Estudio de la estabilidad y automatización del sistema antiescora en un buque remolcador

Trabajo final de Máster

Facultad de Náutica de Barcelona
Universidad Politécnica de Catalunya

Trabajo realizado por:
Pedro Alejandro Abaijón Remacha

Dirigido por:
Julián Sánchez Sánchez
Rosa Maria Fernández Cantí

Máster en Gestión y Operación de instalaciones Energéticas Marítimas

Barcelona, 28 de Julio de 2022

Departamento de Ingeniería de Sistemas, Automática e Informática Industrial

"Si me lleva cien años, será una pena, pero no dejaré de trabajar mientras viva."

Marie Curie

Agradecimientos

Agradecer a mis tutores, a Julián por las aportaciones dadas y a Rosa por todo el esfuerzo, compromiso y conocimiento desde el principio al fin de este trabajo.

A mis padres por toda la ayuda incondicional, a mi hermano por las ideas y a mi pareja, Inés, por la paciencia durante estos meses de proyecto.

Agradecer también a los amigos, en especial a Cristóbal, por todos los consejos.

Resumen

A partir de un análisis de los diferentes sistemas que aportan estabilidad a las embarcaciones, el presente trabajo se propone diseñar y ensayar la automatización de un sistema de tanques capaz de compensar la escora ante las olas.

El procedimiento para desarrollar este objetivo ha consistido en el diseño de un modelo de buque remolcador mediante el software 3D Rhinoceros, sobre el que se han realizado diversos análisis de comportamiento. Para los cálculos hidrodinámicos y los ensayos en diferentes puntos del estudio así como para analizar el comportamiento en tres diferentes condiciones de mar se ha utilizado Maxsurf. Finalmente, se ha utilizado Matlab para analizar, crear y optimizar los elementos de control.

Tras el estudio y los ensayos se ha obtenido un lazo de control que permite automatizar el control sobre tanques, válvulas y bombas de manera óptima.

Los resultados muestran que el sistema antiescora funciona perfectamente de manera automatizada en el buque remolcador sobre el que se han realizado los ensayos y abre la posibilidad tanto a generalizarlo a otro tipo de embarcaciones, como a combinarlo con otro sistema que compense el cabeceo, así como a extender el uso de sistemas automatizados antibalance a ámbitos no estrictamente navales.

Palabras clave:

"Estabilidad", "buques remolcadores", "tanques de lastre", "antiescora", "lazos de control".

Abstract

Based on an analysis of the different systems that provide stability to boats, this paper aims to design and test the automation of a tank system capable of compensating heeling in the face of waves.

The procedure to develop this objective has consisted in the design of a tugboat model using the 3D Rhinoceros software, on which various behavior analyzes have been carried out. For the hydrodynamic calculations and the tests at different points of the study, as well as to analyze the behavior in three different sea conditions, Maxsurf has been used. Finally, Matlab has been used to analyzed, create and optimize the control elements.

After the study and tests, a control loop has been obtained that allows to automate the control over tanks, valves and pumps in optimal way.

The results show that the anti-heeling system works perfectly in an automated manner in the tugboat on which the tests have been carried out and opens the possibility both to generalize it to other types of vessels, and to combine it with another system that compensates pitching, as well as to extend the used of automated antiroll systems to areas that are not strictly naval.

Keywords: “

"Stability", "tug boats", "ballast tanks", "anti-heeling", "control loops".

Tabla de contenidos

AGRADECIMIENTOS 1
RESUMEN 3
ABSTRACT 4
TABLA DE CONTENIDOS 5
LISTADO DE FIGURAS 10
LISTADO DE TABLAS 15
LISTADO DE GRÁFICAS 18

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN 1

1.1. MOTIVACIÓN 1
1.2. OBJETIVOS DEL TRABAJO 1
1.3. ORGANIZACIÓN DE LA MEMORIA 2

CAPÍTULO 2. ANTECEDENTES 4

CAPÍTULO 3. MODELO MATEMÁTICO DE UN BUQUE 9

3.1. MOVIMIENTOS DE UN BUQUE 9
3.2. ECUACIONES DINÁMICAS CON TRES GRADOS DE LIBERTAD 11
3.2.1. MODELOS NO LINEALES 12
3.2.2. MODELOS LINEALES 15

CAPÍTULO 4. SISTEMAS DE LASTRE 17

4.1. NORMATIVA REGULADORA DE LOS SISTEMAS DE LASTRE. 18
4.1.1. APROBACIÓN DEL SISTEMA DE GESTIÓN DEL AGUA DE LASTRE 20
4.2. TRATAMIENTO DE LAS AGUAS DE LASTRE 20
4.2.1. SISTEMAS DE TRATAMIENTO DE AGUAS DE LASTRE 21
4.3. BUQUES SIN LASTRE 24

CAPÍTULO 5. ESTABILIDAD 26

5.1. INTRODUCCIÓN 26
5.2. SISTEMA DE REFERENCIA. PLANOS Y LÍNEAS 26
5.3. FLOTACIÓN Y DESPLAZAMIENTO 28
5.4. CONDICIONES DE EQUILIBRIO 29
5.5. EMPUJE Y CENTRO DE CARENA 29

5.6. CALADOS 30
5.7. FRANCOBORDO 32
5.7.1. DISPOSICIONES GENERALES Y APLICACIÓN 32
5.7.2. REGLAS PARA DETERMINAR LAS LÍNEAS DE CARGA 33
5.8. COEFICIENTE DE FORMAS 43
5.9. PLANO DE FORMAS 46
5.9.1. CURVAS 46
5.10. ARQUEO 48
5.10.1. DEFINICIONES 49
5.10.2. DISPOSICIONES Y NORMAS GENERALES 50
5.10.3. CÁLCULO DEL ARQUEO 51
5.11. CENTRO DE GRAVEDAD 52
5.11.1. CARGA DE PESOS Y EJES PRINCIPALES 53
5.11.2. EJES POR EL CENTRO DE GRAVEDAD INICIAL 55
5.11.3. MOVIMIENTOS DE G CON PESOS MUY PEQUEÑOS 59
5.11.4. CAMBIOS EN EL CALADO AL CARGAR PESOS 60
5.11.5. TRASLADO DE PESOS. MOVIMIENTOS DE G 61
5.12. PLANOS DE INCLINACIÓN 64
5.12.1. INCLINACIONES ISOCARENAS. TEOREMA DE EULER 64
5.12.2. CENTRO DE FLOTACIÓN Y CURVAS HIDROSTÁTICAS 68
5.12.3. CURVA DEL VOLUMEN SUMERGIDO 68
5.13. CENTRO DE CARENA 69
5.13.1. CÁLCULO DEL VOLUMEN SUMERGIDO 70
5.13.2. COORDENADAS DEL CENTRO DE CARENA 72
5.13.3. VARIACIÓN DEL CENTRO DE CARENA DEBIDO A UN INCREMENTO INFINITESIMAL DEL VOLUMEN SUMERGIDO 74
5.13.4. VARIACIÓN DEL CENTRO DE CARENA POR LA CARGA DE PESOS 75
5.13.5. EFECTOS DEL TRASLADO DE UN PESO SOBRE EL CENTRO DE CARENA 75
5.14. ESTABILIDAD DE EQUILIBRIO 76
5.14.1. GRADOS DE LIBERTAD 78
5.15. ESTABILIDAD ESTÁTICA TRANSVERSAL 79
5.15.1. PAR DE ESTABILIDAD ESTÁTICA TRANSVERSAL 81
5.16. BRAZO DEL PAR DE ESTABILIDAD 83
5.17. ESTABILIDAD ESTÁTICA LONGITUDINAL 85
5.17.1. PAR DE ESTABILIDAD ESTÁTICA LONGITUDINAL 86
5.18. CRITERIO DE RAHOLA 87
5.18.1. CUESTIONES GENERALES 88
5.18.2. CRITERIOS RELATIVOS A LAS PROPIEDADES DE LA CURVA DE BRAZOS ADRIZANTES 88
5.18.3. CRITERIOS DE VIENTO Y BALANCE INTENSOS (CRITERIO METEOROLÓGICO) 88
5.19. SUPERFICIES LIBRES 93

5.19.1. CÁLCULO DE LA ESCORA, CON SUPERFICIES LIBRES 95
5.19.2. CÁLCULO DEL BRAZO GZ, CORREGIDO DE SUPERFICIES LIBRES 95
5.20. ESTABILIDAD TRANSVERSAL PARA GRANDES ESLORAS 95
5.20.1. FÓRMULA DE ATWOOD 96
5.20.2. CURVAS KN 97
5.20.3. CURVA GZ PARA GM > 0 Y ς G = 0 97
5.20.4. CURVA GZ PARA GM > 0 Y ς G ≠ 0 99
5.21. ESTABILIDAD CON MOVIMIENTOS DE PESO TRANSVERSALES 100
5.22. CÁLCULOS 103
5.22.1. CÁLCULOS PREVIOS 105
5.22.2. TIPO DE BUQUE 106
5.22.3. TABLAS DE FRANCOBORDO 106
5.22.4. CORRECCIÓN AL FRANCOBORDO 106
5.22.5. CORRECCIÓN POR COEFICIENTE DE BLOQUE 106
5.22.6. CORRECCIÓN POR PUNTAL 107
5.22.7. REDUCCIÓN POR SUPERESTRUCTURAS Y TRONCOS 107
5.22.8. SUPLEMENTO DE ARRUFO 107
5.22.9. ALTURA MÍNIMA EN PROA Y FLOTABILIDAD DE RESERVA 109
5.22.10. FRANCOBORDO DE VERANO OBTENIDO 110
5.22.11. FRANCOBORDOS MÍNIMOS 111
5.22.12. ARQUEO BRUTO 112
5.22.13. ARQUEO NETO 112
5.22.14. CURVA GZ 113

CAPÍTULO 6. SISTEMAS DE ESTABILIDAD 115

6.1. INTRODUCCIÓN 115
6.2. SISTEMAS PASIVOS 116
6.2.1. QUILLAS DE BALANCE 116
6.2.2. TANQUES PASIVOS 119
6.3. SISTEMAS ACTIVOS 127
6.3.1. ALETAS ESTABILIZADORAS 127
6.3.2. TANQUES ACTIVOS 130
6.3.3. SISTEMA DE PESOS 133
6.3.4. GIROSCOPIOS 134
6.4. ESTABILIZADOR VOITH-SCHNEIDER 135

CAPÍTULO 7. MODELO 138

7.1. DISEÑO DEL CASCO 138
7.2. DATOS HIDRODINÁMICOS 142

7.3. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE 144
7.3.1. MÉTODO HOLTROP 144
7.3.2. MÉTODO VAN OORTMERSEEN 145
7.3.3. MÉTODO SERIES 60 146
7.3.4. MÉTODO COMPTON 146
7.3.5. MÉTODO FUNG 146
7.3.6. MÉTODO KR BARGE RESISTANCE 147
7.4. COMPORTAMIENTO BUQUE CON CAMBIOS DE G. 149
7.5. TANQUES DE LASTRE 154
7.6. COMPORTAMIENTO FRENTE A OLEAJE 157
7.6.1. OLAS 158
7.6.2. OPERATIVA EN AGUAS DE LA ZONA DEL MAR CANTÁBRICO 159
7.6.3. OPERATIVA EN AGUAS DE LA ZONA DEL MAR DEL NORTE 166
7.6.4. OPERATIVA EN AGUAS EN LA ZONA DEL OCÉANO ATLÁNTICO 173
7.6.5. COMPARATIVA ENTRE LAS DIFERENTES ZONAS DE OPERACIÓN 180

CAPÍTULO 8. SISTEMA ANTIESCORA 184

8.1. INTRODUCCIÓN 184
8.2. ELEMENTOS DEL SISTEMA 184
8.2.1. BOMBAS 185
8.2.2. TUBERÍAS 187
8.2.3. VÁLVULAS 189
8.3. ESQUEMA DEL SISTEMA ANTIESCORA 191
8.4. DISTRIBUCIÓN ELEMENTOS DEL SISTEMA 192
8.5. PÉRDIDAS DE CARGA 193
8.5.1. ALTURA DE LA BOMBA 204

CAPÍTULO 9. AUTOMATIZACIÓN DEL SISTEMA ANTIESCORA 207

9.1. ACTUADOR 207
9.2. PLANTA 208
9.2.1. TANQUE BR/ER PR 209
9.2.2. TANQUE BR/ER PP 210
9.2.3. FUNCIONES DESCRIPTIVAS 211
9.3. CONTROLADOR 213
9.3.1. INTEGRADOR 213
9.3.2. AVANCE 213
9.3.3. NOTCH 214
9.4. SENSOR 215

9.5. MODELO DEL SISTEMA DE CONTROL EN LAZO CERRADO 216
9.5.1. COMPENSACIÓN DE ESCORAS 217
9.5.2. COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA EN EL MAR CANTÁBRICO, BOYA DE ABRA - CIERVANA 218
9.5.3. COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA EN EL MAR DEL NORTE, EN EL PUNTO SIMAR 1030094 220
9.5.4. COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA EN EL OCÉANO ATLÁNTICO, BOYA VILLANO - SISAGAS 222
9.6. GAIN SCHEDULING 224
9.7. REGULADOR AUTOSINTONIZADO (STR) 227
9.8. ANÁLISIS DE LA ESTABILIDAD DEL SISTEMA 229
9.9. ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO 232

CAPÍTULO 10. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS 234

BIBLIOGRAFÍA Y WEBGRAFÍA 237

ANEXO A1 FRANCOBORDO BUQUES TIPO 'A' 241

ANEXO A2 FRANCOBORDO BUQUES TIPO 'B' 245

ANEXO A3 CURVAS HIDROSTÁTICAS 249

ANEXO A4 CURVAS KN 252

ANEXO A5 DIAGRAMA DE MOODY 253

ANEXO A6 PLANO DE FORMAS 254

ANEXO A7 BOYA ABRA- CIERVANA 255

ANEXO A8 PUNTO SIMAR 1030094 257

ANEXO A9 BOYA DE VILLANO - SISAGASA 259

Listado de figuras

Figura 1. Drakkar vikingo 4
Figura 2. Buque de Bessemer 5
Figura 3. Buque "Livadia" 6
Figura 4. Tipos de movimientos 10
Figura 5. Proceso lastrado 17
Figura 6. Sistema mecánico de flujo continuo 22
Figura 7. Sistema mecánico de dilución 22
Figura 8. Buque sin lastre 24
Figura 9. Esquema buque sin lastre 25
Figura 10. Sistemas de referencia 26
Figura 11. Planos longitudinal 27
Figura 12. Plano transversal 28
Figura 13. Plano de flotación 28
Figura 14. Centro de carena 30
Figura 15. Calados 31
Figura 16. Línea de cubierta 34
Figura 17. Marcas francobrdo 35
Figura 18. Francobordo 36
Figura 19. Coeficiente de formas 44
Figura 20. Coeficiente afinamiento 44
Figura 21. Curvas longitudinales 46
Figura 22. Curvas horizontales 47
Figura 23. Curvas transversales 47
Figura 24. Plano formas 48
Figura 25. Movimiento vertical centro gravedad 53

Figura 26. Movimiento transversal centro gravedad 54
Figura 27. Movimiento longitudinal centro de gravedad 55
Figura 28. Ejes centro de gravedad 56
Figura 29. Movimiento vertical de G 56
Figura 30. Movimiento transversal de G 57
Figura 31. Movimiento longitudinal de G 58
Figura 32. Traslado vertical 61
Figura 33. Traslado transversal 62
Figura 34. Traslado longitudinal 63
Figura 35. Plano de inclinación 64
Figura 36. Plano inclinación transversal 65
Figura 37.Plano inclinación longitudinal 67
Figura 38. Coordenadas de C 72
Figura 39.Taslado pesos transversal 75
Figura 40. Traslado pesos longitudinal 76
Figura 41. Grados de libertad 78
Figura 42. Grados de giro 78
Figura 43. Estabilidad estática transversal 79
Figura 44. Estabilidad estática transversal II 80
Figura 45. Estabilidad estática transversal III 80
Figura 46. Par estabilidad 81
Figura 47. Par de estabilidad 84
Figura 48. Estabilidad estática longitudinal 85
Figura 49. Superficies libres 93
Figura 50. Atwood 96
Figura 51. Curvas KN 97
Figura 52. Brazo GZ 99
Figura 53. Movimientos de peso transversales 100
Figura 54. Corte casco 4 m 103
Figura 55. Cálculo área 104

Figura 56. Cuaderna maestra 104
Figura 57. Quillas de balance 116
Figura 58. Quillas de balance II 117
Figura 59. Efecto quillas de balance 117
Figura 60. Amortiguamiento quillas de balance 118
Figura 61. Balance tanques pasivos 119
Figura 62. Tanque Flume 120
Figura 63. Tanque Flume II 120
Figura 64. Tanque Flume balance 121
Figura 65. Sloshing 122
Figura 66. Tanques en U 123
Figura 67. Tanques en U II 124
Figura 68. Tanques en U con válvula 124
Figura 69. Tanques Frahm 125
Figura 70. Tanques pasivos controlables 125
Figura 71. Balance tanques pasivos controlables 126
Figura 72. Estabilidad aletas 128
Figura 73. Sustentación aletas 129
Figura 74. Ángulo máximo 129
Figura 75. Tanques activos 130
Figura 76. Funcionamiento tanques activos 131
Figura 77. Con bomba intermedia 131
Figura 78. Tanques abiertos al mar 132
Figura 79. Con bomba propia 132
Figura 80. Intering 133
Figura 81. Giroscopio 134
Figura 82. Propulsión Voith - Schneider 136
Figura 83. Palas propulsor 136
Figura 84. Líneas agua 139
Figura 85. Casco 139

Figura 86. Propulsores 140
Figura 87. Casco y elementos 140
Figura 88. Elementos auxiliares 141
Figura 89. Buque remolcador 141
Figura 90. Buque remolcador 142
Figura 91. Buque parametrizado 142
Figura 92. Vista perfil 143
Figura 93. Vistas volumen sumergido 144
Figura 94. Posición de G 149
Figura 95. Cambios en G 150
Figura 96. Cambios en G II 151
Figura 97. Posición transversal de G 152
Figura 98. Cambios en G 152
Figura 99. Resultado escora cambios en G 153
Figura 100. Vista alzado tanques lastre 154
Figura 101. Vista perfil tanques lastre 154
Figura 102. Bomba lastre 185
Figura 103. Electroválvula 189
Figura 104. Válvula manual 190
Figura 105. Distribución elementos sistema 192
Figura 106. Distribución bombas y válvulas 192
Figura 107. Estrechamiento bomba 195
Figura 108. Condición desfavorable 206
Figura 109. Diagrama de bloques 210
Figura 110. Diagrama de bloques 211
Figura 111. Filtro de avance 213
Figura 112. Modelo interno perturbación 214
Figura 113. Modelo iterno seguimiento 214
Figura 114. Sistema MIMO 216
Figura 115. Diagrama bloques 219

Figura 117. Escora final 221
Figura 116. Diagrama de bloques 221
Figura 118. Escora final corregida 222
Figura 119. Diagrama de bloques 223
Figura 120. Escora final 224
Figura 121. Controlador Gain Scheduling 225
Figura 122. Diagrama de bloques 226
Figura 123. Esquema funcionamiento STR 227
Figura 124. Diagrama bloques 228

Listado de tablas

Tabla 1. Fases del proyecto 3
Tabla 2. Movimientos buque 10
Tabla 3. Movimientos buque II 10
Tabla 4. Tratamientos del agua de lastre 21
Tabla 5. Altura superestructura 39
Tabla 6. Reducción superestructuras 40
Tabla 7.Arrufo 41
Tabla 8. Comparativa coeficientes 45
Tabla 9. Comparativa GM/M buques 83
Tabla 10. Factor X1 y B/d 90
Tabla 11. Factor X1 y Cb 90
Tabla 12. Factor k 91
Tabla 13. Factor s 92
Tabla 14. Datos buque 105
Tabla 15. Coeficientes 105
Tabla 16. Cálculos iniciales 105
Tabla 17. Corrección francobordo 106
Tabla 18. Reducción superestructuras 107
Tabla 19. Arrufo normal 108
Tabla 20. Arrufo real 109
Tabla 21. Francoordo verano 111
Tabla 22. Curva GZ 114
Tabla 23. Valores hidrodinámicos 143
Tabla 24. Método Holtrop 145
Tabla 25. Método Van Oortmerseen 145
Tabla 26. Método Serie 60 146

Tabla 27. Método Compton 146
Tabla 28. Método Fung 146
Tabla 29. Métodos estadisticos resistencia al avance 147
Tabla 30. Métodos estadisticos resistencia al avance 148
Tabla 31. Tamaño de los tanques de lastre 154
Tabla 32. Capacidad de los tanques de lastre 155
Tabla 33. Tanque de lastre de Proa 155
Tabla 34. Tanque de lastre Babor Proa 155
Tabla 35. Tanque de lastre Estribor Proa 156
Tabla 36. Tanque de lastre Babor Popa 156
Tabla 37. Tanque de lastre Estribor Popa 156
Tabla 38. Tanque de lastre Popa 156
Tabla 39. Tanque de lastre Estribor popa y Estribor Proa 157
Tabla 40. Tanque de lastre Babor Popa y Babor Proa 157
Tabla 41. Tanque de lastre Babor Proa, Estribor Proa y Proa 157
Tabla 42. Tanque de lastre Babor Popa, Estribor Popa y Popa 157
Tabla 43. Escora Boya Abra - Ciervana 181
Tabla 44. Escora Punto SIMAR 1030094 181
Tabla 45. Escora Boya Villano - Sisagas 181
Tabla 46. Cabeceo Boya Abra - Ciervana 182
Tabla 47. Cabeceo punto SIMAR 1030094 182
Tabla 48. Cabeceo Boya Villano - Sisagas 182
Tabla 49. Resumen escoras 183
Tabla 50. Sección tuberias 188
Tabla 51. Diametros interno y externo tubos 189
Tabla 52. Velocidad y rozamiento 195
Tabla 53. Pérdidas de carga por fricción 196
Tabla 54. Pérdidas de carga por fricción 196
Tabla 55. Pérdidas de carga por fricción 197
Tabla 56. Pérdidas de carga por fricción 198

Tabla 57. Pérdidas accesorios 199
Tabla 58. Coeficiente fricción tubos 199
Tabla 59. Coeficiente fricción válvulas 200
Tabla 60. Pérdidas por accesorios 200
Tabla 61. Pérdidas accesorios 201
Tabla 62. Pérdidas por accesorios 202
Tabla 63. Pérdidas por accesorios 203
Tabla 64. Pérdida de carga costado Babor 203
Tabla 65. Pérdidas de carga costado Estribor 204
Tabla 66. Pérdidas de carga tanques Proa 204
Tabla 67. Pérdidas de carga tanques Popa 204
Tabla 68. Perdidas de carga por fricción 205
Tabla 69. Pérdidas por accesorios 205
Tabla 70. Pérdidas de carga totales 206
Tabla 71. Escora final 219
Tabla 72. Datos hidrostáticos 249

Listado de gráficas

Gráfica 1. Cronología sistemas estabilidad 7
Gráfica 2. Evolución sistemas antiescora 8
Gráfica 3. Consumos de energía 24
Gráfica 4. Volumen sumergido 69
Gráfica 5. Estabilidad 77
Gráfica 6. Brazos escorantes 89
Gráfica 7. Curva GZ 98
Gráfica 8. Curva GZ II 99
Gráfica 9. Ángulo equilibrio 102
Gráfica 10. Curva GZ 114
Gráfica 11. Sistemas estabilizadores 115
Gráfica 12. Resistencia avance 148
Gráfica 13. Potencia motor 149
Gráfica 14. Movimientos longitudinales de G 151
Gráfica 15. Movimientos transversales de G 153
Gráfica 16. Resistencia añadida 160
Gráfica 17. Movimiento de alabeo 161
Gráfica 18. Movimiento de cabeceo 162
Gráfica 19. Velocidad de alabeo 163
Gráfica 20. Velocidad de cabeceo 164
Gráfica 21. Aceleración de alabeo 165
Gráfica 22. Aceleración de cabeceo 166
Gráfica 23. Resistencia añadida 167
Gráfica 24. Movimiento de alabeo 168
Gráfica 25. Movimiento de cabeceo 169

Gráfica 26. Velocidad de alabeo 170
Gráfica 27. Velocidad de cabeceo 171
Gráfica 28. Aceleración de alabeo 172
Gráfica 29. Aceleración de cabeceo 173
Gráfica 30. Resitencia añadida 174
Gráfica 31. Movimiento de alabeo 175
Gráfica 32. Movimiento de cabeceo 176
Gráfica 33. Velocidad de alabeo 177
Gráfica 34. Velocidad de cabeceo 178
Gráfica 35. Aceleración de alabeo 179
Gráfica 36. Aceleración de cabeceo 180
Gráfica 37. HQ 186
Gráfica 38. Potencia requerida 186
Gráfica 39. NPSH 187
Gráfica 40. Válvula 208
Gráfica 41. Caracteristicas tanques Br/ Er Proa 209
Gráfica 42. Caracteristicas tanques Br/ Er Popa 210
Gráfica 43. Nyquist 212
Gráfica 44. Sensor 215
Gráfica 45. Bloques controlador STR 227
Gráfica 46. Márgenes de estabilidad de ganancia y fase 230
Gráfica 47. Lugar Geométrico de las Raices de Evans 230
Gráfica 48. Lugar Geométrico de las Raices de Evans II 231
Gráfica 49. Lugar Geométrico de las Raices de Evans III 232
Gráfica 50. Bode 233
Gráfica 51. Abertura válvula 255
Gráfica 52. Caudal 256
Gráfica 53. Escora por tanque 256
Gráfica 54. Abertura válvula 257
Gráfica 55. Caudal 258

Gráfica 56. Escora por tanque 258

Gráfica 57. Abertura válvula 259

Gráfica 58. Caudal 260

Gráfica 59. Escora por tanque 260

Capítulo 1. Introducción

1.1. Motivación

Desde sus orígenes, la construcción naval siempre ha estado supeditada al conocimiento técnico de la época, a los recursos disponibles y a las necesidades de cada sociedad.

Con el descubrimiento de América y el inicio de nuevas rutas a las Indias, los buques a vela aumentan de manera considerable de tamaño y tonelaje, debido a la gran demanda de productos desde Europa, abriéndose así las primeras rutas internacionales de comercio marítimo.

En este nuevo contexto, la seguridad y el confort se convierten en dos aspectos a mejorar de manera constante, tanto por lo que respecta a las cargas como a los pasajeros.

Es a mediados del siglo XIX, con la invención de la propulsión mecánica, cuando la industria naval da un salto cualitativo y empieza a crecer notablemente. Los buques son construidos para que puedan permanecer más tiempo en la mar y sean capaces de transportar más mercancía de manera autónoma. Eso obliga a prepararlos para afrontar inclemencias meteorológicas y poder preservar su propia integridad, la de la carga y la de los pasajeros.

Desde entonces no ha cesado la preocupación por mejorar constantemente no sólo las naves, sino todos los sistemas que ayudan a mejorar la navegación y aumentar la seguridad, el rendimiento y el confort. Las posibilidades de mejora de embarcaciones que brinda la combinación de conocimientos y aparatos mecánicos, electrónicos, etc. es casi infinita y, a pesar de haberse realizado ya muchos progresos, hay todavía un largo camino por delante.

En este sentido, uno de los ámbitos donde todavía queda mucho por investigar es el que se relaciona con minimizar la escora, tanto en situación de avance como en posición estática. La escora se relaciona con la seguridad y el confort de una embarcación, pero también incide directamente en la eficiencia y el rendimiento de las naves.

1.2. Objetivos del trabajo

Este trabajo se centra precisamente en hacer un aporte sobre esa cuestión, y se propone abordar los sistemas antiescora con el objetivo de diseñar y probar un sistema automatizado para un buque remolcador, de tal modo que el sistema compense el balance de manera independiente. La finalidad perseguida es la optimización del trabajo del remolcador en labores que impliquen principalmente una posición estática. Tras realizar estudios hidrodinámicos, de mecánica de fluidos, de estabilidad del buque, del comportamiento frente a olas y de control y automatización,

se pretende obtener un modelo de buque capaz de hacer frente al oleaje sin comprometer su estabilidad y poder así trabajar de forma segura y eficiente a bordo.

Para llevar a cabo el objetivo de elaborar un sistema automatizado antiescora y ponerlo a prueba, se ha seguido un procedimiento que consta de las siguientes fases.

-Análisis de los sistemas antiescora existentes, donde se acabó optando por el sistema basado en tanques.

-Diseño en 3D, mediante Rhinoceros, del buque remolcador que habrá de albergar el sistema antiescora y servir como banco de pruebas y realización del estudio hidrodinámico del casco del buque remolcador mediante Maxsurf. Además,en esta fase se elaborarán ensayos en diferentes condiciones de mar y oleaje.

-Diseño del sistema antiescora adaptado al buque remolcador, donde se diseña un sistema a medida del remolcador creado anteriormente.

-Diseño de la automatización del sistema. A partir del diseño del sistema y del estudio de los lazos de control a partir de las variables y parámetros determinados, se diseña la automatización.

1.3. Organización de la memoria

Estas fases se concretan a través de lo recogido en los siguientes capítulos, donde podremos encontrar desarrollados los siguientes contenidos:

- En el Capítulo 2 se habla de la historia y los cambios que ha habido en los buques para conseguir una estabilidad.

- En el Capítulo 3 se estudia un modelo matemático que comprende los movimientos de libertad que tiene un buque para conceptualizar la escora y parametrizarla

- El Capítulo 4 se trata la normativa reguladora existente sobre aguas de lastre y sus limitaciones, a efectos de tenerla en cuenta en el diseño del sistema de escora basado en tanques

- El Capítulo 5 trata sobre la estabilidad, definiéndola y estudiando los factores que influyen en ella. Es el capítulo más teórico pero imprescindible para poder trabajar sobre un sistema antiescora.

- En el Capítulo 6 se enumeran los diferentes sistemas que hay para poder mejorar la estabilidad, optando por el basado en tanques como mejor solución al caso abordado

- El Capítulo 7 y el Capítulo 8 son los más aplicados.

En el Capítulo 7, a partir de la teoría presentada en los capítulos anteriores, se diseña un modelo donde se estudiará el comportamiento frente a oleajes y se realizará un estudio hidrodinámico de las formas del casco de un remolcador de altura completamente funcional. Además también se hará el diseño y la distribución de unos tanques de lastre.

En el Capítulo 8 se aborda exclusivamente el sistema antiescora, diseñando el esquema de funcionamiento y el dimensionado.

- En el Capítulo 9 se diseña el sistema de automatización del sistema antiescora.

- El Capítulo 10 se ofrecen las conclusiones obtenidas tras la elaboración de este trabajo.

En resumen, destacar que del Capítulo 1 al 5 trata sobre todo el marco teórico. Por lo que hace a las aportaciones sustanciales de este trabajo, a modo de síntesis y con el objetivo de facilitarla lectura, se ofrece este cuadro resumen que incluye el Capítulo, objetivos y resultados de cada fase.

	Capítulo	Objetivos	Resultados
Fase 1	6	Elección del sistema antiescora más apropiado para el desarrollo de la propuesta.	Se seleccionan los tanques activos dado que es el sistema más polivalente para velocidades de avance nulas y más usado comúnmente en mercantes.
Fase 2	7	a) Realización de un casco de un buque remolcador. b) Cálculo hidrodinámico del casco y diseño de los tanques. c) Ensayo casco frente a oleajes.	a) En el punto 7.1 se podrá observar el diseño final del buque remolcador. b) El estudio hidrodinámico completo del casco se encuentra en los puntos 7.2, 7.3 y 7.4. El diseño de los tanques se encuentra en el punto 7.5. c) El ensayo completo frente a tres condiciones diferentes de mar y oleaje se encuentra en el punto 7.6
Fase 3	8	Realización del esquema de funcionamiento y dimensionado del sistema antiescora.	Se realiza esquema del sistema antiescora, pudiendo verse en el punto 8.3 y se dimensionan bombas, tuberías y válvulas.
Fase 9	9	a) Automatización del sistema antiescora. b) Ensayo del controlador	a) Se exponen los resultados de esta automatización en los puntos 9.5, 9.6 y 9.7, resultando en forma de gráficas y fórmulas. b) Se somete a pruebas de estabilidad y comportamiento, pudiendo verse en el punto 9.8 y 9.9.

Tabla 1. Fases del proyecto (Fuente: Propia)

Capítulo 2. Antecedentes

El ser humano, a lo largo de toda su historia, ha tenido siempre presente la mar ya sea para pescar y conseguir alimento o para desplazarse y transportar carga o personas de un lugar a otro.

Desde los grandes buques mercantes actuales hasta los primeros barcos a vela, pasando por los drakkares[1], siempre se ha buscado la máxima estabilidad, tanto para la seguridad de la carga como por el bienestar de los tripulantes.



Figura 1. Drakkar vikingo [9]

Sobre el 1420 a.C. se crean las primeras embarcaciones egipcias para satisfacer las necesidades yendo a remo por el Nilo cuando navegaban a favor de la corriente o a vela cuando viajaban a favor del viento.

[1] El drakkar era una embarcación utilizada por los escandinavos, sajones y vikingos durante las guerras. Estas embarcaciones tenían poco calado y mucha eslora con remos en casi toda la longitud del buque.

Es a finales del siglo XIX cuando se crean los primeros avances para evitar el movimiento de balance con nuevos diseños de las embarcaciones y desarrollo de barcos. Las velas se sustituyen por motores de vapor y la madera por acero. [9]

El primero que empieza a investigar sobre la estabilidad transversal de los barcos es el científico inglés William Froude (1810-1879). En 1860, Froude publica un trabajo sobre los principios básicos en los que se basan las investigaciones actuales para estudiar el balance, haciendo una afirmación: *"el movimiento de balance es la consecuencia de la presión del fluido que actúa sobre el buque, no del impacto de las olas chocando contra los costados del barco"*. [22]

El primer intento de Froude para reducir el balance, es instalando quillas de balance, aunque, también propone instalar unos depósitos de agua en la parte superior del buque pero los elimina al darse cuenta que crea un efecto de superficies libres elevado.

A pesar de que a Henry Bessemer se le conocía como el inventor del proceso de elaboración del acero, Bessemer también inventó el barco antibalance.

El barco de Bessemer, construido en 1875, era un barco completamente normal menos el salón de pasajeros, de 23 metros de longitud, estaba montado sobre unas guías y podía ser operado por máquinas hidráulicas de manera que permaneciera siempre horizontal sin importar el ángulo de escora que tuviera el barco. Esta maquinaria estaba controlaba por un ingeniero y se regulaba mediante la referencia de un nivel.

Tras probarlo en un mar con ligera ola, era imposible accionar la máquina y que compensara la inclinación, descartando este tipo de diseño para hacer frente a las escoras. [9]

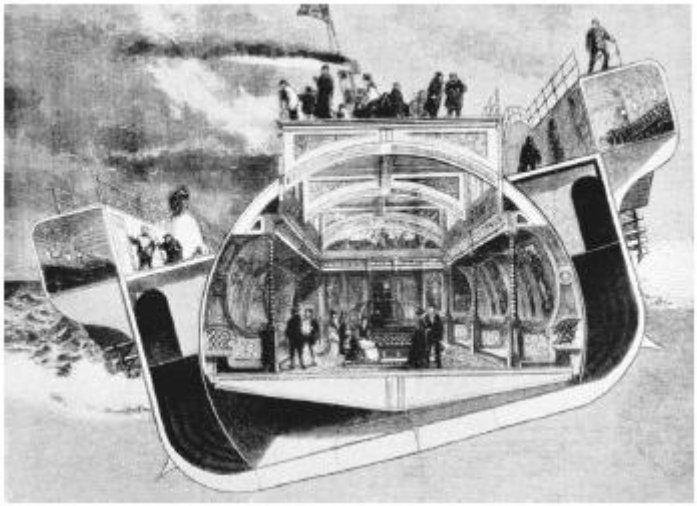


Figura 2. Buque de Bessemer [2]

Un caso parecido al buque de Bessemer, fue el que diseñó el almirante de la marina rusa Popov, siendo un buque de vapor construido para el emperador Alexander II de Rusia.

El buque de Popov era ancho con forma ovalada, semejante a la de un rodaballo. A pesar de esto, durante sus pruebas y viajes, no resultó efectivo como barco antiescora. El barco de Popov, el "Livadia", se estuvo utilizando como barcaza de carbón por el Mar Negro hasta 1927. [2]



Figura 3. Buque "Livadia" [2]

En el año 1915, la compañía americana Sperry Marine desarrolló un sistema que corregía los problemas que se tenían cuando se utilizaban giroscopios, utilizando un motor eléctrico controlado por interruptores y un giroscopio pequeño para controlar la precisión del giroscopio principal. La velocidad de precisión era proporcional al balance del buque. Con este sistema se obtenían correcciones del balance sobre un 95% pero era muy caro e incrementaba mucho el peso, teniendo más inconvenientes que ventajas.

Paralelamente con las mejoras en los giroscopios, en el 1911 se desarrolla los tanques en forma de U de Frahm. Este tipo de tanques eran más efectivos que los tanques de superficies libres creados por Froude y Watt.

El primer barco que incorpora estos tanques tipo U fue el "Ypiranga", un barco de carga y pasaje con ruta entre Hamburgo, México y Buenos Aires. Los tanques tipo U todavía se utilizan en la actualidad.

En la década de 1930, se empieza a investigar sobre los tanques activos, estudiando, por ejemplo, cómo afecta la velocidad del fluido cuando pasa por el casco y qué efecto tiene sobre el balance.

Después de la Segunda Guerra Mundial, se incorporan en los buques aletas estabilizadoras. Las primeras propuestas de las aletas se hicieron en los astilleros de Mitsubishi Nagasaki en Japón en el 1923. Se patenta en 1925 por Motora, en Estados Unidos.

En esa década, se instalan las aletas en tres tipos de barcos diferentes, uno de pasaje, uno de vapor y uno de arrastre. Las aletas estaban controladas por máquinas hidráulicas activadas por un sistema de giroscopios. El ángulo máximo se adquiría muy rápido dado que no se habían probado lo suficiente para que girasen gradualmente. [2] [9]

Conolly, en el año 1969, proporciona un método para establecer el número de aletas que se necesitan para garantizar la estabilidad en función de los ángulos de balance.

Durante los años 70, Lloyd, Carley y Deberley continúan sus estudios del rendimiento de las aletas para poder optimizar y mejorar el diseño.

La idea de utilizar el timón como sistema de estabilización surge de las observaciones del comportamiento del balance de los barcos durante las pruebas y operaciones controladas automáticamente.

Taggart observó una serie de circunstancias que se dieron en el portacontenedores "American Resolute" durante una travesía en el atlántico en el 1967 que hacía un exceso de balance al barco cuando la maquinaría automática de dirección se estaba utilizando.

Con los valores obtenidos de varios estudios de buques más, se dedujo que el máximo valor de balance que se observaba, a pesar de que no hubiese mala mar, era consecuencia de los valores altos de la frecuencia de guiñada haciendo que el control automático del buque produjese cambios en el timón cerca de la frecuencia natural de balance del barco. Hecho que hace que se utilizase el controlador automático del barco como sistema estabilizador.

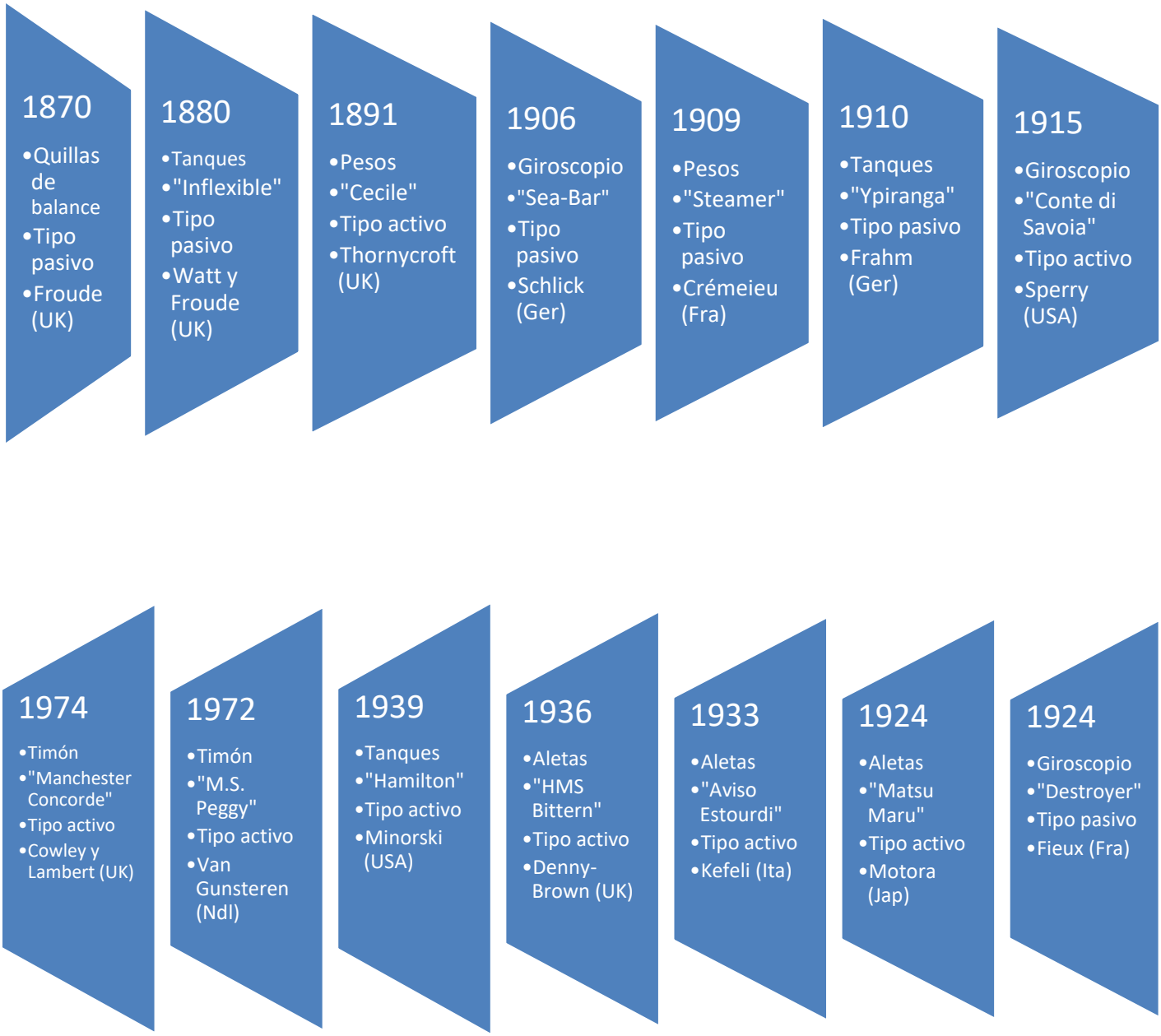
En el año 1972 se utiliza en el buque "M.S. Peggy" y presentado oficialmente al *Symposium on developmente of interest to Yacht Architecture* en Amsterdam y en el *International Ship Building Progress Journal*. Durante esos días, se redujo el balance en un 43%.

Cowley y Lambert presentan un estudio sobre estabilización utilizando el timón, en 1972. Este estudio motivó a la exploración de utilizar el timón como sistema de estabilización en el ambiente naval de Inglaterra.

En 1975, Carley y Lloyd enseñaron sus estudios donde, además de estudiar los beneficios, se estudiaba también las complicaciones asociadas con el control de los timones como sistemas de estabilidad.

Con las mejoras en la informática y procesos de automatización en la industria, en la década de los 80 aparecen los controles algorítmicos más avanzados y los ordenadores digitales haciendo posible la experimentación y el éxito en los avances.

En resumen y de forma cronológica, se puede observar los cambios en los sistemas de estabilidad que se han utilizado desde el siglo XIX hasta el siglo XX. [9]



Gráfica 2. Evolución sistemas antiescora [36]

Capítulo 3. Modelo matemático de un buque

Para hablar de la gobernabilidad de un buque, es necesario mencionar los modelos matemáticos obtenidos a partir de ecuaciones hidrodinámicas y los modelos simplificados lineales con adición de no linealidades.

Dinámicamente, un barco se puede considerar como un sólido con seis grados de libertad teniendo tres coordenadas para describir los movimientos de traslación respecto a los tres ejes y tres coordenadas para los movimientos de rotación.

Teniendo en cuenta los modelos de gobernabilidad, inicialmente se consideran tres grados de libertad dado que el movimiento se realiza sobre el plano horizontal con un desplazamiento del buque en línea recta.

