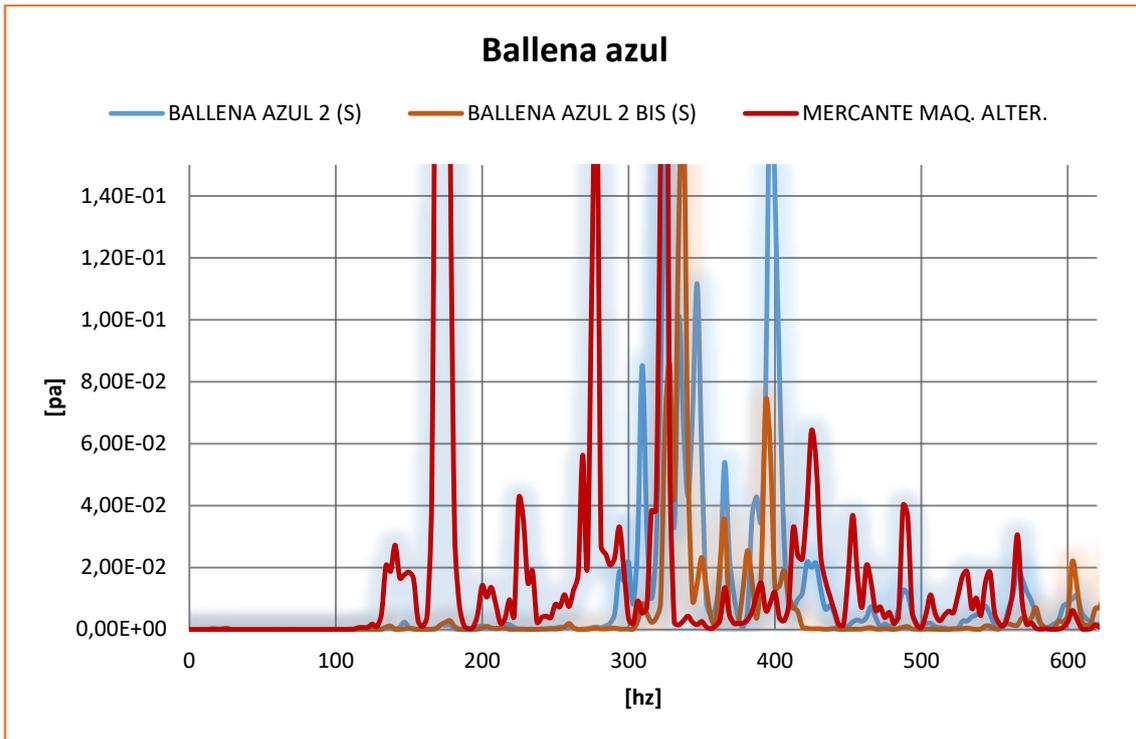
Gráfica 29: comparativa Ballena azul efecto barrido-Submarino en inmersión