Considerando el balance, se tendrán modelos con cuatro grados de libertad. [1]

3.1. Movimientos de un buque

Suponiendo que la afectación de la aceleración de un buque respecto a la superficie de la Tierra es despreciable, el movimiento de un buque en la mar se describe respecto a un eje de referencia inercial, por tanto, se puede considerar que un sistema de referencia situado en tierra O es un sistema inercial.

Así pues, se necesitan seis coordenadas independientes, tres coordenadas para los movimientos de traslación sobre los ejes x_B, y_B y z_B (siendo respectivamente, avance, desplazamiento lateral y arfada) como referencia a un sistema de coordenadas móvil situado en el buque O_B.

Se necesitan tres coordenadas más para los movimientos de rotación siendo el balanceo, cabeceo y la guiñada del sistema de coordenadas móvil del buque respecto al sistema de coordenadas inercial de referencia situado en tierra O. [1]

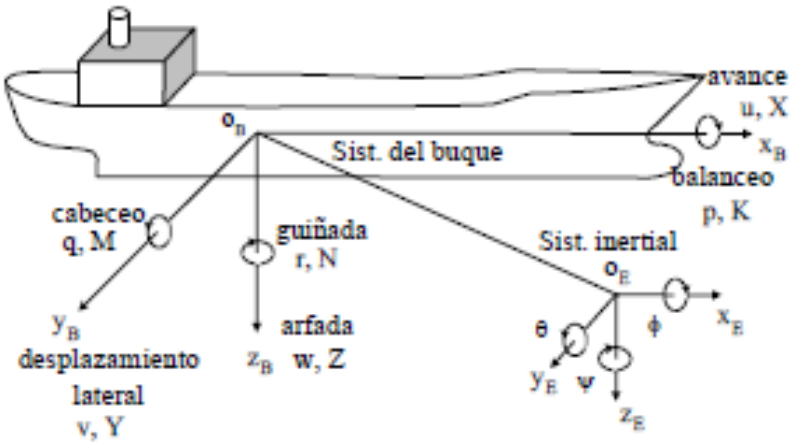


Figura 4. Tipos de movimientos [7]

La opción más adecuada es elegir un sistema de coordenadas ortogonal paralelo a los ejes principales de inercia ya que si se elige el centro de gravedad (CG) como origen del centro de coordenadas irá variando dado que no es un punto fijo del buque y su posición dependerá de las condiciones de la carga y combustible.

Las tablas que siguen muestran las nomenclaturas a utilizar en las ecuaciones que describirán el movimiento de un buque, las fuerzas y los momentos.

Traslación	Fuerza	Velocidad lineal	Posición
Avance	*X*	*u*	*x*
Desplazamiento lateral	*Y*	*v*	*y*
Arfada	*Z*	*w*	*z*

Tabla 2. Movimientos buque (Fuente: Propia)

Rotación	Momento	Velocidad angular	Ángulo
Balanceo	*K*	*p*	*φ*
Cabeceo	*M*	*q*	*ϑ*
Guiñada	*N*	*r*	*ψ*

Tabla 3. Movimientos buque II (Fuente: Propia)

Destacar que tanto las velocidades lineales, angulares, fuerzas y momentos se definen con relación al sistema de coordenadas del buque pero, a pesar de ello, para representar la posición y orientación, se utiliza el sistema inercial de referencia.

Por lo tanto, el vector velocidad respecto al sistema de coordenadas del buque se define como:

$$v = [v_1^T, v_2^T]^T, \text{ siendo } v_1 = [u, v, w]^T \text{ y } v_2 = [p, q, r]^T \quad \textbf{(1)}$$

El vector posición y orientación respecto al sistema de referencia inercial se define:

$$\eta = [\eta_1^T, \eta_2^T]^T, \text{ siendo } \eta_1 = [x, y, z]^T \text{ y } \eta_2 = [\phi, \theta, \psi]^T \quad \textbf{(2)}$$

La trayectoria que describe un buque viene dada por la derivada del vector posición, estando relacionando con el vector velocidad, siendo:

$$\dot{\eta} = J(\eta_2)v \quad \textbf{(3)}$$

donde $J(\eta_2)$ corresponde a una matriz de transformación que depende de los ángulos (ϕ, θ, ψ).

Entonces, con relación al sistema de coordenadas O_B, las ecuaciones del movimiento del buque en forma vectorial, se pueden expresar como:

$$M_{RB}\dot{v} + C_{RB}(v)v = \tau_{RB} \quad \textbf{(4)}$$

$$\dot{\eta} = J(\eta_2)v \quad \textbf{(5)}$$

considerando M_{RB} la matriz de masas e inercia y $C_{RB}(v)$ la matriz centrípeta y de Coriolis, ambas debidas a la dinámica del sólido rígido.

τ_{RB} es un vector generado por las fuerzas y momentos externos creado por las fuerzas y momentos hidrodinámicos producidos por el movimiento del casco en el agua, las producidas por las superficies de control (timón, aletas, etc.), las generadas por los sistemas propulsivos y las perturbaciones ambientales (olas, viento, etc.). [20]

3.2. Ecuaciones dinámicas con tres grados de libertad

Para representar el movimiento del buque en el plano horizontal se utilizan modelos que tengan tres grados de libertad considerando, únicamente, los movimientos de avance, guiñada y desplazamiento lateral y los movimientos de balance, cabeceo y arfada se consideran despreciables.

Con el buque situado en los ejes principales de inercia y en el sistema de coordenadas O_B, se tiene la ecuación:

$$M_{RB(3X3)}\dot{v} + C_{RB(3X3)}(v)v = \tau_{RB(3X1)} \quad \textbf{(6)}$$

donde,

$$M_{RB(3x3)} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & mx_G \\ 0 & mx_G & I_Z \end{bmatrix} \quad \textbf{(7)}$$

$$C_{RB(3x3)} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -m(x_G r + v) \\ 0 & 0 & mu \\ m(x_G r + v) & -mu & 0 \end{bmatrix} \quad \textbf{(8)}$$

$$\tau_{RB(3x1)} = [X, Y, N]^T \quad \textbf{(9)}$$

Si se representan de manera compacta, las ecuaciones anteriores quedan:

Avance:

$$m(\ddot{u} - vr - x_G r^2) = X \quad \textbf{(10)}$$

Desplazamiento lateral:

$$m(\ddot{v} - ur + x_G \dot{r}) = Y \quad \textbf{(11)}$$

Guiñada:

$$I_Z \dot{r} + m x_G (ur + \dot{v}) = N \quad \textbf{(12)}$$

3.2.1. Modelos no lineales

Cada modelo no lineal difiere en la expresión de las fuerzas hidrodinámicas (*X,Y*) y de los momentos hidrodinámicos (*N*) de la ecuación (9). Algunos de los modelos no lineales que se pueden encontrar son:

3.2.1.1. Modelo de Abkowitz

En el modelo no lineal de Abkowitz, se propone tomar hasta el tercer orden de la serie de Taylor de las funciones X, Y y N alrededor del estado de equilibrio $u=u_0$ y $v = r = \dot{v} = \dot{r} = 0$ en la ecuación:

$$\tau_{RB} = f(u, v, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{r}, \delta) \quad \textbf{(13)}$$

Los términos que superen el tercer orden no se consideran ya que se ha demostrado que no aumentan significativamente la exactitud. Aplicando también sobre la ecuación, que debido a la simetría lateral de los buques, solo se tendrá en cuenta la aceleración de primer orden, se obtiene:

$$\begin{aligned} X = X^0 + X_{\dot{u}}\dot{u} + X_u \Delta u + X_{uu}\Delta u^2 + X_{uuu}\Delta u^3 + X_{vv}v^2 + X_{rr}r^2 + X_{\delta\delta}\delta^2 + X_{rv}rv \\ + X_{r\delta} r\delta + X_{v\delta} v\delta + X_{vvu} v^2 \Delta u + X_{rru} r^2 \Delta u + X_{\delta\delta u}\delta^2 \Delta u + X_{rvu} rv \Delta u \\ + X_{r\delta u} r\delta \Delta u + X_{v\delta u} v\delta \Delta u \end{aligned} \quad \textbf{(14)}$$

$$Y = Y^0 + Y_u\Delta u + Y_{uu}\Delta u^2 + Y_r r + Y_v v + Y_{\dot{r}}\dot{r} + Y_{\dot{v}}\dot{v} + Y_\delta\delta + Y_{rrr}r^3 + Y_{vvv}v^3 + Y_{\delta\delta\delta}\delta^3 + Y_{rr\delta}r^2\delta + Y_{r\delta\delta}r\delta^2 + Y_{rrv}r^2v + Y_{rvv}rv^2 + Y_{v\delta\delta}v\delta^2 + Y_{vv\delta}v^2\delta + Y_{\delta vr}\delta vr + Y_{vu}v\Delta u + Y_{vuu}v\Delta u^2 + Y_{ru}r\Delta u + Y_{ruu}r\Delta u^2 + Y_{\delta u}\delta\Delta u + Y_{\delta uu}\delta\Delta u^2 \quad \textbf{(15)}$$

$$N = N^0 + N_u\Delta u + N_{uu}\Delta u^2 + N_r r + N_v v + N_{\dot{r}}\dot{r} + N_{\dot{v}}\dot{v} + N_\delta\delta + N_{rrr}r^3 + N_{vvv}v^3 + N_{\delta\delta\delta}\delta^3 + N_{rr\delta}r^2\delta + N_{r\delta\delta}r\delta^2 + N_{rrv}r^2v + N_{rvv}rv^2 + N_{v\delta\delta}v\delta^2 + N_{vv\delta}v^2\delta + N_{\delta vr}\delta vr + N_{vu}v\Delta u + N_{vuu}v\Delta u^2 + N_{ru}r\Delta u + N_{ruu}r\Delta u^2 + N_{\delta u}\delta\Delta u + N_{\delta uu}\delta\Delta u^2 \quad \textbf{(16)}$$

donde $\Delta u = u - u_0$, X^0 es la fuerza en la dirección x en la condición de equilibrio, $u_0 = U$ (velocidad del buque) y N^0 e Y^0 el momento (*N*) y la fuerza (*Y*) para $v = r = \delta = 0$. [20]

3.2.1.2. Modelo de Norrbin

Este modelo está desarrollado para maniobras en aguas profundas y restringidas. Está formado por tres ecuaciones.

En el modelo de Norrbin se utilizan coeficientes y parámetros adimensionales.

$$(1 - X'_{\dot{u}})\dot{u} = L^{-1}\frac{1}{2}X''u^2 + L^{-2}g^{-1}\frac{1}{24}X'''_{uuu}u^4 + gT'''(1-t) + (1 + X'_{vr})vr + L\left(X'_G + \frac{1}{2}X'_{rr}\right)r^2 + \frac{1}{2} + L^{-2}g^{-1}\frac{1}{6}X''_{u|v|v^2}u|v|v^2 + L^{-1}\frac{1}{4}X''_{c|c|\delta\delta}c|c|\delta_e^2 \quad \textbf{(17)}$$

$$(1 - Y'_{\dot{v}})\dot{v} = L(Y'_{\dot{r}} - X'_G)\dot{r} + (Y'_{ur} - 1)ur + L^{-1/2}g^{-1/2}\frac{1}{2}Y'''_{uur}u^2r + L^{-1}Y''_{uv}uv + L^{-3/2}g^{-1/2}\frac{1}{2}Y''_{uuv}u^2v + L^{-1}\frac{1}{2}Y''_{v|v}v|v + L\frac{1}{2}Y''_{r|r}r|r + \frac{1}{2}Y''_{v|r}v|r + \frac{1}{2}Y''_{cc\delta}c^2\delta_e + k_y gT'' \quad \textbf{(181)}$$

$$(k_z''^2 - k_{\dot{r}}'')\dot{r} = L(N_{\dot{v}}'' - x_G'')\dot{v} + L^{-1}(N_{ur}'' - x_G'')ur + L^{-3/2}g^{-1/2}\frac{1}{2}N_{uur}''u^2r + L^{-2}N_{uv}''uv + L^{-5/2}g^{-1/2}\frac{1}{2}N_{uuv}''u^2v + L^{-2}\frac{1}{2}N_{|v|v}''|v|v + \frac{1}{2}N_{|r|r}''|r|r + \frac{1}{2}N_{|v|r}''|v|r + L^{-2}\frac{1}{2}N_{cc\delta}''c^2\delta_e + L^{-1}k_N gT'' \quad \textbf{(19)}$$

Siendo *L* la eslora del buque, *g* la aceleración de la gravedad, *T''* el empuje de la hélice, δ_e el ángulo efectivo del timón, *c* la velocidad del flujo pasado el timón y $k_z^2 = I_z''$ el radio de giro no dimensional. [22]

Asimismo, el radio de giro con respecto al eje Z se define como $k_z^2 = I_z'' = \frac{I_z}{m}$ donde, puesto que $I_z = mk_z^2$, nos queda

$$k_z = \sqrt{\frac{I_z}{m}} \quad \textbf{(20)}$$

Se obtiene el modelo del ángulo efectivo del timón según la ecuación:

$$\delta_e = \delta + \left(k_v\frac{v}{c} + k_r\frac{Lr}{2c}\right)|\delta| \quad \textbf{(21)}$$

siendo δ el ángulo del timón y los coeficientes k_v*= -0,5* y k_r*= 0,5*.

El valor de la velocidad del flujo pasado el timón para un empuje positivo, estará definido por:

$$c^2 = \frac{1}{2}c_{uu}^2u^2 + c_{un}^2un + \frac{1}{2}c_{|n|n}^2|n|n + \frac{1}{2}c_{nn}^2n^2 \quad \textbf{(22)}$$

donde *n* equivale a las revoluciones por minuto del propulsor y las constantes $c_{uu}^2, c_{un}^2, c_{|n|n}^2, c_{nn}^2$ dependen de las características de la hélice y de los factores de estela.

Por último, el valor del empuje de la hélice se define como:

$$gT'' = L^{-1}\frac{1}{2}T_{uu}''u^2 + T_{un}''un + \frac{1}{2}c_{|n|n}^2|n|n + \frac{1}{2}c_{nn}^2n^2 \quad \textbf{(23)}$$

3.2.1.3. Modelo de Blanke

El modelo de Blanke es una forma simplificada del modelo de Norrbin manteniendo solo los coeficientes hidrodinámicos más importantes de tal manera que pueda servir para describir una gran variedad de regímenes de maniobras.

En el modelo de Blanke, utiliza las ecuaciones (10), (11) y (12) con las derivadas hidrodinámicas de las masas añadidas y amortiguamiento hidrodinámico por las ecuaciones:

$$X = X_{\dot{u}}\dot{u} + X_{vr}vr + X_{rr}r^2 + X_{uu}u^2$$
$$Y = Y_{\dot{v}}\dot{v} + Y_{\dot{r}}\dot{r} + Y_{ur}ur + Y_{uv}uv + Y_{|v|v}|v|v + Y_{|v|r}|v|r \quad \textbf{(24)}$$
$$N = N_{\dot{r}}\dot{r} + N_{\dot{v}}\dot{v} + N_{ur}ur + N_{uv}uv + N_{|v|v}|v|v + N_{|v|r}|v|r$$

Para los movimientos de guiñada y desplazamiento lateral, se añadirá el coeficiente hidrodinámico de las fuerzas y momentos del timón, siendo:

$$(m - Y_{\dot{v}})\dot{v} + (mx_G - Y_{\dot{r}})r = -(m - Y_{ur})ur + Y_{uv}\dot{uv} + Y_{|v|v}|v|v + Y_{|v|r}|v|r + Y_{cc\delta}c^2\delta + Y_{ext} \quad \textbf{(25)}$$

$$(I_z - N_{\dot{r}})\dot{r} + (mx_G - N_{\dot{v}})v = -(mx_G - N_{ur})ur + N_{\dot{uv}}\dot{uv} + N_{|v|v}|v|v + N_{|v|r}|v|r + Y_{cc\delta}c^2\delta + N_{ext} \quad \textbf{(26)}$$

La ecuación de avance que se puede considerar desacoplada de las otras dos ecuaciones de gobierno se puede expresar como:

$$(m - X_{\dot{u}})\dot{u} = X_{uu}u^2 + (1 - t)T + T_{loss} \quad \textbf{(27)}$$

El término T_{loss} serán las pérdidas por cavitación y viene dado por:

$$T_{loss} = (m + X_{vr})vr + (mx_G + X_{rr})r^2 + X_{cc\delta\delta}c^2\delta^2 + X_{ext} \quad \textbf{(28)}$$

donde *t* es el factor de reducción del trust o reducción de empuje, *T* el empuje de la hélice, *c* la velocidad del flujo pasando por el timón, T_{loss} los términos de resistencia añadida, $(m+X_{vr})$ el ángulo efectivo del timón, (mx_G+X_{rr}) la velocidad del flujo pasado el timón y X_{ext} el radio de giro no dimensional.

Por lo tanto, el cuadrado de la velocidad del flujo pasado el timón es:

$$c^2 = V_a^2 + C_T^2 T \quad \textbf{(29)}$$

Siendo V_a la velocidad de avance del agua al entrar en el propulsor. Para el término $C_T^2 T$, se sugiere un valor medio de varios perfiles del timón:

$$C_T^2 T \approx 0{,}8\alpha \frac{8}{\pi\rho D^2} \quad \textbf{(30)}$$

Donde α es el radio entre el diámetro de la hélice y la altura del timón y *D* el diámetro del propulsor. [20]

3.2.2. Modelos lineales

Para obtener las ecuaciones lineales, se debe partir de las ecuaciones (10), (11) y (12) nuevamente, y suponiendo que la velocidad transversal *v*, la velocidad de guiñada *r* y el ángulo del timón son pequeños.

Estas condiciones implican que, suponiendo que la velocidad del buque u_0 no varía y manteniéndose el empuje constante, la ecuación (10) equivalente al movimiento longitudinal, se puede separa de las otras dos (movimiento transversal y guiñada).

Además, se debe tener en consideración que la velocidad transversal y de guiñada son nulas ($v_0 = r_0$). [20]

Por lo tanto, para pequeñas perturbaciones alrededor de los valores nominales u_0, v_0 y r_0, las ecuaciones (10), (11) y (12) se podrán escribir como:

$$\begin{aligned} Ec.de\ la\ velocidad\colon\ X &= m\dot{u} \\ Ec.de\ gobierno\colon\ Y &= m(\dot{v} - u_0 r + x_G \dot{r}) \\ N &= I_z \dot{r} + m x_G (u_0 r + \dot{v}) \end{aligned} \qquad \textbf{(31)}$$

Analizando las ecuaciones se observa como la primera ecuación relaciona el empuje del propulsor con la velocidad del buque.

Linealizando las funciones *Y*, *N* alrededor del estado de equilibrio $v = r = \delta = 0$ en la ecuación (9) se obtiene:

$$\begin{aligned} Y &= Y_v v + Y_{\dot{v}} \dot{v} + Y_r r + Y_{\dot{r}} \dot{r} + Y_\delta \delta \\ N &= N_v v + N_{\dot{v}} \dot{v} + N_r r + N_{\dot{r}} \dot{r} + N_\delta \delta \end{aligned} \qquad \textbf{(32)}$$

Sustituyendo estas ecuaciones en las ecuaciones de gobierno de la ecuación (31), resulta:

$$\begin{bmatrix} m - Y_{\dot{v}} & m x_G - Y_{\dot{r}} \\ m x_G - N_{\dot{v}} & I_z - N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_v & Y_r - m u_0 \\ N_v & N_r - m x_G u_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Y_\delta \\ N_\delta \end{bmatrix} \delta \qquad \textbf{(33)}$$

Estas ecuaciones se pueden expresar también en el espacio de estado, resultado el modelo para varios buques.

$$\begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \end{bmatrix} \delta \qquad \textbf{(34)}$$

Destacar que también hay ecuaciones dinámicas con 4 grados de libertad, aplicables a los buques contenedores, de guerra o los ferris de alta velocidad donde, además de los movimientos de avance, desplazamiento lateral y guiñada se debe incluir también el movimiento de balance. [21]

Capítulo 4. Sistemas de lastre

La RAE define lastre como cualquier material pesado, como arena o agua, con que se carga una embarcación para aumentar su peso, y que al ser soltado les hacen ganar ligereza.

En los tiempos de antaño, se utilizaban piedras y metales para poder lastrar los buques pero a partir del siglo XIX, se empieza a utilizar la propia agua de mar.

Este aumento de peso añadido al buque sirve para bajar el centro de gravedad y así, aumentar su calado consiguiendo un aumento de la estabilidad y equilibrio.

El proceso de lastrado consiste en el llenado de tanques de lastre con la propia agua de mar hasta conseguir un calado apropiado para las diferentes condiciones de operatividad del buque.

Un buque, cuando está realizando la descarga, necesita ir cargando agua para poder mantener el calado hasta completar la descarga y tener los tanques completamente llenos. El proceso inverso se realizará a la llegada cuando se esté realizando la carga. [17]

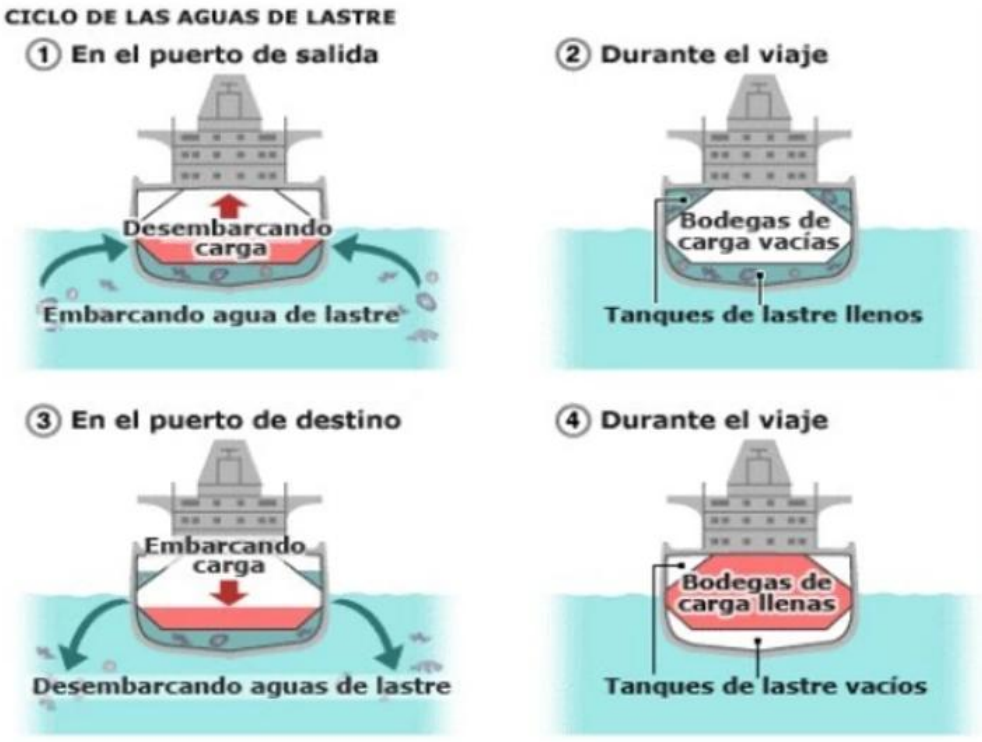


Figura 5. Proceso lastrado [10]

En este cambio de puertos, las bacterias o microbacterias se cambian de unas aguas a otras desencadenando problemas de placas o especies invasoras teniendo que disponer de sistemas para el tratamiento de las aguas de lastre como obliga la OMI (Organización Marítima Intenacional) para minimizar en mayor medida, esta contaminación de aguas y especies.

La introducción de especies no solo causa daños en el medio ambiente, también causa graves impactos en la salud humana, económicos y sociales. Algunos de estos impactos pueden ser:

- Especies invasoras se pueden llegar a convertir en especies predominantes reemplazando a las especies nativas.

- Graves impactos en la economía. Un ejemplo es el del mejillón cebra en los Grandes Lagos, especie originaria del Mar Negro. Desde la introducción en los años 80, centenares de dólares se han destinado a combatir esta invasión por los Grandes Lagos y el rio Mississippi.

- Otro factor económico que se ve afectado por las especies invasoras es el sector pesquero ya que puede llegar a modificar el hábitat de muchas especies marinas.

- Uno de los impactos sobre la salud humana que puede causar este tráfico de especies entre hábitats diferentes es el movimiento de bacterias causantes de enfermedades, como es por ejemplo, el cólera.

La OMI, en el Convenio BWM (Convenio internacional para el control y la gestión del agua de lastre y sedimentos de los buques) de 2004, define a los organismos acuáticos y agentes patógenos como organismos cuya introducción en el mar o en cursos de agua dulce, pueda ocasionar riesgo para el medio ambiente, la salud de los seres humanos, los bienes o recursos, deteriorar la diversidad biológica o alterar otros usos legítimos de las zonas afectadas.

La UICN (Unión Internacional de la Conservación de la Naturaleza) define como especie introducida a aquellas especies que han sido trasladadas, intencionalmente o no, por la actividad humana, hacia zonas en las que no habitaban naturalmente.

Las especies acuáticas se han extendido durante millones de años a través de los mares por medios naturales pero las barreras naturales, como la temperatura, clima, depredadores, etc. han contribuido a mantener un equilibrio biológico. [16]

4.1. Normativa reguladora de los sistemas de lastre.

Para variar la flotabilidad y así, variar la estabilidad del buque, se hace imprescindible tener que lastrar y deslastrar los barcos en las operaciones de carga y descarga. Por esto, la gran mayoría de los barcos necesitan de unos sistemas de lastre.

El agua de mar se utiliza para estabilizar los buques para mantener las condiciones operacionales seguras durante el viaje. Esto hace que se facilite la estabilidad, mejore la propulsión y

maniobrabilidad y compense los cambios de peso como consecuencia de los distintos niveles de carga y el consumo de combustible y agua.

A pesar de ser fundamental para la seguridad y eficiencia de las operaciones de un buque moderno, el agua de lastre puede plantear problemas ecológicos, económicos y de salud causados por la multitud de especies marinas que contiene. Se pueden encontrar bacterias, microbios pequeños invertebrados y larvas de distintas especies. Las especies transferidas pueden sobrevivir y establecer una población reproductiva en el medio de acogida convirtiéndose en especies invasoras imponiéndose a las especies nativas y proliferen hasta alcanzar proporciones de plaga.

En 1903, los científicos descubrieron por primera vez los síntomas de la introducción de especies foráneas tras la aparición masiva de las algas fitoplácticas asiáticas Odontella (*Biddulphia sinensis*) en el mar del Norte. A pesar de esto, a finales de la década de 1980, Canadá y Australia se encontraban entre los países con más problemas con especies invasivas e informaron del problema al Comité de Protección del Medio Marino (MEPC) de la OMI.

El problema de las especies invasivas en el agua de lastre de los buques se debe, en gran medida, a la expansión del comercio y el volumen del tráfico en las últimas décadas y, teniendo en cuenta que el comercio marítimo sigue en auge, es posible que el problema no haya llegado a su memento más grave. [17]

La propagación de las especies invasoras se reconoce, a día de hoy, como una de las mayores amenazas para el bienestar ecológico y económico del planeta causando enormes daños a la biodiversidad provocando daños irreversibles.

La prevención de la transferencia de especies invasoras y la coordinación de una respuesta a tiempo y eficaz requiere de la cooperación y colaboración de Gobiernos, sectores económicos, organizaciones no gubernamentales y organizaciones de tratados internacionales. La Convención de las Naciones Unidas sobre el Derecho del Mar (artículo 196) facilita el marco mundial por el que se requiere a los Estados que cooperen para prevenir, reducir y controlar la contaminación del medio marino.

La OMI, o más concretamente, el MEPC, en 1991, adoptó las Directrices internacionales para impedir la introducción de organismos acuáticos y agentes patógenos indeseados que pueda haber en el agua de lastre y en los sedimentos descargados por los buques (resolución MEPC.50(31)) mientras que la Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Medio Ambiente y el Desarrollo (CNUMAD), celebrada en Río de Janeiro en 1992, calificó este asunto como un problema internacional de mayor importancia.

Es en noviembre de 1993 cuando la Asamblea de la OMI adopta la resolución A.774(18), basada en las Directrices de 1991, en la que se pedía al MEPC y al MSC que mantuvieran las Directrices para elaborar disposiciones aplicables y jurídicamente vinculantes a nivel internacional, adoptando por el camino, en 1997, la resolución A.868(20) sobre las Directrices para el control y la gestión del agua de lastre de los buques a fin de reducir al mínimo la transferencia de

organismos acuáticos perjudiciales y agentes patógenos, invitando a los Estados Miembros a que utilicen estas nuevas directrices para abordar las cuestiones relacionadas con las especies acuáticas invasivas.

Es después de 14 años cuando el Convenio internacional para el control y la gestión del agua de lastre y los sedimentos de los buques (Convenio BWM) se adoptó por consenso en una conferencia diplomática celebrada en la sede de la OMI en Londres el 13 de febrero de 2004.

En el Convenio se establece que todos los buques implanten un plan de gestión de agua de lastre. Todos los buques tienen que llevar a bordo un libro de registro del agua de lastre y aplicar los procedimientos de gestión del agua de lastre de conformidad con la norma determinada.

En su 51º periodo de sesiones, celebrado en abril de 2004, el MEPC aprobó un programa de elaboración de directrices y procedimientos para la implantación uniforme del Convenio BWM pero este programa siguió ampliándose en el 53º periodo de sesiones del MEPC en julio de 2005 para elaborar y adoptar 14 series de directrices, la última se adoptó mediante la resolución MEPC.173(78) en octubre de 2008. [19]

4.1.1. Aprobación del sistema de gestión del agua de lastre

Los buques que efectúen el cambio del agua de lastre lo harán con una eficacia del 95% de cambio volumétrico del agua de lastre, y los buques que utilicen un sistema de gestión del agua de lastre (BWMS) cumplirán una norma de eficacia basada en un número determinado de organismos por unidad de volumen.

En la regla D-3 del Convenio BWM se prescribe que los sistemas de gestión de agua de lastre en los que se utilicen sustancias activas para cumplir lo dispuesto en el Convenio deberán ser aprobadas por la OMI de conformidad con el Procedimiento para la aprobación de los sistemas de gestión del agua de lastre en los que se utilicen sustancias activas. Asimismo, el Procedimiento D-9 consiste en un proceso de dos niveles, aprobación inicial y aprobación definitiva, para garantizar que el sistema de gestión del agua de lastre no plantee ningún riesgo inaceptable para el medio ambiente, la salud de los seres humanos, los bienes o recursos.

El Convenio BWM entró en vigor el 8 de septiembre del 2017. [17]

4.2. Tratamiento de las aguas de lastre.

Debido a la normativa que hay que cumplir, se hace necesario disponer de una planta de tratamiento de aguas de lastre aunque también podría darse que las aguas de lastre se tratasen en el puerto de destino, aunque esto no es una opción muy factible dado el enorme tráfico marítimo que hay en la actualidad.

4.2.1. Sistemas de tratamiento de aguas de lastre

Existen muchos sistemas disponibles para tratar el agua de lastre. En la actualidad hay más de 100 patentes de tratamientos de agua de lastre.

Métodos mecánicos	Métodos físicos	Métodos químicos
Filtración	Tratamiento por calor y frio	Cloración
Filtración granular	Campos magnéticos	Iones metálicos
Sistemas de separación	Radiación ultravioleta	Ozono
Sistemas de flujo continuo	Radiación Gamma	Peróxido de hidrógeno
Sistemas de dilución	Ultrasonidos	Desoxigenación
Sedimentación y flotación	Microondas	Ajuste del pH y salinidad
Velocidad de bombeo	Cambios rápidos de presión	Biocidas
Intercambio de aguas de lastre	Corrientes eléctricas	Cloraminas

Tabla 4. Tratamientos del agua de lastre [16]

Hay tratamientos mecánicos que no necesitan ninguna instalación a bordo, como son el caso del sistema de dilución y de flujo continuo.

Se verán unos cuantos para conocer diferentes distribuciones de los elementos y formas de tratar el agua.

Los métodos físicos más utilizados que se utilizan son:

- Por radiación ultravioleta.

- Por tratamiento de calor: aprovecha la energía de las calderas para aumentar la temperatura del agua y así, matar a los microorganismos.

- Tratamiento por ultrasonidos.

De los métodos mecánicos más utilizados son:

- Tratamiento por filtración: elimina cualquier sólido del tamaño del filtro pero deja pasar los virus y organismos.

También existen tratamientos químicos, siendo:

- Biocidas y productos desinfectantes aunque, en determinadas cantidades, son nocivas para el medioambiente, la fauna y flora.

4.2.1.1. Sistemas de tratamiento mecánico de flujo continuo

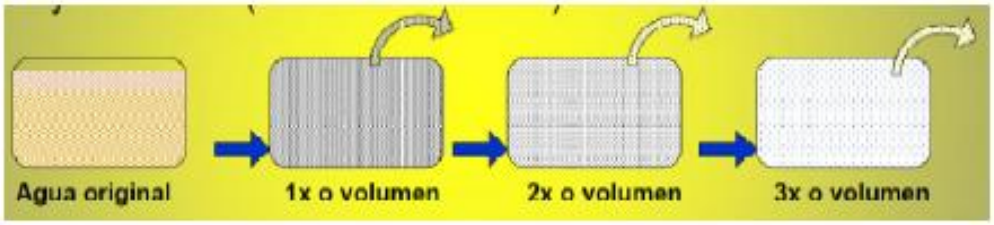


Figura 6. Sistema mecánico de flujo continuo [14]

En este sistema de tratamiento mecánico, consiste en que el agua de lastre rebose todo el rato consiguiendo que el agua sea "local" todo el rato.

4.2.1.2. Sistemas de tratamiento mecánico de dilución

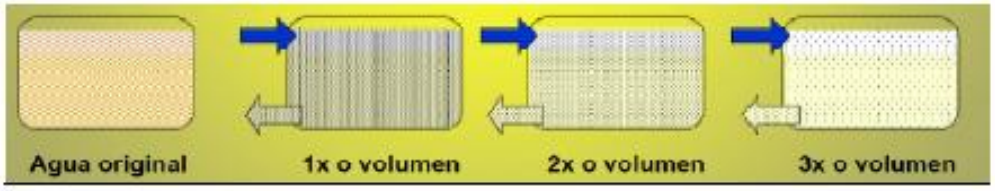


Figura 7. Sistema mecánico de dilución [14]

El agua entra por la parte superior del tanque y sale por la parte inferior repitiendo esta operación de manera continua para que dentro del tanque se mantenga en circulación.

4.2.1.3. Sistemas de tratamientos físicos

En estos sistemas de tratamientos físicos se requiere una instalación abordo.

4.2.1.3.1. Sistema VOS

El sistema VOS (*Venturi Oxygen Stripping*) consiste en un tratamiento de del agua de lastre basado en la de-oxigenación inyectando gas inerte en los tanques de lastre provocando una condición de hipoxia.

El gas inerte generado en una planta de gas inerte dentro del buque es inyectado mediante los venturis.

Con este sistema no se necesitan de filtros por lo que no podrán haber caídas de presión. [13]

4.2.1.3.2. Sistema Balpure

Este sistema consta de dos etapas para tratar el agua de lastre. Una primera etapa de filtrado para eliminar las partículas de mayor tamaño y otra segunda etapa donde el agua se somete a una desinfección electrolítica.

La desinfección electrolítica se hace utilizando electricidad entre un ánodo y un cátodo. [13]

4.2.1.3.3. Sistema Ecochlor

Se trata de un sistema de dos fases. El agua se bombea por la toma de mar hacia unos primeros filtros reduciendo los sedimentos que pueda tener para pasar a la segunda fase del tratamiento, la cual se trata de la generación e inyección de cloro en el agua que entra en el sistema de lastre generando una solución de 5mg/L en el total del flujo del agua de lastre. [13]

4.2.1.3.4. Sistema Wärtsilä - Aquariusec

La primera fase consiste en hacer pasar el agua de mar por un filtro eliminando parte de los sedimentos e impurezas de mayor tamaño y la segunda fase consiste en hacer pasar el agua de mar por un mezclador con desinfectante (generado en una unidad de electrólisis) inyectándolo para disponer de una solución con una concentración de 10 ppm. [13]

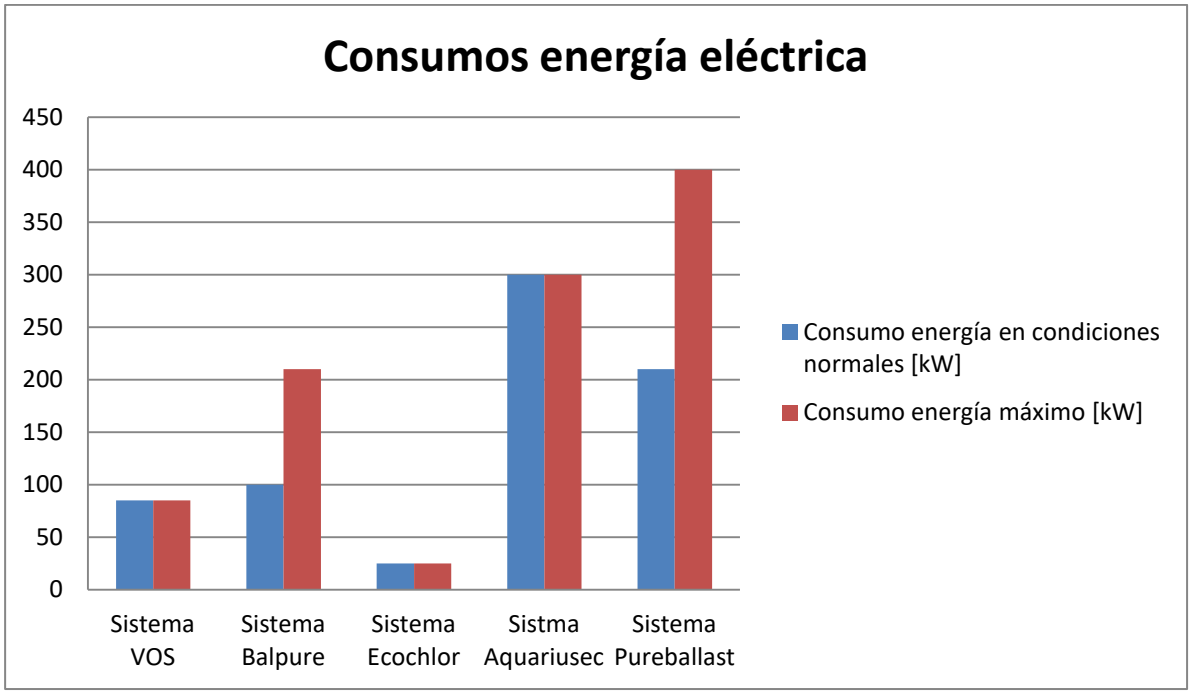
4.2.1.3.5. Sistema Alfa Laval - Pureballast

Este sistema de tratamiento está formado por dos fases. Una primera fase de filtrado y una segunda fase, donde haciendo pasar el agua de lastre a través de una luz ultravioleta, elimina los microorganismos en el agua. [13]

4.2.1.3.6. Comparativa entre los diferentes sistemas

Dependiendo de las necesidades de cantidad de agua de lastre, inversión económica y disponibilidad de energía eléctrica a bordo, se utilizará un sistema u otro para poder tratar estas aguas eliminando así los microorganismos y solucionar, en gran medida, el problema de la invasión de especies entre mares.

Se puede ver en los siguientes gráficos, como la energía eléctrica que utiliza cada sistema varía, por lo que, como se ha comentado en anterioridad, será un factor determinante a la hora de elegir uno u otro.



Gráfica 3. Consumos de energía (Fuente: Propia)

4.3. Buques sin lastre

El concepto de lastre libre nace en la Universidad de Michigan gracias al investigador Michael Parson.

Este concepto está patentado y forma parte de *Teekay Shipping Corporation of Nassau*.

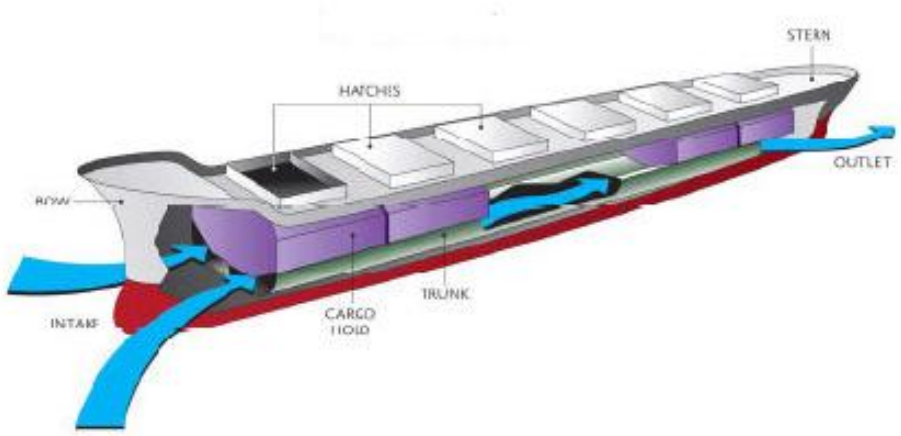


Figura 8. Buque sin lastre [3]

El sistema consiste en el cambio de sustituir los tanques de lastre por unos conductos situados en el doble fondo de toda la estructura longitudinal del buque. Estos conductos están comunicados con el mar por un colector en proa y otro en popa y el lastrado del buque se realiza inundando

estos conductos gracias a la presión diferencial entre popa y proa que crea un flujo continuo, evitando así el estancamiento del agua ya que siempre hay una circulación continua.

Al menos un conducto se deberá extender de proa a popa y en la popa, habrá dos salidas conectadas al exterior.

En condiciones de poca carga o sin carga, las válvulas de cada conducto estarán abiertas para aumentar el calado y así poder navegar en lastre. Mientras el buque esté navegando, la presión diferencial creada entre la popa y la proa del buque hará que se vaya intercambiando el volumen de agua en los conductos. **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

Figura 9. Esquema buque sin lastre [3]

Capítulo 5. Estabilidad

5.1. Introducción

En este capítulo se hablará de la estabilidad de un buque, definiciones, elementos y fuerzas que intervienen así como algunos cálculos de la estabilidad teniendo en cuenta el modelo diseñado.

5.2. Sistema de referencia. Planos y líneas

Antes de empezar con las definiciones, se debe empezar referenciando cualquier sistema, por lo que, se definirán 3 planos perpendiculares entre ellos para poder acotar y localizar fuerzas y puntos.

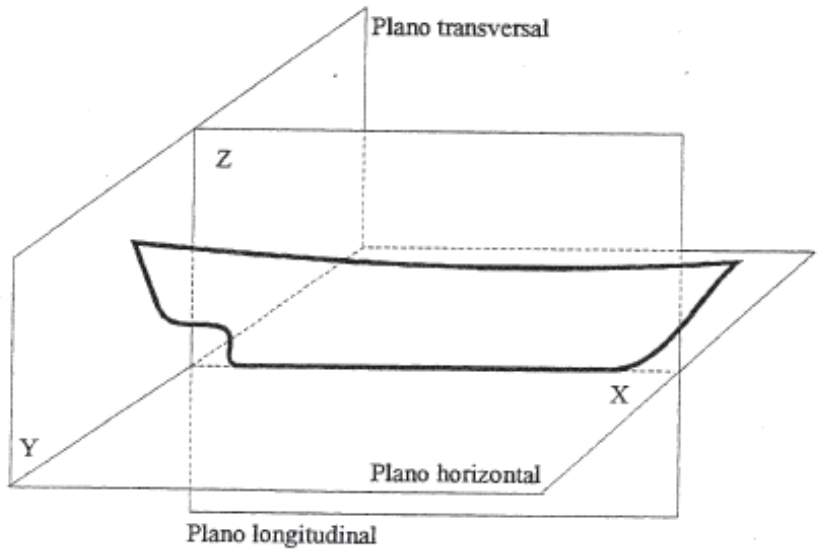


Figura 10. Sistemas de referencia [7]

Como se puede observar, sobre el buque hay 3 planos dispuestos, siendo el plano longitudinal, horizontal y transversal.

El plano longitudinal irá en la dirección proa-popa, dividiendo el buque en dos mitades simétricas. En este plano longitudinal o diametral, se sitúan, además varias líneas de referencia.