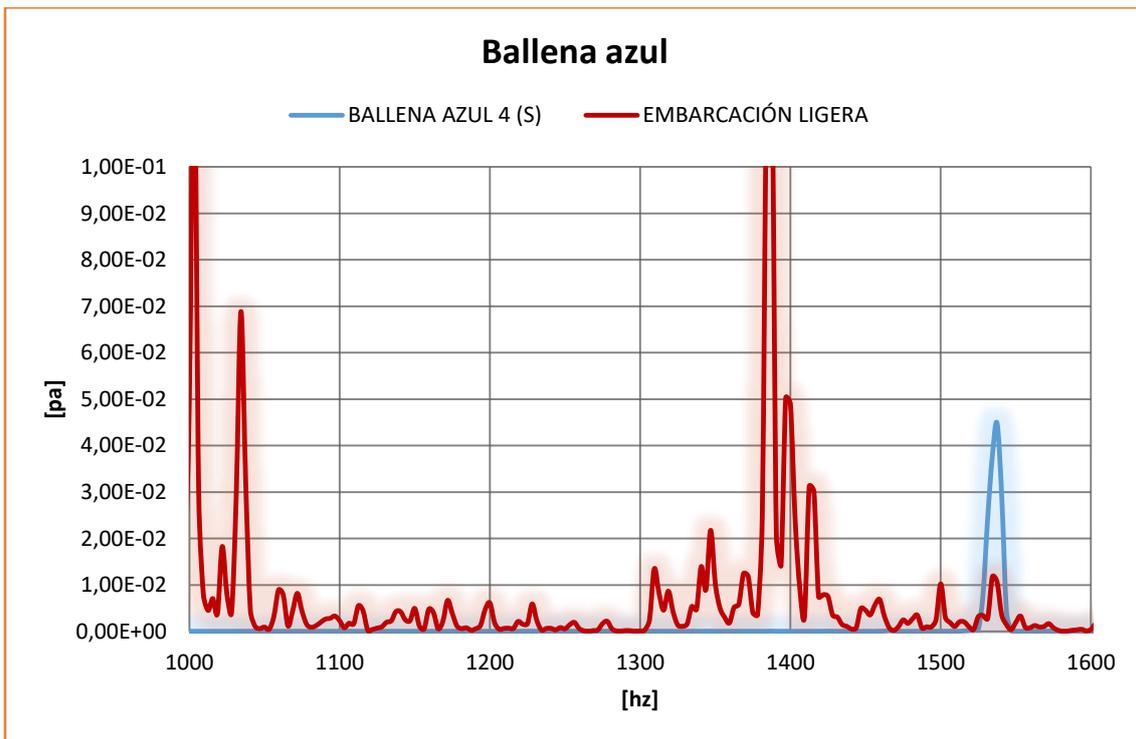
Gráfica 30: comparativa Ballena azul efecto barrido-Submarino en snorkel



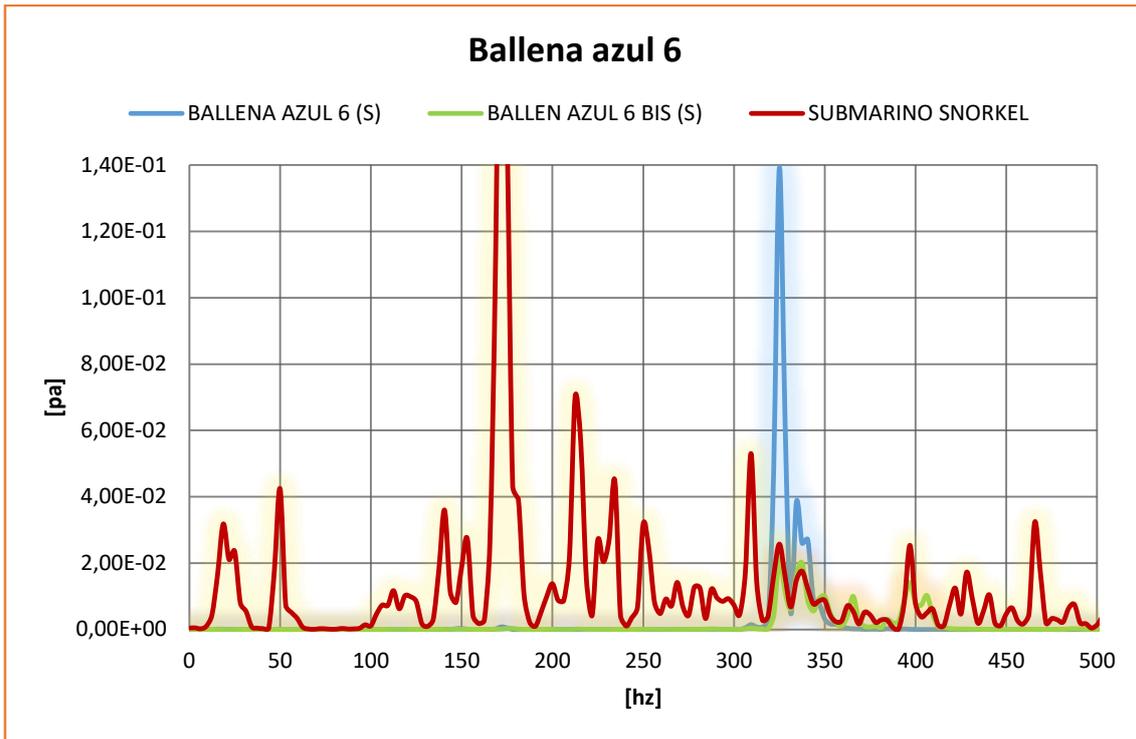
Gráfica 31: comparativa Ballena azul efecto barrido-Buque de guerra diésel



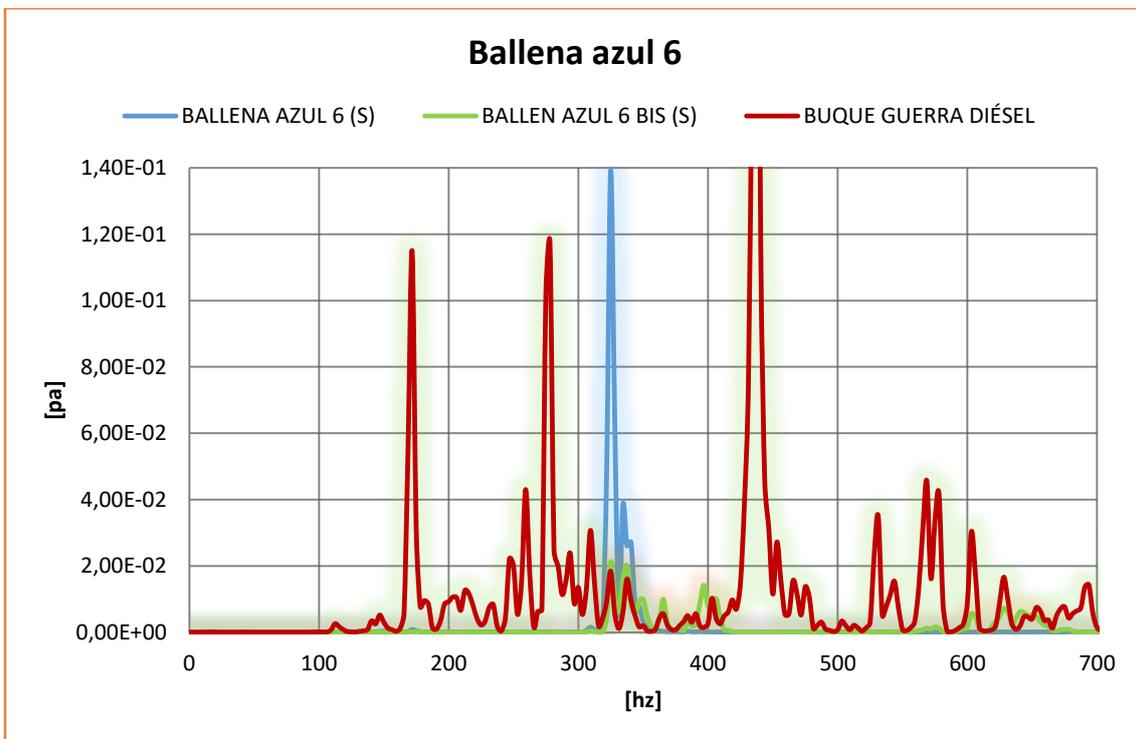
Gráfica 32: comparativa Ballena azul efecto barrido-Mercante maquina alternativa