Las líneas que se pueden encontrar serán la línea base, la línea de flotación (F-L), perpendicular de popa (P_{PP}), perpendicular de proa (P_{PR}) y la perpendicular media (P_M). [7]

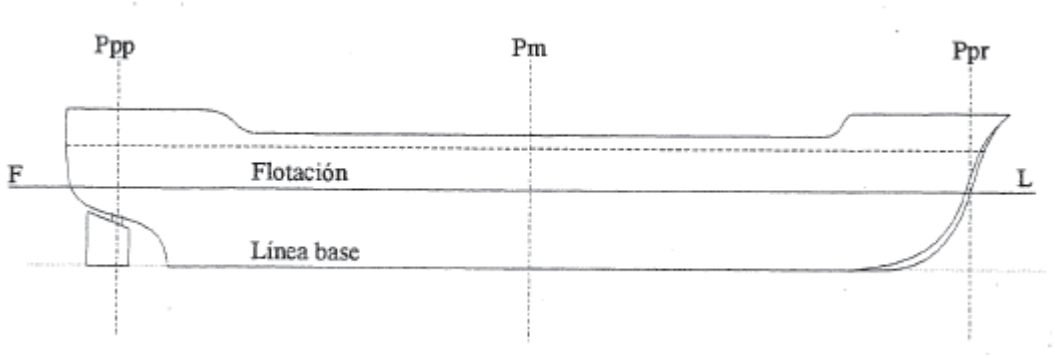


Figura 11. Planos longitudinal [7]

La línea base es la línea horizontal trazada por el punto más bajo de la quilla. Será la línea base para las coordenadas verticales.

La línea de flotación será la intersección entre la superficie del agua con el casco del buque siendo, por lo tanto, una línea cerrada que recorrerá sus formas. La altura de esta línea sobre la línea base será el calado.

La perpendicular de popa es una línea vertical que depende de la forma de la popa del buque. En buques con timón y hélice en el plano diametral, la P_{PP} pasará por la cara de popa del codaste popel, pero en buques con timón compensado en el plano diametral, P_{PP} coincidirá con el eje del timón.

La perpendicular de proa, en cambio, será la línea vertical de la intersección de la línea de flotación y el canto de proa de la roda. Por lo tanto, esa posición de P_{PR}, variará dependiendo de la forma de la proa y la flotación. Dado que la distancia puede variar, se toma como valor la flotación de verano o de máxima carga para establecer la distancia de la perpendicular de proa.

La perpendicular media es la perpendicular equidistante a las perpendiculares de popa y proa.

Además de tener el plano longitudinal, también se encuentra el plano horizontal o plano base el cual va paralelo a la superficie del mar. El plano horizontal corre la parte inferior de la quilla por lo que contiene la línea base.

Por último, también se encuentra el plano transversal siendo perpendicular al plano diametral y al base. Se traza por la perpendicular media.

En el plano transversal se encuentra la línea central. [7]

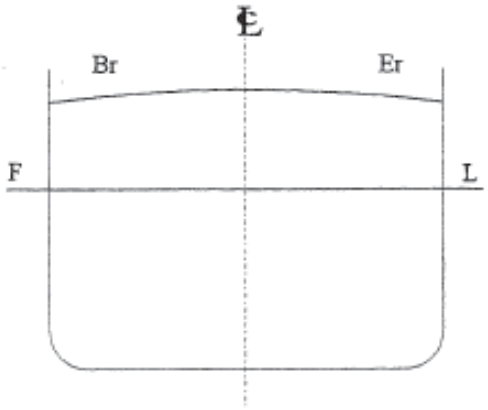


Figura 12. Plano transversal [7]

La línea central será la intersección del plano diametral con el plano transversal siendo, por lo tanto, el eje de simetría del barco. Esta línea central también se denomina línea de crujía.

5.3. Flotación y desplazamiento

El plano de flotación coincide con la superficie horizontal de la mar y su intersección con el casco del buque define la línea de flotación.

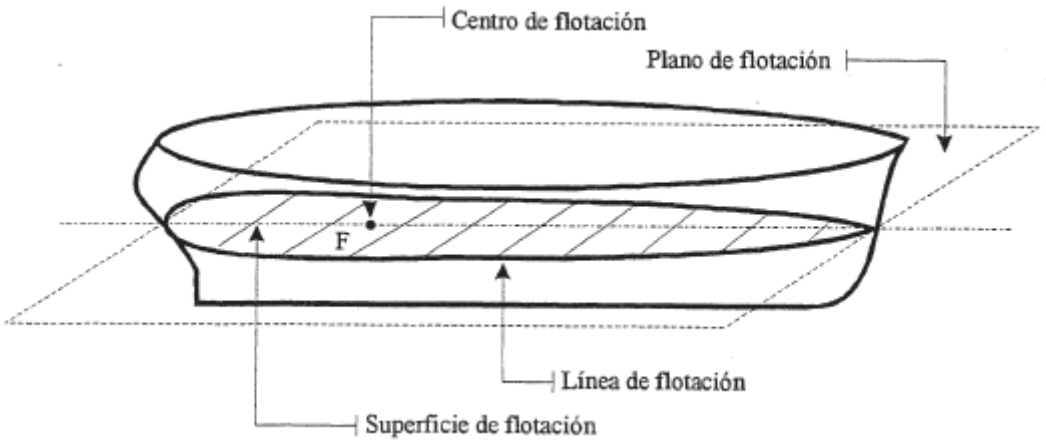


Figura 13. Plano de flotación [7]

El punto F corresponde al centro de flotación el cual es el centro de gravedad de cada superficie de flotación. Con el buque adrizado, F estará sobre el plano diametral.

El desplazamiento de un buque será el peso del buque para una condición de carga dada y es igual al volumen sumergido por la densidad del fluido. Representa el peso del agua desplazada por ese volumen. [7]

5.4. Condiciones de equilibrio

La fuerza de la gravedad y la fuerza de la presión del agua ejercida sobre el buque se reducen a dos fuerzas resultantes siendo el desplazamiento D aplicado en el centro de gravedad G y el empuje E aplicado en el centro de carena C.

Por lo tanto, las condiciones de equilibrio de un buque son:

a) Desplazamiento igual al empuje,

$$D = \nabla \cdot \gamma \quad \textbf{(35)}$$

Siendo,

∇ el volumen sumerjido

γ la densidad del agua

b) Centro de gravedad y centro de carena en la misma vertical teniendo así, un asiento igual a cero y el buque en la condición de adrizado.

$$X_G = X_C \quad \textbf{(36)}$$

y estando el buque adrizado, es decir, sin escora.

$$Y_G = Y_C = 0 \quad \textbf{(37)}$$

5.5. Empuje y centro de carena

La presión que ejerce el agua sobre la superficie mojada del buque se reduce a una fuerza localizada en el centro de carena. La presión del agua es perpendicular y hacia el interior sobre cada punto de la superficie mojada del buque flotando en una situación de reposo, es decir, buque parado y con la mar llana.

La presión sobre cualquier punto de la superficie mojada del buque será,

$$P = P_0 + \gamma(C - z) \quad \textbf{(38)}$$

siendo,

P_0, la presión atmosférica sobre la superficie del mar

z, la ordenada del punto

El volumen sumergido o volumen de carena es el volumen delimitado por la línea de flotación y el casco. [7]

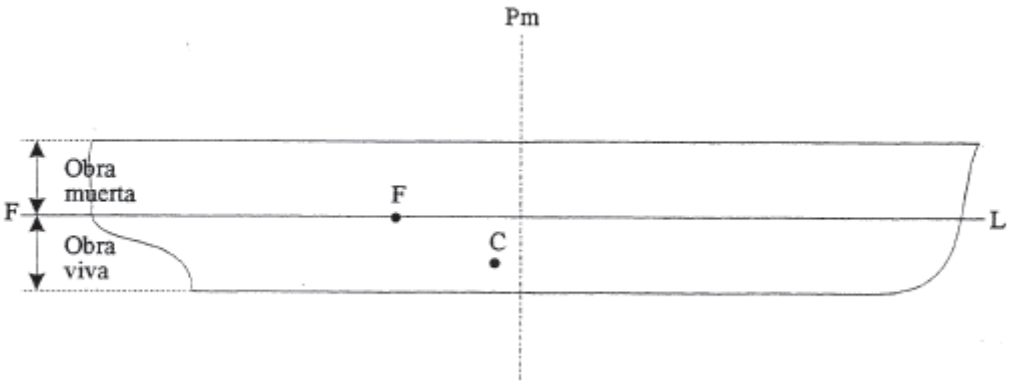


Figura 14. Centro de carena [7]

El centro de carena es el centro de gravedad del volumen sumergido.

Cabe definir también la diferencia entre obra viva y obra muerta, siendo obra viva la parte del casco por debajo de la línea de flotación y la obra muerta, la parte del casco por encima de la línea de flotación. O dicho de otras palabras, la superficie mojada del casco será la obra viva.

El desplazamiento en rosco de un buque equivale al peso del buque una vez completada su construcción pero con maquinaria, instalaciones, accesorios, etc.

El desplazamiento en lastre será el desplazamiento en rosca más los pesos necesarios para dejar el buque en condiciones de navegar pero sin carga. Pudiendo ser, por ejemplo, combustible, agua, aceites, aguas de lastre, etc.

El desplazamiento en carga equivale al peso del buque para una condición de carga cualquiera.

El peso muerto, por lo tanto, será la diferencia entre el desplazamiento de una línea de carga y el desplazamiento en rosca. En cambio, el porte se define como al peso de la carga, pasaje y equipaje. [1]

5.6. Calados

El calado en un punto cualquiera de una flotación corresponde a la distancia vertical entre esta línea de flotación y la línea base.

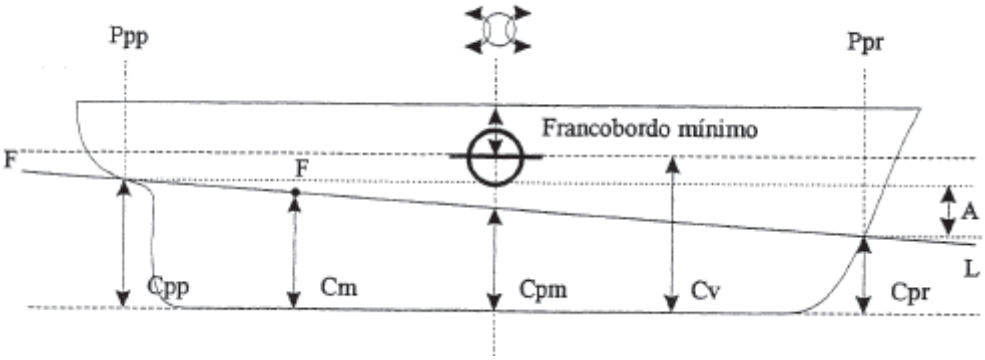


Figura 15. Calados [7]

Se puede observar en la imagen los tipos de calado que puede haber.

El calado de popa (C_{PP}) es el calado medido en la perpendicular de popa y el calado de proa (C_{PR}), será el medido en la perpendicular de proa.

Por lo tanto, el asiento será la diferencia entre el calado de popa y el calado de proa para una flotación dada.

$$A = C_{PP} - C_{PR} \quad \textbf{(39)}$$

En consecuencia, podemos obtener las siguientes relaciones,

$$C_{PP} > C_{PR} \rightarrow A > 0 \quad \textbf{(40)}$$

$$C_{PP} < C_{PR} \rightarrow A < 0 \quad \textbf{(41)}$$

$$C_{PP} = C_{PR} \rightarrow A = 0 \quad \textbf{(42)}$$

Diremos que el barco se encuentra a aguas iguales cuando el asiento que tenga sea igual a cero, tendrá un asiento positivo o apopante cuando su asiento sea superior a cero y tendrá un asiento negativo o aproante cuando su asiento sea inferior a cero.

El puntal es la línea vertical, en la sección media del barco, entre el plano de la quilla y la cubierta. [1]

5.7. Francobordo

Definiremos el francobordo como la distancia vertical, medida en el centro del buque, desde la intersección de la cara superior de la cubierta de francobordo (definida por la OMI en el Convenio Internacional sobre Líneas de Carga) hasta la línea de flotación con la carga correspondiente.

Asimismo, se definirá puntal de francobordo como el puntal mínimo de trazado más el espesor de la chapa de trancanil[2].

La OMI limita estas alturas de los francobordos ya que es una medida para limitar la carga máxima que puede llevar el buque, siendo una medida de vital importancia para la seguridad e integridad de la nave.

Para poder calcular el francobordo de un buque, se deben seguir las reglas y directrices que dicta el Convenio de Líneas de Carga que establece la OMI. Este Convenio establece principios y reglas uniformes en lo que respeta a los límites autorizados para la inmersión de los buques para garantizar la seguridad de la vida humana y los bienes en la mar.

Las reglas de dicho Convenio suponen que la naturaleza y estiba de la carga, lastre, etc. son adecuadas para asegurar una estabilidad suficiente del buque y evitar esfuerzos estructurales excesivos. [7]

5.7.1. Disposiciones generales y aplicación

Ningún buque, sujeto a las disposiciones del presente Convenio saldrá a la mar para realizar un viaje internacional si no ha sido inspeccionado, marcado, y provisto de un Certificado Internacional[3] de francobordo o cuando corresponda, de un Certificado internacional de exención de francobordo, de acuerdo con las disposiciones generales del Convenio de líneas de carga.

Destacar que cuando se habla de Convenio en este apartado, si no se especifica lo contrario, se hace referencia al Convenio internacional de líneas de Carga. [5]

El Convenio se aplica a los siguientes buques:

I. Buques matriculados en países cuyo Gobierno es un Gobierno contratante,
II. Buques matriculados en aquellos territorios donde se aplica este Convenio,

[2] Se define trancanil como el elemento que recorre de proa a popa uniendo la parte superior de las cuadernas por ambos lados.

[3] Entendiendo por *viaje internacional* a cualquier viaje por mar entre un país al que se aplica el Convenio de Líneas de Carga y un puerto situado fuera de ese país, o inversamente. A este respecto, todo territorio de cuyas relaciones internacionales, sea responsable un Gobierno contratante o cuya administración lleven las Naciones Unidas, se considera como un país distinto.

III. Buques no matriculados que llevan la bandera de un Estado cuyo Gobierno es un Gobierno contratante.

El Convenio no se aplicará a:

I. Buques de guerra,
II. Buques nuevos de eslora inferior a 24m,
III. Buques existentes de tonelaje bruto inferior a 150T,
IV. Buques de pesca,
V. Yates de recreo que no se dediquen a ningún tráfico comercial.
VI. A buques que se dediquen exclusivamente a la navegación por:
    a) Los Grandes Lagos de América del Norte y por el Río San Lorenzo hasta el este de la loxodrómica trazada desde el Cabo des Rosiers hasta la Punta oeste de la Isla Anticosti y prolongada, al norte de la Isla de Anticosti, por el meridiano 63^{o}W,
    b) El Mar Caspio,
    c) El Río de la Plata, Panamá y el Uruguay, al oeste de la loxodrómica trazada entre Punta Norte, Argentina y Punta del Este, Uruguay.

Las líneas de carga apropiadas, marcadas sobre el costado del buque y correspondiente a la estación del año, zona y región en la que pueda encontrarse el buque, no deben quedar sumergidas en ningún momento, ni al salir el buque a la mar, ni durante el viaje ni a la llegada.

Cuando un buque navegue por agua dulce de densidad igual a la unidad, la línea de carga apropiada puede sumergirse a una profundidad correspondiente a la corrección para agua dulce indicada en el Certificado Internacional de francobordo. Cuando la densidad del agua no sea igual a la unidad, la corrección será proporcional a la diferencia entre 1,025 y la densidad real.

Cuando un buque salga de un puerto situado en río o en aguas interiores, se le permite aumentar su carga en una cantidad que corresponda a los pesos de combustible y de todos los otros materiales que haya de consumir entre el punteo de partida y el mar. [5]

5.7.2. Reglas para determinar las líneas de carga

A continuación se enumerarán y enunciarán una serie de reglas dentro del mismo Convenio que hacen referencia a las líneas de cubierta, líneas de francobordo y marcas que debe llevar el buque para delimitar, así, el francobordo permitido.

Se definirá, previamente, cubierta de francobordo siendo la cubierta completa más alta expuesta a la intemperie y a la mar, dotada de medios permanentes de cierre en todas las aberturas en la parte expuesta de la misma, y bajo la cual todas las aberturas en los costados del buque están dotadas de medios permanentes de cierre estanco. [5]

5.7.2.1. Regla 4. Línea de cubierta

La línea de cubierta donde especifica que la línea de cubierta será una línea horizontal de 300 mm de longitud y 25 mm de ancho. Estará marcada en el centro del buque, a cada costado, y su borde superior pasará, normalmente, por el punto en que la prolongación hacia el exterior de la cara superior de la cubierta de francobordo corte a la superficie exterior del forro. A pesar de ello, la línea de cubierta se podrá situar haciendo referencia a otro punto determinado del buque, a condición de que el francobordo se corrija debidamente. La situación del punto de referencia y la identificación de la cubierta de francobordo deben indicarse en todos los casos en el Certificado Internacional de Francobordo. [5]

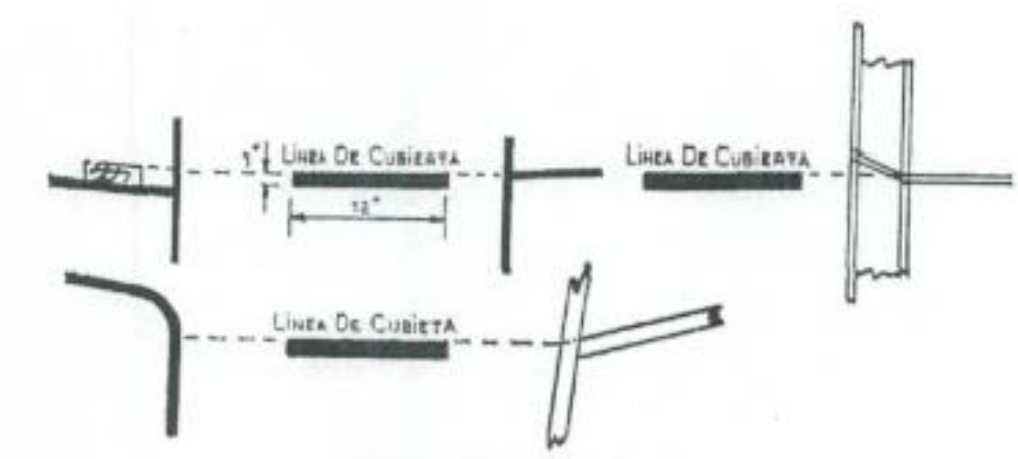


Figura 16. Línea de cubierta ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.

5.7.2.2. Regla 5. Marca de francobordo

La marca de francobordo estará formada por un anillo de 300 mm de diámetro exterior y 25 mm de ancho, cortada por una línea horizontal de 450 mm de longitud y 25 mm de anchura, cuyo borde superior pasa por el centro del anillo.

En centro del anillo deberá colocarse en el centro del buque y a una distancia igual al francobordo mínimo de verano asignado, medida verticalmente por debajo del borde superior de la línea de cubierta. [5]

5.7.2.3. Regla 6. Líneas que se usarán con la marca de francobordo

Las líneas de carga que indican los francobordos asignados de acuerdo con estas reglas serán trazos horizontales de 230 mm de longitud y 25 mm de anchura que se extenderán hacia proa y en ángulo recto, a menos que expresamente se disponga de otro modo, de una línea vertical de 25 mm de anchura marcada a una distancia de 540 mm a proa del centro del anillo.

Se usarán las siguientes líneas de carga:

i. La línea de carga de verano, indicada por el borde superior de la línea que pasa por el centro del anillo y también por el borde superior de una línea marcada *V*.
ii. La línea de carga tropical, indicada por el borde superior de una línea marcada *I*.
iii. La línea de carga de invierno en el Atlántico Norte, indicada en el borde superior de una línea marcada *ANI*.
iv. La línea de carga tropical, indicada por el borde superior de una línea marcada *T*.
v. La línea de carga de verano en agua dulce, indicada por el borde de una línea marcada *D*. La línea de carga de verano en agua dulce se marcará hacia popa de la línea vertical. La diferencia entre la línea de carga de verano en agua dulce y la línea de carga de verano representa la concesión correspondiente, para cargar en agua dulce, sobre las otras líneas de carga.
vi. La línea de carga en agua dulce tropical vendrá indicada por el borde superior de una línea marcada *TD* y dispuesta a popa de la línea vertical.

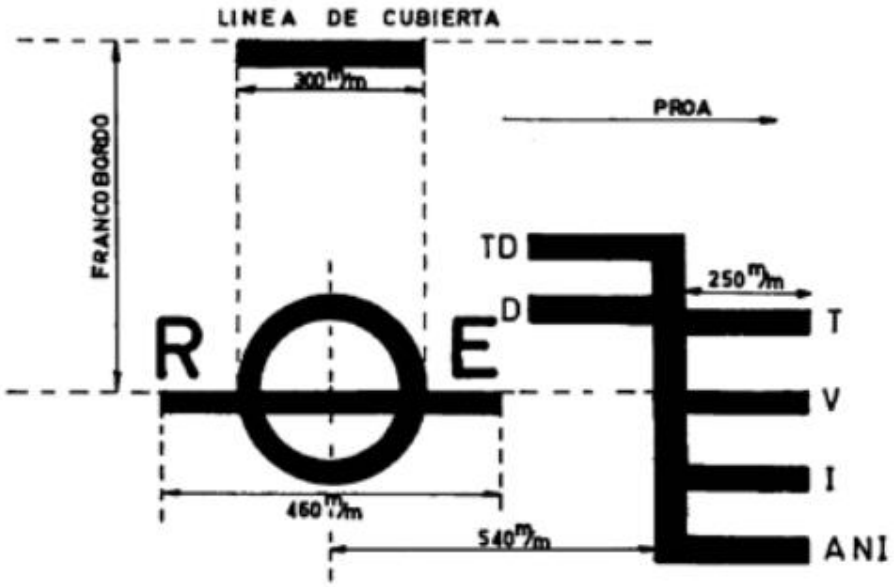


Figura 17. Marcas francobrdo [5]

Si se asignan francobordos para el transporte de madera en cubierta de acuerdo con estas reglas, además de las líneas de carga ordinarias, se marcarán las líneas de carga para madera en cubierta, Estas líneas serán trazos horizontales de 230 mm de longitud y 25 mm de anchura, dispuestas hacia popa, a menos que se disponga expresamente otra cosa, y formando un ángulo recto con una línea vertical de 25 mm de anchura, situada a una distancia de 540 mm a popa del centro del anillo. [5]

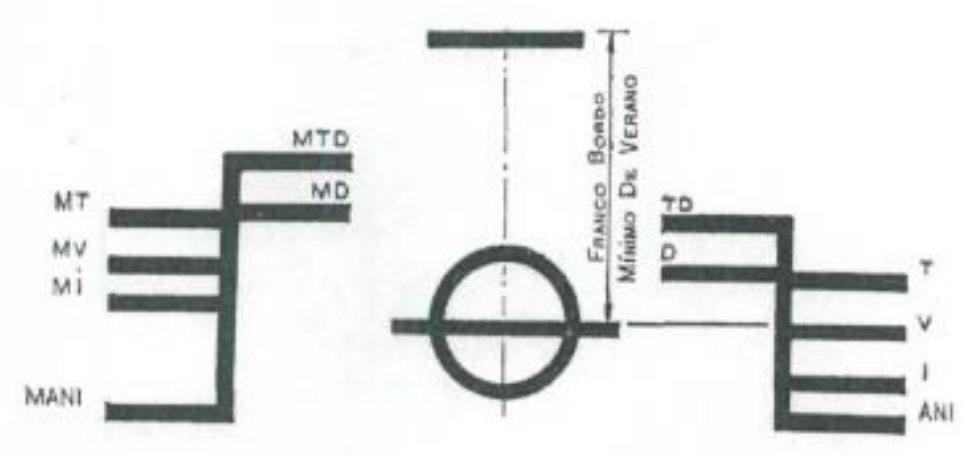


Figura 18. Francobordo [5]

i. La línea de carga de verano, para el transporte de madera en cubierta, indicada por el borde superior de una línea marcada *MV*.

ii. La línea de carga de invierno, para el transporte de madera en cubierta, indicada por el borde superior de una línea marcada *MI*.

iii. La línea de carga de invierno en el Atlántico Norte, para el transporte de madera en cubierta, indicada por el borde superior de una línea marcada *MANI*.

iv. La línea de carga tropical para el transporte de madera en cubierta, indicada por el borde una línea marcada *MT*.

v. La línea de carga de verano en agua dulce para el transporte de madera en cubierta, indicada por el borde superior de una línea marcada *MD*, y dispuesta hacia proa de la línea vertical.

   La diferencia entre la línea de carga de verano en agua dulce, para el transporte de madera en cubierta y la línea de carga de verano para la carga de madera representará la concesión que corresponde, para cargar en agua dulce, sobre las otras líneas de carga para madera.

vi. La línea de carga en agua dulce, para el transporte de madera en cubierta, en la zona tropical, indicada por el borde superior de una línea marcada *MTD* y dispuesta hacia proa de la línea vertical.

Estas líneas podrían omitirse cuando las características del buque, o la naturaleza del servicio del mismo, o los límites asignados a sus zonas de navegación hagan inaplicable alguna o algunas de ellas. [5]

Cuando a un buque se le asigne un francobordo mayor que el mínimo, de manera que la línea de carga se marque al mismo nivel o por debajo de la línea de carga periódica más baja que corresponde al francobordo mínimo no necesitará marcarse más que la línea de carga de agua dulce.

Cuando una línea de carga de invierno en el Atlántico Norte, sea idéntica a la línea de carga de invierno que corresponde a la misma línea vertical, esta línea de carga se marcará *I*.

5.7.2.4. Regla 7. Marca de la Autoridad asignadora del francobordo

La marca de la Autoridad que asigna las líneas de carga podrá indicarse junto al anillo, por encima de la línea horizontal que pasa a través de su centro, o por encima y por debajo de ella.

Esta marca consistirá en no más de cuatro iniciales, para identificar el nombre de la autoridad, de unas dimensiones aproximadas de unos 115 mm de altura y 75 mm de anchura. [5]

5.7.2.5. Regla 8. Detalles de las marcas

El anillo, líneas y letras se pintarán en blanco o amarillo sobre un fondo oscuro, o en negro sobre un fondo claro. Se marcarán también permanentemente en los costados del buque. siendo las marcas bien visibles.

5.7.2.6. Regla 20. Tubos de aireación de tanques

Cuando los tubos de aireación de los tanques de lastre y de otros tanques, se prolonguen por encima de las cubiertas de francobordo, las partes expuestas de los mismos deberán ser de construcción sólida y su altura desde la cubierta hasta el punto en que el agua pueda penetrar a espacios inferiores, será al menos de 760 mm en la cubierta de francobordo.

Deberán disponerse medios adecuados de cierre, sujetos de manera permanente, para cerrar las aberturas de los tubos de aireación de tanques. [5]

5.7.2.7. Regla 27. Tipos de buques

Para el cálculo del francobordo, los buques se dividirán en tipo 'A' y tipo 'B'.

- Buques de tipo 'A':

I. Un buque de tipo 'A' es aquel proyectado para transportar solamente cargas líquidas a granel, y en el cual los tanques de carga tienen sólo pequeñas aberturas de acceso cerradas por tapas estancas y dotadas de frisas. Estos buques necesariamente tendrán las siguientes características propias:
   a) Una gran integridad de la cubierta expuesta,
   b) Gran seguridad contra la inundación, por la pequeña permeabilidad de los espacios llenos de carga y por el grado de compartimentación utilizado habitualmente.

II. Un buque de tipo 'A', si tiene más de 150 metros de eslora y está proyectado para tener compartimentos vacíos cuando esté cargado hasta su flotación en carga de verano, deberá ser capaz de soportar la inundación de cualquiera de esto compartimentos vacíos con una permeabilidad supuesta del 95% y permanecer a flote en un estado de equilibrio satisfactorio.
    En un buque de este tipo, de eslora superior a 225 m, el espacio de maquinaria deberá considerarse como compartimento inundable, pero con permeabilidad del 85%.
    Se considerarán satisfactorios los siguientes límites:

a) La flotación después de la inundación quedará por debajo del borde inferior de cualquier abertura a través de la cual pudiera producirse una inundación progresiva,
b) La máxima escora producida por inundación asimétrica será del orden de 15^{o},
c) La altura metacéntrica[4], después de la inundación, será positiva.

- Buques tipo 'B':

I. Serán buques del tipo 'B' todos aquellos buques que no cumplan los requisitos de los buques del tipo 'A'.
II. Los buques del tipo 'B' de eslora superior a 100 m se les podrá asignar francobordos menores que los requeridos siempre que, teniendo en cuenta la reducción de francobordo concedida, la Administración considere que:
   a) Las medidas adoptadas para la protección de la tripulación son satisfactorias,
   b) Dispositivos de desagüe adecuados,
   c) El buque, cuando esté cargado hasta su flotación en carga de verano, permanecerá a flote en condiciones satisfactorias de equilibrio después de inundarse un compartimento asilado cualquiera averiado, con una permeabilidad supuesta del 95%, excepto del espacio de máquinas,
   d) Si el buque tiene una eslora superior a 225 m el espacio de máquinas será considerado como un compartimento inundable pero con una permeabilidad del 85%. [5]

5.7.2.8. Regla 28. Francobordo tabular

Los francobordos tabulares de los buques tipo A se encuentran en el Anexo A1 y los del tipo B, en el Anexo A2.

5.7.2.9. Regla 29. Corrección al francobordo para buques de eslora inferior a los 100 metros

El francobordo tabular para los buques del tipo 'B', de eslora comprendida entre los 24 y 100 metros con superestructura cerradas de una longitud efectiva hasta del 35% de la eslora, se deberá incrementar en la siguiente cantidad:

$$7{,}5(100 - L)\left(0{,}35 - \frac{E}{L}\right)\ [mm] \qquad \textbf{(43)}$$

[4] Se explica con más detalle en puntos posteriores de este mismo capítulo. En el punto 5.22.4

siendo,

L: eslora del buque,

E: longitud efectiva de las superestructuras.

5.7.2.10. Regla 30. Corrección por coeficiente de bloque

Cuando el coeficiente de bloque (C_b) es superior a 0,68, el francobordo tabular especificado en los Anexos I y II, después de ser modificado, si hay lugar a ello, se ha de multiplicar por el factor:

$$\frac{C_b + 0{,}68}{1{,}36} \qquad \textbf{(44)}$$

5.7.2.11. Regla 31. Corrección por puntal

Cuando D exceda de $\frac{L}{15}$, el francobordo deberá aumentarse en $\left(D - \frac{L}{15}\right) R$, siendo $R = \frac{L}{0{,}48}$ para esloras inferiores a 120m y 250 para esloras de 120m o mayores.

Cuando D sea mayor que $\frac{L}{15}$ no se hará reducción alguna, excepto en buques con superestructuras cerradas que cubran, al menos, una longitud igual a 0,6L en el centro del buque, o bien con un tronco completo, o una combinación de superestructuras cerradas separadas y troncos que se extiendan de manera continua de proa a popa, en cuyo caso, el francobordo se reducirá a lo mencionado en el párrafo anterior.

Cuando la altura de la superestructura o del tronco inferior a la normal que corresponda, la reducción calculada se corregirá con la relación entre la altura real de la superestructura o del tronco y la altura normal aplicable definida en la regla 33. [5]

5.7.2.12. Regla 33. Altura normal de las superestructuras

La altura normal de una superestructura será la que indica la siguiente tabla.

L (metros)	Saltillo	Resto superestructuras
30 ó más	0,90	1,80
75	1,20	1,80
125 ó más	1,80	2,30

Tabla 5. Altura superestructura [5]

5.7.2.13. Regla 37. Reducción por superestructuras y troncos

Cuando la longitud efectiva de superestructuras y troncos sea igual a 1L, la reducción del francobordo será de 350 mm para 24m de eslora del buque, 860 mm para 85 m de eslora y 1070

mm para 122 m de eslora y esloras superiores. Las reducciones a esloras intermedias se obtendrán por interpolación lineal.

Cuando la longitud total efectiva de superestructuras y troncos sea inferior a 1L, la reducción será un porcentaje obtenido de la siguiente tabla.

Porcentaje de Reducción para buques tipo "A" y "B".		
Longitud efectiva total de superestructuras y troncos		% reducción para todos los tipos de
0	x L	0
0.1	x L	7
0.2	x L	14
0.3	x L	21
0.4	x L	31
0.5	x L	41
0.6	x L	52
0.7	x L	63
0.8	x L	75.3
0.9	x L	87.7
1	x L	100

Tabla 6. Reducción superestructuras [5]

Los porcentajes correspondientes a longitudes intermedias de superestructuras y troncos se obtendrán por interpolación lineal.

En los buques tipo B, no se permite reducción alguna si la longitud efectiva del castillo de proa es inferior a 0,07L. [7]

5.7.2.14. Regla 38. Arrufo

Cuando una toldilla o un castillo cerrados sean de altura normal, con un arrufo mayor que el de la cubierta de francobordo, o sean de altura superior a la normal, se aumentará el arrufo de la cubierta de francobordo de la siguiente manera:

$$s = \frac{y \cdot L'}{3 \cdot L} \qquad \textbf{(45)}$$

Siendo,

s: el suplemento de arrufo.

y: la diferencia entre las alturas real y normal de la superestructura en la perpendicular de popa o de proa.

L': la longitud media de la parte cerrada de la toldilla o castillo, hasta un máximo de 0,5L.

L: la eslora del buque.

El arrufo se medirá desde la cubierta en el costado hasta una línea de referencia trazada paralelamente a la quilla y que pase por el punto de la línea de arrufo correspondiente al centro del buque.

Curva de arrufo normal corresponde a la siguiente tabla.

	Situación	Ordenada (en milímetros)	Factor
Mitad de popa	Perpendicular de popa	$25\ (\frac{L}{3}+10)$	1
	⅙ L desde la p. de Pp.	$11{,}1\ (\frac{L}{3}+10)$	3
	⅓ L desde la p. de Pp.	$2{,}8\ (\frac{L}{3}+10)$	3
	Centro del barco	0	1
Mitad de proa	Centro del barco	0	1
	⅓ L desde la p. de Pr.	$5{,}6\ (\frac{L}{3}+10)$	3
	⅙ L desde la p. de Pr.	$22{,}2\ (\frac{L}{3}+10)$	3
	Perpendicular de proa	$50\ (\frac{L}{3}+10)$	1

Tabla 7.Arrufo [7]

Cuando la curva de arrufo sea diferente de la normal, las cuatro ordenadas de cada una de las curvas en las mitades de proa o de popa se multiplicarán por los factores correspondientes que se dan en la tabla de ordenadas. La diferencia entre la suma de los productos así obtenidos y la de los productos correspondientes al arrufo normal, dividida por ocho, indica el defecto o el exceso de arrufo en las mitades de proa o de popa. La media aritmética de los valores así obtenidos expresa el exceso o defecto de arrufo en cubierta.

La corrección por arrufo deberá ser el defecto o exceso de arrufo multiplicado por:

$$0{,}75 - \frac{S_1}{2 \cdot L} \qquad \textbf{(46)}$$

Siendo S_1 la longitud total S de las superestructuras cerradas. [5]

5.7.2.15. Regla 39. Altura mínima de proa y flotabilidad de reserva

- Altura mínima de Proa

La altura de proa (F_b), definida como distancia vertical, en la perpendicular de proa, entre la flotación correspondiente al francobordo de verano asignado y al asiento de proyecto, y el alto, en el costado, de la cubierta expuesta, no será inferior a los valores dados por las siguientes fórmulas.

$$\left(6075 \cdot \left(\frac{L}{100}\right) - 1875 \cdot \left(\frac{L}{100}\right)^2 + 200 \cdot \left(\frac{L}{100}\right)^3\right) \cdot \left(2{,}08 + 0{,}609 \cdot C_b - 1{,}603 \cdot C_{wf} - 0{,}0129 \cdot \left(\frac{L}{d_1}\right)\right) \qquad \textbf{(47)}$$

Siendo,

L: la eslora.

B: la manga de trazado.

d_1: el calado en el 85% del puntal.

C_b: el coeficiente de bloque.

C_{wf}: el coeficiente del área de la frotación a proa de L/2.

$$C_{wf} = \frac{A_{wf}}{\frac{L}{2} \cdot B}$$

A_{wf}: el área de la flotación a proa de L/2 para el calado d_1.

Cuando la altura de proa requerida se obtenga mediante arrufo, éste se extenderá por lo menos en un 15% de la eslora del buque, medido desde la perpendicular de proa. Cuando se obtenga disponiendo una superestructura, ésta se extenderá desde la roda hasta un punto situado al menos a 0,07L a popa de la perpendicular de proa y estará cerrada. [5]

- Flotabilidad de reserva

Todos los buques a los que se les haya asignado un francobordo de tipo "B", salvo los petroleros, quimiqueros y gaseros, tendrán una flotabilidad de reserva adicional en el extremo proel. En la sección limitada por 0,15L a popa de la perpendicular de proa, la suma del área proyectada entre la flotación en carga de verano y el borde de la cubierta y el área proyectada de la superestructura cerrada, si existe, no será inferior a:

$$\left(0{,}15 \cdot F_{min} + 4 \cdot \left(\frac{L}{3} + 10\right)\right) \cdot \frac{L}{1000} \quad [m^2] \qquad \textbf{(48)}$$

Siendo,

$F_{min} = (F_0 \cdot f_1) + f_2$

F0: el francobordo tabular, obtenido de la tabla de la regla 28.

f1: la corrección por coeficiente de bloque obtenido en la regla 30.

f2: la corrección por puntal, en mm, obtenido en la regla 31.

5.7.2.16. Regla 40. Francobordos mínimos

- Francobordo de verano

El francobordo mínimo de verano será el francobordo obtenido de las tablas de las reglas 28, modificado por las correcciones de las reglas 29, 30, 31, 32, 37, 38 y, si procede, la regla 39.

El francobordo en agua salada no será inferior a 50 mm, a no ser que se especifique lo contrario en algunas de las especificaciones de las reglas aplicar.

- Francobordo tropical

El francobordo mínimo en la zona tropical será el francobordo obtenido restando del francobordo de verano 1/48 del calado de verano, medido desde el canto alto de la quilla al centro del anillo de la marca de francobordo.

- Francobordo de invierno

El francobordo mínimo de invierno será el francobordo obtenido añadiendo al francobordo de verano 1/48 del calado de verano, medido desde el canto alto de la quilla al centro del anillo de la marca de francobordo.

- Francobordo de invierno en el Atlántico Norte

El francobordo mínimo para buques de eslora no superior a 100 m que naveguen por cualquier parte del Atlántico Norte durante un periodo estacional de invierno, será el francobordo de invierno más 50 mm. Para los demás buques, el francobordo de invierno en el Atlántico Norte, será el francobordo de invierno.

-Francobordo de agua dulce

El francobordo mínimo en agua dulce de densidad igual a la unidad se obtendrá restando del francobordo mínimo en agua salada,

$$\frac{\Delta}{40 \cdot T} \quad [cm] \qquad \textbf{(49)}$$

Siendo,

Δ: el desplazamiento en agua salada, en la flotación de carga de verano.

T: las toneladas por centímetro de inmersión en agua salada, en la flotación en carga de verano.

Pero cuando el desplazamiento en la flotación de carga de verano no pueda determinarse con seguridad, la deducción será 1/48 del calado de verano, medido desde el canto alto de la quilla al centro del anillo de la marca de francobordo. [5]

5.8. Coeficiente de formas

Las dimensiones longitudinales, transversales y verticales de un buque serán la eslora, manga y puntal, respectivamente pero falta tener una idea de la forma que tiene el casco, es decir, si la carena corresponde a un buque de líneas finas o de líneas llenas y para eso se utilizan los coeficientes de afinamiento.

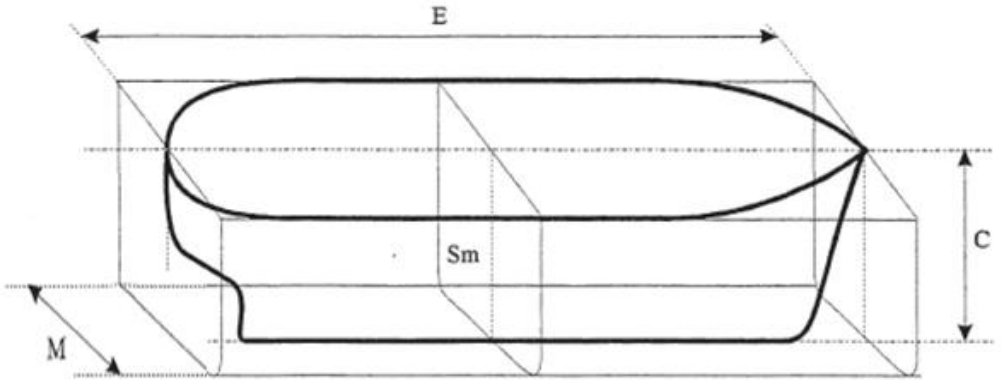


Figura 19. Coeficiente de formas [7]

Dado que hay tres planos, habrá también tres coeficientes, uno por cada eje.

El coeficiente de afinamiento cúbico o de bloque (k_b, δ) relaciona el volumen de trazado desplazado por el buque o volumen sumergido y el prisma rectangular que tiene por dimensiones la manga, eslora y calado hasta la flotación considerada.

$$k_b = \delta = \frac{Volumen\ de\ la\ carena}{Vol.prisma\ rectangular} = \frac{\nabla}{E \cdot M \cdot C} \qquad \textbf{(50)}$$

El coeficiente de afinamiento de líneas de agua o superficial (k_a, α) relaciona el área de la línea de agua o flotación y la del rectángulo cuya eslora y manga de trazado son las de flotación.

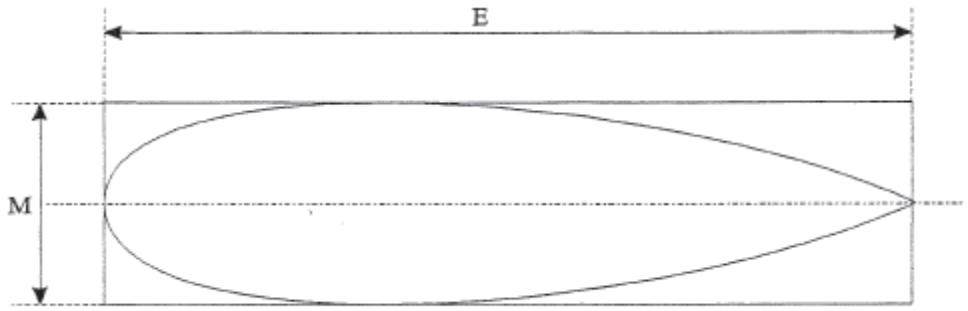


Figura 20. Coeficiente afinamiento [7]

$$k_a = \alpha = \frac{Superficie\ de\ flotación}{Eslora \cdot manga} = \frac{S_F}{E \cdot M} \qquad \textbf{(51)}$$

El coeficiente de afinamiento cilíndrico o prismático (k_p, φ) relaciona el volumen sumergido del buque y el de un prisma de sección transversal constante e igual al área de la cuaderna maestra hasta la flotación y que tiene por longitud la eslora.

$$k_p = \varphi = \frac{Volumen\ sumergido}{Superficie\ mestra \cdot eslora} = \frac{\nabla}{S_m \cdot E} \quad \textbf{(52)}$$

La relación entre los coeficientes β, δ y φ es,

El coeficiente de afinamiento de la cuaderna maestra (β) es la relación del área de la parte sumergida de la cuaderna maestra, con la del rectángulo circunscrito.

$$\beta = \frac{S_m}{M \cdot C} \quad \textbf{(53)}$$

Se pueden tener las siguientes relaciones entre coeficientes.

$$\varphi = \frac{\nabla}{S_m \cdot E} = \frac{\nabla}{M \cdot E \cdot C} \cdot \frac{M \cdot C}{S_m} = \frac{\delta}{\beta} \quad \textbf{(54)}$$

Se puede observar en la siguiente tabla comparativa, los diferentes valores de los coeficientes en función del tipo de barco.