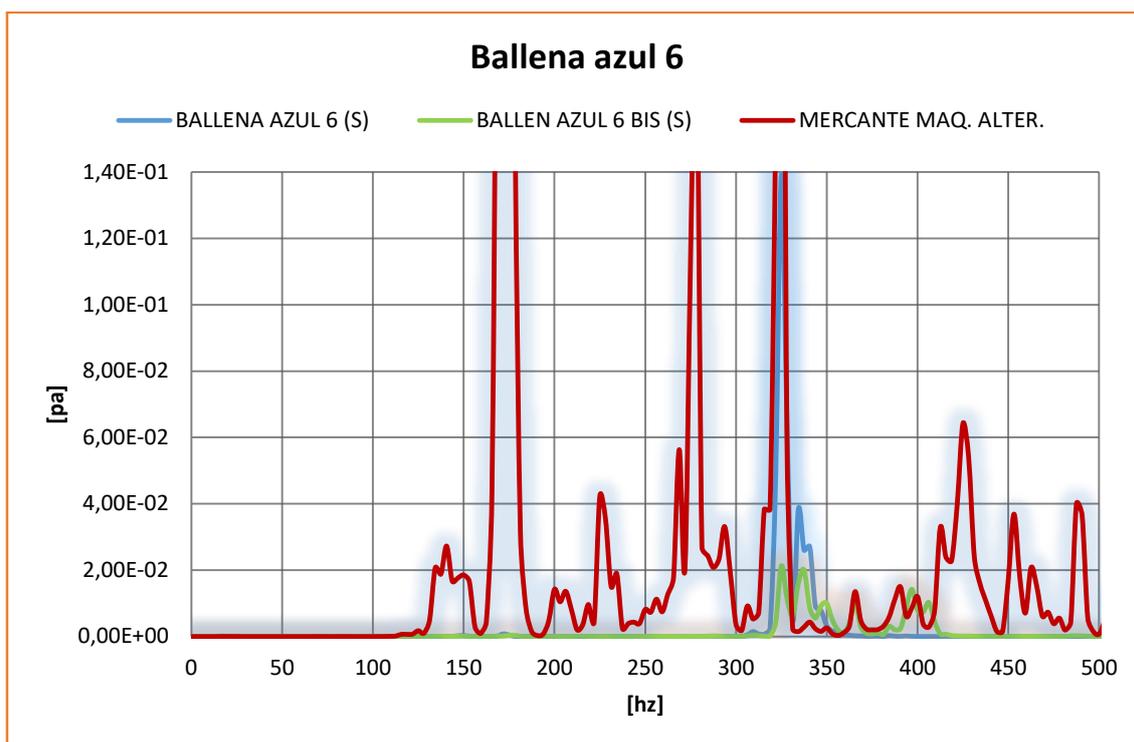
Gráfica 33: comparativa Ballena azul efecto barrido-Embarcación ligera



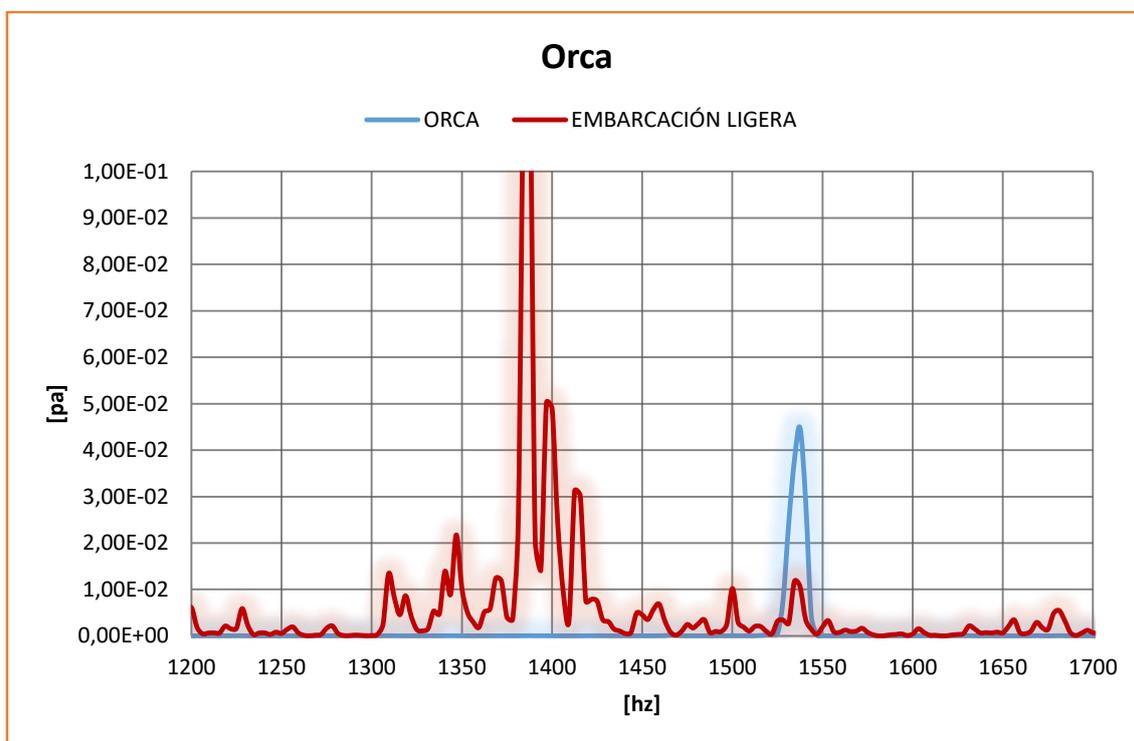
Gráfica 34: comparativa Ballena azul 6 (efecto barrido)-Submarino en snorkel



Gráfica 35: comparativa ballena azul 6 (efecto barrido)-Buque de guerra diésel



Gráfica 36: comparativa Ballena azul 6 (efecto barrido)-Mercante maquina alternativa



Gráfica 37: comparativa Orca-Embarcación ligera

#### 7.4.4. Análisis de resultados

Los espectrogramas obtenidos del sonido a estudio llamado “Delfín 1” con respecto a los buques empleados para desarrollar esta parte experimental han dejado entrever varias conclusiones. En primer lugar, tanto los buques como la embarcación ligera presentan un pico espectral dominante, coincidente con este cetáceo. Este se sitúa en el rango de frecuencias comprendido entre 150 y 200 Hz.

En el caso del submarino en inmersión y en snorkel, también se aprecia que emiten junto con el cetáceo, una frecuencia alrededor de 300 Hz, aproximadamente.

Asimismo, se han apreciado otros picos espectrales que presentan una mayor frecuencia. Es el caso del buque de guerra con turbina, con frecuencias coincidentes en el rango frecuencial entre 1650 y 1800 Hz. Además, la embarcación ligera también suele producir frecuencias mayores y, por tanto, se aprecian unos picos coincidentes a partir de 1000 Hz.

En el caso del sonido a estudio “Delfín 2”, también se aprecian picos espectrales en todos los buques, así como en la embarcación ligera, casualmente en el mismo rango de frecuencias que en el caso del “Delfín 1”, entre 150 y 200 Hz. Además, se aprecian otros picos concordantes a frecuencias mayores, como el observado en el submarino en snorkel a 3000 Hz, aproximadamente.

El espectrograma referente al llamado “Delfín 3”, presenta un comportamiento bastante parecido a los casos vistos anteriormente. Se observan interferencias en todos los buques y en la embarcación ligera a estudio, en donde precisamente existe un pico frecuencial coincidente entre 150 y 200 Hz. Sin embargo, no es el único rango de frecuencias donde se observan concordancias, como bien se observan en las gráficas 16, 17 y 19, entre otros, referentes a este caso.

Por último, en lo que respecta al sonido producido por el delfín, se encuentra aquel realizado a través del espiráculo y, como bien se ha comentado en los demás casos, el pico espectral dominante se encuentra en el rango frecuencial entre 150 y 200 Hz.

De esta manera, se observa que el delfín emite sonidos generalmente a frecuencias bajas, por lo que se ven afectados por los sonidos emitidos tanto por los buques a estudio como por la embarcación ligera, puesto que existe una predominancia tanto en el caso del cetáceo como en los diversos buques a trabajar en el rango de bajas frecuencias.

En cuanto a los sonidos de la ballena azul a estudio, no se han percibido coincidencias con los espectrogramas referentes a la ballena azul 1, ballena azul 3 y ballena azul 5 con los diversos buques y la embarcación ligera.

En el caso de los espectrogramas realizados al cetáceo “ballena azul 2”, se ven interferencias en los siguientes buques: submarino en inmersión, submarino en snorkel, buque de guerra diésel y buque mercante con máquina alternativa.

Como bien se ha comentado anteriormente, el sonido captado por la “ballena azul 2” corresponde al efecto barrido que estos mamíferos son capaces de hacer, ya que pueden emitir frecuencias diferentes al mismo tiempo.

Por tanto, analizando estos espectrogramas, se observa que en todos ellos existe un pico coincidente en 300 Hz, aproximadamente. No obstante, también se aprecian otros picos a frecuencias mayores, como bien puede observarse.

En lo que respecta a la “ballena azul 4”, solo se han visto picos coincidentes con la embarcación ligera, y ambos presentan una frecuencia concordante en 1530 Hz.

Asimismo, el sonido referente al efecto barrido realizado por la ballena llamada “ballena azul 6”, se han observado picos coincidentes en los buques: submarino en snorkel, buque de guerra con motores diésel y mercante con máquina alternativa.