	δ	α	β
Buques de carga y pasaje	0,68 - 0,75	0,80 - 0,85	0,94 - 0,97
Buques de carga de gran tonelaje	0,72 - 0,78	0,84 - 0,88	0,94 - 0,97
Buques de gran tonelaje rápidos	0,58 - 0,68	0,72 - 0,95	0,90 - 0,95
Buque tanque	0,75 - 0,80	0,86 - 0,90	0,94 - 0,97
Remolcadores	0,45 - 0,60	0,70 - 0,80	0,92 - 0,96
Pesqueros	0,52 - 0,70	0,79 - 0,87	0,93 - 0,96

Tabla 8. Comparativa coeficientes [15]

El coeficiente de afinamiento prismático del cuerpo de popa (φ_{popa}) relaciona el volumen sumergido de popa y el de un prisma que tiene por sección la cuaderna maestra y como longitud la mitad de la eslora.

$$\varphi_{popa} = \frac{Volumen\ sumergido\ de\ popa}{Superficie\ maestra \cdot 0{,}5\ eslora} = \frac{2 \cdot \nabla_{\text{popa}}}{S_m \cdot E} \quad \textbf{(55)}$$

El coeficiente de afinamiento prismático del cuerpo de proa (φ_{proa}) relaciona el volumen sumergido de la proa y el de un prisma de sección constante e igual a la cuaderna maestra y de longitud la mitad de la eslora.

$$\varphi_{proa} = \frac{Volumen\ sumergido\ de\ proa}{Superficie\ maestra \cdot 0{,}5\ eslora} = \frac{2 \cdot \nabla_{\text{proa}}}{S_m \cdot E} \quad \textbf{(56)}$$

Por último, el coeficiente prismático vertical (φ_v) relaciona el volumen sumergido del buque y el de un prisma de sección horizontal constante e igual al área de la flotación máxima para este volumen y de altura el calado. [7]

$$\varphi_v = \frac{Volumen\ sumergido}{Superficie\ flotación \cdot calado} = \frac{\nabla}{S_F \cdot C} \quad \textbf{(57)}$$

5.9. Plano de formas

Los planos de formas o también denominados, planos de trazados, son el conjunto de planos sobre los que se representan las formas del casco de un buque siendo los planos de referencia el longitudinal, horizontal y transversal.

Las formas de un buque representan la superficie interior o exterior del casco teniendo una curvatura en dos direcciones.

Generalmente, las curvas y superficies que se utilizan para su trazado se obtienen mediante expresiones matemáticas, por lo que hace necesario representar estas superficies por medio de intersecciones del casco con planos paralelos a los planos de referencia. Estas intersecciones dan tres tipos de curvas que se proyectan sobre los tres planos de referencia indicados.

5.9.1. Curvas

Como antes se ha comentado, las tres series de curvas que se representan en el plano de formas son las curvas longitudinales, curvas horizontales o líneas de agua y las curvas transversales o cuadernas de trazado.

Las curvas longitudinales se obtienen por la intersección de planos longitudinales, paralelos al plano diametral, con la superficie del casco.

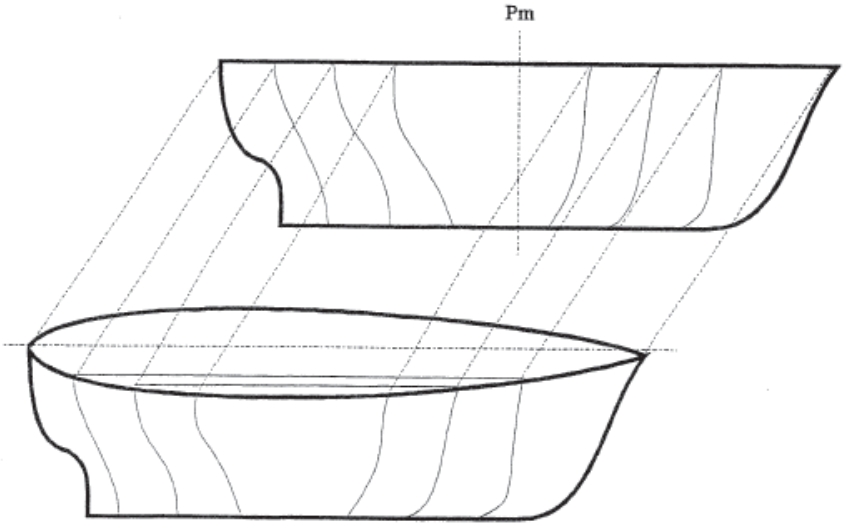


Figura 21. Curvas longitudinales [7]

Las curvas horizontales o líneas de agua corresponden a distintas líneas de flotación del buque y son paralelas al plano horizontal o plano base.

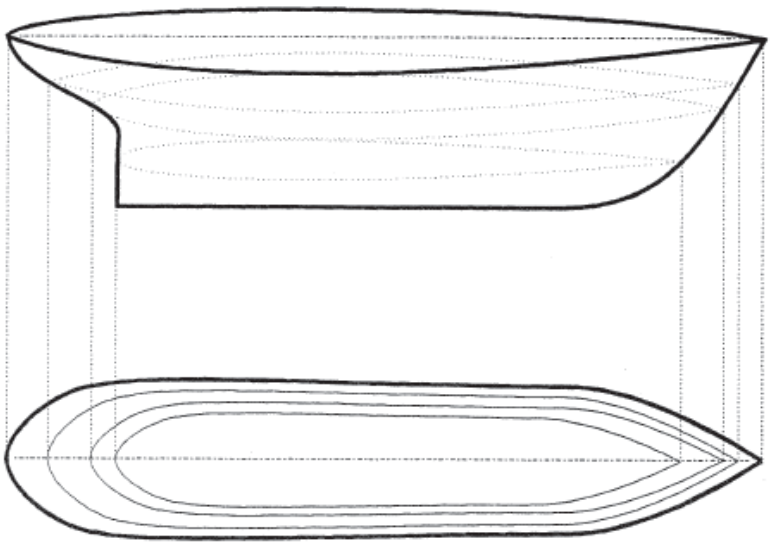


Figura 22. Curvas horizontales [7]

Las curvas transversales o cuadernas de trazado se obtienen por la intersección del casco con planos verticales transversales paralelos a la sección transversal o cuaderna maestra.

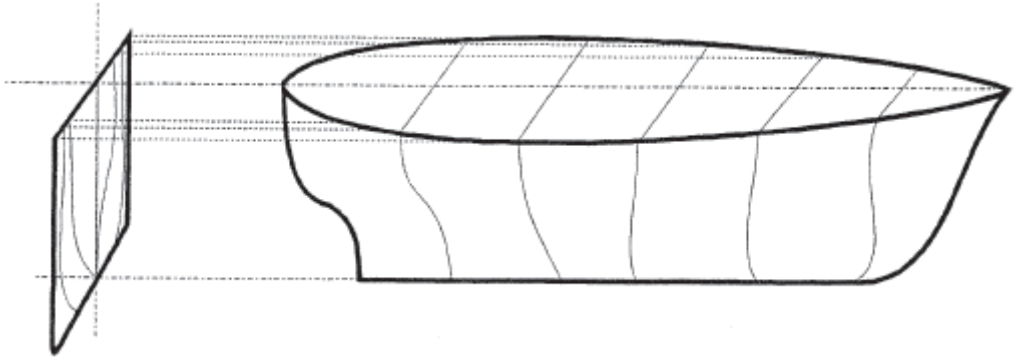


Figura 23. Curvas transversales [7]

Cada casco de barco tendrá unas curvas diferentes ya que determinan la forma de éste.

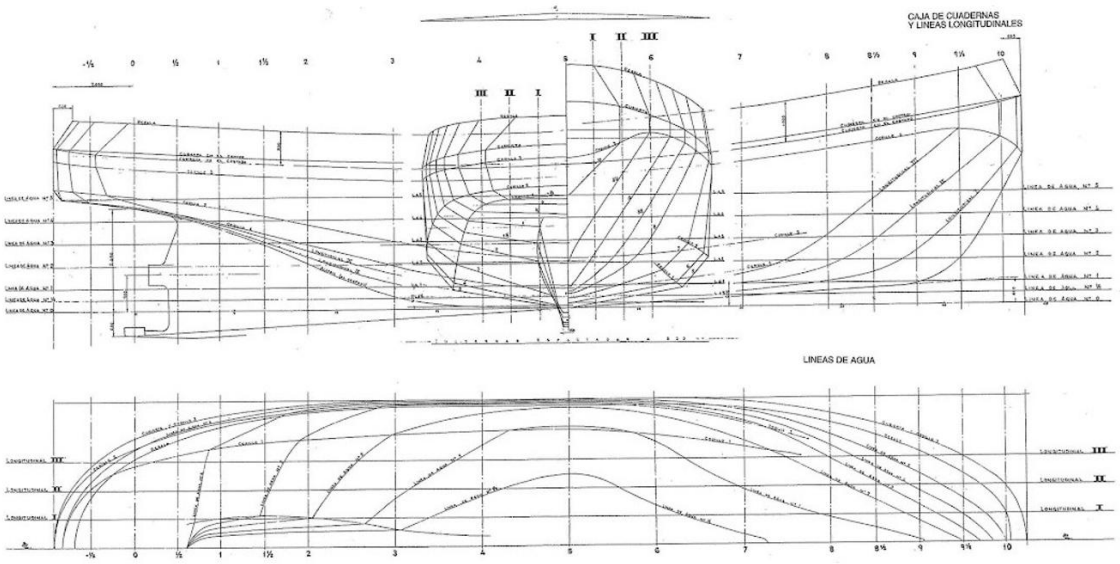


Figura 24. Plano formas [39]

Se puede observar en la figura anterior, como se representan las tres curvas para delimitar la totalidad de la forma del casco. Concretamente, estas formas corresponden a las de un remolcador. [7]

5.10. Arqueo

Si se habla de arqueo en el mundo naval se hablará de convenios, leyes, reglamentos, bases estadísticas, etc., relacionando volúmenes o capacidad de los buques mercantes ya que el arqueo será una manera de medir la capacidad comercial de los buques.

La palabra 'tonelada' puede llevar a confusiones dado que, en inglés, existen dos palabras para ser traducida, siendo *tonne* y *tonnage*, a pesar de no significar lo mismo ya que hablando de toneladas, nos podemos estar refiriendo al desplazamiento o al arqueo del buque.

Desde la antigüedad, ha sido una preocupación determinar un valor para representar el tamaño o volumen de un barco y que además, permita utilizar esta medida para muchos más usos.

La Organización Marítima Internacional (OMI) en 1959 establece la necesidad de disponer de un parámetro numérico de la capacidad económica del barco (arqueo neto) y del tamaño total del mismo (arqueo bruto) y decidió que cualquier sistema adoptado debería tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- No debía verse visto influenciado por el diseño.

- Debía evitar dependencias sobre detalles de construcción.

- Debía permitir la determinación del arqueo en las primeras etapas del diseño del buque.

- Debía ser tan directa y simple como fuera posible.

La conferencia donde se adoptó definitivamente el Convenio Internacional sobre Arqueo de Buques se celebró en Londres en el 1969.

En la actualidad, el Convenio Internacional de Arqueo, establece que el arqueo bruto (*Gross Tonnage*) es la medida aceptada para representar este valor, reemplazando el antiguo término de TRG (Tonelada de Registro Grueso o Tonelada de Arqueo Bruto). [10]

El arqueo bruto de una nave es fijo para toda su vida útil, siempre y cuando no sufra transformaciones que modifiquen su volumen y este arqueo se utiliza para:

- Fijar tarifas y tasas portuarias.

- Establecer cobros por practicaje, uso de remolcadores e inspecciones.

- Pago de contribuciones relacionadas con la operativa del buque como seguros, registros marítimos y Sociedades de Clasificación.

- La aplicación de diferentes Convenios, como son el SOLAS, MARPOL, STCW.

- El pago por tránsito por diferentes canales.

5.10.1. Definiciones

Se deben definir previamente una serie de ítems antes de los cálculos del arqueo.

Se define arqueo como el volumen o espacio cerrado de una embarcación, que se obtiene al efectuar el cálculo correspondiente y cuyo resultado expresa el tamaño de una embarcación y su capacidad utilizable.

Se define arqueo bruto como el tamaño total de una embarcación y arqueo neto como la capacidad utilizable de dicha embarcación.

Se definirá el lanzamiento como la inclinación o salida hacia fuera de la roda por la proa y del codaste por la popa respecto a las perpendiculares en los extremos de la quilla.

El arqueo total o tonelada de registro bruto (TRG) es el volumen del buque entre el plan y la cubierta alta con todos los espacios cerrados sobre ella y el arqueo neto o tonelaje de registro neto (TRN) es el que se obtiene restando al TRB los espacios destinados a los servicios de la propia embarcación. La unidad de arqueo es la Tonelada Moorson equivalente a 2,83 metros cúbicos.

El tonelaje de arqueo se puede definir como la capacidad interna de una nave en toneladas de registro. El tonelaje de arqueo se toma como base para la aplicación de los derechos de muelle, dique, tránsito, seguros, etc.

Como comparación a los arqueos, se define el desplazamiento de un buque como el peso del volumen de agua desplazada por la parte sumergida. [7]

5.10.2.Disposiciones y normas generales

Toda embarcación para ser inscrita en el registro de la Dirección de Marina Mercante, deberá contar con el arqueo respectivo de acuerdo con el Convenio Internacional de Arqueo, además, si ha sufrido cualquier modificación en su estructura aumentando o disminuyendo su capacidad para el transporte de carga o pasajeros, deberá solicitar un nuevo arqueo a la Unidad de Marina Mercante aportando los planos respectivos a dicha modificación.

Los espacios de carga que deben incluirse en el cálculo del arqueo neto son los espacios cerrados adecuados para el transporte de la carga de la embarcación y hayan sido incluidos en el cálculo del arqueo bruto. [5]

Los espacios de una embarcación, para las operaciones del arqueo, se clasifican como:

a) Espacios incluidos.
b) Espacios descontables.
c) Espacios exceptuados o no computables.

Cabe mencionar que los espacios clasificados como descontables o no computables no podrán ser utilizados para transportar mercancías o pasajeros.

Las normas que se han fijado para el descuento de espacios son las siguientes:

a) Ningún espacio podrá ser descontado ni considerado como descuento reglamentario si no ha sido previamente incluido para el computo del tonelaje bruto.
b) El total de los descuentos no podrá exceder del 55% de tonelaje bruto del buque, excepto en los buques pesqueros, en los que el límite máximo de descuento es el 70% del tonelaje bruto.
c) Los remolcadores destinados exclusivamente a tal fin, que no tengan bodegas para conducción de carga, sino solamente pañoles para almacenar sus aparejos y equipos, no estarán sujetos al límite máximo de descuento del 55% establecido en el inciso anterior, quedando bajo disposiciones que se dictasen al respecto.
d) Para obtener el tonelaje neto de una embarcación de recreo a la cual se le hubiese efectuado las operaciones de cálculo de arqueo en cumplimiento de este reglamento, se descontará del tonelaje bruto un 75% del mismo.

Los espacios incluidos son los espacios cerrados o cubiertos, los limitados por cubiertas y mamparos fijos, con capacidad utilizable para transportar mercancías i uso de pasajeros y tripulantes. Se consideran también espacios cerrados y cubiertos, aquellos espacios en los cuales la cubierta no sea corrida, y presente solución de continuidad, tales como las escotillas y aquellas cuyos mamparos no alcancen toda la altura de los entrepuentes, siempre que dichos espacios puedan ser fácilmente cerrados durante la navegación, con el objeto de darles condiciones adecuadas para el transporte de las mercancías o para el alojamiento de personas. [5]

Los espacios descontables para buques de vela y de propulsión mecánica son:

a) El espacio ocupado por la caseta del timón, el cual no podrá ser mayor que el necesario para la maniobra del timón.
b) Toda construcción sobre la cubierta superior del buque destinada al abrigo de los pasajeros en viajes cortos, y que no tengan otro objeto que el de proteger contra el viento y el agua del mar. Este descuento se lo hará solamente cuando el espacio no haya sido considerado previamente como espacio exceptuado.
c) Los espacios ocupados por cocina, destiladora, despensas, depósitos o gambuzas.
d) Los espacios ocupados por baños o jardines en extensión razonable para la tripulación.

Para efectuar el arqueo de un buque se dividirá en tres partes:

I. La primera comprende el espacio que se encuentra bajo la cubierta de arqueo.
II. La segunda comprende el espacio que se encuentra entre la cubierta de arqueo y la cubierta superior.
III. La tercera comprende los espacios cerrados y cubiertos que se encuentren sobre dicha cubierta superior.

Para obtener la eslora de arqueo de la eslora máxima, se deducirá si hay lugar a ello, en la parte del extremo de la proa, el lanzamiento de la roda desde el punto donde se midió la eslora máxima y el lugar donde la superficie superior de la cubierta de arqueo corta la superficie interior del forro; y en la parte del extremo de popa, el lanzamiento de la bovedilla entre el punto desde donde se midió la eslora máxima y el lugar donde la superficie interior del forro. [7]

5.10.3.Cálculo del arqueo

El Convenio Internacional sobre Arqueo de Buques, establece la forma de calcular el arqueo, diferenciando entre arqueo bruto (GT) y arqueo neto (NT). [7]

5.10.3.1. Arqueo Bruto (GT)

El arqueo bruto es función del volumen total de todos los espacios cerrados.

Como se ha comentado con anterioridad, el arqueo bruto será un factor determinando y proporcional a los costes y tarifas de las múltiples operativas del buque, ya que estarán sujetas las tasas en amarres en puerto, uso de remolcadores, tarifas de prácticos, etc. además de otros aspectos como la determinación del número de tripulantes del buque o la obligatoriedad de atenerse a los diferentes Convenios. [2]

$$GT = K \cdot V \quad \textbf{(58)}$$

Siendo:

K: un factor que se calcula mediante la siguiente fórmula.

$$V = 0{,}2 + 0{,}02 \log V \quad \textbf{(59)}$$

V: El volumen total del interior del buque.

5.10.3.2. Arqueo neto (NT)

El arqueo neto también se utiliza para determinar los impuestos a pagar por el paso entre canales, tarifas de puerto, certificados de carga o tarifas fiscales.

El arqueo neto medirá el volumen destinado para el transporte de pasajeros y de carga.

$$NT = K_2 \cdot Vc \cdot \left(\frac{4d}{3D}\right)^2 + K_3 \cdot \left(N_1 + \frac{N_2}{10}\right) \quad \textbf{(60)}$$

siendo:

Vc: el volumen total de los espacios de carga.

K_2: un factor que se calcula mediante la siguiente fórmula.

$$K_2 = 0{,}2 + 0{,}02 \log Vc \quad \textbf{(61)}$$

K_3: un factor que se calcula mediante la siguiente fórmula.

$$K_3 = 1{,}25 \cdot \frac{GT + 10000}{10000} \quad \textbf{(62)}$$

D: puntal de trazado en el centro del buque.

d: calado de trazado en el centro del buque.

N_1: número de pasajeros en camarotes que no tengan más de 8 literas.

N_2: resto de pasajeros.

Para el cálculo del arqueo neto, se debe añadir una serie de condiciones, siendo,

I. N1+N2 será el número total de pasajeros autorizados a llevar según el certificado de pasajeros del buque. Cuando N_1+N_2 sea inferior a 13, las magnitudes N_1 y N_2 se considerarán iguales a cero.
II. El factor $\left(\frac{4d}{3D}\right)^2$ no se tomará superior a 1.
III. El término $K_2 \cdot Vc \cdot \left(\frac{4d}{3D}\right)^2$ no se tomará inferior a 0,25 GT.
IV. NT no se tomará inferior a 0,30 GT.

5.11. Centro de gravedad

El centro de gravedad del buque (G) será el punto de aplicación de todos los pesos que están a bordo, incluido el propio buque, situado en el espacio por sus tres coordenadas KG, ςG y ⊗G.

En una primera aproximación, antes de tratar en profundidad el centro de gravedad, se podrá decir que KG se obtiene a través de la experiencia de estabilidad, ςG deberá ser cero ya que, por

definición, el buque es simétrico con respecto al plano diametral y ⊗G se podrá calcular a partir de los calados.

El valor del movimiento de G se obtendrá mediante las ecuaciones del teorema de los momentos, tomados con respecto a un sistema de ejes principales, siendo estos la línea base, la línea central y la cuaderna maestra o con respecto a un sistema de ejes que pasen por la posición inicial de G paralelos a los ejes nombrados.

Destacar que, como norma:

a. Al cargar un peso, el G del buque se mueve hacia del centro de gravedad del peso.
b. Al descargar un peso, el G del buque se mueve en la dirección del peso, pero en sentido contrario.
c. Al trasladar un peso, el G del buque se mueve paralelamente a la dirección del traslado y en el mismo sentido.

5.11.1. Carga de pesos y ejes principales

Como se ha comentado anteriormente, los principales ejes son la línea base para las distancias verticales, la línea central para las transversales y la cuaderna maestra para las distancias longitudinales. [1]

5.11.1.1. Movimiento vertical

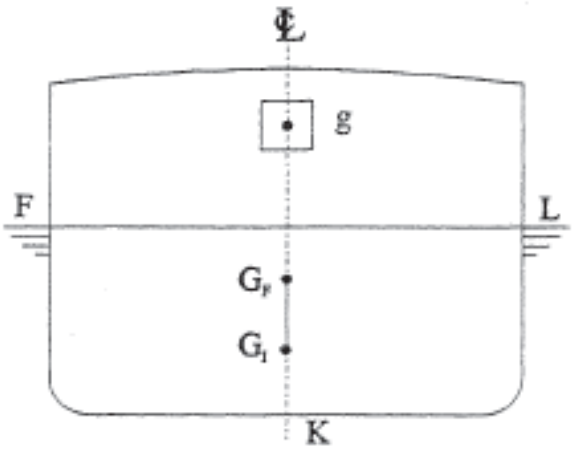


Figura 25. Movimiento vertical centro gravedad [7]

El desplazamiento del buque se obtendrá a parir de:

$$D_F = D_I + P \quad \textbf{(63)}$$

Siendo,

D_F: desplazamiento final,

D_I: desplazamiento inicial,

P: peso (Se sumará cuando sea una carga y se restará cuando sea una descarga)

Tomando los momentos con respecto a la quilla, la ecuación que se obtiene es:

$$D_F \cdot KG_F = D_I \cdot KG_I + P \cdot Kg \quad \textbf{(64)}$$

Siendo,

KG_I: posición vertical inicial del centro de gravedad del buque respecto a la quilla.

KG_F: posición vertical final del centro de gravedad del buque respecto a la quilla.

Kg: posición vertical del centro de gravedad del peso respecto a la quilla.

5.11.1.2. Movimiento transversal

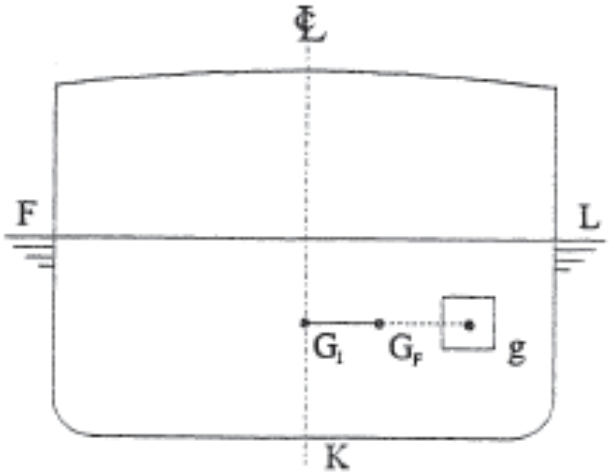


Figura 26. Movimiento transversal centro gravedad [7]

Tomando como punto de referencia la línea central del buque, se obtendrán las ecuaciones para resolver el problema transversal de carga de un peso.

$$D_F = D_I + P \quad \textbf{(65)}$$

$$D_F \cdot \varsigma G_F = D_I \cdot \varsigma G_I + P \cdot \varsigma g \quad \textbf{(66)}$$

Siendo,

ςG_F: la posición final del centro de gravedad del buque respecto a la línea central.

ςG_I: la posición inicial del centro de gravedad del buque respecto a la línea central.

ςg: la posición transversal del centro de gravedad del peso respecto a la línea central.

5.11.1.3. Movimiento longitudinal

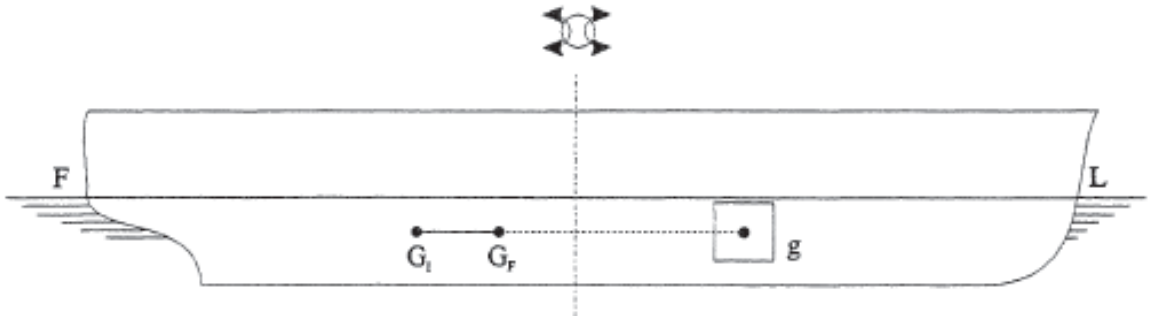


Figura 27. Movimiento longitudinal centro de gravedad [7]

Tomando como referencia la cuaderna maestra del buque, se obtendrán las siguientes ecuaciones:

$$D_F = D_I + P \quad \textbf{(67)}$$

$$D_F \cdot \otimes G_F = D_I \cdot \otimes G_I + P \cdot \otimes g \quad \textbf{(68)}$$

Siendo,

$\otimes G_F$: el brazo longitudinal del centro de gravedad del buque en la condición final respecto a la cuaderna maestra.

$\otimes G_I$: el brazo longitudinal del centro de gravedad del buque en la condición inicial respecto a la cuaderna maestra.

$\otimes g$: el brazo longitudinal del centro de gravedad del peso con respecto a la cuaderna maestra. [1] [7]

5.11.2. Ejes por el centro de gravedad inicial

El sistema de ejes será paralelo y pasa por el centro de gravedad inicial del buque.

La ecuación general tomando momentos con respecto a un eje que pase por G será,

$$D_F = D_I + P \quad \textbf{(69)}$$

$$D_F \cdot GG_F = D_I \cdot 0 + P \cdot Gg \quad \textbf{(70)}$$

Siendo,

GG_F: el movimiento del centro de gravedad del buque producido por la carga del peso.

Gg: el brazo del peso, distancia entre el centro de gravedad del peso y el centro de gravedad inicial del buque.

Por ejemplo, si se tiene la siguiente carga,

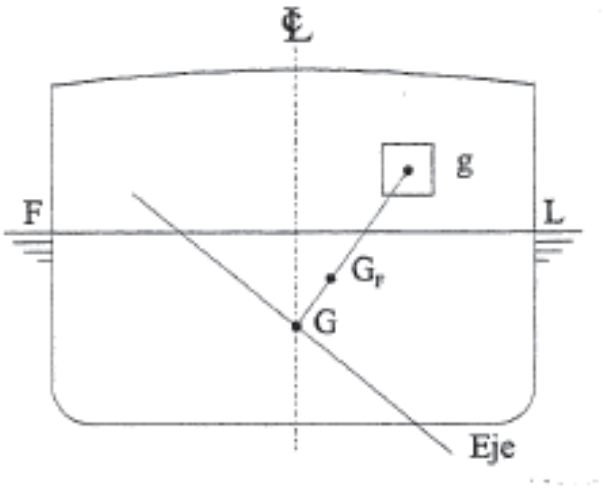


Figura 28. Ejes centro de gravedad [7]

Aplicando la definición y ecuaciones anteriores, la ecuación de equilibrio será,

$$D_F \cdot GG_F = P \cdot Gg \quad \textbf{(71)}$$

$$GG_F = \frac{P \cdot Gg}{D_F} \quad \textbf{(72)}$$

Por lo tanto, particularizando la ecuación anterior podemos obtener las siguientes casos. [7]

5.11.2.1. Movimiento vertical de G

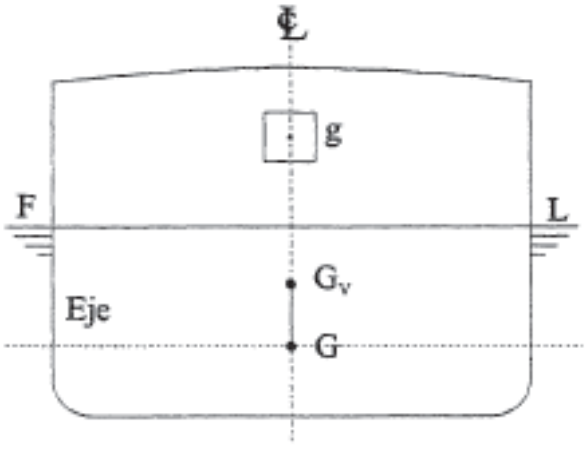


Figura 29. Movimiento vertical de G [7]

Si tomamos los momentos con respecto a un eje horizontal, paralelo a la línea base que pase por G inicial del buque, se obtendrá,

$$GG_V = \frac{P \cdot dv}{D_F} \quad \textbf{(73)}$$

$$D_F = D_I + P \quad \textbf{(74)}$$

$$dv = Kg - KG \quad \textbf{(75)}$$

Donde,

Si Kg > KG ⟹ dv positiva

Si Kg < KG ⟹ dv negativa

Por lo tanto, siguiendo con las ecuaciones, se obtiene,

$$KG_V = KG + GG_V \quad \textbf{(76)}$$

O, expresado de diferente manera,

$$KG_F = KG_I + GG_V \quad \textbf{(77)}$$

Siendo,

GG_V: el movimiento vertical (positivo o negativo) del centro de gravedad del buque.

KG: la posición vertical inicial del centro de gravedad del buque.

KG_V: la posición vertical final del centro de gravedad del buque.

5.11.2.2. Movimiento transversal de G

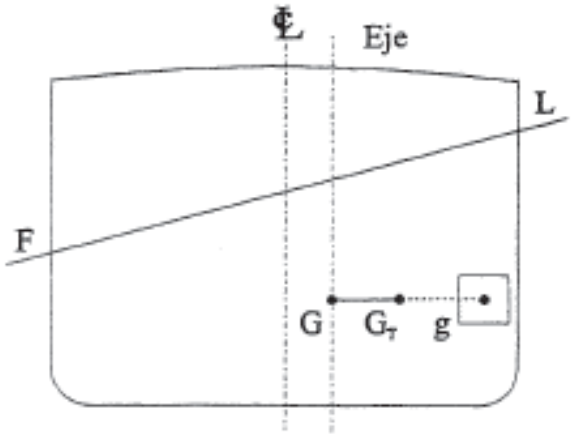


Figura 30. Movimiento transversal de G [7]

El brazo transversal final del centro de gravedad del buque obtenido será,

$$GG_T = \frac{P \cdot dt}{D_F} \quad \textbf{(78)}$$

$$D_F = D_I + P \quad \textbf{(79)}$$

$$dt = \varsigma g - \varsigma G \quad \textbf{(80)}$$

$$\varsigma G_T = \varsigma G + GG_T \quad \textbf{(81)}$$

O, expresado de manera diferente,

$$\varsigma G_F = \varsigma G_I + GG_T \quad \textbf{(82)}$$

Siendo,

GG_T: el movimiento transversal (positivo o negativo) del centro de gravedad del buque.

ςG: la posición transversal inicial del centro de gravedad del buque.

ςG_T: la posición transversal final del centro de gravedad del buque.

Destacar que si no hay una escora inicial, el valor de GG_T será el brazo transversal del buque respecto a la línea central.

Cuando exista una eslora inicial, el valor de ςG_T, calculando previamente el valor de ςG_I con respecto al nuevo desplazamiento del barco D_F, aplicando el teorema de los momentos tomando como eje la línea central, resultando,

$$\varsigma G_I = \frac{\sum(P \cdot dt)}{D_I} \quad \textbf{(83)}$$

$$\sum(P \cdot dt) = D_I \cdot \varsigma G_I \quad \textbf{(84)}$$

$$\varsigma G_F = \frac{\sum(P \cdot dt) + P \cdot \varsigma g}{D_F} \quad \textbf{(85)}$$

5.11.2.3. Movimiento longitudinal de G

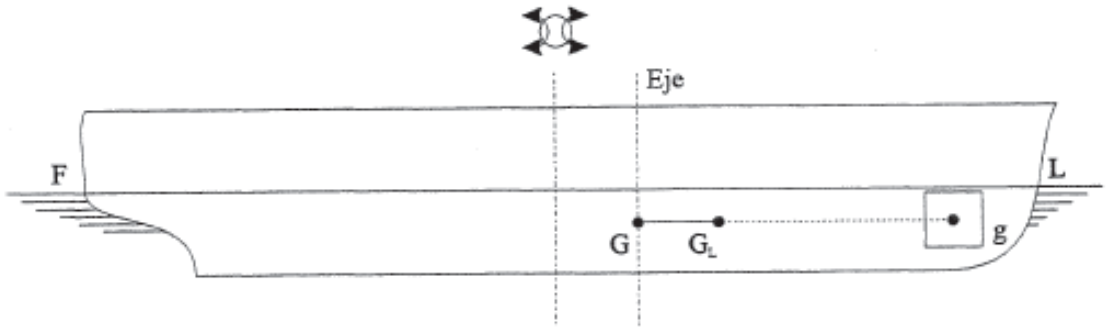


Figura 31. Movimiento longitudinal de G [7]

El brazo longitudinal final del centro de gravedad obtenido del buque será,

$$GG_L = \frac{P \cdot dl}{D_F} \quad \textbf{(86)}$$

$$D_F = D_I + P \quad \textbf{(87)}$$

$$dl = \otimes\, g - \otimes\, G \quad \textbf{(88)}$$

$$\otimes\, G_L = \otimes\, G + GG_L \quad \textbf{(89)}$$

O, expresado de manera diferente,

$$\otimes\, G_F = \otimes\, G_I + GG_L \quad \textbf{(90)}$$

Siendo,

GG_L: el movimiento longitudinal (positivo o negativo) del centro de gravedad del buque.

$\otimes\, G$: la posición longitudinal inicial del centro de gravedad del buque.

$\otimes\, G_L$: la posición longitudinal final del centro de gravedad del buque.

Como resumen del movimiento del peso se puede decir que:

- Movimiento vertical:

  Si el peso se carga por encima del centro de gravedad del buque, G subirá.

  Si el peso se carga por debajo de centro de gravedad del buque, G bajará.

- Movimiento transversal:

  Si el peso se carga a estribor del centro de gravedad del buque, G se moverá a estribor.

  Si el peso se carga a babor de centro de gravedad del buque, G se moverá a babor.

- Movimiento longitudinal:

  Si el peso se carga a popa del centro de gravedad del buque, G se moverá hacia popa.

  Si el peso se carga a proa del centro de gravedad del buque, G se moverá hacia proa.

Los movimientos descritos son para cuando se carga un peso, si en vez de cargar un peso, se descargara, los movimientos de G serían justamente todo lo contrario.

5.11.3. Movimientos de G con pesos muy pequeños

Si se cargara un peso muy pequeño con relación al desplazamiento del buque, las ecuaciones que calculan GG_V, GG_T y GG_L, tomando momento respecto a un sistema de ejes que pasa por G, se podrán simplificar a,

$$\frac{P}{D+P} = \frac{dp}{D+dp} = \frac{dp}{D} \quad \textbf{(91)}$$

Por lo tanto, las ecuaciones GG_V, GG_T y GG_L quedan,

$$GG_V = \frac{dp \cdot dv}{D} \qquad \boldsymbol{KG_V = KG + GG_V} \quad \textbf{(92)}$$

$$GG_T = \frac{dp \cdot dt}{D} \qquad \boldsymbol{\varsigma G_T = \varsigma G + GG_T} \quad \textbf{(93)}$$

$$GG_L = \frac{dp \cdot dl}{D} \qquad \boldsymbol{\otimes G_V = \otimes G + GG_L} \quad \textbf{(94)}$$

Siendo,

D: el desplazamiento del buque.

dp: el peso muy pequeño.

GG_V: el movimiento vertical del G.

dv: el brazo vertical del peso respecto a G.

GG_T: el movimiento transversal del G.

dt: el brazo transversal del peso respecto a G.

GG_L: el movimiento longitudinal del G.

dl: el brazo longitudinal del peso respecto a G.

5.11.4. Cambios en el calado al cargar pesos

Cuando el peso es pequeño, se puede calcular el cambio de calado medio utilizando la fórmula de la inmersión.

$$I = \frac{P}{T_C} \quad \textbf{(95)}$$

Siendo,

I: la inmersión.

P: el peso.

T_c: toneladas por centímetros de inmersión.

Destacar que si se carga un peso, el valor de P será positivo y dará como resultado una inmersión, en caso contrario, al tratarse de una descarga de un peso, P será negativo dando como resultado una emersión.

Cuando el peso es grande, en vez de utilizar la ecuación de la inmersión, se utilizarán las curvas de desplazamiento para obtener el calado medio. [7]

5.11.5. Traslado de pesos. Movimientos de G

Se descompondrá en tres movimientos la variación de G debido al traslado de un peso desde el punto inicial g_1 hasta el punto final g_2. Los tres movimientos serán el vertical, transversal y longitudinal, paralelos a los tres ejes principales. Asimismo, las coordenadas del desplazamiento son KG, ςG,$\otimes G$. Las coordenadas del peso para la posición inicial son Kg_1, ςg_1, $\otimes g_1$ y para la posición final, Kg_2, ςg_2, $\otimes g_2$.

Al no haber una adición de peso al buque, éste no sufrirá ningún cambio del calado medio ya que no se modifica su desplazamiento.

Los movimientos de G a través de los tres ejes se describen gracias al teorema de los momentos, siendo,

5.11.5.1. Traslado vertical

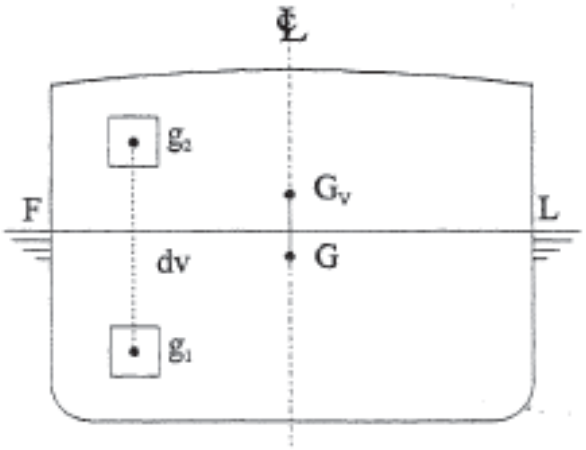


Figura 32. Traslado vertical [7]

$$GG_V = \frac{P \cdot dv}{D} \quad \textbf{(96)}$$

$$dv = Kg_2 - Kg_1 \quad \textbf{(97)}$$

Donde,

Si $Kg_2 > Kg_1 \Longrightarrow$ dv positiva

Si $Kg_2 < Kg_1 \Longrightarrow$ dv negativa

Por lo tanto, se obtiene la siguiente expresión,

$$KG_V = KG + GG_V \quad \textbf{(98)}$$

O, expresado de otra forma,

$$KG_F = KG_I + GG_V \quad \textbf{(99)}$$

Siendo,

P: el peso trasladado.

dv: la distancia vertical trasladada.

GG_V: el movimiento vertical de G (el signo dependerá del signo de dv)

KG_V: el KG final del buque después del traslado.

KG: el KG inicial del buque antes del traslado.

Observando los resultados, se puede afirmar que si el peso sube, G subirá y si el peso baja, G bajará.

5.11.5.2. Traslado transversal

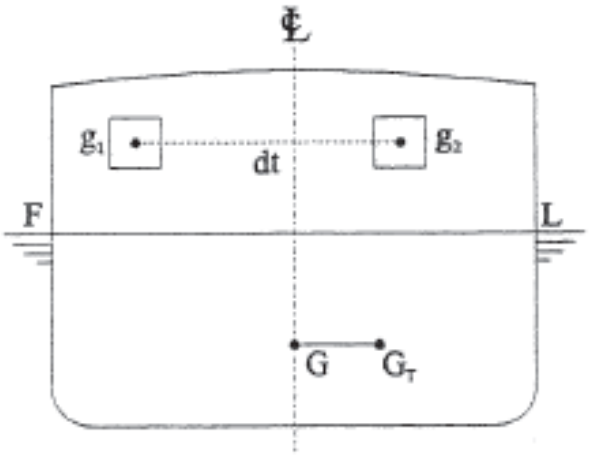


Figura 33. Traslado transversal [7]

$$GG_T = \frac{P \cdot dt}{D} \quad \textbf{(100)}$$

$$dt = \varsigma g_2 - \varsigma g_1 \quad \textbf{(101)}$$

La distancia transversal (dt) se obtiene teniendo en cuenta los signos de los brazos final e inicial del peso respecto a la línea central. Si el peso se traslada transversalmente hacia estribor, dt será positivo por lo que GG_T será, también, positivo. En cambio, si el peso se desplaza hacia babar, la distancia transversal será negativa, el GG_T será negativo.

$$\varsigma G_T = \varsigma G + GG_T \quad \textbf{(102)}$$

O lo que equivale a,

$$\varsigma G_F = \varsigma G_I + GG_T \quad \textbf{(103)}$$

Siendo,

dt: el brazo transversal del peso.

ςG: ςG inicial del buque antes del traslado.

GG_T: el movimiento transversal de G (su signo depende de dt).

ςG_T: ςG final del buque después del traslado.

Es decir, el brazo transversal final del buque es igual al brazo transversal inicial del buque más el movimiento transversal de G producido por el traslado del peso. [1] [7]

5.11.5.3. Traslado longitudinal

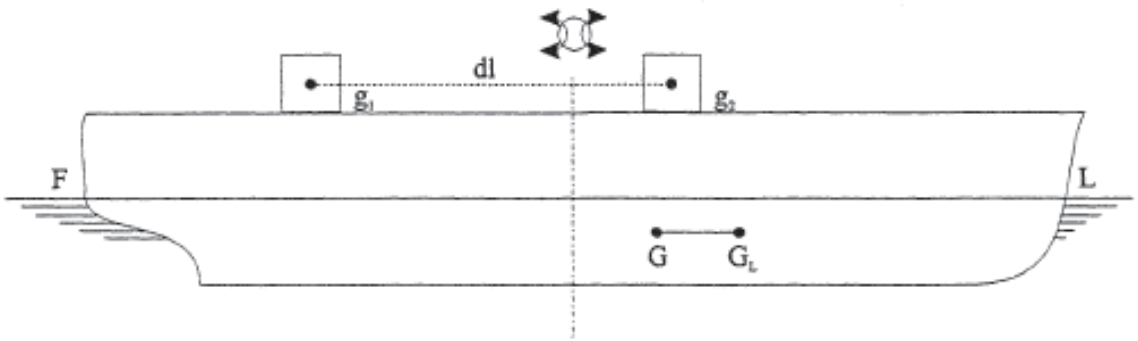


Figura 34. Traslado longitudinal [7]

$$GG_L = \frac{P \cdot dl}{D} \quad \textbf{(104)}$$

$$dl = \otimes\, g_2 - \otimes\, g_1 \quad \textbf{(105)}$$

Para este caso, la distancia longitudinal (dl) se calcula restando los brazos final e inicial del peso respecto a la cuaderna maestra, teniendo en cuenta los signos. Si el peso se traslada hacia popa, dl será positivo y, por lo tanto, GG_L también lo será. En caso contrario, si el peso es trasladado hacia popa, dl será negativo y GG_L también.

$$\otimes\, G_L = \otimes\, G + GG_L \quad \textbf{(106)}$$

O lo que equivale a,

$$\otimes\, G_F = \otimes\, G_I + GG_L \quad \textbf{(107)}$$

Siendo,

dl: el brazo longitudinal del peso.

$\otimes G$: $\otimes G$ inicial del buque antes del traslado.

GG_L: el movimiento longitudinal de G (su signo depende de dl).

$\otimes G_L$: $\otimes G$ final del buque después del traslado.

5.12. Planos de inclinación

Se empezará definiendo una serie de ítems antes de empezar a enumerar los diferentes planos.

Definiremos isocarenas como carenas de igual volumen, propias para un buque determinado y flotaciones isocarenas a las flotaciones que limitan a las isocarenas. Asimismo, una inclinación isocarena serán las inclinaciones que puede adoptar un buque de tal forma que flotaciones resultantes sean isocarenas.

Se definirá eje de inclinación como al eje definido por la intersección de dos flotaciones y plano de inclinación como el plano de inclinación a un plano cualquiera que sea perpendicular al eje de inclinación.

Cuando se produce una inclinación isocarena, hay una parte del buque que entra en el agua, llamada cuña de inmersión y otra parte que sale del agua, llamada cuña de emersión.