En todos ellos, aparece un pico espectral concordante en el intervalo situado entre 300 y 350 Hz. Además, también se aprecian coincidencias a frecuencias mayores, como las observadas en el buque de guerra con motor diésel a 6280 Hz.

Por último, en el espectrograma compuesto por el sonido procedente de la orca, solo se ha visto interferencias con la embarcación ligera. Este pico se aprecia en la zona de frecuencias altas, entre 1500 y 1550 Hz.



## **Capítulo 8. Conclusiones finales**

Este trabajo fin de grado se llevó a cabo a raíz del incremento de varamientos en cetáceos producidos en los últimos años. El objetivo ha sido buscar una conexión entre el ruido radiado por los buques y los cetáceos, para poder observar si ambas partes trabajan en el mismo rango de frecuencias y, por tanto, pudiera afectar de alguna forma a estos mamíferos marinos. Como se ha visto en la parte teórica de este trabajo, estos animales presentan un oído muy desarrollado, ya que gran parte de sus funciones vitales lo realizan con este sentido.

Como bien se conoce y se ha desarrollado en el capítulo de las fuentes de ruido, el buque es una fuente generadora de ruido aéreo y estructural, destacando principalmente por aquellos producidos por la hélice, la maquinaria principal o el efecto hidrodinámico. Debido a que el agua presenta una impedancia menor, permite que los sonidos se extiendan grandes distancias.

Por tanto, se hace necesario tomar medidas efectivas para paliar las vibraciones y ruidos a bordo, en particular. De esta manera, una selección de los materiales y equipos sin llevar a cabo un estudio preciso puede suponer un problema bastante significativo en lo referente al ruido emitido.

Asimismo, los niveles de ruido también están en función del tipo de barco, así como de las características que estos presentan. Por ejemplo, los sonares activos de los submarinos emiten un sonido muy parecido al de la ballena, es decir, estos realizan una especie de barrido, con lo que pretende intentar confundir al adversario haciéndole pensar que pertenece al sonido de este animal.

De esta manera, enlazando con la parte experimental y poder observar si claramente se procesan los sonidos en el mismo rango frecuencial, se ha trabajado con un total de tres cetáceos a los que se le han captado los diferentes sonidos que emiten en un gran rango de frecuencias. En una primera instancia, al delfín se le ha captado cuatro sonidos distintos. En el caso de la ballena azul, se han observado seis tipos diferentes de sonidos a frecuencias distintas, mientras que con la orca solo se ha podido trabajar con un único sonido. De esta forma, se ha comparado con los espectrogramas procedentes de todos los buques y la embarcación ligera, analizando en detalle aquellos en los que existían coincidencias resaltables.

A través de los espectrogramas obtenidos en el transcurso de la realización de este estudio, se ha podido comprobar que, generalmente, los sonidos producidos a bajas frecuencias por los buques son los que interfieren de forma mayoritaria en el rango de frecuencias usados por los cetáceos. Esto obviamente resulta preocupante, puesto que los sonidos a bajas frecuencias son capaces de trasladarse cientos de kilómetros sin atenuación alguna. De esta manera, aunque el buque se encuentre navegando a una distancia considerable con respecto a este animal, las consecuencias llegan a ser las mismas.

De forma que, tras el análisis, las interferencias entre los distintos tipos de buques y embarcaciones hacen evidenciar un efecto negativo hacia esta especie. Estos espectros demuestran que muchos de los ruidos provocados por buques o embarcaciones actúan superponiéndose a los ruidos biológicos al encontrarse en el mismo rango de frecuencias,

con el consiguiente efecto adverso: una mezcla de sonidos, que se camuflen sonidos vitales, o en caso de que el animal no emitiera sonido y estuviera el buque navegando captara esta frecuencia, haciendo que se confundan o despisten.

Por tanto, se hace necesario actuar sobre el ruido radiado por los buques, en especial tratar de actuar en los ruidos propios del mismo, para que aquellos que acaben emitiéndose al mar sean mínimos.

Asimismo, también se puede tomar como iniciativa hacer que los ruidos emitidos por los buques se produzcan a altas frecuencias, para que de esta forma se atenué a medida que se propaga por el mar, pero esto no es viable. Otra forma de minimizar las consecuencias, sería intentar que las frecuencias emitidas por los buques al mar, aunque fueran bajas no coincidieran de forma exacta con las utilizadas por estos mamíferos marinos, ya que en algunos casos a considerar lo comentado anteriormente no sería posible.

Por último, es curioso como ciertos puertos están actuando tras situaciones inusuales ocurridas en las costas con el fin de ayudar a solventar este problema medioambiental. Por ejemplo, a partir de iniciativas como las adoptadas en el puerto de Vancouver, este se ha convertido en el primero a nivel mundial que busca reducir el nivel acústico de los buques cuando entran en sus instalaciones para, de esta manera, minimizar el impacto que estas perturbaciones sonoras causan al ecosistema mediante una reducción de los niveles de ruido de banda ancha.

# Fuentes

- AGUILAR, N.; TEJEDOR, A. (2012). Documento técnico sobre impactos y mitigación de la contaminación acústica marina, Madrid: Ministerio de Agricultura, Alimentación y Medio Ambiente.
- AKTAS, B. Y OTROS.(2020). Suppression of Tip Vortex Cavitation Noise of Propellers using PressurePores Technology. Journal of Marine Science and Engineering.
- APARICIO, J. Y OTROS. (2011). Modelos de Propagación de Señales Acústicas en Entornos Subacuáticos.
- AQUO. (2014). Comprehensive listing of possible improvement solutions and mitigation measures. European Commission.
- AQUO. (2015). Ship Underwater Radiated Noise Patterns. European Commission.
- ARQUES CARBONELL, R. (2016) Calibración de un sistema acústico pasivo para el seguimiento del descriptor 11 de la Directiva Europea de Estrategia Marina. Tesis de Master. Universidad Politécnica de Valencia.
- BARKER, S. J. (1977). Measurements of the radiated noise from various forms of lifting surface cavitation. Los Angeles, California: University of California.
- BITTERLICH, G. (1980). Burner Noise and its suppression. Noise control Engineering, 14(1).
- C.LEROY, C. & PARTHIOT, F. (1997). Depth-pressure relationships in the oceans and seas.
- CRUZ, E. Y OTROS. (2020). Deliverable 5.1-Regulatory Framework for underwater noise monitoring in Portugal. JUMP.
- DNV. (2010). SILENT Class Notation.
- DOLMAN, S. J. & SIMMONDS, M. P. (2000). An update note on the vulnerability of cetaceans to acoustic disturbance.
- ESCOBAR ZAMORA, I. (2016). Control de ruido y vibraciones a bordo de yates de lujo. Trabajo fin de Grado.Universidad Politécnica de Cartagena.
- F.H, J. Y OTROS. (2009). Vessel noise effects on delphinid communication. Marine Ecology progress Series, 395(161-175).
- F, A. (1977). Estado actual de los conocimientos sobre el ruido a bordo de los buques. Ingeniería Naval, Issue 510.
- FISCHER , R. & BROWN, N. (2005). Factors affecting the underwater radiated noise of commercial vessels operating in environmentally sensitive areas, Washington: IEEE.

- GARCIA POSADA, S. (1995). La protección jurídica de los hombres del mar frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido. Tesis doctoral: Universidad Politécnica de Cataluña.
- GOMEZ URREA, S. (2019). Criterios y soluciones constructivas para el aislamiento de ruido y vibraciones en barcos de pasaje. Trabajo fin de Grado. Universidad Politécnica de Cartagena.
- GORDON, B. (1980). Burner Noise and its suppression. *Noise control Engineering*, 14(1).
- HARDING, S. (2016). Scientific synthesis on the impacts of underwater noise on marine and coastal biodiversity and habitats. Montreal: Convention on Biological Diversity.
- HARRIS, C. M. (1995). Manual de medidas acústicas y control del ruido. tercera ed. McGraw-Hill.
- IMO. (2014). Guidelines for the reduction of underwater noise from commercial shipping to address adverse impacts on marine life.
- JURICK, R. (1996). Principle of underwater sound. tercera ed. Peninsula Publishing.
- JUSTES FRADERA, T. & MARTINEZ SALGUERO, A. (2008). Medidas correctoras a bordo y otros sistemas propulsivos. UPC.
- KENDRICK, A. & COLLINS, T. (2019). Ship underwater radiated noise. Ottawa: Transport Canada.
- LÓPEZ FACHAL, P. (2012). Comparación de los criterios de calidad acústica con los estándares de confort admitidos por las sociedades de clasificación en mediciones de ruidos a bordo de buques. Tesis doctoral. Universidad de Coruña.
- GARCÍA LÓPEZ, D. (2020). Apuntes de la asignatura Hidrodinámica. Universidad Politécnica de Cartagena.
- LURTON, X. (2010). An Introduction to Underwater Acoustics. 2 ed. Springer Praxis Books.
- M.&WOLF, B. W. (1999). Principles of Optics: electromagnetic theory of Propagation, interference and diffraction of light. 7 ed. Cambridge: Cambridge University.
- MACHADO, D. A., PASTRANA, J. G. & MENDEZ, O. E. y. V. D. F. (2009). Sistema para determinar firmas acústicas de embarcaciones superficiales. Trabajo Fin de Grado. Universidad de Buenaventura.
- MCCARTHY, E. (2004). International regulation of underwater sound: Establishing rules and standards to address noise pollution. Springer.
- MUNUERA SAURA, G. (2017). Apuntes de vibraciones y ruido. Universidad Politécnica de Cartagena.
- OCEANA. (2004). The death of cetaceans through the use of lfa sonar in naval military manoeuvres.