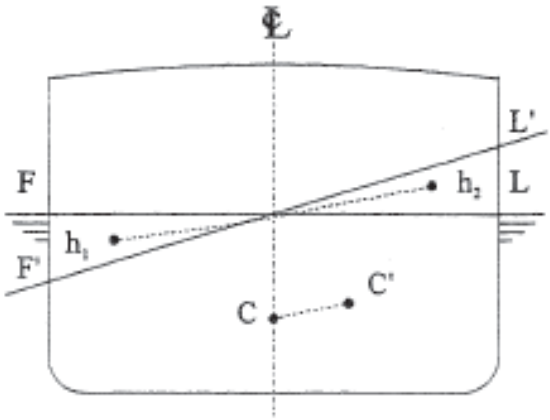


Figura 35. Plano de inclinación [7]

5.12.1. Inclinaciones isocarenas. Teorema de Euler

Partiendo del supuesto de buque adrizado y en aguas iguales, tomando como planos de inclinación el transversal y el longitudinal. La acción de una fuerza externa produciendo un momento que dé lugar a una inclinación isocarena, se traducirá en una escora o asiento, respectivamente. [1] [26]

5.12.1.1. Plano de inclinación transversal

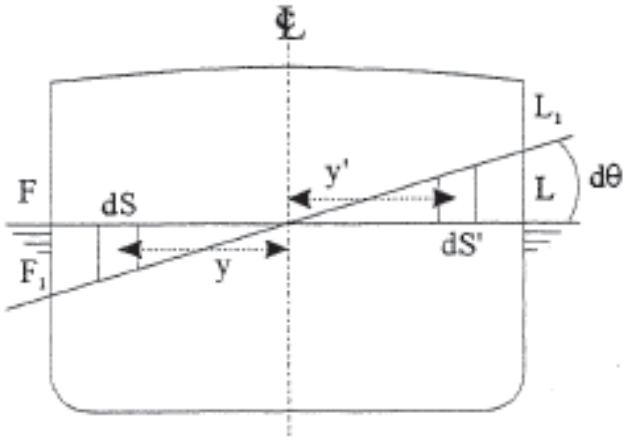


Figura 36. Plano inclinación transversal [7]

Se puede observar como las flotaciones FL y F_1L_1 son isocarenas y, junto con el casco, delimitan las cuñas de inmersión y emersión, siendo simétricas respecto a la línea central.

$$V_e = V_i \tag{108}$$

Siendo,

V_e: el volumen de emersión.

V_i: el volumen de inmersión.

Se supondrá, para calcular los volúmenes de las cuñas, que están formadas por volúmenes elementales, con la base sobre la flotación inicial (FL). Es decir, los volúmenes elementales será el resultado de multiplicar el área de la base por la altura,

$$dV_e = dS \cdot y \cdot d\theta \tag{109}$$

$$dV_i = dS' \cdot y' \cdot d\theta \tag{110}$$

Siendo,

dV_e: el volumen elemental de la cuña de emersión.

dV_i: el volumen elemental de la cuña de inmersión.

dS: el área elemental de la cuña de emersión.

dS': el área elemental de la cuña de inmersión.

$d\theta$: el ángulo de la escora.

y, y': las distancias desde el centro de gravedad de cada área elemental al eje de inclinación.

Dado que son volúmenes elementales, el volumen de cada una de las cuñas será la suma de los volúmenes elementales.

$$V_e = \int_S y \cdot d\theta \cdot dS = d\theta \int_S y \cdot dS \quad \textbf{(111)}$$

$$V_i = \int_{S'} y' \cdot d\theta \cdot dS' = d\theta \int_{S'} y' \cdot dS' \quad \textbf{(112)}$$

Siendo,

S: la superficie de la cuña de emersión.

S': la superficie de la cuña de inmersión.

Sabiendo que,

$$V_e = V_i \quad \textbf{(113)}$$

$$d\theta \int_S y \cdot dS = d\theta \int_{S'} y' \cdot dS' \quad \textbf{(114)}$$

Siendo,

y·dS, y'·dS': los momentos de las áreas elementales respecto al eje de inclinación.

Resulta que,

$$M_S = M_{S'} \quad \textbf{(115)}$$

Siendo,

$M_S, M_{S'}$: el momento del área de flotación de cada cuña respecto al eje de inclinación.

La suma de los momentos será el momento total de la superficie de flotación FL respecto al eje de inclinación.

$$M_S - M_{S'} = M_F = 0 \quad \textbf{(116)}$$

$$M_F = S_F \cdot y_F \quad \textbf{(117)}$$

Siendo,

y_F: el brazo transversal.

S_F: la superficie de la flotación FL.

M_F: el momento de la flotación FL respecto al eje de inclinación longitudinal.

Del resultado anterior se puede sacar la conclusión que el brazo transversal debe ser cero, por lo que, el eje de inclinación debe pasar por el centro de gravedad F, de la superficie de flotación. [26]

Se puede afirmar también que, para ángulos de escora pequeños, el centro de flotación F no modifica su posición transversal inicial.

5.12.1.2. Plano de inclinación longitudinal

Es importante destacar que el buque no es simétrico longitudinalmente, haciendo más difícil el concepto de ángulo de inclinación longitudinal pequeño.

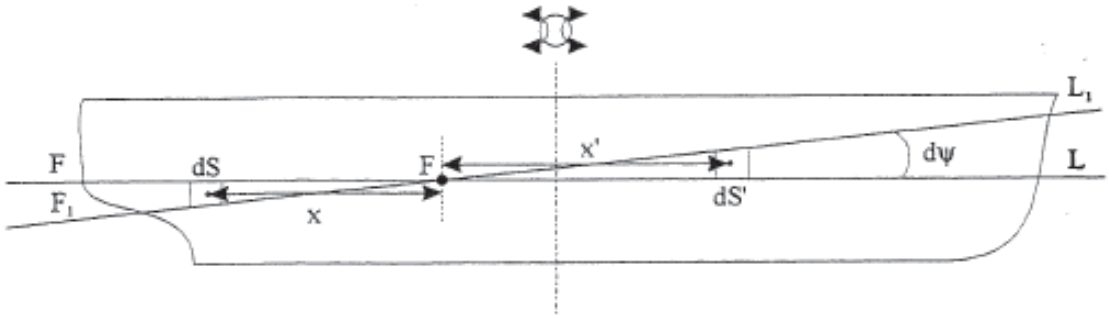


Figura 37.Plano inclinación longitudinal [7]

Con el mismo razonamiento que para el plano transversal, el plano de inclinación longitudinal será,

$$V_e = V_i \quad \textbf{(118)}$$

$$dV_e = dS \cdot x \cdot d\psi \quad \textbf{(119)}$$

$$dV_i = dS' \cdot x' \cdot d\psi \quad \textbf{(120)}$$

$$V_e = \int_S x \cdot d\psi \cdot dS = d\psi \int_S x \cdot dS \quad \textbf{(121)}$$

$$V_i = \int_{S'} x' \cdot d\psi \cdot dS' = d\psi \int_{S'} x' \cdot dS' \quad \textbf{(122)}$$

$$\int_S x \cdot dS = \int_{S'} x' \cdot dS' \quad \textbf{(123)}$$

$$M_S - M_{S'} = M_F = 0 \quad \textbf{(124)}$$

$$M_F = S_F \cdot x_F \quad \textbf{(125)}$$

$$x_F = 0 \qquad \textbf{(126)}$$

Siendo,

x, x': la distancia desde el centro de gravedad de cada área elemental al eje de inclinación.

$d\psi$: el ángulo de inclinación longitudinal.

x_F: el brazo longitudinal.

Se llega a la misma conclusión, donde el eje de inclinación transversal pasará por el centro de gravedad F de la superficie de flotación.

Además, para ángulos de inclinación longitudinal pequeños, el comportamiento del buque no modifica la posición longitudinal de F.

5.12.2. Centro de flotación y curvas hidrostáticas

El centro de flotación tendrá dos grandes propiedades:

I. Para pequeños ángulos de inclinación, las flotaciones isocarenas se cortan según el eje de inclinación que pasa por el centro de gravedad de la superficie de flotación. Esto implica que el buque escora o cabecea según un eje longitudinal o transversal que pasa por el centro de flotación.
II. Partiendo de la suposición de un buque de costados verticales en la zona de flotación, cuando se cargue o descargue un peso pequeño en la vertical del centro de gravedad de la superficie de flotación, el buque tomará una flotación isoclina[5] respecto a la inicial.

Las curvas hidrostáticas son propias de cada buque y viene determinada por sus formas. Se determinan en función de los calados de las diferentes flotaciones isoclinas.

Cuando el asiento y la escora son cero, se denominan flotaciones isoclinas rectas y son como se calculan, principalmente, las curvas hidrostáticas.

5.12.3. Curva del volumen sumergido

El volumen sumergido (∇) en función del calado (z) puede calcularse mediante la integral,

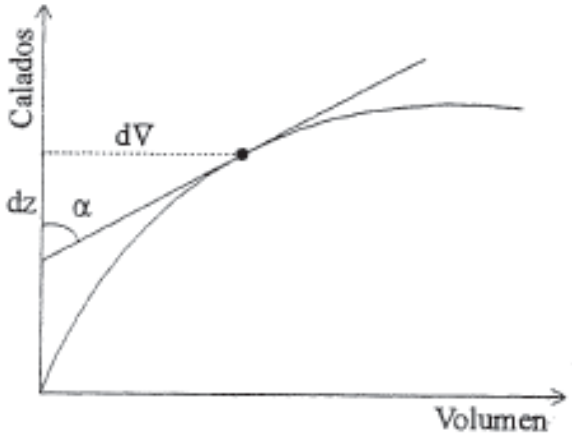
$$\nabla = \int_0^z S \cdot dz \qquad \textbf{(127)}$$

Siendo,

[5] Se llaman flotaciones isoclinas a las superficies de flotación paralelas entre sí.

S: el área de la superficie de flotación.

Si se calcula el volumen sumergido para diferentes calados, se obtendrá la siguiente curva,



Gráfica 4. Volumen sumergido [7]

Y a partir de la ecuación anterior, se puede establecer que,

$$d\nabla = S \cdot dz \quad \textbf{(128)}$$

$$S = \frac{d\nabla}{dz} \quad \textbf{(129)}$$

$$dz = \frac{d\nabla}{S} \quad \textbf{(130)}$$

A partir de la gráfica anterior, se puede observar,

$$\tan\alpha = \frac{d\nabla}{dz} \quad \textbf{(131)}$$

Por lo tanto, queda como,

$$\tan\alpha = S \quad \textbf{(132)}$$

En resumen, la tangente del ángulo α, cuyos lados son la tangente a un punto de la curva del volumen sumergido y el eje vertical, es igual al área de flotación del calado correspondiente al punto de tangencia. [27]

5.13. Centro de carena

La superficie mojada de un buque parado está afectada, en cada punto, por la presión del agua que actúa, de forma perpendicular, sobre ella. La resultante de estas presiones es una fuerza igual al peso del líquido que desplaza el volumen sumergido, y que actúa verticalmente hacia arriba, pasando por el centro de gravedad del volumen sumergido o centro de carena.

El centro de carena es también el centro de presión siendo el punto de aplicación de la resultante de las presiones ejercidas sobre el casco siendo también, el punto donde se ejercerá la resultante del empuje vertical.

5.13.1.Cálculo del volumen sumergido

Para calcular el volumen sumergido se podrá hacer mediante las áreas de flotación distanciadas a un intervalo común o a partir de las secciones transversales también distanciadas a un intervalo común.

5.13.1.1. Cálculo del volumen sumergido a partir de las flotaciones

Suponemos que el buque está dividido verticalmente, desde la quilla hasta un calado determinado, en una serie de flotaciones equidistantes, la expresión para poder calcular este volumen sumergido será,

$$\nabla = \int_0^z S \cdot dz \tag{133}$$

Siendo *S* el área de las flotaciones, expresada como,

$$S = 2 \int_{-E/2}^{+E/2} y \cdot dx \tag{134}$$

Siendo,

E: la eslora.

y: la semimanga.

Juntando las dos ecuaciones, se obtiene,

$$\nabla = 2 \int_0^z \int_{-E/2}^{+E/2} y \cdot dx \cdot dz \tag{135}$$

5.13.1.2. Cálculo del volumen sumergido a partir de las secciones transversales

Suponemos que el buque está dividido por secciones transversales, paralelas entre sí y equidistantes, hasta un calado determinado, la expresión para poder calcular este volumen sumergido será,

$$\nabla = \int_{-E/2}^{+E/2} \omega \cdot dx \tag{136}$$

Siendo ω el área de las flotaciones, expresada como,

$$\omega = 2\int_{0}^{z} y \cdot dz \tag{137}$$

Juntando las dos ecuaciones, se obtiene,

$$\nabla = 2\int_{-E/2}^{+E/2}\int_{0}^{z} y \cdot dz \cdot dx \tag{138}$$

Observando resultados iguales.

5.13.1.3. Superficie mojada y fórmulas aproximadas

La superficie mojada de un buque será la superficie del forro exterior hasta la línea de flotación considerada.

La resistencia por fricción que el agua ejerce sobre la superficie de la carena, es directamente proporcional a esta superficie mojada.

La forma más exacta para saber el valor de la superficie mojada correspondiente a un calado es con el uso de las curvas hidrostáticas pero también se puede calcular mediante las siguientes fórmulas con bastante aproximación. [26]

I. Fórmula Normand:

$$S_\nabla = E \cdot [1{,}5 \cdot C_m + (0{,}09 + \delta)M] \tag{139}$$

II. Fórmula Mundford:

$$S_\nabla = 1{,}74 \cdot E \cdot C_m + \frac{\nabla}{C_m} \tag{140}$$

III. Fórmula Kirk:

$$S_\nabla = 2 \cdot E \cdot S_m^{1/2} \tag{141}$$

IV. Fórmula Telfer:

$$S_\nabla = E \cdot C_m \cdot \left(2\frac{\delta}{\alpha} + \frac{M \cdot \delta}{C_m}\right) \tag{142}$$

V. Fórmula Taylor:

$$S_\nabla = 2{,}75\sqrt{\Delta \cdot E} \tag{143}$$

Siendo, para las ecuaciones anteriores,

S_∇: la superficie de la carena.

E: la eslora.

C_m: el calado medio correspondiente a la línea de carga.

Sm: la superficie de la cuaderna maestra sumergida hasta la línea de flotación.

δ: el coeficiente de afinamiento de la carena o coeficiente de bloque.

∇: el volumen de la carena correspondiente a la línea de flotación.

Δ: el desplazamiento del buque.

α: el coeficiente de afinamiento a las líneas de agua, a la máxima flotación.

5.13.2. Coordenadas del centro de carena

Las coordenadas del centro de carena respecto a los tres ejes principales son:

$$KC = z_c$$
$$\varsigma C = y_c \qquad \textbf{(144)}$$
$$\otimes C = x_c$$

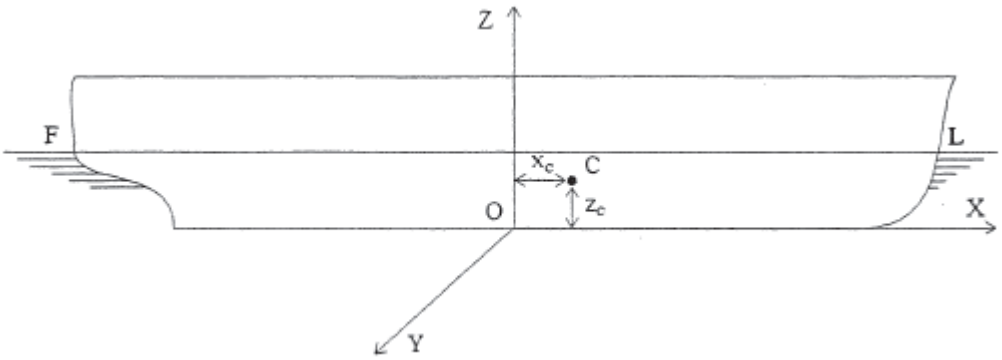


Figura 38. Coordenadas de C [7]

Para poder conocer las coordenadas del centro de carena hay que calcular los momentos del volumen sumergido respecto a los tres planos principales.

Cálculo de KC = z_c

El momento del volumen sumergido respecto al plano XOY (en función de la imagen anterior), coincide, además, con el plano base, y se obtendrá por la integral,

$$M_{xy} = \int_0^z S \cdot z \cdot dz \qquad \textbf{(145)}$$

Siendo,

M_{xy}: el momento respecto al plano base.

S: el área de las superficies de flotación.

z: los brazos verticales.

Si se divide este momento obtenido por el volumen sumergido, se obtendrá el valor del centro de carena sobre la quilla.

$$z_c = \frac{M_{xy}}{\nabla} \quad \textbf{(146)}$$

$$z_c = \frac{\int_0^z S \cdot z \cdot dz}{\int_0^z S \cdot dz} \quad \textbf{(147)}$$

Si un buque de sección transversal de volumen sumergido, constante y de forma rectangular, el centro de carena se situaría a mitad del calado,

$$z_c = \frac{z}{2} \quad \textbf{(148)}$$

En el lado opuesto, suponiendo una sección transversal constante y de forma triangular, el centro de carena estaría a 2/3 del calado,

$$z_c = \frac{2}{3}z \quad \textbf{(149)}$$

Por lo tanto, para las formas de los buques que quedan situadas entre estas dos secciones extremas, el centro de carena tendrá un valor intermedio,

$$\frac{z}{3} < z_c < \frac{2}{3}z \quad \textbf{(150)}$$

Hay una fórmula empírica llamada Fórmula de Morrish que nos da una aproximación al valor de la ordenada del centro de carena.

$$KC = C_m - \frac{1}{3}\left(\frac{C_m}{2} + \frac{\nabla}{A}\right) = \frac{1}{3}\left(\frac{5C_m}{2} - \frac{\nabla}{A}\right) \quad \textbf{(151)}$$

Siendo,

KC: la ordenada vertical del centro de carena.

C_m: el calado medio.

∇: el volumen de la carena.

A: el área de la flotación

A diferencia de la posición vertical, la posición longitudinal del centro de carena nos determina el asiento del buque. [26]

Cálculo de ÇC = y_c

Dada la simetría respecto al plano diametral, para un buque adrizado, el valor del brazo transversal del centro de carena será,

$$M_{xz} = 0 \quad \textbf{(152)}$$

$$y_c = 0 \quad \textbf{(153)}$$

Cálculo de ⊗C = x_c

El momento del volumen sumergido respecto al plano YOZ coincide, además, con la cuaderna maestra, y será,

$$M_{yz} = M_{\otimes} = \int_{-E/2}^{+E/2} \omega \cdot x \cdot dx \tag{154}$$

Siendo,

M_{yz}: el momento respecto al plano YOZ.

ω: el área de las secciones transversales.

x: los brazos longitudinales.

La sección longitudinal del centro de carena respecto a la cuaderna maestra se obtiene dividiendo el momento M_{yz} por el volumen sumergido del buque,

$$x_c = \frac{M_{yz}}{\nabla} \tag{155}$$

$$x_c = \frac{\int_{-E/2}^{+E/2} \omega \cdot x \cdot dx}{\int_{-E/2}^{+E/2} \omega \cdot dx} \tag{156}$$

5.13.3. Variación del centro de carena debido a un incremento infinitesimal del volumen sumergido

Cabe añadir otra condición, no se deben producir efectos de escora ni alteraciones, es decir, ni cambios de calado ni de asiento.

Los cambios en el eje vertical y longitudinal del centro de carena a causa de un incremento infinitesimal en el volumen sumergido, vienen expresadas por las siguientes ecuaciones, respectivamente,

$$dz_c = \frac{d\nabla}{\nabla}(z - z) \tag{157}$$

$$dx_c = \frac{d\nabla}{\nabla}(x_F - x_c) \tag{158}$$

Pero si el incremento de volumen es producido por la carga de un peso infinitesimal, convirtiendo los volúmenes en desplazamientos, se obtiene,

$$dz_c = \frac{d\mathrm{D}}{\mathrm{D}}(z - z) \tag{159}$$

$$dx_c = \frac{d\mathrm{D}}{\mathrm{D}}(x_F - x_c) \tag{160}$$

5.13.4.Variación del centro de carena por la carga de pesos

Manteniendo las mismas condiciones, no debe haber ninguna alteración de escoras ni calados, pero sí que habrá una inmersión paralela causada por la carga del peso.

I. Si el peso cargado es un peso pequeño, la inmersión se calculará en función de las toneladas por centímetro, a través de la fórmula,

$$I = \delta z = \frac{P}{\mathrm{Tc}} \qquad \textbf{(161)}$$

II. Si el peso es grande, se realizará el cálculo del calado a través del nuevo desplazamiento, D+p y obteniendo, gracias a las curvas hidrostáticas, el nuevo calado correspondiente.

5.13.5. Efectos del traslado de un peso sobre el centro de carena

Nuevamente se necesita dividir el estudio de los efectos del traslado de un peso sobre el centro de carena en los diferentes ejes de actuación, siendo sobre la sección transversal y el plano longitudinal.

5.13.5.1. Sección trasversal

Habiendo una escora isocarena, se obtienen las cuñas de emersión e inmersión.

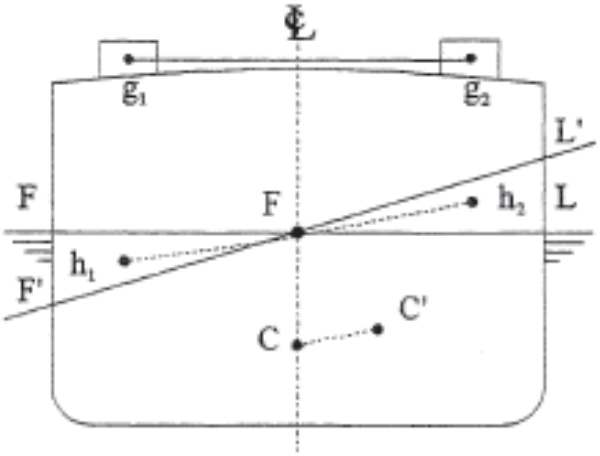


Figura 39.Taslado pesos transversal [7]

Los centros de gravedad de las cuñas son h_1 y h_2 y el centro de carena se mueve paralelamente a ellas.

El valor CC' se obtiene estableciendo la ecuación de equilibrio,

$$\nabla \cdot CC' = V_c \cdot h_1 h_2 \qquad \textbf{(162)}$$

Siendo,

V_c: el volumen de una cuña ($V_e = V_i = V_c$)

h_1h_2: es el brazo entre centros de gravedad de las cuñas.

En buques de costados verticales y para pequeñas escoras, teniendo en cuenta que las cuñas son prismas triangulares, siendo su sección rectangular, la distancia transversal entre los centros de gravedad de las cuñas será de 2/3 la manga del buque y al estar es pequeñas inclinaciones, supondremos que h_1h_2 será igual a 2/3 de la manga del buque obteniendo,

$$CC' = \frac{V_c \cdot {}^2/_3 M}{\nabla} = \frac{2}{3} \cdot \frac{V_c \cdot M}{\nabla} \quad \textbf{(163)}$$

Siendo,

M: la manga del buque.

5.13.5.2. Sección longitudinal

Habiendo una inclinación isocarena, se obtienen las cuñas de emersión e inmersión.

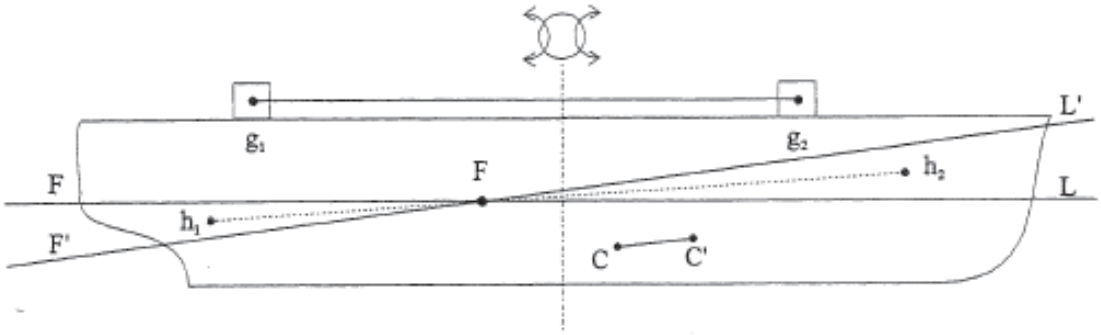


Figura 40. Traslado pesos longitudinal [7]

$$\nabla \cdot CC' = V_c \cdot h_1h_2 \quad \textbf{(164)}$$

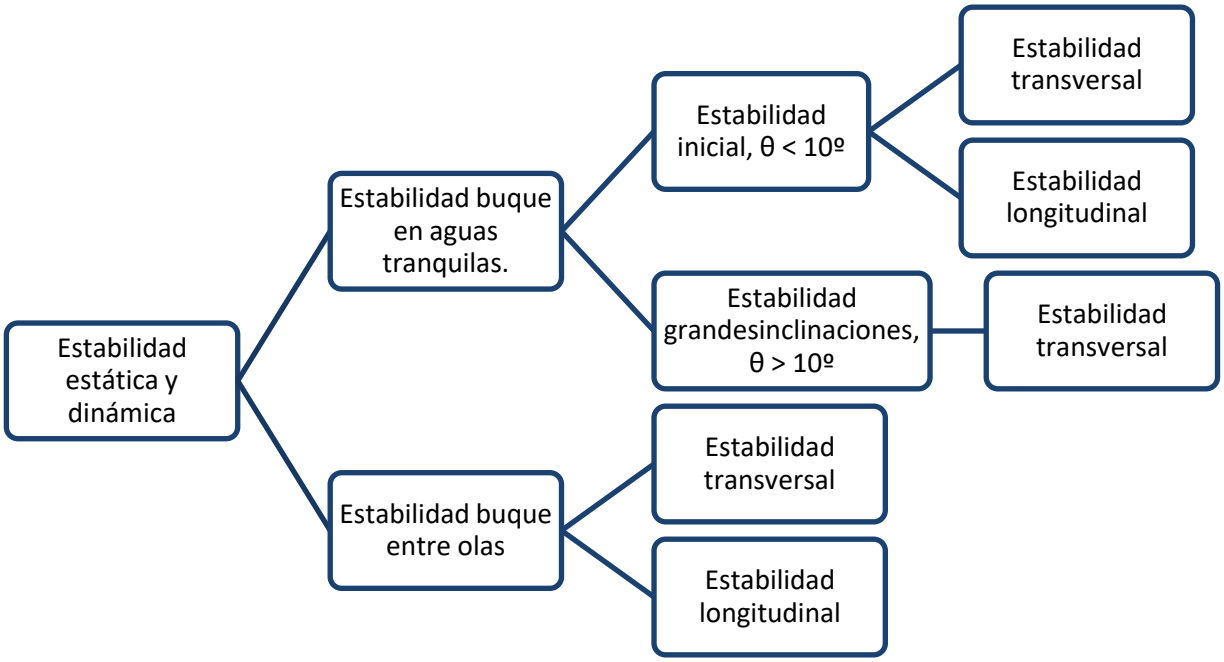
Los volúmenes de ambas cuñas, inmersión y emersión son iguales, pero al no existir simetría longitudinal, son geométricamente diferentes.

5.14. Estabilidad de equilibrio

La estabilidad se puede definir como la capacidad del buque en volver a su posición de equilibrio al cesar la fuerza que lo había apartado del mismo o lo que es lo mismo, es la propiedad que tiene un buque de recobrar su posición de equilibrio inicial, cuando circunstancias exteriores como el viento y el mar, lo sacan de ella.

Para que pueda existir el equilibrio se deben dar las siguientes condiciones:

- El desplazamiento sea igual al empuje.
- El centro de gravedad y el centro de carena estén en la misma vertical.



Gráfica 5. Estabilidad [26]

El equilibrio de un buque puede ser estable, o no ser estable. Es decir, que el buque tiene la capacidad de recuperar la posición inicial de equilibrio, por lo que, será estable, o por el contrario, no tiene esa capacidad, y entonces, será no estable.

Un buque se puede encontrar en las siguientes condiciones de equilibrio:

- Equilibrio estable: cuando al ser desviado de su posición de equilibrio por una fuerza, una vez haya cesado, el buque recuperará su posición inicial.
- Equilibrio inestable: cuando su tendencia es la de apartarse cada vez más de la posición de equilibrio.
- Equilibrio indiferente: cuando permanece en la posición en la que le haya dejado la fuerza.

Se considerarán equilibrios no estables al equilibrio inestable y al indiferente.

La estabilidad estática, estudia las condiciones de equilibrio de un buque, como resultante de los pares de fuerzas a que está sometido.

La estabilidad dinámica, estudia las condiciones de equilibrio de un buque, como resultante de los trabajos efectuados por los pares de fuerza a que está sometido.

Ambos tipos de estabilidad los podemos clasificar:

5.14.1.Grados de libertad

Un buque parado tiene seis grados de libertad: tres de traslación y 3 de rotación.

Los movimientos de traslación se realizan a lo largo de los ejes X, Y, Z llamados movimientos de traslación longitudinal, transversal y vertical, respectivamente.

El buque tiene equilibrio indiferente para los movimientos de traslación longitudinal y transversal debido a que no modifican ninguna de las condiciones de equilibrio pero en el movimiento vertical, el equilibrio es estable, ya que si varía el volumen sumergido, variará el empuje y la tendencia del buque será la de recuperar la flotación inicial, esto es, volver a la condición de equilibrio igualando desplazamiento y empuje. [21]

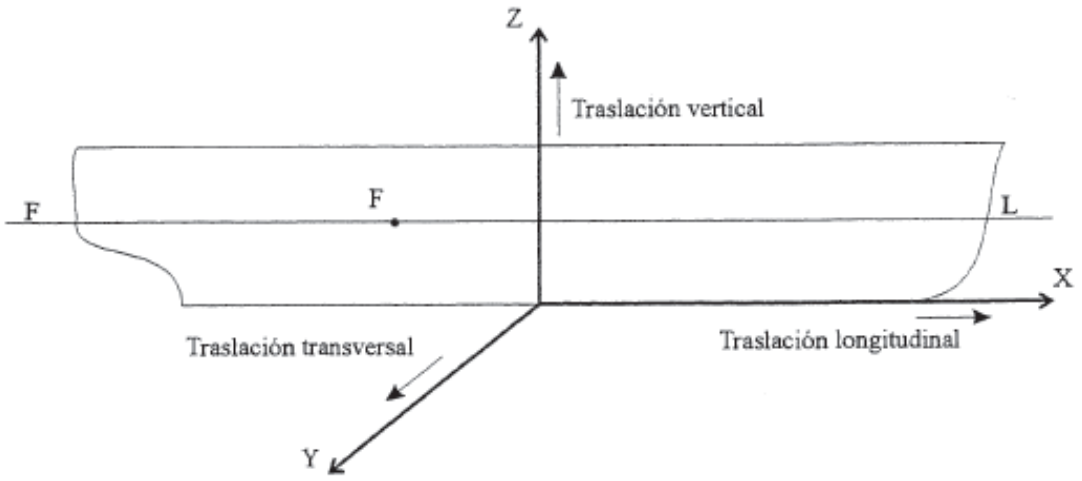


Figura 41. Grados de libertad [26]

Los tres movimientos de rotación se realizan respecto a los tres ejes, x, y, z paralelos a los X, Y, Z del sistema principal de coordenadas, teniendo el origen en F (centro de flotación).

Los tres movimientos de giro se denominan balance, cabeceo y guiñada.

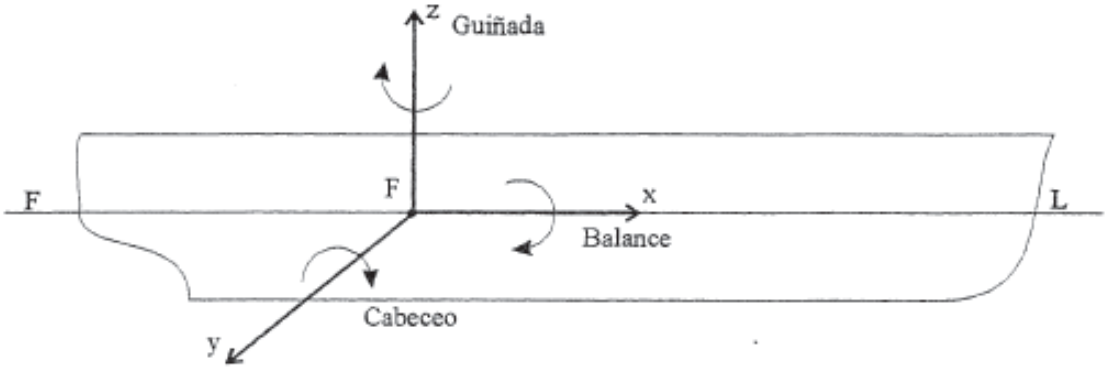


Figura 42. Grados de giro [26]

El movimiento de balance es el movimiento de rotación alrededor del eje horizontal, x. Se modifica la forma del volumen sumergido, por ende, la posición del centro de carena afectando a las condiciones de equilibrio, centro de gravedad y centro de carena. El equilibrio puede ser estable o no estable.

El cabeceo es el movimiento de rotación alrededor del eje transversal, y. Modificará la forma del volumen sumergido causando cambios en la posición del centro de carena, centro de gravedad y centro de carena. El equilibrio puede ser estable o no estable. [26]

La guiñada es el movimiento de rotación alrededor del eje vertical, z. No varían las condiciones de equilibrio por lo que el equilibrio será no estable.

5.15. Estabilidad estática transversal

Un buque está en equilibrio, cuando partiendo de un desplazamiento determinado, los pesos y empujes son iguales, su centro de gravedad y su centro de carena están en la misma vertical.

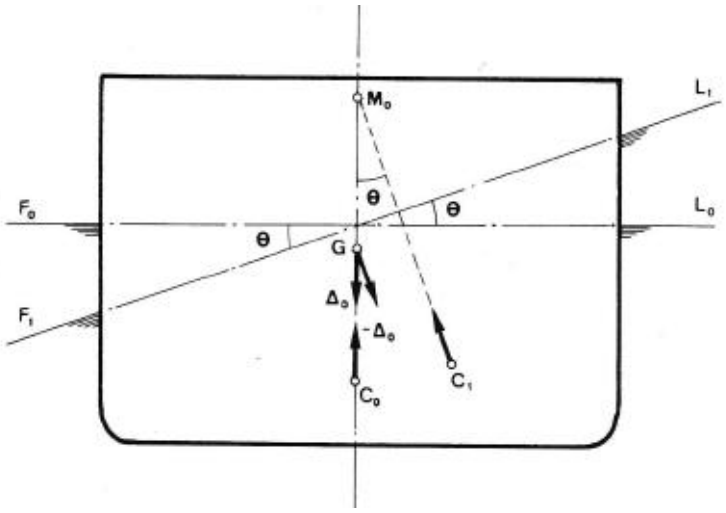


Figura 43. Estabilidad estática transversal [26]

Cuando un buque está adrizado, y además, en equilibrio en la flotación F_0L_0, y por la acción exterior, mar, viento, o ambas fuerzas combinadas, se inclina transversalmente tomando una flotación F_1L_1 donde el centro de carena inicial C_0, se traslada a C_1, y con él, el empuje.

En el movimiento inicial de balance, las intersecciones de los empujes con el plano diametral, en el plano de inclinación, es un punto constante llamado metacentro.

Se puede observar en la imagen anterior el par de fuerzas que se ha originado por la inclinación del buque que tiende a llevar al buque a su posición inicial de equilibrio, por lo tanto, el buque está en las condiciones de equilibrio estable. [26]

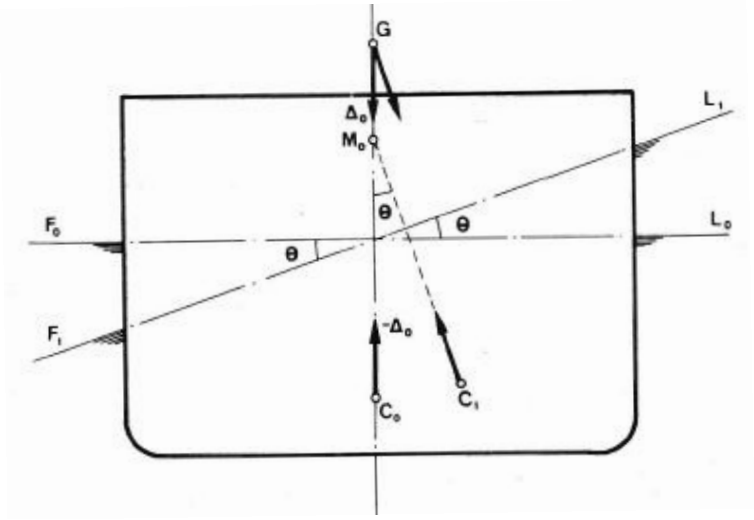


Figura 44. Estabilidad estática transversal II [26]

El buque partirá de la posición de equilibrio con el centro de gravedad y el centro de carena en la misma vertical pero cuando se incline por alguna circunstancia exterior, quedando en la flotación F_1L_1, el par de fuerzas que se forma debido a la inclinación del buque, no lleva a éste a su posición de equilibrio, sino todo lo contrario, lo lleva a un equilibrio inestable. [26] [21]

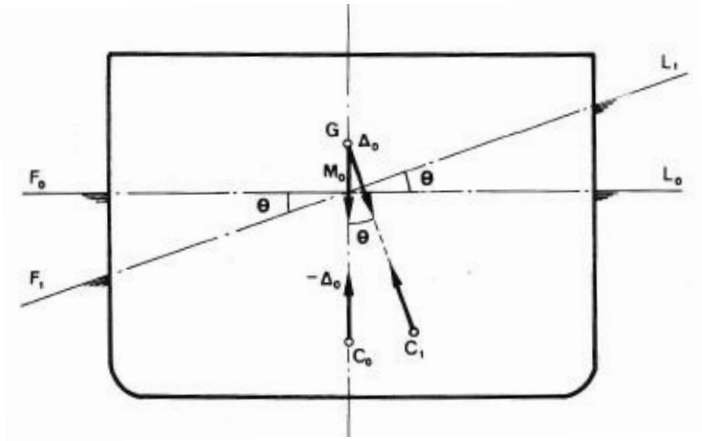


Figura 45. Estabilidad estática transversal III [26]

Nuevamente con el buque en equilibrio con el centro de carena y el centro de gravedad en la misma vertical, al inclinarse el buque por alguna condición exterior no se formará ningún par de fuerzas que lo lleve a la posición anterior de equilibrio ya que estará en equilibrio en todas las posiciones que pueda adquirir, siendo esto una condición de equilibrio indiferente.

En resumen y observando las diferentes distribuciones de fuerzas, se deduce que la condición de equilibrio del buque depende de las posiciones relativas del centro de gravedad y del metacentro, siendo la posición de equilibrio estable cuando el centro de gravedad está por debajo del metacentro, equilibrio inestable cuando el centro de gravedad está por encima del metacentro y

equilibrio indiferente cuando el centro de gravedad y el metacentro coinciden en un punto. [31] [26]

Destacar, también, que el radio metacéntrico transversal, partiendo de la situación de equilibrio y con el buque adrizado, al producirse una escora infinitesimal, las fuerzas de empuje verticales que pasan por los centros de carena inicial y final se cortarán en un punto llamado metacentro inicial situado en la línea central y este radio metacéntrico será,

$$\mathrm{CM} = \frac{I_T}{\nabla} = \frac{\frac{2}{3}\int_{-\frac{E}{2}}^{+\frac{E2}{2}} y^3 \cdot dx}{\nabla} \quad \textbf{(165)}$$

Siendo,

CM: el radio metacéntrico transversal.

I_T: la inercia transversal de la superficie de flotación con respecto al eje longitudinal.

E: la eslora.

y: la semimanga.

∇: el volumen sumergido.

Suponiendo que el flotador fuera un prisma de flotación constante rectangular, el valor metacéntrico se puede aproximar a:

$$\mathrm{CM} = \frac{1}{12} \cdot \frac{M^2}{C} \quad \textbf{(166)}$$

5.15.1. Par de estabilidad estática transversal

La estabilidad inicial comprende el estudio de la estabilidad del buque, para escoras iguales o menores a 10º.

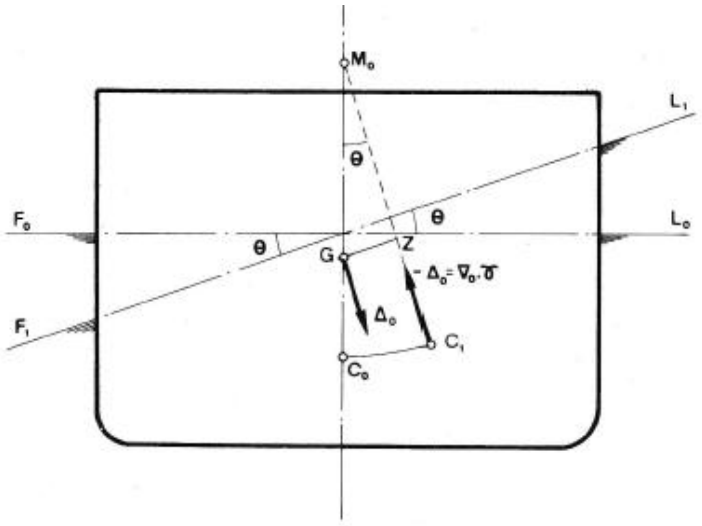


Figura 46. Par estabilidad [26]

Se tendrá el buque en las condiciones de equilibrio y en la posición de adrizado.

Por una acción exterior, el barco se inclina θ grados, moviéndose el centro de carena hacia la posición C_1 dentro del plano de inclinación transversal moviendo el vector empuje a esta nueva posición dando lugar a un par de fuerzas, siendo el par de fuerzas de la estabilidad estática transversal o par de estabilidad transversal. Este par de fuerzas creado tenderá a llevar al buque a su posición original de equilibrio.

Aplicando el teorema de los momentos, este par de fuerzas será,

$$\Delta \cdot GZ = \Delta \cdot GM \cdot \sin\theta \qquad \textbf{(167)}$$

El valor de momento del par de estabilidad transversal dentro de la estabilidad inicial, será $\Delta \cdot GM \cdot \sin\theta$, siendo GM la distancia en el plano diametral, entre el centro de gravedad del buque, y el metacentro transversal.

Por tanto, conociendo la distancia a la quilla del centro de gravedad, KG, con el desplazamiento correspondiente o calado, se obtendrá en las curvas hidrostáticas, la distancia del metacentro a la quilla, KM. Es decir, podremos obtener las siguientes relaciones,

$$\begin{aligned} \mathrm{GM} &= KM - KG \\ \mathrm{GM} &= KC + CM - KG \\ \mathrm{GM} &= CM - CG \\ CG &= KG - KC \end{aligned} \qquad \textbf{(168)}$$

Siendo,

KG: la coordenada vertical del centro de gravedad del buque.

KC: la coordenada vertical del centro de carena del buque.

CG: la distancia vertical entre el centro de gravedad y el centro de carena.

KM: la altura del metacentro sobre la quilla.

CM: el radio metacéntrico transversal.

GM: la altura metacéntrica transversal.

Se obtiene el llamado coeficiente de estabilidad inicial transversal,

$$\Delta \cdot GM \qquad \textbf{(169)}$$

El valor del momento de este par, nos indica el comportamiento del buque dentro de la estabilidad inicial, es decir, en inclinaciones en aguas tranquilas y dentro de inclinaciones de 10º a banda y banda. [26] [21]

La tabla comparativa siguiente relaciona el valor de GM/M en función de los diferentes tipos de buques. (Siendo M la manga del buque)

	GM/M
Buques de pasaje	0,040 - 0,050
Cargueros grandes	0,035 - 0,052
Cargueros pequeños	0,040 - 0,055
Buque tanque	0,060 - 0,092
Transbordadores	0,090 - 0,102
Costeros	0,055 - 0,080
Remolcadores	0,060 - 0,080

Tabla 9. Comparativa GM/M buques [26]

En buques de pasaje, frecuentemente el GM no excede del 5 por ciento de la manga.

En buques mercantes cargueros, de mediano y grande tonelaje, el GM, tiene un valor del 1 al 5 por ciento de la manga, en función de la carga.

En cargueros pequeños y costeros, el GM, llega a tener un valor del 8 por ciento de la manga.

En caso de remolcadores, el GM, debe cumplir con el valor calculador por la siguiente fórmula,

$$GM = \frac{6 \cdot 5 \cdot h \cdot CV}{\Delta \cdot \frac{f}{M}} \quad \textbf{(170)}$$

Siendo,

h: la distancia vertical del gancho del remolque al centro de presión de la pala del timón.

CV: la potencia del remolcador.

Δ: el desplazamiento del remolcador.

f: el francobordo del remolcador.

M: la manga del remolcador.

5.16. Brazo del par de estabilidad

Como ya se ha visto, el desplazamiento del buque tiene como punto de aplicación el centro de gravedad y el empuje por el centro de carena. [31]

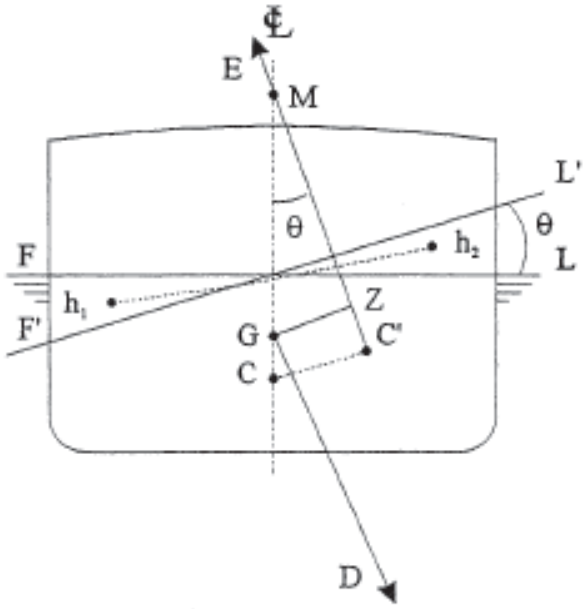


Figura 47. Par de estabilidad [7]

Mientras el buque está en equilibrio, el desplazamiento es igual al empuje, y el centro de gravedad y el centro de carena están en la misma vertical.

Si el buque sufre una escora isocarena, debido a una fuerza exterior, el centro de carena se trasladará, según la ecuación,

$$CC' = \frac{V_c \cdot h_1 h_2}{\nabla} \qquad \textbf{(171)}$$

Al romperse el equilibrio, las dos fuerzas formarán un par de giro, cuyo brazo es GZ, tomando desde G.

El brazo de par de estabilidad transversal o brazo adrizante es la distancia que separa los vectores del peso y del empuje.

El valor del momento del par de fuerzas será,

$$D \cdot GZ \qquad \textbf{(172)}$$

Observando el triángulo recto formado por GZM, el ángulo recto en Z, se tiene,

$$GZ = GM \cdot \sin\theta \qquad \textbf{(173)}$$

Siendo equivalente a,

$$D \cdot GZ = D \cdot GM \cdot \sin\theta \qquad \textbf{(174)}$$

El producto de *D·GM* lo llamaremos coeficiente o módulo de estabilidad.

Descomponiendo el brazo adrizante en dos términos, siendo uno de ellos función de las formas del buque llamado estabilidad de formas y el otro en función de la posición del centro de gravedad del buque llamado estabilidad de pesos.

Por lo que, partiendo de la fórmula del momento del par, $D \cdot GZ = D \cdot GM \cdot \sin\theta$, se obtiene que,

$$GM = CM - CG \quad \textbf{(175)}$$

$$D \cdot GM \cdot \sin\theta = D \cdot CM \cdot \sin\theta - D \cdot CG \cdot \sin\theta \quad \textbf{(176)}$$

$$Estabilidad\ de\ formas = D \cdot CM \cdot \sin\theta \quad \textbf{(177)}$$

$$Estabilidad\ de\ pesos = D \cdot CG \cdot \sin\theta \quad \textbf{(178)}$$

Cuando la estabilidad es excesiva, los balances son rápidos y cortos debido a que el par adrizante es grande. Estos buques se les llama, buques duros.

Cuando la estabilidad es escasa, los balances son lentos y largos ya que el par adrizante es pequeño. Estos buque se les llama, buques blandos. [7][36][26]

5.17. Estabilidad estática longitudinal

Para una inclinación longitudinal con un ángulo de cabeceo pequeño, los empujes que pasan por la posición inicial y final del centro de carena intersectarán en un punto llamado metacentro longitudinal.

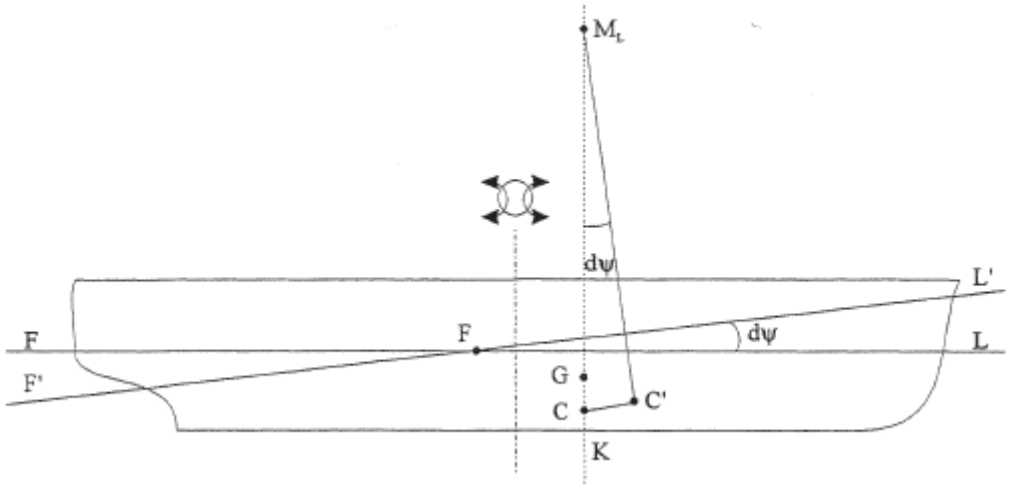


Figura 48. Estabilidad estática longitudinal [26]

Partiendo de la situación de equilibrio para el buque sin asiento, el empuje cortará a la línea de empuje del centro de carena en el punto M_L (metacentro longitudinal). Dentro de los primeros

ángulos de inclinación y para inclinaciones pequeñas, las diferentes líneas de empuje pasarán por el punto M_L.

5.17.1. Par de estabilidad estática longitudinal

Aplicando, nuevamente, el teorema de los momentos, el valor del momento del par de estabilidad longitudinal será,

$$\Delta \cdot GZ = \Delta \cdot GM_L \cdot \sin\theta \quad \textbf{(179)}$$

Se obtiene el llamado coeficiente de estabilidad inicial transversal,

$$\Delta \cdot GM_L \quad \textbf{(180)}$$

Recibe el nombre de altura metacéntrica longitudinal (GM_L), a la distancia vertical, entre el metacentro longitudinal y el centro de gravedad del buque en la posición inicial de estabilidad.

Con el calado o desplazamiento obtenemos, gracias a las curvas hidrostáticas, KM_L, por lo que,

$$\begin{aligned} GM_L &= KM_L - KG \\ GM_L &= KC + CM_L - KG \\ GM_L &= CM_L - CG \\ CG &= KG - KC \end{aligned} \quad \textbf{(181)}$$

Siendo,

KG: la coordenada vertical del centro de gravedad del buque.

KC: la coordenada vertical del centro de carena del buque.

CG: la distancia vertical entre el centro de gravedad y el centro de carena.

KM_L: la altura del metacentro longitudinal sobre la quilla.

CM_L: el radio metacéntrico longitudinal.

GM_L: la altura metacéntrica longitudinal.

Dado el gran valor de la altura metacéntrica longitudinal y la pequeña separación vertical entre C y G, de la imagen anterior, se podrá sustituir el valor de GM_L por el de CM_L dependiente de las formas del buque, siendo,

$$CM_L = KM_L - KC \quad \textbf{(182)}$$

También se puede obtener, mediante fórmulas empíricas, una aproximación al valor de CM_L, siendo,

$$CM_L = 0{,}075 \cdot \frac{E^2}{C} \quad \textbf{(183)}$$

Pero, al suponer que $CM_L = GM_L$, se obtiene,

$$GM_L = 0{,}075 \cdot \frac{E^2}{C} \quad \textbf{(184)}$$

Otra forma de calcular el CM_L es conociendo el momento para variar el asiento un centímetro, calculado de la siguiente manera,

$$M_{to} = \frac{\Delta \cdot GM_L}{100 \cdot E} \quad \textbf{(185)}$$

Siendo,

E: la eslora.

Δ: el desplazamiento.

Este momento para hacer variar el asiento, se puede conocer a partir de las toneladas por centímetro, calculado como,

$$M_{to} = 7{,}66 \cdot \frac{Tc^2}{M} \quad \textbf{(186)}$$

Siendo,

Tc: los centímetros por inmersión.

M: la manga.

Ahora bien, se debe definir como se calcula los centímetros por inmersión, resultando de la operación de,

$$Tc = \frac{A_F \cdot \rho}{100} \quad \textbf{(187)}$$

Siendo,

A_F: el área de flotación.

ρ: la densidad del agua.

5.18. Criterio de Rahola

El criterio de Rahola es el criterio ideado por el profesor finlandés Jaakko Juhani Rahola y publicado en su tesis doctoral en el año 1935, el cual, analizando la pérdida de numerosas embarcaciones por falta de estabilidad, sugirió un criterio basado en los brazos adrizantes y el ángulo de inundación. A su criterio de estabilidad se le considera como la regla de los mínimos, ya que establece los mínimos que debe tener el brazo adrizante para unos valores dados de escora.

Este criterio de mínimos fue el precursor de las posteriores publicaciones de la OMI, la cual hacía algunas recomendaciones en sus publicaciones.

El Código Internacional de Estabilidad sin avería, 2008 (Código IS 2008), adoptado el 4 de diciembre de 2008 mediante Resolución MSC 267(85) establece una serie de requisitos mínimos de estabilidad. En este apartado se tratarán algunos de los puntos más significativos de dicha normativa. [6]

5.18.1. Cuestiones generales

Esta normativa se aplica a buques de carga y buques de pasaje de eslora igual o superior a 24 metros.

En todas las condiciones de carga, se tendrán en cuenta los efectos de superficies libres.

Hay una serie de fenómenos, como la acumulación de hielo en la obra muerta, el agua embarcada en cubierta, etc. que influyen de manera desfavorable en la estabilidad, además, se tomarán medidas para disponer de un margen seguro de estabilidad en todas las etapas del viaje teniendo en cuenta la adición de pesos, tales como los debidos a la absorción de agua y al engelamiento, y a la pérdida de peso, como el consumo de combustible y provisiones.

Todo buque irá provisto de un cuadernillo de estabilidad aprobado por la Administración que contenga suficiente información para que se pueda manejar el buque de conformidad con las prescripciones aplicables de la Normativa reguladora.

5.18.2. Criterios relativos a las propiedades de la curva de brazos adrizantes

El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva GZ), no será inferior a 0,055 metro-radián hasta un ángulo de escora $\varphi=30^\circ$ ni inferior a 0,09 metro-radián hasta $\varphi=40^\circ$. Además, el área bajo la curva de los brazos adrizantes entre los ángulos de escora de 30° y 40°, no será inferior a 0,03 metro-radián.

El brazo adrizante GZ será como mínimo de 0,2 m a un ángulo de escora igual o superior a 30°. El brazo adrizante máximo corresponderá a un ángulo de escora no inferior a 25°, en el caso de que no sea posible, podrán aplicarse criterios basados en un nivel de seguridad equivalente.

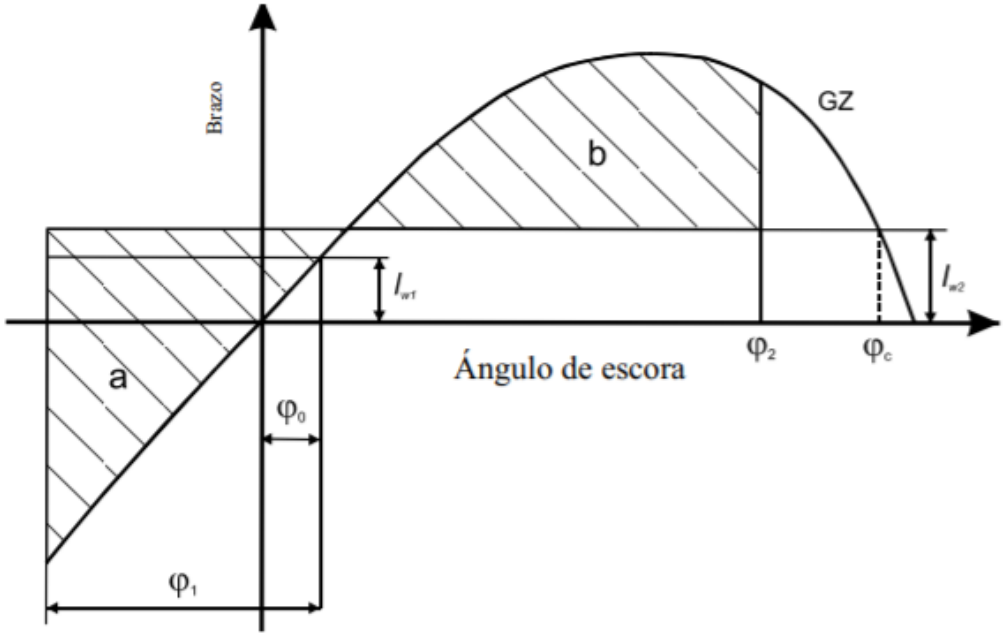
La altura metacéntrica inicial GM_0 no será inferior a 0,15 m.

5.18.3. Criterios de viento y balance intensos (criterio meteorológico)

Habrá que demostrar la aptitud del buque para resistir los efectos combinados del viento de través y del balance de la siguiente manera:

- Se someterá el buque a la presión de un viento constante que actúe perpendicularmente al plano de crujía, dando como resultado el brazo escorante l_{w1}.

- Se supondrá que a partir del ángulo de equilibrio resultante (φ_0), el buque se balancea por la acción de las olas hasta alcanzar un ángulo de balance (φ_1) a barlovento. El ángulo de escora provocado por un viento constante no deberá ser superior a 16 ˚o al 80% del ángulo de inmersión del borde de la cubierta.
- Se someterá el buque a la presión de una ráfaga de viento, dando como resultado el brazo escorante l_{w2}.
- Obteniendo así, el área "b", la cual debe ser igual o superior al área "a".



Gráfica 6. Brazos escorantes [6]

Los brazos escorantes l_{w1} y l_{w2} provocados por el viento, son valores constantes a todos los ángulos de inclinación y se calculan,

$$I_{w1} = \frac{P \cdot A \cdot Z}{1000 \cdot g \cdot \Delta} \ [m] \quad \textbf{(188)}$$

$$I_{w2} = 1{,}5 \cdot I_{w1} \ [m] \quad \textbf{(189)}$$

Siendo,

P: la presión del viento de 504 Pa.

A: el área lateral proyectada de la parte del buque y de la cubierta que quede por encima de la flotación (m^2)

Z: la distancia vertical desde el centro del área A hasta el centro del área lateral de la obra vida, o hasta el punto medio del calado (m)

Δ: el desplazamiento (t)

g: la aceleración de la gravedad

El ángulo de balance φ_1 se calcula como,

$$\varphi_1 = 109 \cdot k \cdot X_1 \cdot X_2 \cdot \sqrt{r \cdot s} \ \ [grados] \quad \textbf{(190)}$$

Siendo,

X_1: una constante dependiente de B/d.

B/d	X_1
≤ 2,4	1,0
2,5	0,98
2,6	0,96
2,7	0,95
2,8	0,93
2,9	0,91
3,0	0,90
3,1	0,88
3,2	0,86
3,4	0,82
≥ 3,5	0,80

Tabla 10. Factor X1 y B/d [6]

X_2: una constante dependiente de C_B.

C_B	X_1
≤ 0,45	0,75
0,50	0,82
0,55	0,89
0,60	0,95
0,65	0,97
≥ 0,70	1,00

Tabla 11. Factor X1 y Cb [6]

k: un factor que corresponderá a:

k=1 si es un buque con pantoque redondo que no tenga quillas de balance.

k=0,7 si es un buque de pantoque quebrado.

k= al valor dependiente de la tabla, si es un barco con quillas de balance.

$\frac{A_k \cdot 100}{L_{wl} \cdot B}$	k
0	1,0
1,0	0,98
1,5	0,95
2,0	0,88
2,5	0,79
3,0	0,74
3,5	0,72
≥ 4,0	0,70

Tabla 12. Factor k [6]

r= 0,73+0,6 OG/d

OG = KG-d

d: es el calado medio de trazado (m).

s: factor dependiente del periodo, donde T es el periodo natural de balance del buque. En el caso de no conocer T, se puede aproximar a

$$T = \frac{2 \cdot C \cdot B}{\sqrt{GM}} \ (s)$$

T	s
≤ 6	0,100
7	0,098
8	0,093
12	0,065
14	0,053
16	0,044
18	0,038
≥ 20	0,035

Tabla 13. Factor s [6]

donde C equivale a,

$$C= 0,373 + 0,023 (B/d) - 0,043(L_{wl}/100)$$

Los símbolos para poder realizar estos cálculos equivalen a,

L_{wl}: la eslora de flotación.

B: la manga de trazado.

d: el calado medio de trazado.

CB: el coeficiente de bloque.

GM: la altura metacéntrica.

Ak: el área total de las quillas de balance.

Dependiendo de cada tipo de buque, se dispondrán de unos criterios especiales, así como una serie de consideraciones y disposiciones que han de tener para evitar, en mayor medida, accidentes e incidentes debidos a una pérdida en la estabilidad.

En el caso de barcos de suministro y remolcadores, algunas de las precauciones a tomar serán:

- Todo buque dedicado a operaciones de remolque irá provisto de medios para soltar rápidamente el cabo de remolque.
- En todas las condiciones operacionales se mantendrá un francobordo a popa de, como mínimo, 0,005L.
- Cuando no se pueda cumplir los criterios mínimos establecidos en los puntos 5.18.2 y 5.18.3, se establecerán los siguientes criterios equivalentes, siendo:
  I. El área bajo la curva GZ no será inferior a 0,07 metro-radián hasta un ángulo de 15 ° si el brazo adrizante se da a un ángulo igual a 15 ° o de 0,055 metro-radián hasta un

ángulo de 30 ° si el brazo adrizante máximo se da a un ángulo igual o superior a 30 °. Cuando el brazo adrizante máximo se dé a un ángulo comprendido entre 15 y 30 °, el área bajo la curva será igual a:

0,055+0,001 (30° - φ_{max}) metro-radián

II. El área bajo la curva de brazos adrizantes entre los ángulos de escora de 30 y 40° no será inferior a 0,03 metro-radián.
III. El brazo adrizante será como mínimo de 0,2m a un ángulo de escora igual o superior a 30°.
IV. El brazo adrizante máximo se dará a un ángulo de escora no inferior a 15°.
V. La altura metacéntrica transversal inicial (GM_0) no será inferior a 0,15m. [6]

5.19. Superficies libres

Cuando los tanques se encuentran parcialmente lleno de cargas líquidas, la superficie de estos líquidos se inclina con los balances, poniéndose su nivel paralelo con las flotaciones del buque. Estos movimientos van a causar una subida del centro de gravedad del buque que se conoce con el nombre de efectos por superficies libres o también, carenas líquidas.

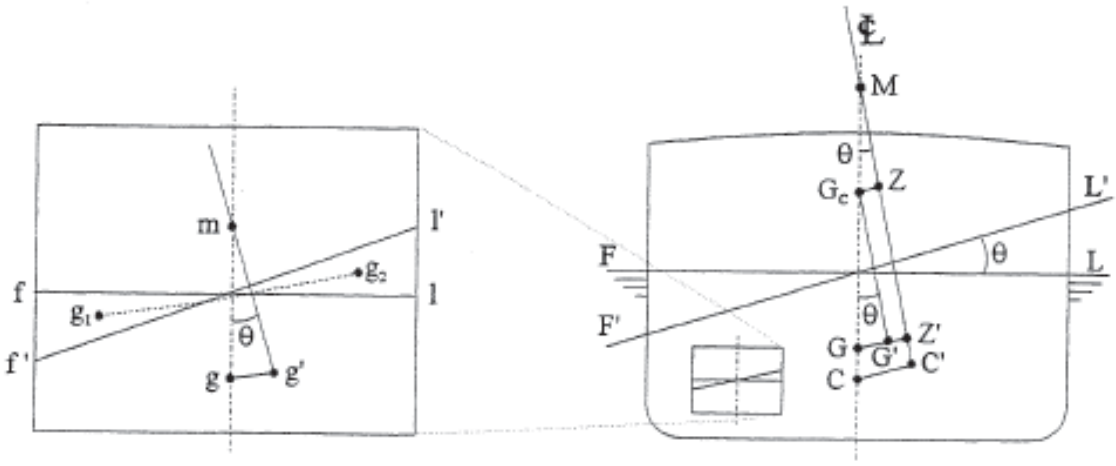


Figura 49. Superficies libres [36]

El centro de carena del buque se traslada en función de las cuñas de emersión e inmersión y del brazo correspondiente, situándose en el punto C'.

El centro de gravedad del líquido se moverá en función de las cuñas que se forman entre las superficies fl y f'l'. Causando que el peso del líquido de la cuña de emersión, con centro de gravedad en g_1, vaya a la cuña de inmersión, con centro de gravedad en g_2. Por lo que, el brazo g_1g_2, será,

$$gg' = \frac{P_c \cdot g_1 g_2}{P} \qquad \textbf{(191)}$$

Siendo,

P_c: el peso de una cuña.

P: el peso del líquido del tanque.

g_1g_2: el brazo del traslado.

gg': el movimiento del centro de gravedad del líquido del buque.

Debido a este movimiento, el centro de gravedad del buque se trasladará un valor GG' paralelamente a gg'.

$$GG' = \frac{P \cdot gg'}{D} \quad \textbf{(192)}$$

En C' se trazará la nueva línea de empuje, con lo que se obtiene el metacentro inicial transversal, M. Desde G' y g' se trazan dos verticales, paralelas a las líneas de empuje, cortando la primera a la línea central en G_c, y la segunda su línea de simetría en un punto m. Se tiene que los triángulos $GG'G_c$ y gg'm son semejantes, estableciendo la relación,

$$\frac{GG'}{gg'} = \frac{G_c}{gm} \quad \textbf{(193)}$$

Siendo gm el valor en que m sea el metacentro de la carena interior, donde,

$$gm = \frac{i}{v_l} \quad \textbf{(194)}$$

Siendo,

gm: el radio metacéntrico de la carena interior.

i: la inercia transversal de la superficie libre con respecto a un eje longitudinal que pasa por su centro de gravedad.

v_l: el volumen del líquido.

Observando la igualdad entre brazos G_cZ y G'Z' ya que son paralelos y comprendidos entre paralelas, por lo que, a efectos de estabilidad, es lo mismo que el centro de gravedad del buque esté en G' que en G_c.

Por lo tanto, si se tienen en cuenta las ecuaciones anteriores, se puede llegar a que,

$$GG_c = \frac{P \cdot gm}{D} \quad \textbf{(195)}$$

$$GG_c = \frac{v_l \cdot \gamma \cdot \frac{i}{v_l}}{D} \quad \textbf{(196)}$$

$$GG_c = \frac{i \cdot \gamma}{D} \quad \textbf{(197)}$$

Para la situación real del centro de gravedad G_c, se ha calculado la corrección por superficies libres, siendo esta el valor de GG_c. [36]

Partiendo de la suposición en que la superficie libre fuese rectangular, el valor de la inercia sería,

$$i = \frac{1}{12} \cdot e \cdot m^3 \quad \textbf{(198)}$$

Siendo,

e: la eslora de la superficie libre del tanque.

m: la manga de la superficie libre del tanque.

$i \cdot \gamma$: el momento de la superficie libre[6]

Como se ha podido ver, la corrección por superficies libres será fundamental para la estabilidad del buque y, además, se debe utilizar para calcular la escora y el brazo GZ.

5.19.1. Cálculo de la escora, con superficies libres

Conociendo los datos anteriores, se puede establecer la escora producida, resultando

$$GG_c = \frac{i \cdot \gamma}{D} \quad \textbf{(199)}$$

$$KG_c = KG + GG_c \quad \textbf{(200)}$$

$$GM_c = KM - KG_c \quad \textbf{(201)}$$

$$\tan\theta = \frac{\varsigma G}{GM_c} \quad \textbf{(202)}$$

5.19.2. Cálculo del brazo GZ, corregido de superficies libres

Para conocer el valor del brazo GZ real, se deberá corregir el efecto causado por las superficies libre, por lo que, resulta

$$GZ_c = KN - KG_c \cdot \sin\theta - \varsigma G \cdot \cos\theta \quad \textbf{(203)}$$

5.20. Estabilidad transversal para grandes esloras

En el estudio de la estabilidad inicial se han considerado pequeñas inclinaciones transversales y longitudinales del buque donde el metacentro transversal y longitudinal se consideraban invariables.

[6] Las unidades serán Tm·m, ya que, $i \cdot \gamma = [m^4] \cdot \left[\frac{Tm}{m^3}\right] = [Tm] \cdot [m]$

El valor del GZ para grandes escoras se obtiene por dos caminos, o por el método de las cuñas, siendo la fórmula de Atwood, o suponiendo buques de costados verticales.

5.20.1.Fórmula de Atwood

Al escorar un buque se crea una cuña de emersión y otra cuña de inmersión, pero con el mismo valor.

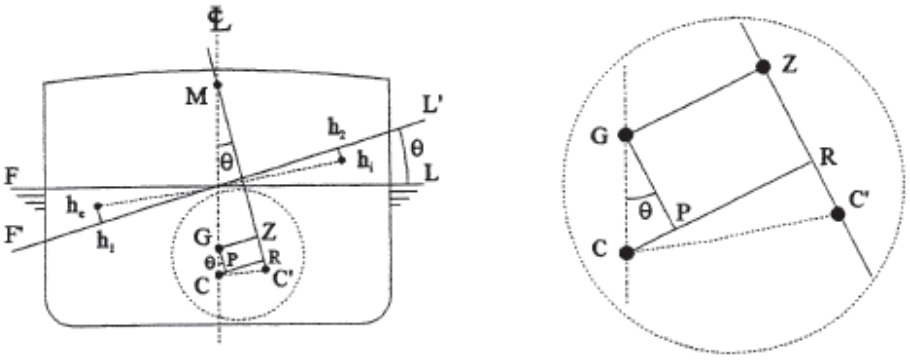


Figura 50. Atwood [27]

Observando la figura anterior, CC' es el movimiento de la carena, siendo paralelo a $h_e h_i$ (centros de gravedad de las cuñas). Desde C se traza una paralela al brazo GZ y paralela también a $h_e h_i$, desde el punto G se baja una perpendicular a CR cortando el punto P.[27]

$$GZ = CR - CP \quad \textbf{(204)}$$

$$CR = \frac{V_c \cdot h_i h_e}{\nabla} \quad \textbf{(205)}$$

$$CP = CG \cdot sin\theta \quad \textbf{(206)}$$

$$GZ = \frac{V_c \cdot h_i h_e}{\nabla} - CG \cdot sin\theta \quad \textbf{(207)}$$

5.20.2.Curvas KN

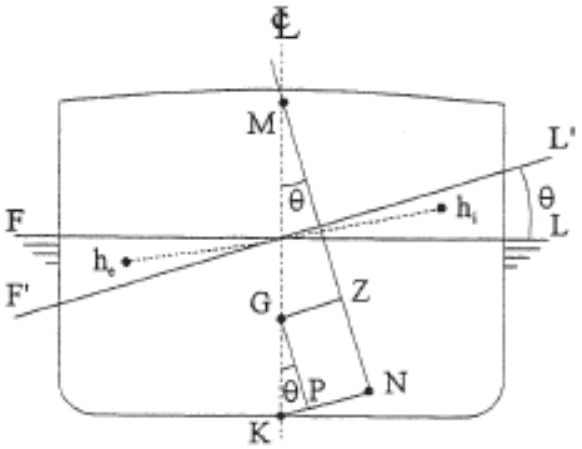


Figura 51. Curvas KN [27]

Si desde G se traza una perpendicular a KN, se obtiene el valor de GZ en función del KN.

$$GZ = KN - KP \quad \textbf{(208)}$$

Siendo el valor de KN un valor obtenido de las curvas hidrostáticas.

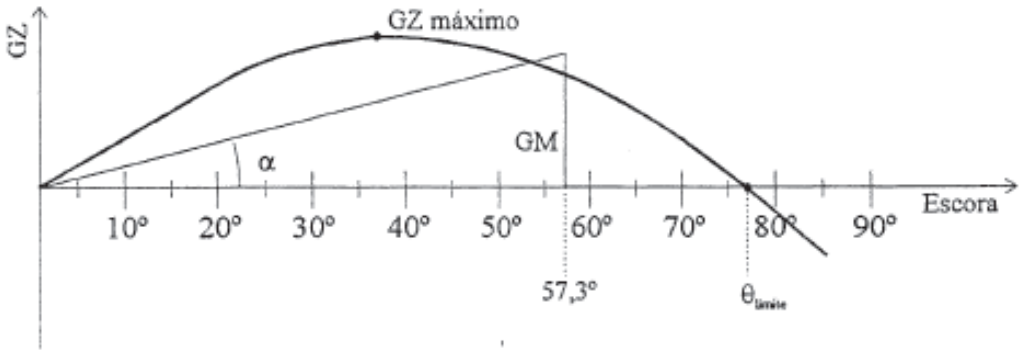
$$KP = KG \cdot sin\theta \quad \textbf{(209)}$$

$$GZ = KN - KG \cdot sin\theta \quad \textbf{(210)}$$

5.20.3. Curva GZ para GM > 0 y ϛG = 0

Sabiendo el KN y corrigiendo estos valores por la posición del KG se obtendrán los valores de los brazos GZ. [1]

$$GZ = KN - KG \cdot sin\theta \quad \textbf{(211)}$$



Gráfica 7. Curva GZ [1]

En la curva se puede observar que:

i. La curva empieza en cero y es creciente.
ii. En los primeros grados se aplica la estabilidad inicial, con la relación,

$$GZ = GM \cdot \sin\theta \quad \textbf{(212)}$$

iii. El valor máximo del brazo GZ se alcanza entre los 30 y 40º de escora.
iv. La curva decrece, el ángulo para el que se anula la estabilidad, GZ=0, se llama ángulo límite de estabilidad.
v. A partir del ángulo límite los valores de GZ son negativos.
vi. La tangente en el origen es la altura metacéntrica GM, siendo

$$\tan\alpha = \frac{d(GZ)}{d\theta_r} \quad \textbf{(213)}$$

Siendo θ_r la escora en radianes.

Dentro de la estabilidad inicial, por tanto, se tiene que,

$$GZ = GM \cdot \sin\theta \quad \textbf{(214)}$$

$$GZ = GM \cdot \theta_r \quad \textbf{(215)}$$

$$dGZ = GM \cdot d\theta_r \quad \textbf{(216)}$$

$$\tan\alpha = \frac{GZ \cdot d\theta_r}{d\theta_r} \quad \textbf{(217)}$$

$$\tan\alpha = \frac{GM}{1\ radián} \quad \textbf{(218)}$$

Con una perpendicular en 57,3º (1 radián) de altura igual al GM y uniéndola con el origen, se obtendrá la tangente de la curva GZ. [1][22]

5.20.4.Curva GZ para GM > 0 y ςG ≠ 0

En este caso, se supondrá que el buque parte con una escora permanente, debido a pesos asimétricos, por ejemplo.

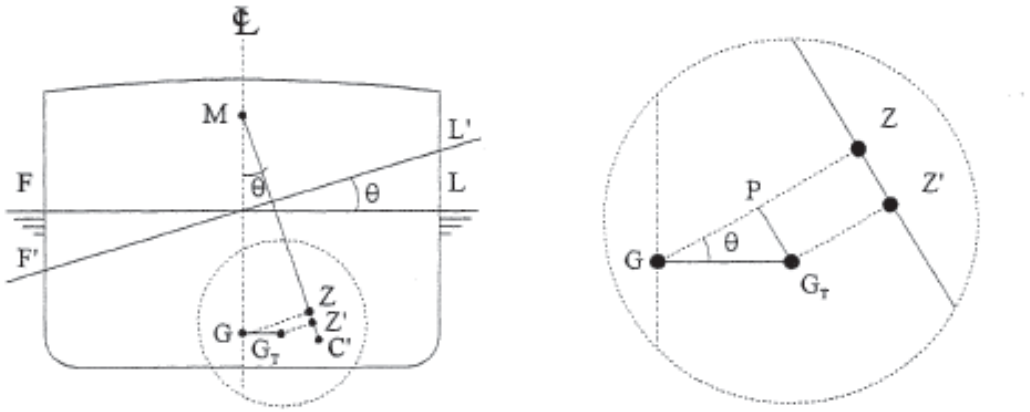


Figura 52. Brazo GZ [22]

El centro de gravedad no estará en la línea central teniendo un valor GG_T, cuando el buque estaba adrizado el valor del GZ era,

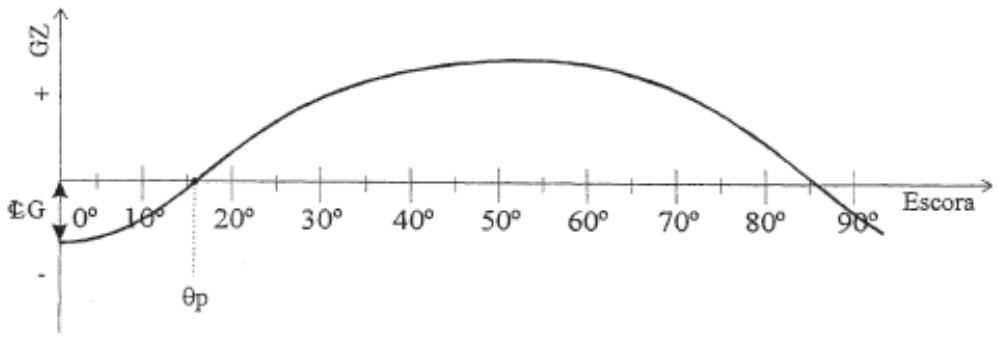
$$GZ = KN - KG \cdot sin\theta \quad \textbf{(219)}$$

Pero para la condición actual, el brazo G_TZ' será,

$$G_TZ' = GZ - GP \quad \textbf{(220)}$$

$$GP = GG_T \cdot cos\theta = \varsigma G_T \cdot cos\theta \quad \textbf{(221)}$$

$$G_TZ' = KN - KG \cdot sin\theta - \varsigma G_T \cdot cos\theta \quad \textbf{(222)}$$



Gráfica 8. Curva GZ II [1]

La curva cortará a las abscisas en el valor de la escora permanente, siendo en ese punto el brazo GZ=0. Este valor de escora permanente equivale al calculado por,

$$\tan\theta = \frac{\varsigma G}{GM} \quad \textbf{(223)}$$

siempre y cuando los grados de escora estén dentro de la estabilidad inicial. [21]

5.21. Estabilidad con movimientos de peso transversales

Como ya se ha visto en apartados anteriores, al trasladar un peso transversalmente, se introduce un par de fuerzas escorante, que reduce la estabilidad del buque.

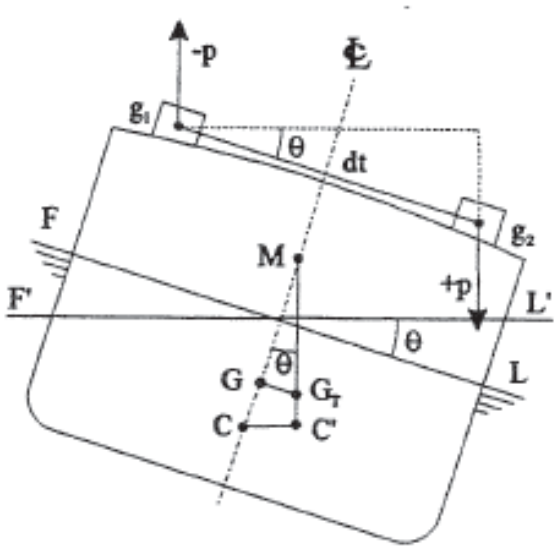


Figura 53. Movimientos de peso transversales [36]

$$P_a = D \cdot GZ \quad \textbf{(224)}$$

$$P_e = P \cdot brazo \quad \textbf{(225)}$$

$$P_e = P \cdot dt \cdot \cos\theta \quad \textbf{(226)}$$

Siendo,

P_a: el par adrizante.

P_e: el par escorante.

Cuando se igualen los dos pares, el buque se quedará en una escora fija determinada,

$$P_a = P_e \quad \textbf{(227)}$$

$$D \cdot GZ = P \cdot dt \cdot \cos\theta \quad \textbf{(228)}$$

Dentro de la estabilidad inicial, se tiene

$$GZ = GM \cdot \sin\theta \quad \textbf{(229)}$$

$$D \cdot GM \cdot \sin\theta = P \cdot dt \cdot \cos\theta \quad \textbf{(230)}$$

$$\tan\theta = \frac{P \cdot dt}{D \cdot GM} \quad \textbf{(231)}$$

Pero fuera de la estabilidad inicial,

$$\cos\theta = \frac{D \cdot GZ}{p \cdot dt} \quad \textbf{(232)}$$

Se obtiene como resultado una ecuación que se desconoce θ y GZ. Para calcular esta escora de equilibrio será necesario trazar las curvas de los pares adrizantes y escorantes.

$$GZ = KN - KG_c \cdot \sin\theta \quad \textbf{(233)}$$

$$P_a = D \cdot GZ \quad \textbf{(234)}$$

$$P_e = P \cdot dt \cdot \cos\theta \quad \textbf{(235)}$$

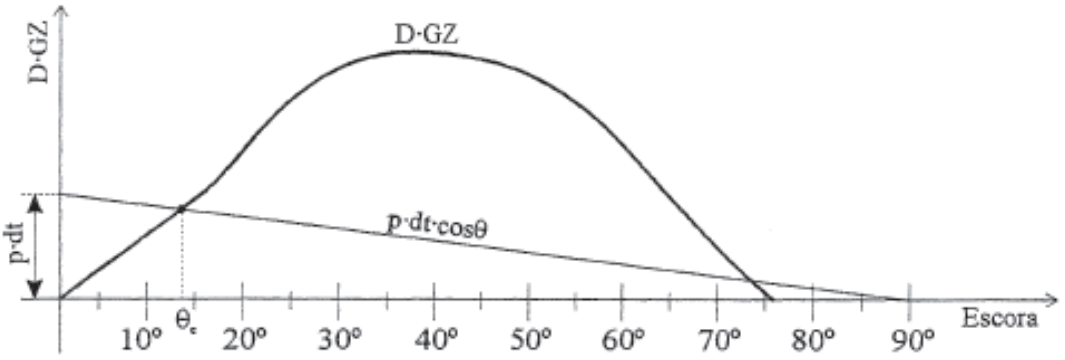
Para la escora de 0°

$$P_e = P \cdot dt \quad \textbf{(236)}$$

Y para la escora de 90°

$$P_e = 0 \quad \textbf{(237)}$$

A partir de esto, se obtiene la siguiente curva, donde las curvas se cortarán dando un ángulo de escora, llamado ángulo de equilibrio estático. [36]



Gráfica 9. Ángulo equilibrio [26]

Si se dividen las ecuaciones respectivas por el desplazamiento, se obtendrán, entonces, los brazos,

$$P_a = D \cdot GZ \quad \textbf{(238)}$$

$$Brazo_a = GZ \quad \textbf{(239)}$$

$$P_e = P \cdot dt \cdot \cos\theta \quad \textbf{(240)}$$

$$Brazo_e = \frac{P \cdot dt \cdot \cos\theta}{D} = \varsigma G \cdot \cos\theta \quad \textbf{(241)}$$

Siendo, $brazo_a$ y $brazo_e$ los brazos adrizantes y escorantes respectivamente.

Un término más que relaciona los pares adrizantes y escorantes es la reserva de estabilidad la cual corresponde a,

$$RE = P_a - P_e \quad \textbf{(242)}$$

Teniendo en cuenta la gráfica anterior, ya que relaciona de igual manera los pares adrizantes y escorantes, se observa como al principio la reserva de estabilidad es negativa y va disminuyendo hasta el ángulo de equilibrio estático. A partir de este punto y hasta el segundo ángulo donde vuelven a igualarse los pares, la reserva de estabilidad es positiva y pasado el ángulo límite de estabilidad, se hará negativa. [26]

$$RE = GZ - \varsigma G \cdot \cos\theta \quad \textbf{(243)}$$

$$RE = KN - KG_c \cdot \sin\theta - \varsigma G \cdot \cos\theta \quad \textbf{(244)}$$

Ecuación equivalente al GZ residual cuando el buque tiene una escora inicial causada por unos pesos asimétricos.

$$GZ_r = KN - KG_c \cdot \sin\theta - \varsigma G \cdot \cos\theta \quad \textbf{(245)}$$

5.22. **Cálculos**

En este apartado se van a realizar los cálculos y las correspondientes modificaciones en función del Convenio de líneas de carga y de Francobordo, mencionados en todo el capítulo.

Dado que el buque ha sido diseñado en 3D, se va a utilizar este diseño para obtener algunos datos, además de obtener las curvas hidrostáticas del modelo.

El buque es un remolcador de altura de 79,248 m de eslora, 21,4 m de manga y 15,3 m de puntal. Observando el diseño, se establece que el buque está diseñado para un calado de 7,0 m.

Dado que se trabaja con herramientas 3D y a pesar de que hay múltiples formas de calcularlo, en este apartado y para estos cálculos básicos que no requieren de herramientas especiales de diseño como Maxsurf, bastará haciendo cortes en el diseño 3D, previamente habiendo construido una sección de la cuaderna maestra, se procederá a calcular el valor del área mojada, del área de flotación, de la eslora de calado, de la manga de calado y del área de la cuaderna maestra.

Se debe conseguir el casco a un calado determinado, en el caso de la imagen, el casco equivale a 4,0 metros de calado.

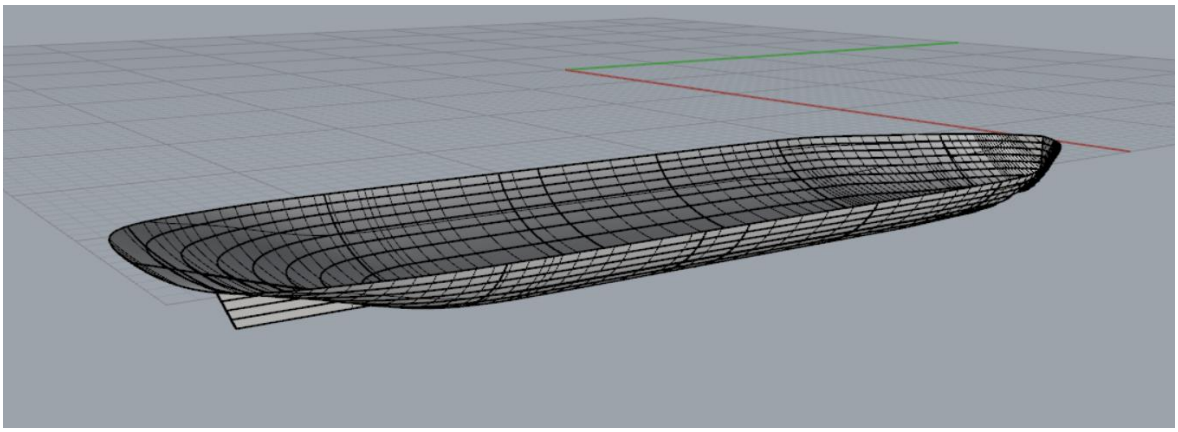


Figura 54. Corte casco 4 m (Fuente: Propia)

Con el comando *Área*, Rhinoceros calculará el área mojada, siendo, para esta condición dada, de 1.432,42 m^2.

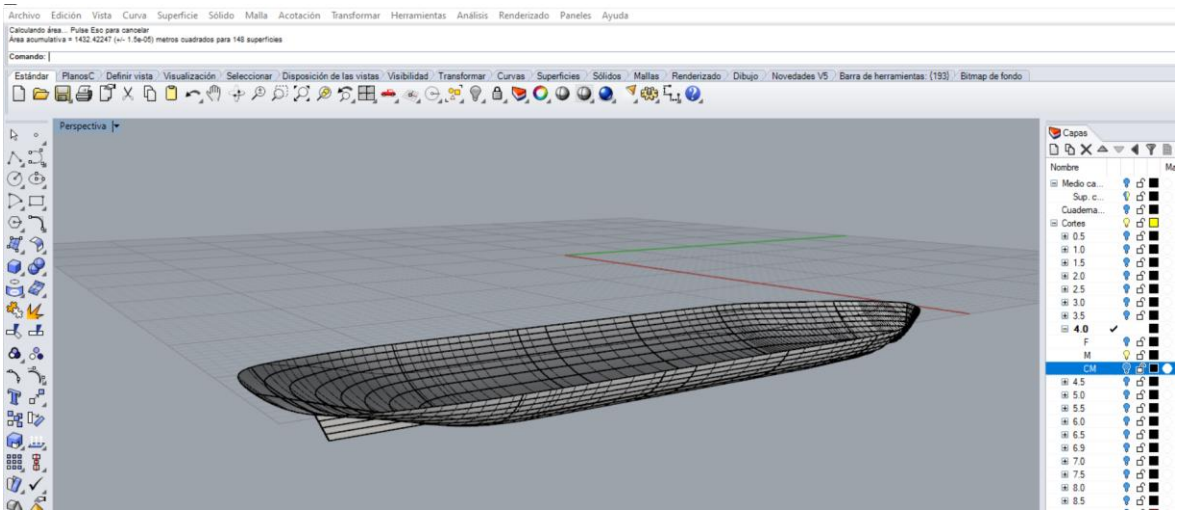


Figura 55. Cálculo área (Fuente: Propia)

De igual manera se calculará el área de flotación.