- REDONDO, L. & RUIZ MATEO, A. (2017). Ruido subacuático: fundamentos, fuentes, cálculo y umbrales de contaminación ambiental. CEDEX.
- RODRIGO SAURA, F., RAMIS SORIANO, J., POVEDA MARTINEZ, P. & CARBAJO SAN MARTIN, J. (2018). Cuantificación del ruido acústico radiado por buques a través de su casco.
- RICHARDSON, W., MALME, C. I., THOMSON, D. H. & GREENE, JR., C. R. (1995). Marine mammals and noise. San Diego: Academic press.
- SIMMONDS, M., DOLMAN, S. & WEILGART, L. (2004). Oceans of noise. Chippingham: WDCS.
- SNAME. (1983). Design Guide for Shipboard airborne noise control. Nueva York: Society of Naval Architects and Marine Engineers.
- SOUNDS. (2021). Study on inventory of existing policy, research and impacts of continuous underwater noise in Europe. EMSA.

#### **Páginas web:**

- DE SANTIAGO COLLADA, J. M. Apuntes de acústica submarina. [En línea] Available at:  
[https://www.academia.edu/31989418/Apuntes de Ac%C3%BAstica Submarina](https://www.academia.edu/31989418/Apuntes_de_Ac%C3%BAstica_Submarina)  
[Consultado en 2021]
- DNV. (2019). Controlling underwater noise. [En línea] Available at:  
<https://www.dnv.com/expert-story/maritime-impact/Controlling-underwater-noise.html>[Consultado en 2021]
- JURADO, A., SUCHY, M. & BELTRÁN PALOMO, P. (2019). The greatest challenge for URN reduction in the oceans by means of engineering. [En línea] Available at:  
[https://www.researchgate.net/publication/337185982\\_The\\_greatest\\_challenge\\_for\\_URN\\_reduction\\_in\\_the\\_oceans\\_by\\_means\\_of\\_engineering](https://www.researchgate.net/publication/337185982_The_greatest_challenge_for_URN_reduction_in_the_oceans_by_means_of_engineering)[Consultado en 2021]
- LOZANO, P., S. M. & R. R. (2011). El B/O Ramon Margalef, nuevo barco del IEO. [En línea] Available at:  
<http://www.ieo.es/documents/10640/32146/ieo016.pdf/91f7f12f-2329-4ed3-910a-9ea727d65b9a>[Consultado en 2021]
- MEDWIN, H. (1975). Speed of sound in water: a simple equation for realistic parameters. [En línea] Available at:  
[https://calhoun.nps.edu/bitstream/handle/10945/40176/medwin\\_speed\\_of\\_sound\\_in\\_water.pdf?sequence=4&isAllowed=y](https://calhoun.nps.edu/bitstream/handle/10945/40176/medwin_speed_of_sound_in_water.pdf?sequence=4&isAllowed=y) [Consultado en 2021]
- PALOMO, P. B. (2014). Reduction of underwater radiated noise from ships. [En línea] Available at: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=6769344>[Consultado en 2021]