Para el cálculo del volumen de carena, teniendo unidos el casco para un calado dado y su área de flotación, formando el volumen de carena para esa condición de calado, con el comando V*olumen* se procederá de igual forma que para las áreas.

Ahora bien, se debe construir la cuaderna maestra para cada condición de calados y mediante los mismos comandos ya utilizados, se calculará el área de la cuaderna maestra.

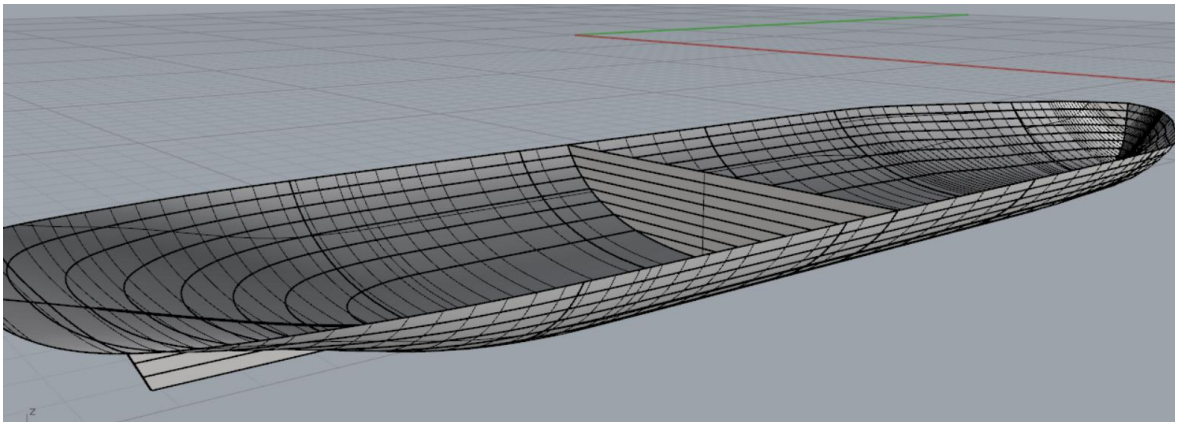


Figura 56. Cuaderna maestra (Fuente: Propia)

De esta forma se calculará para calados entre 0 y 8,5 metros en intervalos de 0,5 m.

En cada sección, se medirá la eslora de calado y la manga.

Se calculará trigonométricamente, con los triángulos generados para las escoras dadas, los valores de las curvas hidrostáticas así como los valores de los KN. Se adjunta en Anexo A3 las tablas y las curvas hidrostáticas para obtener los valores necesarios para poder realizar los cálculos que siguen en este mismo apartado y en el Anexo A4 las tablas y curvas KN.

Una vez calculadas las curvas hidrostáticas, se procederá a realizar varios cálculos descritos en los apartados anteriores del mismo capítulo. Destacar que habrá algún dato que saldrá directamente de la medición del modelo en 3D, siendo, la altura de las superestructuras, el puntal y las esloras.

5.22.1. Cálculos previos

Valores iniciales	
Eslora total [m]	79,25
Eslora de flotación [m]	76,4
Puntal [m]	15,3
Puntal de trazado [m]	8,99
Manga flotación [m]	21,4
Calado [m]	7
Francobordo [m]	8,3
Volumen sumergido [m^3]	7324,62
Desplazamiento [t]	7508
Área mojada [m^2]	2075,06
Área flotación [m^2]	1496,20
Área sup. Maestra [m^2]	123,33

Tabla 14. Datos buque (Fuente: Propia)

A partir de las tablas y características del buque del Anexo A3, se obtienen los valores iniciales del buque, y a partir de ellos, se procederá a la obtención de los valores de los coeficientes, con las fórmulas vistas en este mismo capítulo.

Coeficientes	
CP	0,77719396
CB	0,63986006
CM	0,8232952
Cwp	0,9149313

Tabla 15. Coeficientes (Fuente: Propia)

Además, de poder calcular los valores de las toneladas por centímetro de inmersión y el momento para hacer variar el asiento 1 cm, resultando,

Cálculos iniciales	
T/cm inmersión [T/cm]	15,336
Mto variar asiento 1 cm	84,187

Tabla 16. Cálculos iniciales (Fuente: Propia)

El buque dispone de un castillo de proa como superestructura cerrada, cuya altura será de, h=2,6m y su longitud, de S=11,58m.

5.22.2. Tipo de buque

En función de la regla 27 del Convenio de Francobordo, el buque es de tipo B dado que puede transportar carga en cubierta, pero su fin no es el de transportar solamente cargas líquidas a granel.

5.22.3. Tablas de francobordo

Según la regla 28 del Convenio de Francobordo, vista anteriormente, para una eslora de flotación de 76,4m, equivale un francobordo tabular de 816 mm.

5.22.4. Corrección al francobordo

Según la regla 29 del Convenio de Francobordo, se debe aplicar que,

$$\frac{E}{L} = \frac{11{,}58}{76{,}4} = 0{,}1516 \rightarrow 15{,}16\% < 35\%\, L \qquad \textbf{(246)}$$

Siendo E la distancia total de la superestructura.

Por lo tanto, al ser inferior al 35% de la eslora, esta regla se deberá aplicar. Pero antes, teniendo en cuenta la tabla de la regla 33,

L (metros)	Saltillo	Resto superestructuras
30 o más	0,90	1,80
75	1,20	1,80
125 o más	1,80	2,30

Tabla 17. Corrección francobordo [5]

Interpolando para un valor de eslora de 76,4m, se obtiene una altura de 2,04m , siendo una altura superior a la altura normal y con una longitud de S=E=11,58m.

Ahora sí, se procederá a la aplicación de la regla 29,

$$7{,}5(100 - L)\left(0{,}35 - \frac{E}{L}\right)\ [mm] \qquad \textbf{(247)}$$

Por lo que, se obtiene una corrección de ***+35,122 mm***.

5.22.5. Corrección por Coeficiente de Bloque

Según la regla 30 del Convenio de Francobordo y con el coeficiente calculado antes que era de C_B= 0,63986, inferior a 0,68, por lo que esta regla no aplica.

5.22.6. Corrección por puntal

Según la regla 31 del Convenio de Francobordo,

$$\frac{L}{15} = 5{,}093m < D = 8{,}3m \quad \textbf{(248)}$$

Donde D supera L/15, lo que deberá aumentarse el francobordo en,

$$\left(D - \frac{L}{15}\right) \cdot \frac{L}{0{,}48} = 510{,}39\ mm \quad \textbf{(249)}$$

La corrección será de ***+510,39 mm***.

5.22.7. Reducción por superestructuras y troncos

Según la regla 37 del Convenio de Francobordo, se tiene que,

$$0{,}07 \cdot L = 5{,}348\ m < E = 11{,}58m \quad \textbf{(250)}$$

$$\frac{E}{L} = 0{,}15 \quad \textbf{(251)}$$

Interpolando en la tabla, se obtiene que para una relación de 0,15, un porcentaje de reducción de 10,5.

De la regla 37, se extraer la tabla,

L (m)	Reducción (mm)
24	350
85	860
>122	1070

Tabla 18. Reducción superestructuras [5]

Interpolando, nuevamente, para una eslora de 76,4 se tiene una reducción de 788,09 mm.

Ahora bien, teniendo en cuenta el porcentaje de reducción, la reducción total será ***- 82,75 mm.***

5.22.8. Suplemento de arrufo

Según la regla 38 del Convenio de Francobordo, el suplemento de arrufo viene dado por,

$$s = \frac{y \cdot L'}{3 \cdot L} \quad \textbf{(252)}$$

Donde L' será de 11,58m ya que L' es igual S. L' es menor a 0,5L.

Además, la diferencia entre las alturas real y normal de las superestructuras será de h_r-h_n, siendo de 2,6-2,04=0,56m.

Así, el suplemento de arrufo equivale a 28,29mm.

A partir de las coordenadas de la curva de arrufo normal, de la regla 38, en función de la eslora de francobordo se obtendrá la siguiente tabla.

Curva de arrufo Normal				
	Situación	Ordenada (mm)	Factor	Productos
Mitad Popa	Perpendicular de popa	887	1	887
	1/6 L desde P de Pp	394	3	1182
	1/3 L desde P de Pp	99	3	297
	Centro buque	0	1	0
Mitad Proa	Centro buque	0	1	0
	1/3 L desde P de Pr	199	3	597
	1/6 L desde P de Pr	787	3	2361
	Perpendicular de proa	1773	1	1773

Arrufo Normal en Popa (mm)	2366
Arrufo Normal en Proa (mm)	4731

Tabla 19. Arrufo normal (Fuente: Propia)

Se obtiene, también, la curva de arrufo real.

Curva de arrufo Real				
	Situación	Ordenada (mm)	Factor	Productos
Mitad Popa	Perpendicular de popa	0	1	0
	1/6 L desde P de Pp	0	3	0
	1/3 L desde P de Pp	0	3	0
	Centro buque	0	1	0
Mitad Proa	Centro buque	28	1	28
	1/3 L desde P de Pr	28	3	84
	1/6 L desde P de Pr	28	3	84
	Perpendicular de proa	28	1	28

Arrufo Real en Popa (mm)	0
Arrufo Real en Proa (mm)	224

Tabla 20. Arrufo real (Fuente: Propia)

Haciendo la media aritmética de ambos resultados,

$$\frac{\frac{A_{R_{Pp}} - A_{N_{Pp}}}{8} + \frac{A_{R_{Pr}} - A_{N_{Pr}}}{8}}{2} = -429{,}56mm \quad \textbf{(253)}$$

Se obtiene un defecto de arrufo de 429,56mm.

La corrección por arrufo deberá ser el defecto de arrufo multiplicado por $0{,}75 - \frac{S}{2 \cdot L}$, como se vio en la regla 37, resultando,

$$0{,}75 - \frac{S}{2 \cdot L} = 0{,}67 \quad \textbf{(254)}$$

Resulta, entonces, que la corrección por defecto de arrufo equivale a ***+289,62mm***.

5.22.9. Altura mínima en proa y flotabilidad de reserva

Según la regla 39 del Convenio de Francobordo, se harán correcciones en la altura mínima de proa y/o en la flotabilidad mínima si se cumplen una serie de requisitos previos, siendo,

5.22.9.1. Altura mínima en proa

A partir del diseño en 3D del remolcador y con los datos del Anexo A3, se obtiene que la línea de agua correspondiente a un calado de d_1= 7,64m corresponde con el calado al 85% del puntal, dado que el puntal de trazado es de 8,99m.

Se obtiene un área de flotación a proa de L/2 para el calado de 7,64m de 603,51m^2.

Para este caso, se dispone de un castillo de proa considerado como una superestructura cerrada que se extiende una longitud de S=11,58m a popa de la perpendicular de proa. Esta distancia es mayor que la dada por al valor 0,07L por lo que la altura mínima en proa será, aplicando la fórmula mencionada en la regla 39,

$$\left(6075 \cdot \left(\frac{L}{100}\right) - 1875 \cdot \left(\frac{L}{100}\right)^2 + 200 \cdot \left(\frac{L}{100}\right)^3\right) \cdot \left(2{,}08 + 0{,}609 \cdot C_b - 1{,}603 \cdot C_{wf} - 0{,}0129 \cdot \left(\frac{L}{d_1}\right)\right) =$$

$$\left(6075 \cdot \left(\frac{76{,}4}{100}\right) - 1875 \cdot \left(\frac{76{,}4}{100}\right)^2 + 200 \cdot \left(\frac{76{,}4}{100}\right)^3\right) \cdot \left(2{,}08 + 0{,}609 \cdot 0{,}639 - 1{,}603 \cdot 0{,}738 - 0{,}0129 \cdot \left(\frac{76{,}4}{7{,}64}\right)\right) \quad \textbf{(255)}$$

Fb=4207,57mm

Por lo tanto, después de operar, se obtiene una altura mínima de proa de ***4207,57mm.***

5.22.9.2. Flotabilidad de reserva

Según la regla 39 del Convenio de Francobordo, se puede calcular la flotabilidad de reserva aplicando la fórmula,

$$\left(0{,}15 \cdot F_{min} + 4 \cdot \left(\frac{L}{3} + 10\right)\right) \cdot \frac{L}{1000} \quad [m^2] \qquad \textbf{(256)}$$

Siendo F_{min} de 510,39mm.

Asimismo, la flotabilidad de reserva o área proyectada requerida será de ***16,69m^2***.

5.22.10. Francobordo de verano obtenido

La siguiente tabla resumen muestra todas las correcciones obtenidas anteriormente.

Francobordo de verano		
Regla 28	Francobordo tabular	816 mm
Regla 29	Corrección por francobordo	35,122 mm
Regla 30	Corrección por Cb	NA
Regla 31	Corrección por puntal	510,39 mm
Regla 37	Reducción por superestructura	- 82,75 mm
Regla 38	Corrección por defecto de arrufo	289,62 mm

Francobordo de verano (FBv)	***1567,992 mm***

Tabla 21. Francoordo verano (Fuente: Propia)

Una vez calculado el francobordo de verano, se sabe, entonces que,

$$Tv = Puntal_{Francobordo} - Francobordo_{Verano} \quad \textbf{(257)}$$

$$Tv = Puntal_{Francobordo} - Francobordo_{Verano} = 8{,}99 - 1{,}568 \Rightarrow \boldsymbol{Tv = 7{,}42m} \quad \textbf{(258)}$$

Por lo tanto, la línea de carga correspondiente al francobordo de verano nos marca un calado máximo de carga en verano igual a 7,42m.

5.22.11. Francobordos mínimos

Las medidas de los francobordos, en todas las condiciones de navegabilidad, se podrá determinar con exactitud la localización del disco Plimsoll

5.22.11.1. Francobordo de verano

El francobordo de verano es el calculado anteriormente, siendo de **1568 mm**.

5.22.11.2. Francobordo tropical

Según la regla 40 del Convenio de Francobordo, el francobordo tropical será de,

$$Francobordo_{tropical} = Francobordo_{verano} - \frac{1}{48} \cdot Tv = 1568 - \frac{7420}{48} \Rightarrow \quad \textbf{(259)}$$

$$Francobordo_{tropical} = 1413\ mm$$

El francobordo tropical será de **1413 mm**.

5.22.11.3. Francobordo de invierno

Según la regla 40 del Convenio de Francobordo, el francobordo de invierno será de,

$$Francobordo_{invierno} = Francobordo_{verano} + \frac{1}{48} \cdot Tv = 1568 + \frac{7420}{48} \Rightarrow \quad \textbf{(260)}$$

$$Francobordo_{invierno} = 1723\ mm$$

El francobordo de invierno será de **1723 mm**.

5.22.11.4. Francobordo de invierno en el Atlántico Norte

Según la regla 40 del Convenio de Francobordo, el francobordo de invierno en el Atlántico Norte será de,

$$Francobordo_{invierno\ Atlántico\ Norte} = Francobordo_{invierno} + 50\ mm = 1723 + 50 \quad \textbf{(261)}$$

$$Francobordo_{inviernoAtlánticoNorte} = 1773\ mm$$

El francobordo de invierno en el Atlántico Norte será de **1773 mm**.

5.22.11.5. Francobordo de agua dulce

Según la regla 40 del Convenio de Francobordo, para el francobordo de agua dulce se calculará la reducción, utilizando los valores de los datos del Anexo A3,

$$Reducción = \frac{\Delta}{40 \cdot T} = \frac{7508}{40 \cdot 15{,}336} = 122{,}92\ mm \quad \textbf{(262)}$$

Según la regla 40, se restará la reducción al francobordo mínimo en agua salada, siendo el francobordo mínimo en agua salada el francobordo tropical, resultando,

$$Francobordo_{agua\ dulce} = Francobordo_{tropical} - reducción = 1413 - 122{,}92 \quad \textbf{(263)}$$

$$Francobordo_{agua\ dulce} = 1290\ mm$$

El francobordo de agua dulce será de **1290 mm**.

5.22.12. Arqueo bruto

El arqueo bruto (GT) se calcula aplicando lo fórmula,

$$GT = K_1 \cdot V \quad \textbf{(264)}$$

Donde V= 12760,058 m^3 y k_1= 0,28212. Por lo que, GT= 3599,83.

El arqueo bruto será de **3600 t**.

5.22.13. Arqueo neto

El arqueo neto también dispone de fórmula para su cálculo y es,

$$NT = K_2 \cdot Vc \cdot \left(\frac{4d}{3D}\right)^2 + K_3 \cdot \left(N_1 + \frac{N_2}{10}\right) \quad \textbf{(265)}$$

Se descompone la fórmula por trozos, viendo si cumples las condiciones antes descritas.

Vc= 2122,65 m^3

K_2= 0,2665

$\left(\frac{4d}{3D}\right)^2$ = 1,26 > 1, siendo entonces igual a 1

$K_2 \cdot Vc \cdot \left(\frac{4d}{3D}\right)^2$ = 565,766 < 0,25·GT, por lo que, $K_2 \cdot Vc \cdot \left(\frac{4d}{3D}\right)^2$ se establecerá en 899,9575

0,30·GT= 1078,949

$K_2 \cdot Vc \cdot \left(\frac{4d}{3D}\right)^2 + K_3 \cdot \left(N_1 + \frac{N_2}{10}\right)$= 565,766 <0,30·GT

Cumpliendo todas las condiciones, se tiene que el arqueo neto será de **1079 t**.

5.22.14. Curva GZ

Con la teoría previa en el apartado donde se habla del brazo GZ, se sabe que el par adrizante dependerá del KG y del ángulo de escora.

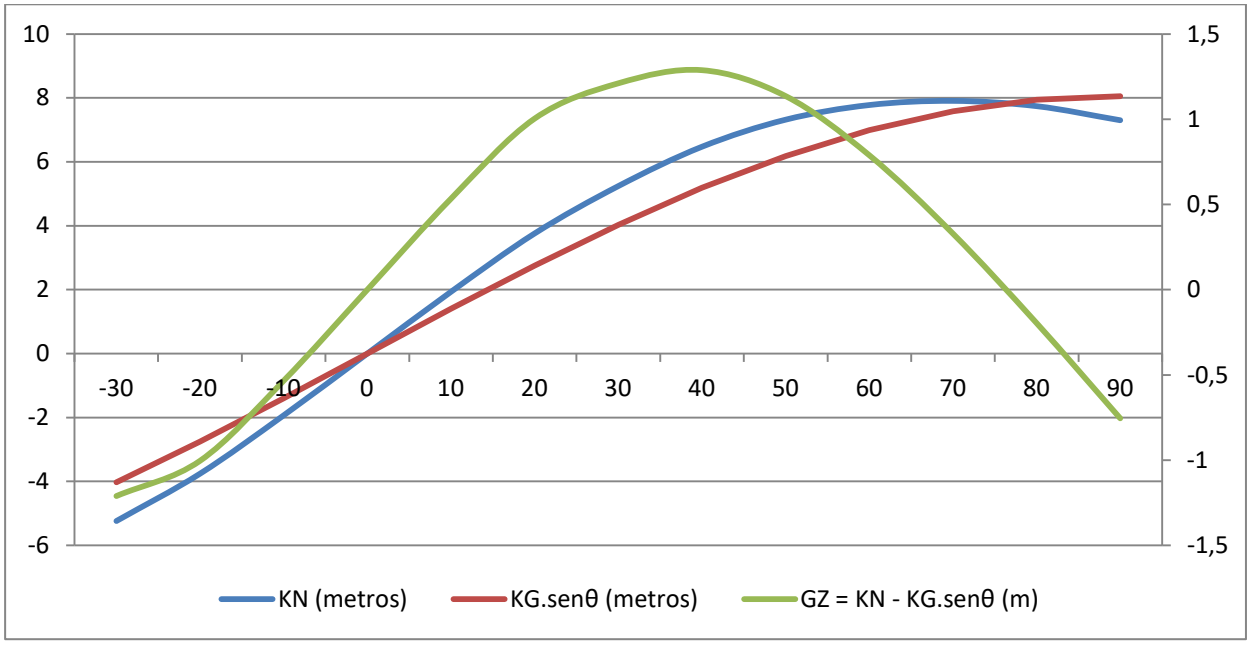
Además, para grandes escoras se debe tener en cuenta la corrección de los KN. Valores obtenidos de las curvas KN del Anexo A4 para el desplazamiento del barco en esta condición de calado.

Para este buque remolcador y para la condición de diseño, siendo a un calado de 7,0 m, la tabla que equivale a los brazos adrizantes será,

	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
KN (metros)	-5,241	-3,759	-1,933	0	1,933	3,759	5,241	6,473	7,319	7,778	7,908	7,743	7,302
KG.senθ (metros)	-4,03	-2,755	-1,399	0	1,399	2,755	4,03	5,185	6,183	6,989	7,579	7,939	8,057
GZ = KN - KG.senθ (m)	-1,211	-1,004	-0,534	0	0,534	1,004	1,211	1,288	1,136	0,789	0,329	-0,196	-0,755

Tabla 22. Curva GZ (Fuente: Propia)

Se graficarán las tres curvas en función de los ángulos de escora para ver cómo va cambiando el valor del brazo GZ, además de poder ver el cambio de los otros valores.



Gráfica 10. Curva GZ (Fuente: Propia)

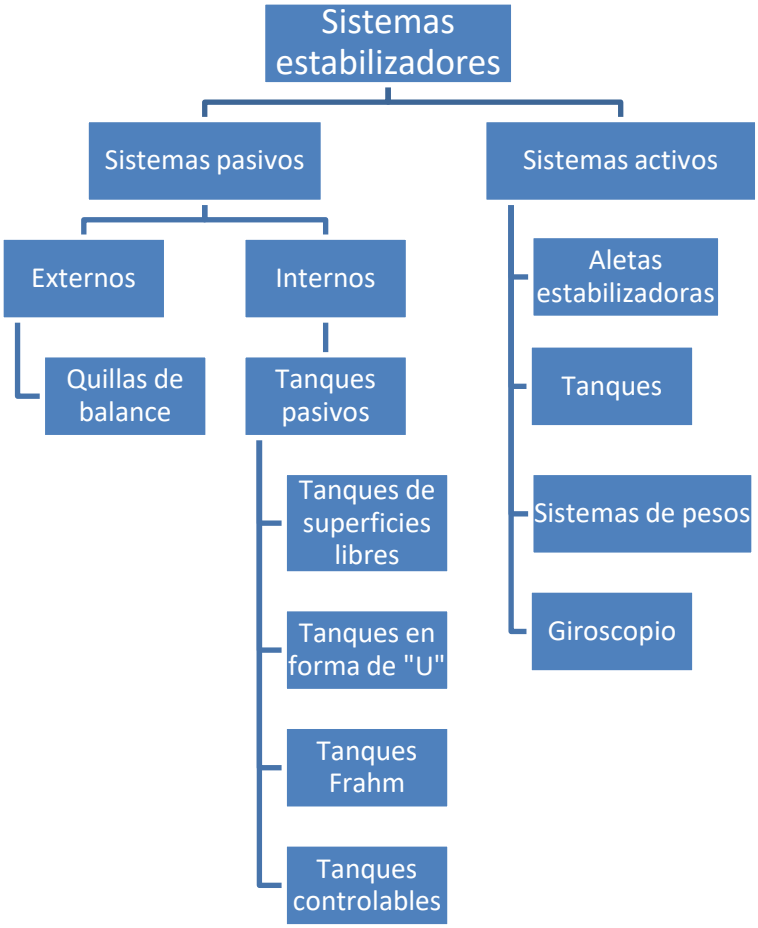
No se utilizará la gráfica proporcionada por Maxsurf ya que de esta manera, sirve también como comparativa entre las diferentes curvas que forman el brazo GZ.

Capítulo 6. Sistemas de estabilidad

6.1. Introducción

Los buques están sometidos al balance producido por el viento, estado de la mar y agentes atmosféricos que hacen variar las escoras y con ello, afectando a la estabilidad de la nave. El buque tiene una respuesta a estos factores en cambios de rumbo o en forma de balance o cabeceo.

Dentro de los sistemas utilizados para que le buque compense estas desviaciones, se pueden encontrar varios tipos, clasificados de la siguiente manera.



Gráfica 11. Sistemas estabilizadores [47]

6.2. Sistemas pasivos

Los sistemas de estabilidad pasivos no necesitan una fuente de energía adicional ni sistemas de control especiales ya que utilizan su propio movimiento o el propio diseño para crear un momento de oposición y amortizar, en medida de lo posible, el movimiento.

Como se ha visto anteriormente, este grupo lo forma un subgrupo, pudiendo haber sistemas pasivos externos e internos. A continuación, se van a ver ambos tipos de sistemas de estabilidad pasivos.

6.2.1. Quillas de balance

Las quillas de balance no dependen de ningún mecanismo para detectar el balance del buque ya que son sistemas externos situados en la parte exterior del buque.

Son el mecanismo pasivo más común y simple para atenuar el balance, además de la facilidad en la instalación y colocación.

Las quillas de balance deben ser dimensionadas y colocadas en los buques para dar un efecto óptimo a la par que dan una menor resistencia viscosa al buque. [47]



Figura 57. Quillas de balance [47]

Las quillas de balance van situadas a lo largo de la eslora a la parte central del casco y en la zona donde se produce el giro por la curvatura del pantoque, para no incrementar el calado.

Se extienden, por norma general, a lo largo de la mitad de la eslora del buque y la longitud habitual es de 1/3 a 2/3 de la eslora. Tienen forma de "V".

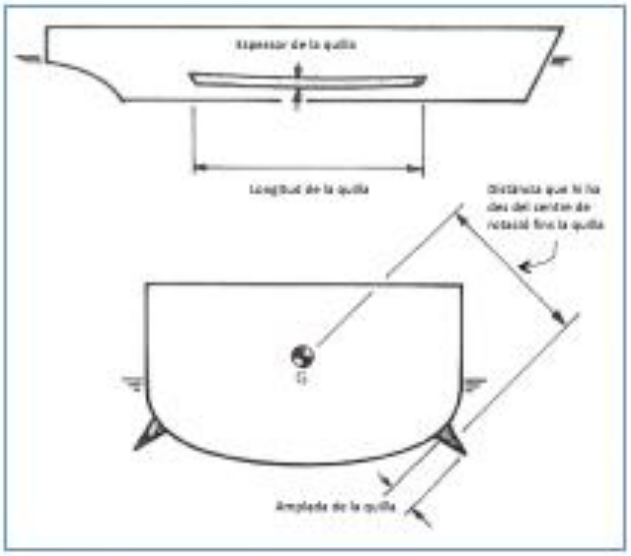


Figura 58. Quillas de balance II [47]

Debido a estos elementos en la obra viva, la resistencia al avance se ve incrementada, necesitando más potencia, pero este aumento de resistencia se ve compensado por la reducción en la amplitud del balance del propio mecanismo. Las amplitudes de balance se reducen sobre un 35%.

Su eficacia es mayor cuanto mayor sea la distancia del eje de rotación y mayor sea la superficie. Además, es más eficaz con velocidad, de tal forma que el buque se balanceará más cuando esté parado. [45]

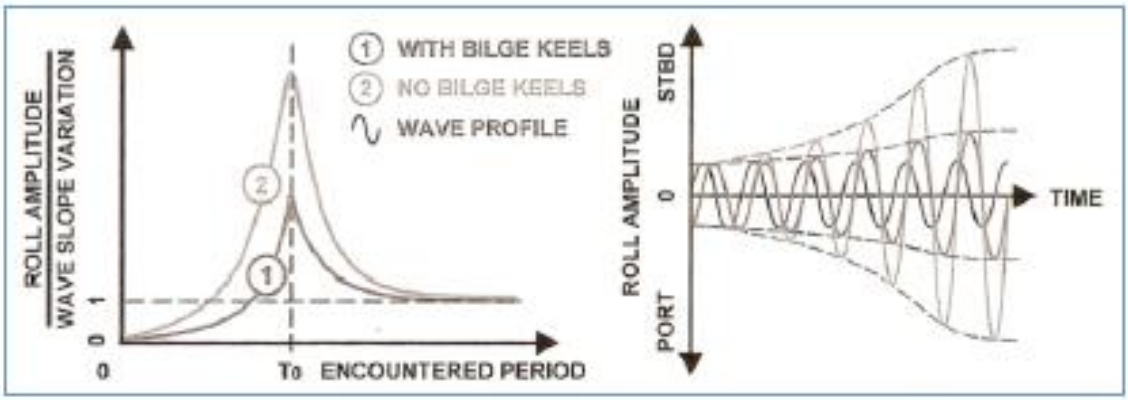


Figura 59. Efecto quillas de balance [45]

En la imagen anterior se puede observar como las quillas de balance crean una disminución del balance. Además, se observa como las amplitudes del balance en función del tiempo.

Es un sistema de estabilizador que se utiliza en muchos barcos ya que su principio de funcionamiento es muy simple. Se basa en la disipación de energía que se produce debido a la

formación de remolinos en el movimiento de balance de las quillas longitudinales dispuestas en las zonas del pantoque. Es un sistema con una excelente relación coste/eficacia.

Las quillas de balance, incrementan el amortiguamiento del buque generando fuerzas de arrastre que actúan perpendicularmente a las quillas y se oponen al balance, de esta manera, la energía cinética asociada al balance se convierte en energía cinética del fluido por efectos viscosos.

Cuando el buque se balancea, las quillas recogen agua y, después, la expulsan creando turbulentos remolinos creando un amortiguamiento a través de las turbulencias y la fricción. [45]

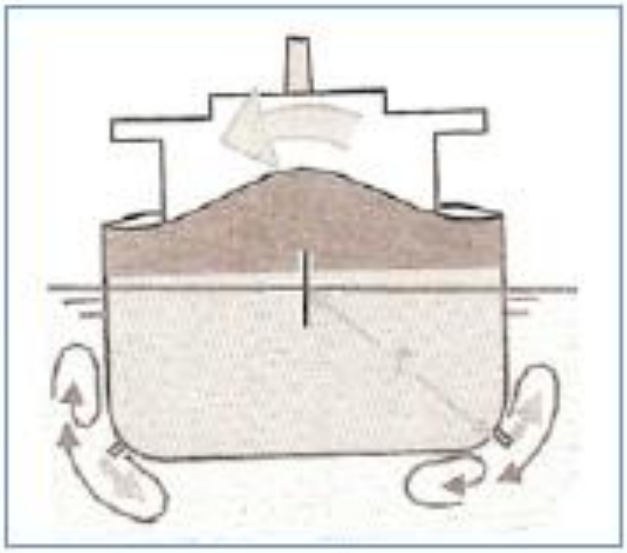


Figura 60. Amortiguamiento quillas de balance [47]

La fricción y el amortiguamiento incrementan con la velocidad del agua alrededor de las quillas de balance, que no depende solo de la velocidad angular, sino que también dependen del radio de la trayectoria circular en que las quillas de balance estén situadas.

La acción de amortiguamiento aumenta, aproximadamente, con el cuadrado de la velocidad de avance del buque, que cuando se combina con el movimiento transversal de balance, dirige el flujo de agua desde el extremo de la quilla, en un ángulo, generando una elevación dinámica para oponerse al balanceo. Esto hace que las quillas se desalineen del flujo del agua, pero a coste de crear una fricción adicional en el movimiento de avance del buque. [47][45]

Algunas de las ventajas que tienen las quillas de balance son:

- Su rendimiento se sitúa entre el 10 y 30% de la reducción del balance.
- No dispone de partes móviles por lo que facilita, enormemente, su mantenimiento.
- Bajo coste y fácil instalación.

Algunas de las desventajas que puede tener este sistema serán:

- Incremento de la resistencia añadida, sobre todo cuando el mar esté en calma y la reducción de balance no sea necesaria.

6.2.2. Tanques pasivos

Los tanques pasivos de estabilización forman parte de los sistemas pasivos dado que no necesitan de ningún sistema que les ayude a detectar y amortizar el balance del buque. A parte, son un sistema interno porque se encuentra en el interior del propio barco, lo cual, no causa un incremento en la resistencia del mismo.

La construcción de tanques estabilizadores pasivos es una práctica común que ya se remonta desde hace varios años. Las ventajas de su uso, derivadas de la reducción del movimiento del balance, sobre el 50 - 60%, unidas con la facilidad de instalación y de funcionamiento, son el principal argumento para que, a día de hoy, se sigan utilizando.

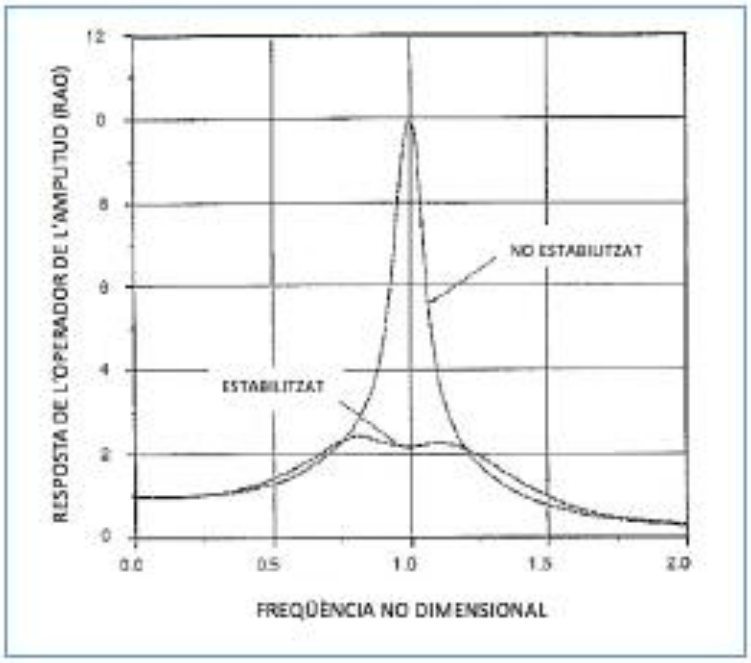


Figura 61. Balance tanques pasivos [45]

Sin entrar en detalle, de momento, en el tipo de tanque pasivo, se puede observar en la imagen anterior, la diferencia que hay entre la utilización o no de estos tanques pasivos. En el caso de cuando sí que se utiliza, la amplitud respecto a la frecuencia se ve reducida.

Los tanques pasivos de estabilización son aquellos que reducen las amplitudes del balance gracias al movimiento de agua de un costado a otro en función de los balances del buque, pero, donde los efectos de la gravedad únicamente provocan esta transferencia de agua entre tanques.

Este tipo de sistema de estabilización no necesita ninguna velocidad de avance del buque, de hecho, funciona de manera independiente a la velocidad del buque. Otra característica de este sistema es la de reducir el pico del balance en la curva, disminuyendo la amplitud y aplanando la curva. [47]

Este tipo de sistema se puede alternar con el de las quillas de balance, pudiendo encontrarse ambos a bordo de algún buque.

Como se verá posteriormente, hay varios tipos de tanques pasivos de estabilización, siendo los tanques de superficies libres (o de Flume), tanques en forma de "U", tanques Frahm y los tanques controlables. [47]

A continuación, se estudiarán cada uno de estos tipos, viendo las generalidades y el funcionamiento.

6.2.2.1. Tanques de superficies libres (Flume)

Estos tanques suelen tener una forma rectangular ya que son tanques completamente cerrados. Son tanques llenos parcialmente con un fluido, generalmente agua de mar.

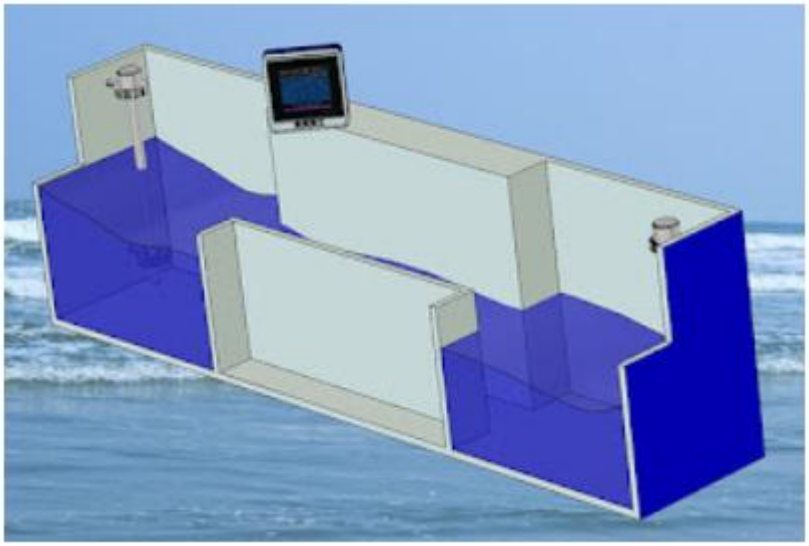


Figura 62. Tanque Flume [40]

También se pueden encontrar otro tipo de formas con planchas metálicas en el interior, separadas a cierta distancia entre ellas. Estas planchas metálicas tienen un espacio para que pueda circular libremente el fluido.

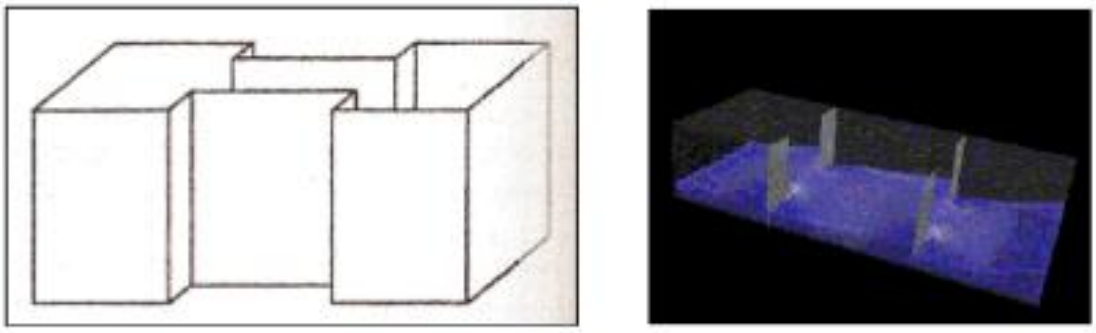


Figura 63. Tanque Flume II [40]

El peso del tanque está comprendido entre el 0,5 y el 1% del desplazamiento frente al 1,5% que tendrá el tanque en forma de "U".

En comparación con el tanque en forma de "U", es más sensible por la rapidez del traslado del líquido. El periodo de respuesta puede cambiar en función del periodo de balance del buque, donde el cambio de periodo se consigue con un cambio de nivel del líquido.

El momento que se crea a causa de la aceleración de la masa del peso del fluido de un lado a otro se contrarresta si el tanque estabilizador está situado por debajo del centro de balance y se añade si el tanque está situado por encima del centro de rotación. Es decir, cuanto más arriba esté colocado el tanque dentro del buque, mayor será su eficacia.

El comportamiento de este sistema se basa en el concepto de amortiguamiento dinámico de vibraciones, por lo que, según esto, cualquier sistema dinámico lineal con un grado de libertad, puede encontrarse con un sistema auxiliar, también lineal y con un grado de libertad, de tal forma que al acoplarlos, el efecto introducido, en el conjunto, en la condición de resonancia para este sistema auxiliar equilibre el efecto que produce la excitación sobre el sistema principal.

Para conseguir lo comentado anteriormente, únicamente se debe seleccionar el sistema auxiliar, de forma que su frecuencia natural coincida con la del sistema principal, o dicho de otra forma, para que la frecuencia natural del tanque pasivo coincida con la frecuencia del buque.

Así, en la condición de resonancia, el movimiento del sistema principal se encuentra desfasado 90º respecto a la excitación exterior, y como el movimiento del sistema principal constituye, a la vez, la excitación del sistema auxiliar, este último se desfasa otros 90º respecto al primero, y por lo tanto, se desfasa 180º respecto a la excitación exterior. Es decir, el movimiento del sistema auxiliar resulta en oposición a la excitación exterior, por lo que sus efectos tienden a cancelarse mutuamente. [40][47]

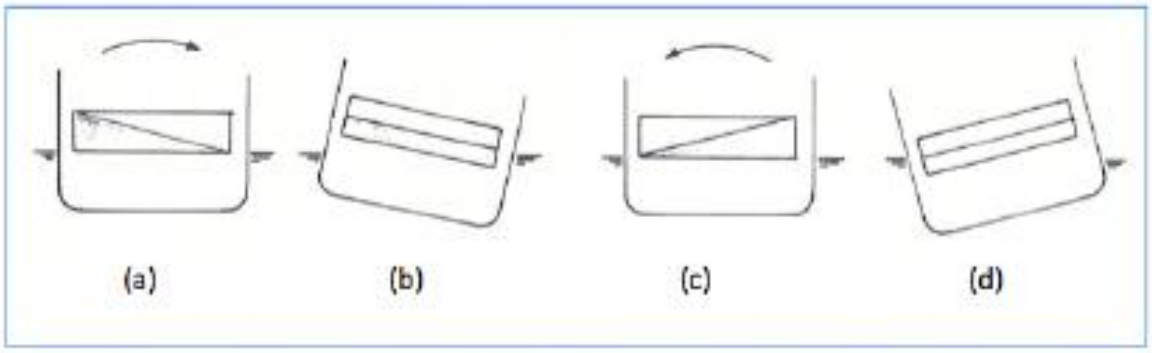


Figura 64. Tanque Flume balance [48]

En la figura a de la imagen anterior, se puede observar que cuando hay el máximo índice de balance hacia estribor, se crea un máximo momento de estabilización hacia babor. En la figura b se observa que cuando el buque está totalmente escorado a estribor, el momento estabilizador es nulo. En la figura c se puede ver que cuando hay un máximo índice de balance a babor, hay un

máximo momento estabilizador a estribor. En la figura d, cuando el buque está totalmente escorado a babor, el momento estabilizador es nulo.

Debido a la propia naturaleza de este sistema, dado que presenta un líquido en el interior de un tanque que normalmente se extiende de costado a costado, tiene dos inconvenientes principales, siendo,

I. Normalmente aparecen fuertes oscilaciones en la estructura del tanque producidas por el fenómeno del *sloshing*[7].

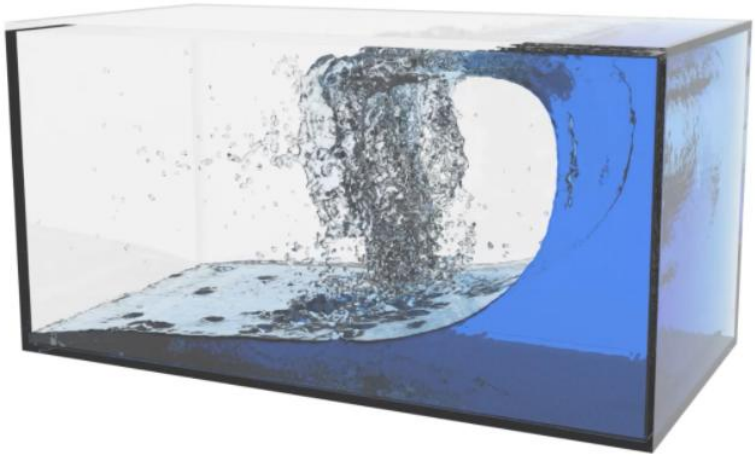


Figura 65. Sloshing [48]

Este problema se puede corregir o mitigar poniendo, en el interior del tanque, puntales verticales tubulares, simulando un emparrillado. Así, la circulación del líquido interno a través de estos emparrillados disipa parte de la energía cinética mediante la formación de remolinos, eliminando las componentes harmónicas del movimiento transversal correspondiente a las frecuencias más altas.

II. En determinadas situaciones de giros a alta velocidad o estados de la mar muy severos, la energía cinética que adquiere el líquido del tanque en su movimiento transversal combinado con el efecto de superficies libres, puede inducir a la pérdida de la estabilidad, resultando peligrosa para la seguridad del buque.

[7] El *sloshing* es el movimiento que se produce en la superficie libre de los líquidos contenidos en tanques cuando en estos se ejerce alguna oscilación o translación. Este movimiento de la superficie libre del fluido genera cargas dinámicas en la estructura de los tanques.

Para intentar minimizar el riesgo de poner en peligro la seguridad e integridad de la nave, se deben de tener en consideración una serie de indicaciones,

a) Un tanque pasivo nunca debe diseñarse para estabilizar a buques navegando con un estado de la mar superior a 4, según la escala Douglas[8]. En caso que la mar supere el estado 4, se deberá vaciar todo el tanque de líquido.
b) En caso contrario, es imprescindible introducir elementos activos como pueden ser bombas, compresores, etc capaces de modificar el movimiento natural del líquido de forma que no se vea afectada la seguridad para el buque en esas condiciones de mar.

Los tanques pasivos de superficies libres suelen estar instalados en barcos que disponen de bajas velocidades de avance o incluso, que permanecen parados largos periodos de tiempo. Por ejemplo, los buques pesqueros o buques cableros, entre otros. [47][48]

6.2.2.2. Tanques en forma de "U"

Los tanques en forma de "U" son muy parecidos a los tanques por superficies libres, en cuanto a principio de funcionamiento. Consiste en un sistema de vasos comunicantes, formado por dos cámaras verticales unidas por un conducto transversal en la parte inferior.

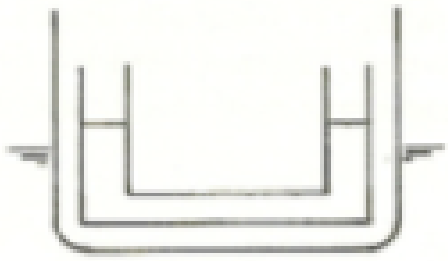


Figura 66. Tanques en U [48]

Estas cámaras o tanques pueden estar abiertas a la atmósfera o pueden estar cerradas por un conducto superior por donde pasa el aire. Se le puede añadir una válvula de mariposa al conducto superior para regular la cantidad de aire que circula de un tanque a otro.

Los balances del buque provocan a la masa de agua, un movimiento pendular y las diferencias de altura provocan momentos adrizantes que se oponen a la escora. La válvula de mariposa sirve para regular el periodo oscilatorio. [48]

[8] La escala Douglas clasifica el estado de la mar en 10 niveles, siendo el 0 de mar en calma y el 9 de mar enorme con olas de más de 14 metros

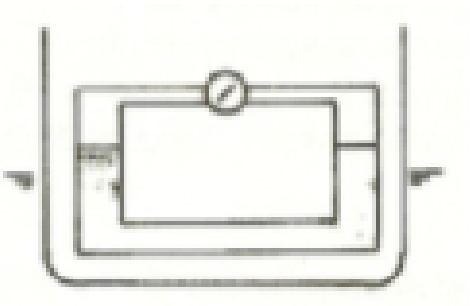


Figura 67. Tanques en U II [48]

Existe la posibilidad, también, de disponer de la válvula de mariposa en el conducto inferior. En esta disposición, e regulará la cantidad de agua que pasa de un tanque al otro. [47]

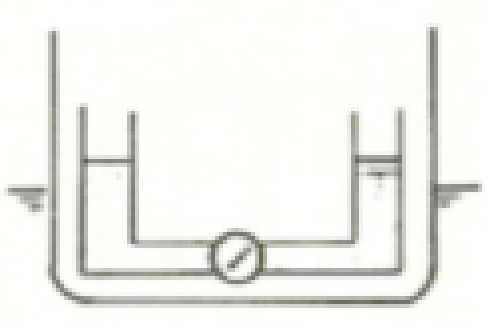


Figura 68. Tanques en U con válvula [47]

6.2.2.3. Tanques Frahm

Llamados tanques Frahm o tanques estabilizadores exteriores.

Este tipo de tanque se utilizó en bastantes buques durante principios de 1900.

Los tanques en forma de "U" tienen un conducto inferior por donde pasa el agua, pero en los tanques Frahm, el único conducto que tienen es el conducto superior de aire con una válvula de mariposa.

El agua entra y sale de los tanques mediante las aperturas en el casco. Esta configuración elimina el conducto de agua que existe en los tanques de superficies libres y en los de forma de "U". [47]

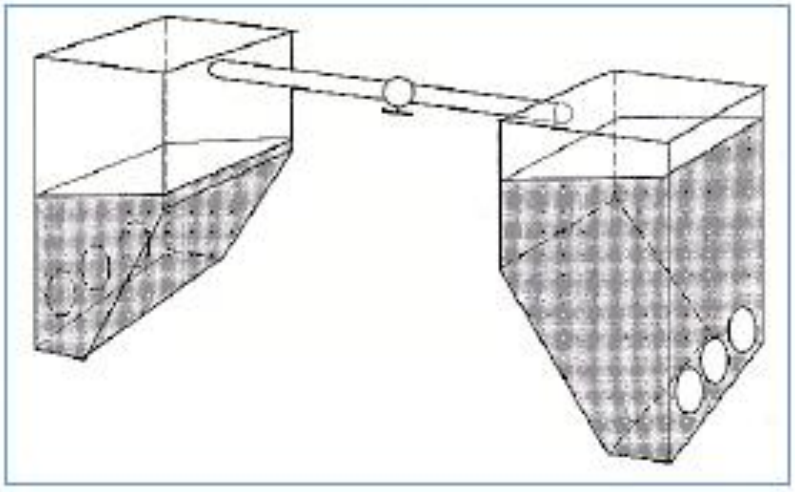


Figura 69. Tanques Frahm [47]

El agua de mar, al estar entrando y saliendo constantemente, puede provocar una corrosión, además, se ve incrementada la resistencia al avance debido a las aberturas del casco y a la fuerza necesaria para acelerar el agua de mar que está fuera del barco, inicialmente en reposo, a la velocidad del buque cuando entra en el tanque. La potencia necesaria para oponerse a este componente de resistencia de arrastre se incrementa con el cuadrado de la velocidad. [48]

6.2.2.4. Tanques pasivos controlables

Los tanques pasivos controlables son muy parecidos a los tanques en "U" y a los tanques Frahm. La principal diferencia con ellos es que los tanques controlables tienen una válvula en la parte superior en un conducto que une las dos partes de los extremos del tanque. Se asemejan, también, a los tanques activos, en el sentido de que disponen de un elemento de control, pero estos tanques no necesitan de tanta energía para su correcta utilización como son los activos. [46]

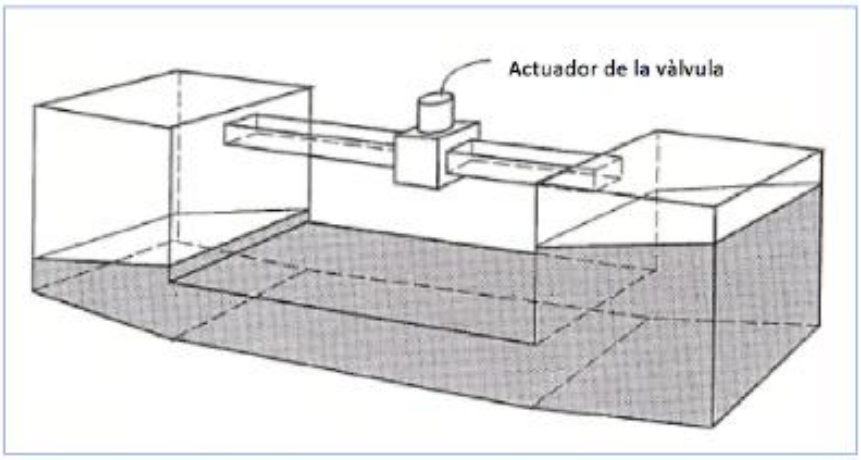


Figura 70. Tanques pasivos controlables [47]

Nacen de la necesidad de mejorar el rendimiento de un sistema pasivo de estabilización mediante la adición de un sistema de control sofisticado haciendo un sistema más eficaz.

La sección entre tanques es más grande, por lo que, la cantidad de agua que va de un tanque a otro, también lo será. El conducto de aire es significativamente más pequeño que el del fluido y llevará su sistema de válvula servo-controlada.

Como la válvula únicamente controla el flujo de aire, la energía necesaria es muy pequeña. Cuando dicha válvula esté cerrada, impidiendo el paso de aire entre tanques, el movimiento del agua entre los tanques se ve restringida a causa de la compresión del aire en la parte superior del tanque. Cuando esté abierta, el aire puede circular y el agua se puede mover con total libertad pasando de un tanque a otro.

En las frecuencias en la zona de resonancia del balance y por debajo, el fluido se podrá mover de un costado a otro mucho más rápido. El resultado es una frecuencia de balance más baja que cuando no dispone de tanque de estabilización.

El sistema de control impide que ese comportamiento insatisfactorio a bajas frecuencias mediante el cierre de la válvula y disminuyendo el flujo siempre que, en caso contrario, lleve a grandes movimientos de balance. EL sistema de control, por lo tanto, regula la eliminación progresiva del movimiento del fluido sobretodo en el régimen de baja frecuencia.

El rango de disminución del balance oscila entre el 20 y el 40%. [47][43]

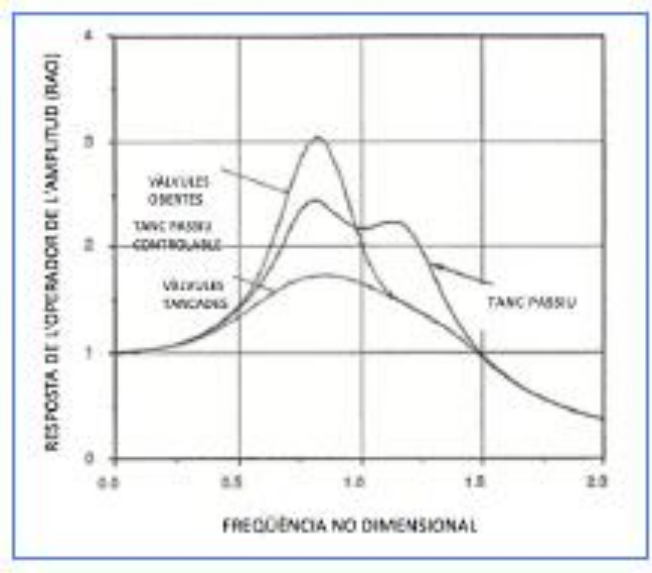


Figura 71. Balance tanques pasivos controlables [43]

Se puede ver que con un tanque pasivo controlable con la válvula abierta es como si no hubiese estabilizador. Con un tanque pasivo se mejora el balance, reduciendo la amplitud pero con el tanque pasivo controlable con las válvulas cerradas, se reduce, en gran medida, el balance.

Pero no todo son ventajas y algunos de los inconvenientes que tiene la utilización de este sistema pueden ser los siguientes,

I. Para lograr el rango de frecuencias más grandes donde el sistema de control pueda hacerles frente, se necesita un conducto transversal muy grande.

   Por tanto, un tanque pasivo controlable, tiene mayor peso del fluido que un tanque pasivo del mismo tamaño.

II. Un tanque pasivo controlable depende, para su correcto funcionamiento, del sistema de control, normalmente dependerá de un sistema de giroscopios y sistemas electrónicos y del sistema mecánico de activación de la válvula.

   Lo que implica que, si un elemento falla, el sistema de control estará inactivo y los tanques de estabilización no podrán desarrollar su función.

A pesar de esto, un gran número de barcos dispone de tanques pasivos controlables, siendo buques perforadores, buques hospitales o oceanográficos, entre otros. [43]

6.3. Sistemas activos

Los sistemas activos de estabilización utilizan, para su correcto funcionamiento, un sistema de control que detecta el movimiento de balance y decide la magnitud del momento de la corrección necesaria.

Se describirán los sistemas activos de estabilización, siendo las aletas estabilizadoras, tanques activos, sistemas de pesos y giroscopios. [43]

6.3.1. Aletas estabilizadoras

Las aletas estabilizadoras son el sistema de estabilización más utilizado en la actualidad. Son un sistema activo y un sistema externo ya que se encuentran fuera del buque, aunque se pueden encontrar aletas retráctiles que se guardan en el interior de la superficie del casco cuando no están en funcionamiento.

El sistema de estabilización por aletas utiliza pares de aletas con forma de *hydrofoil* que sobresalen del buque por la zona del pantoque y se sitúan a ambos lados del casco.

La velocidad del barco y el ángulo de las aletas dentro del agua, determinan el grado de elevación generada, ya sea para abajo o para arriba. El sistema de control de estabilización determina el grado de movimiento del buque, enviando una señal a los actuadores hidráulicos de los estabilizadores para que cambien el ángulo de las aletas haciendo que se recupere el nivel estable de escora.

Como resultado de la estabilización, las aletas reducen en un 80 - 90% el balance, en comparación con otro buque de igual características, pero sin este tipo de sistema de estabilización. [47]

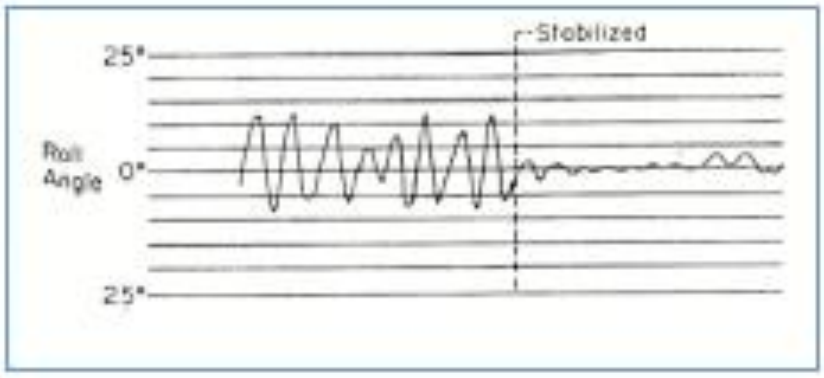


Figura 72. Estabilidad aletas [47]

Gráficamente se puede ver cómo cuando el sistema de estabilización está activo, el ángulo de balance disminuye considerablemente.

Las aletas reaccionan automáticamente con el cabeceo y el balance de la propia embarcación.

El control del balance se realiza creando unas fuerzas de sustentación a lo largo del perfil de la aleta. Cuando el barco escora y balancea a un costado, el sistema electrónico juntamente con el giroscopio manda una señal eléctrica al actuador haciendo que se muevan en una dirección que produzca una fuerza contraria al balance. La aleta del otro costado gira un cierto ángulo, de tal forma que se consigue una fuerza una fuerza de sustentación en la dirección opuesta al movimiento, siendo, además, opuesta a la fuerza creada por la otra aleta ya que están girando en sentidos opuestos.

El principio de sustentación en el cual se basa el funcionamiento de las aletas estabilizadoras es el mismo principio en el que se basa el vuelo de un avión. Las aletas, con un perfil hidrodinámico, sumergidas en un fluido a una cierta velocidad, obliga al agua a recorrer una distancia mayor en el extradós (parte superior) que en el intradós (parte inferior).

Al recorrer más espacio en el mismo tiempo, el agua se acelera produciendo una presión en el intradós y una depresión en el extradós. Esta diferencia de presiones entre las dos caras del perfil hidrodinámico crea una fuerza vertical ascendente sobre la aleta llamada sustentación, repartida a lo largo de toda la envergadura de la aleta estabilizadora. [42]

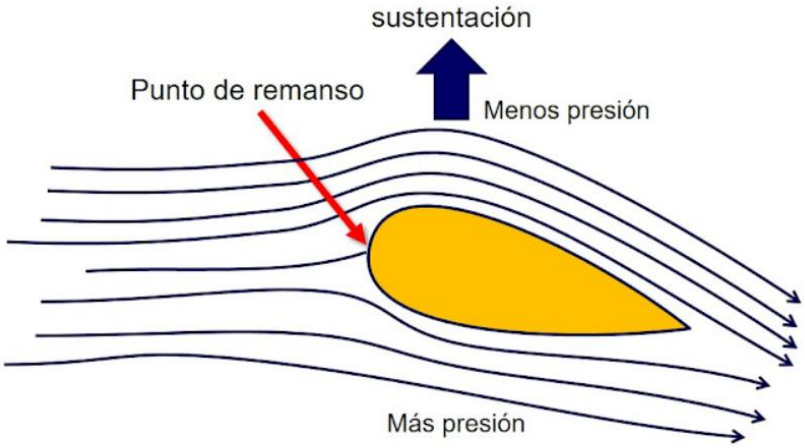


Figura 73. Sustentación aletas [42]

Ahora bien, con los balanceos de la embarcación, los perfiles cambian de inclinación. Este cambio de inclinación, llamado ángulo de ataque del perfil hidrodinámico hará que la fuerza de sustentación varíe, por lo que, a mayor ángulo de sustentación, mayor fuerza ascendente resultante permitiendo que el buque se estabilice. [42]

Es lógico pensar que el ángulo de ataque tendrá un punto máximo donde a mayor ángulo dejará de crecer la fuerza de sustentación generada y este ángulo máximo se denomina ángulo de pérdida.

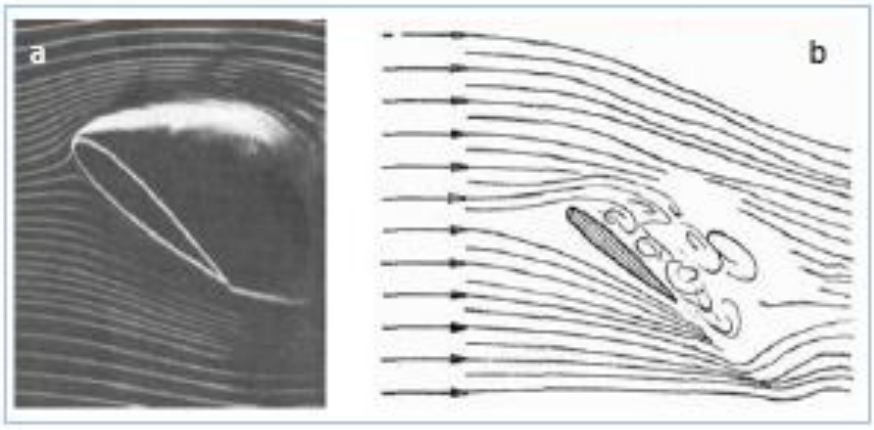


Figura 74. Ángulo máximo [48]

En el ángulo de pérdida o ángulo de ataque máximo empieza a desprenderse la capa límite generada en la superficie del perfil pasando de un régimen laminar a un régimen turbulento dejando de crear sustentación e incluso a perderla.

Por lo tanto, los ángulos de trabajo de una aleta estabilizadora tendrán un máximo de operación no pudiendo sobrepasar este valor.

De manera breve y sintetizada, se enumerarán algunos de los tipos de aletas estabilizadoras que hay y que se utilizan. Pudiendo encontrar,

I. Aletas retráctiles: Este tipo de aleta se guarda dentro del propio barco cuando están en desuso.
II. Aletas fijas: No se retraen ya que no se necesita de este mecanismo.

Los barcos que utilizan el sistema de aletas estabilizadoras pueden ser buques de pasaje, portacontenedores, cruceros, barcos de guerra, barcos de recreo, etc. [48]

6.3.2. Tanques activos

Forma parte de los sistemas activos dado que dispone de sensores que detectan el balance y hacen que actúen los tanques de una manera u otra. Son un sistema interno dado que no tienen partes que sobresalen del propio buque.

Este sistema hace circular agua a unos tanques u otros. Hay dos tanques en cada costado del buque y el nivel de agua de cada uno se controla mediante una o varias bombas que actúan en respuesta del sistema de detección del balance, mediante giroscopios.[35]

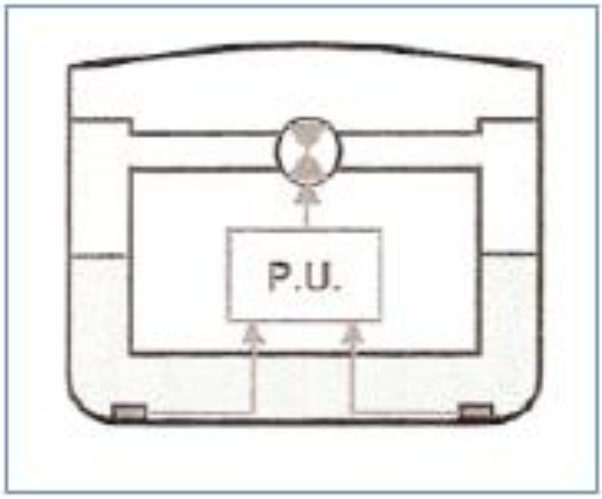


Figura 75. Tanques activos [35]

Este tipo de sistema asegura que la transferencia de agua para oponerse al balance siempre se produzca al final de dicho balance, independientemente de su periodo. Esto se consigue mediante la construcción de un tanque en forma de "U" y controlando el flujo de agua entre los dos costados del tanque con un sistema de válvulas operadas neumáticamente y mediante sensores de presión.

Dispone de sensores, una unidad de procesamiento que registra la diferencia de presiones entre ambos tanques además del ratio de cambio de la diferencia de presión, y también dispone una válvula de aire que se abrirá si hay una diferencia de presión. [42]

El agua solo fluirá de un lado del tanque a otro si la válvula de aire se abre para permitir que la presión del aire se iguale.

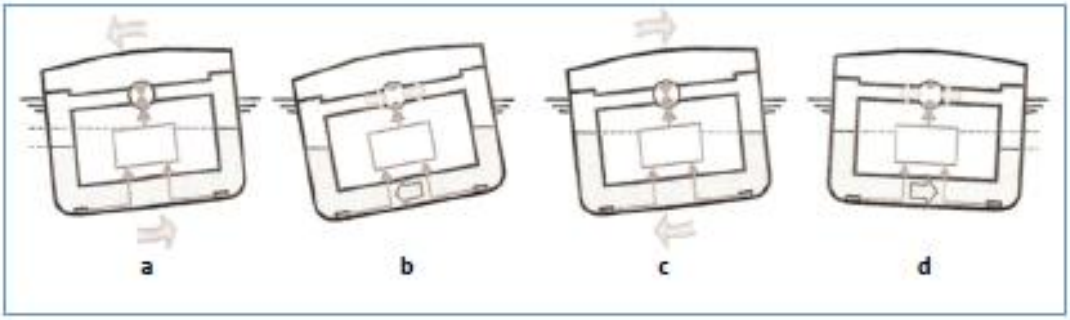


Figura 76. Funcionamiento tanques activos [35]

En la figura a de la imagen anterior se puede observar como el buque se balacea a babor, existe una diferencia de presión, pero aún no será lo suficiente como para que la válvula se abra. En la figura b, se observa cómo, al final del movimiento, la diferencia de presión alcanza el máximo, por lo que la válvula se abrirá dejando fluir el agua. En la figura c, el buque retorna del balance y la diferencia de presiones se vuelve nula, por lo que, la válvula, nuevamente se vuelve a cerrar y el flujo de agua se detiene. En la figura d, correspondiente al final del balance, la válvula de aire se abre cuando la diferencia de presiones alcanza el máximo de presión, en la dirección opuesta.

El flujo de agua a través del tanque actúa para limitar el grado de balance, basado en la gravedad.

El agua se distribuye de manera que la mayor parte se encontrará en el tanque que esté en la parte superior mientras se haga el movimiento de balance. Para esta condición, hay tres tipos de sistemas:

[1] En primer caso, el agua se bombea desde un tanque a otro para mantener la mayor cantidad posible de agua en el tanque superior. [35]

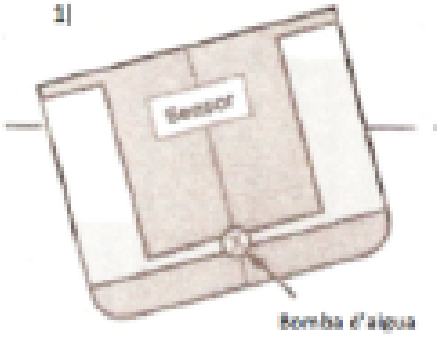


Figura 77. Con bomba intermedia [35]

[2] En segundo caso, el nivel de agua se controla indirectamente por medio de la presión de aire encima del agua de cada tanque. Los tanques están abiertos al mar en su parte inferior, necesitando así menos potencia. [35]

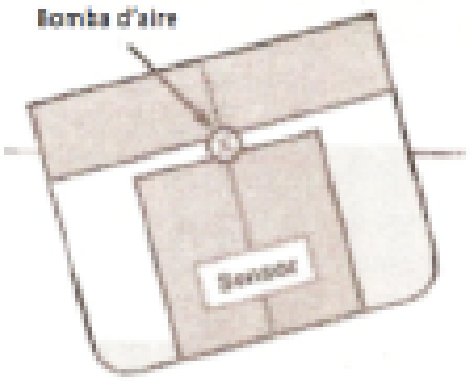


Figura 78. Tanques abiertos al mar [35]

[3] En tercer caso, cada tanque dispone de una bomba propia para añadir o quitar agua mientras el barco balancea. [35]

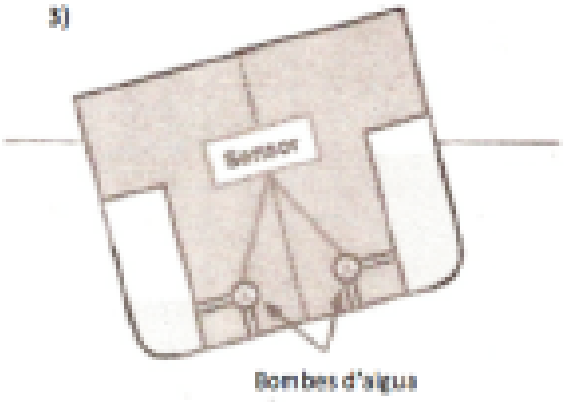


Figura 79. Con bomba propia [35]

Los sistemas que dispongan de bomba para introducir agua en el interior del tanque tienen la problemática que tendrá el retardo entre que el fluido se pone en movimiento siendo aspirada y la reducción de balance deseada ya que no será posible anticiparse al momento de balance necesario y este retardo limitará, en gran parte, la efectividad de la estabilización.

Este sistema de estabilización con tanques lo utilizan buques de grandes esloras ya que tiene un buen funcionamiento cuando el buque se encuentra parado o a baja velocidad debido, justamente, al retardo que hay entre el balance y el tiempo de respuesta.

Un ejemplo de los buques que lo pueden utilizar serán los buques portacontenedores, cableros, RO-RO, etc. [42]

6.3.2.1. *Intering*

También puede formar parte de los tanques activos el sistema de *intering*. Los tanques antiescora se desarrollaron para mantener a los buques en posición vertical durante una carga o una descarga. [41]

Mediante un sistema neumático, se lleva agua de un tanque a otro rápidamente, creando un momento adrizante que compensa el momento de escora.

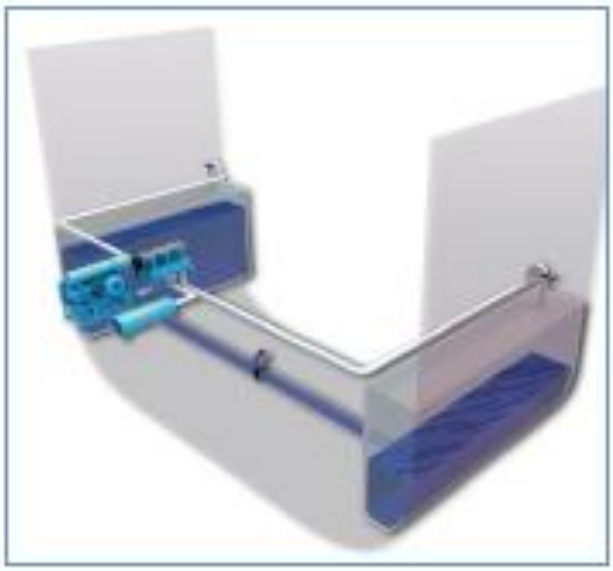


Figura 80. Intering [41]

Los sistemas de control del lastre se pueden combinar con los sistemas antiescora.

Los tanques antiescora se pueden encontrar en buques donde se realicen cargas rodadas, en buques RO-RO, ferris, rompehielos, buques semisumergibles *heavy-lift*, etc. [41]

6.3.3. Sistema de pesos

Es un sistema activo ya que depende de un sistema para detectar el movimiento de balance creando otro momento para compensarlo. Es un sistema interno dado que no tiene partes que sobresalen del buque.

El sistema de pesos reduce el movimiento de balance de la misma manera que lo hacen los tanques estabilizadores, exceptuando que, en lugar de ser un líquido que se desplaza de tanque a tanque, es un sólido. Este peso se mantiene sobre la línea de crujía mediante muelles y sistemas de amortiguamiento.

El retardo entre la lectura de la escora y la activación del peso es un factor determinante para poder utilizar este método satisfactoriamente. [43]

La potencia de estabilización es proporcional a la masa del peso antibalance y a la distancia del centro de balance.

Este tipo de sistema se utiliza en pequeñas embarcaciones debido a que el peso debería ser más grande cuanto mayor sea la embarcación.

La principal ventaja de este sistema es que no tendrá efecto de superficies libres que altere la estabilidad. Además, si el sistema está bien diseñado para el buque, necesitará de menos espacio que un sistema de tanques equivalente debido a que el peso puede tener mayor densidad que cualquier líquido. [43]

6.3.4. Giroscopios

El giroscopio estabilizador es un sistema activo e interno. Este sistema de estabilización no se utilizaba mucho pero cada vez más se utiliza, tanto en la náutica de recreo como en la marina mercante.

El principio de funcionamiento se basa en el concepto de precesión estacionaria. Según esto, cuando un cuerpo gira a una velocidad constante sobre uno de sus ejes principales de inercia, llamado eje de rotación, está sometido a un movimiento de giro a velocidad constante alrededor de otro de sus ejes principales de inercia, llamados ejes de precesión. Se produce un momento de reacción perpendicular a estos ejes, de valor proporcional al producto de las velocidades de rotación y precesión.

Si se monta en el interior de un buque un cilindro de masa apreciable girando a gran velocidad sobre su eje de simetría y lo hacemos precesionar lentamente alrededor de un eje horizontal situado en la dirección de babor o estribor, se producirá un momento en la dirección proa o popa con tendencia a escorar el buque, a un lado u otro, dependiendo del sentido de giro. [34]

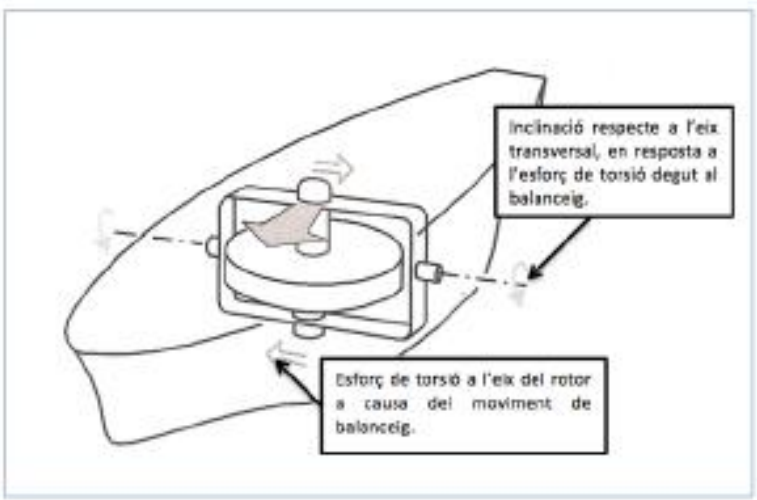


Figura 81. Giroscopio [34]

Por lo tanto, actuando y controlando el motor encargado de hacer precesionar al giroscopio con un sistema de control adecuado hará posible crear un momento adrizante capaz de oponerse al momento escorante producido por las olas.

Las características principales son:

- Momento angular (NMS): es un indicativo de la potencia nominal del giroscopio. Cada buque requiere de un valor dado del momento angular para conseguir un rendimiento óptimo del antibalance.
- Velocidad del volante de inercia (rpm): un volante más rápido sería la mejor manera de aumentar el momento angular sin añadir más peso al propio volante ni aumentar su diámetro.
- *Spool-up time* (min): es el tiempo que tarda el giroscopio en conseguir la velocidad máxima de operación para obtener el máximo rendimiento de estabilidad.
- *Spool-up power/ Operating power* (kW): será la energía total para hacer que el volante de inercia gire al 100% del ratio de velocidad. La energía de operación es el consumo de energía en estado estacionario cuando esté operando durante la navegación.
- Control de precesión (pasivo, activo): un control de precesión activo optimiza la utilización del momento angular con la configuración constante de precesión del giroscopio en base a diferentes condiciones de la mar. El control activo se puede utilizar durante la navegación. En cambio, los giróscopos pasivos se deben optimizar para cada estado de la mar y son menos eficientes con mala mar. Estos sistemas se deben desconectar cuando hay mala mar o el buque está parado.
- Refrigeración: Los giróscopos refrigerados por aire producen mucha calor, la cual se debe eliminar mediante ventiladores, mientras que los refrigerados por agua se pueden instalar, prácticamente, en cualquier lado.
- Volante de inercia y cojinetes: los componentes críticos de los giroscopios al aire libre están expuestos a duras condiciones climáticas mientras que los sellados al vacío estarán protegidos en su totalidad. Además, sin la fricción del aire, el volante de inercia puede girar a velocidades más altas consumiendo menor cantidad de energía.

Los principales fabricantes de giróscopos instalados en buques son Seakeeper y Mitsubishi ARG.

Los giroscopios se pueden utilizar en buques militares, buques comerciales, buques de exploración y barcos de recreo. [34]

6.4. Estabilizador Voith-Schneider

Recientemente se empieza a utilizar el sistema Voith-Schneider para la estabilización transversal.

Hace más de 80 años se empezó a desarrollar el concepto de la propulsión Voith-Schneider revolucionando la industria marítima debido a su gran capacidad para generar empuje en cualquier dirección de manera rápida, precisa y constante, proporcionando muchas ventajas a nivel operacional. [19]



Figura 82. Propulsión Voith - Schneider [19]

El propulsor Voith-Schneider es un sistema cicloidal que incorpora en un solo equipo la propulsión, el gobierno y el control de la estabilización del balance.

El sistema se basa en un rotor que va alojado en el casco y tiene movimiento de rotación constante alrededor de un eje vertical, este movimiento giratorio del rotor se realiza por medio de un mecanismo de reductoras y engranajes cónicos. La parte inferior del rotor, con forma de disco, está conformado por una serie de palas de perfiles hidrodinámicos, las cuales participan del movimiento circular del rotor y a su vez, se superponen sobre sus respectivos ejes verticales, mediante un mecanismo llamado cinemático. [19]



Figura 83. Palas propulsor [18]

Al modificarse el paso de las palas y su excentricidad se consigue que la fuerza de empuje resultante actúe en cualquier dirección que se desee, de esta manera, manteniendo el giro del rotor en el mismo sentido y a velocidad constante, se logra realizar el cambio de avante a atrás o viceversa de manera muy rápida.

La forma en que trabaja cada pala es similar a como lo hace el remo cuando se boga, de esta manera, las muñecas serían el mecanismo cinemático haciendo variar el ángulo de ataque de cada pala del remo. El resultado es un funcionamiento idóneo ya que al poder utilizarse palas con una gran superficie de barrido trabajando a velocidades lentas, se consiguen rendimientos muy altos, pocas pérdidas y se eliminar, casi por completo, los problemas de cavitación.

Este sistema permite cambiar la dirección del impulso muy rápidamente, por lo que si está controlado con un sistema automático, podrá producir una variación transversal de empuje capaz de equilibrar los pares escorantes creados por las olas.

A pesar de ser un sistema complejo con un coste elevado, este sistema de estabilización reúne todas las ventajas de las aletas de sustentación y los tanques pasivos sin ninguno de sus inconvenientes.

Además, presenta la gran ventaja de mejorar sensiblemente las cualidades de maniobra del buque, especialmente cuando éste tiene poca arrancada, por ende, se suele emplear en situaciones en que se opera en aguas limitadas y de tráfico intenso.

Se suele utilizar en remolcadores debido a su gran maniobrabilidad pero también se puede utilizar en Ferris, buques de guerra, yates de grandes dimensiones, entre otros. [18][19]

Capítulo 7. Modelo

En capítulos anteriores se han podido ver los diferentes métodos que hay para compensar las escoras y cómo afecta el peso y los cambios de peso, cambiando G, a la estabilidad del buque.

De todos los sistemas de estabilidad posibles, se estudiará, diseñará y automatizará un sistema de tanques activos. Este sistema de tanques activos irá montado sobre un buque el cual, a partir de unas líneas de agua, se diseñará haciéndolo completamente funcional para su operativa.

El buque, concretamente un remolcador supply, cuya función es la de dar apoyo a las plataformas petrolíferas o trabajos en la mar necesita unos mínimos de estabilidad realizando los trabajos dado que, en el caso contrario, implicaría un peligro tanto para la operativa como para el personal a cargo de esas funciones.

Además, para hacerlo lo más real posible, se utilizarán condiciones de mar reales en diferentes zonas posibles de operación gracias a las lecturas de los datos de las boyas de Puertos del Estado.

La distribución de las tuberías, los esquemas hidráulicos y eléctricos que lo forman serán capaces de crear las necesidades que requiere este tipo de nave.

El casco del remolcador necesitará de un estudio concienciado de las formas y de la hidrodinámica por lo que hace imprescindible la utilización de programas de simulación, siendo, por ejemplo, Maxsurf y Rhinoceros para obtener los valores de los coeficientes, áreas sumergidas, volúmenes y brazos adrizantes, entre otros.

En este capítulo se verá cómo se diseña el buque, los estudios previos de cambios de peso para delimitar los ángulos máximos de operación, el diseño y la localización de los tanques de lastre, siendo la parte principal del sistema de estabilidad, además de la automatización y el control de los elementos para crear un sistema independiente y automatizado siendo capaz de compensar las escoras y cabeceos en diferentes condiciones de mar pudiendo ver cuál es la condición más desfavorable y con qué ángulo de choque de las olas contra el casco recibe los movimientos más significativos, valores imprescindibles para poder operar el buque de la mejor forma.

7.1. Diseño del casco

A partir de las líneas de agua y planos del remolcador, gracias al programa Rhinoceros se va procediendo a su diseño.

Este trabajo no pretende ser un manual de ningún programa, por lo que únicamente se describirá el proceso de diseño, no el cómo se realiza cada parte.

A partir de los planos de formas y líneas de agua del buque (adjuntas en el Anexo A6) se comenzarán a crear el casco del buque.

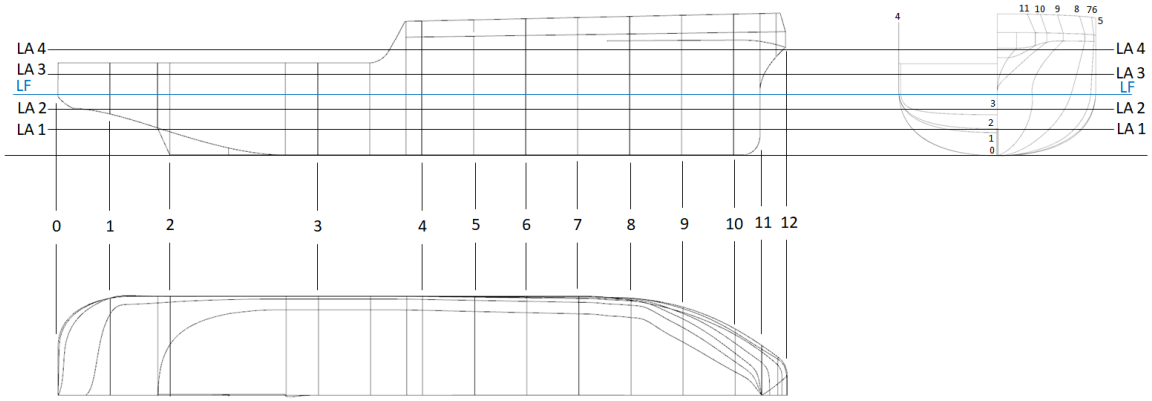


Figura 84. Líneas agua [50]

Puestas las imágenes para poder empezar a trabajar sobre las líneas, se irán proyectando hasta conseguir la intersección entre vistas con dichas líneas de agua.

Proyectando estas líneas de agua se crean las líneas que formarán el propio casco, así como las cuadernas y la forma de la popa y de la proa.

Uniendo estas líneas del casco y creando las superfcies a su alrededor, se obtiene la forma del casco del remolcador.

Será el momento, de añadir elementos tales como el compartimento de la hélice de proa, los alojamientos de los anclas, los refuerzos del costado, la cubierta, entre otros.

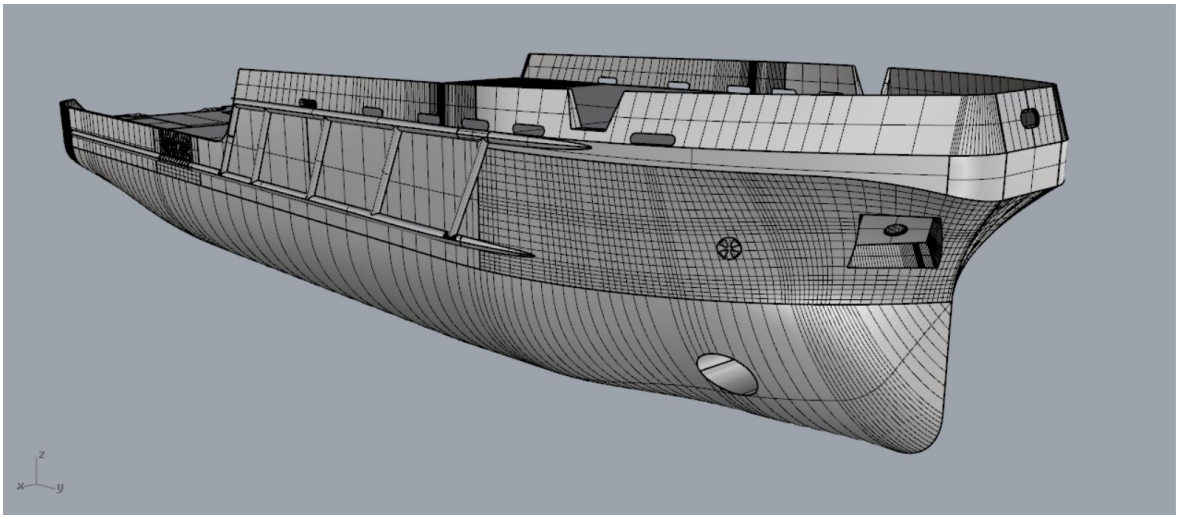


Figura 85. Casco (Fuente: Propia)

Se procederá también al diseño de la parte propulsora como los timones, conductos y las hélices.

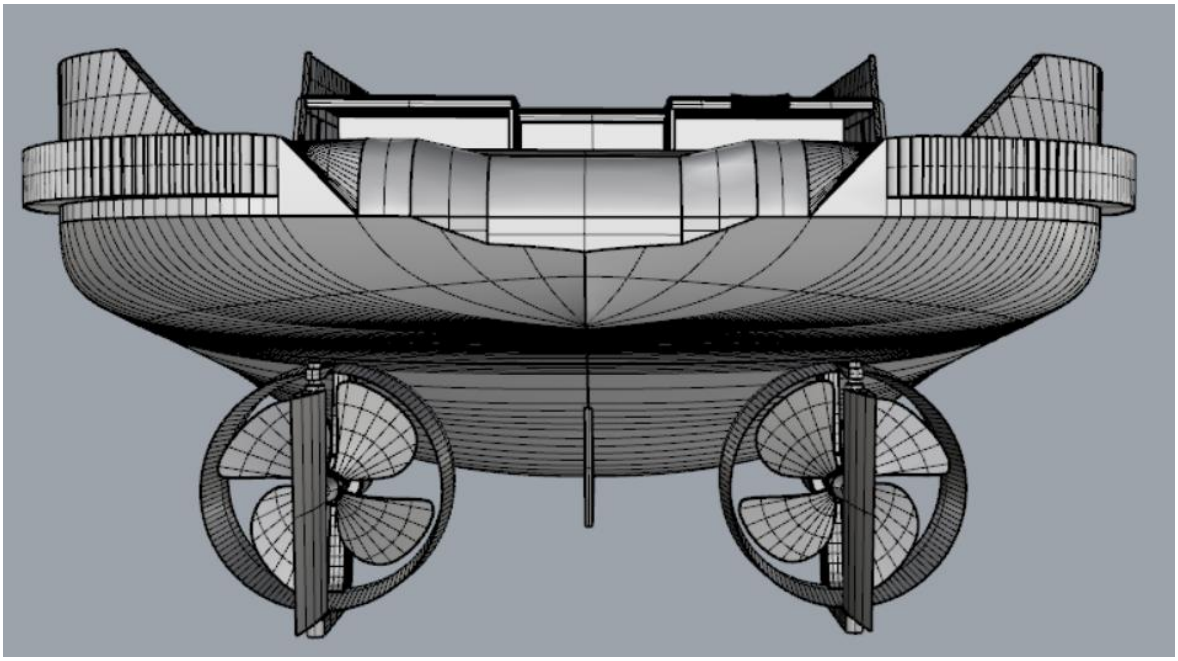


Figura 86. Propulsores (Fuente: Propia)

Una vez diseñado el casco y los elementos externos que lo forman, se diseñará el puente.

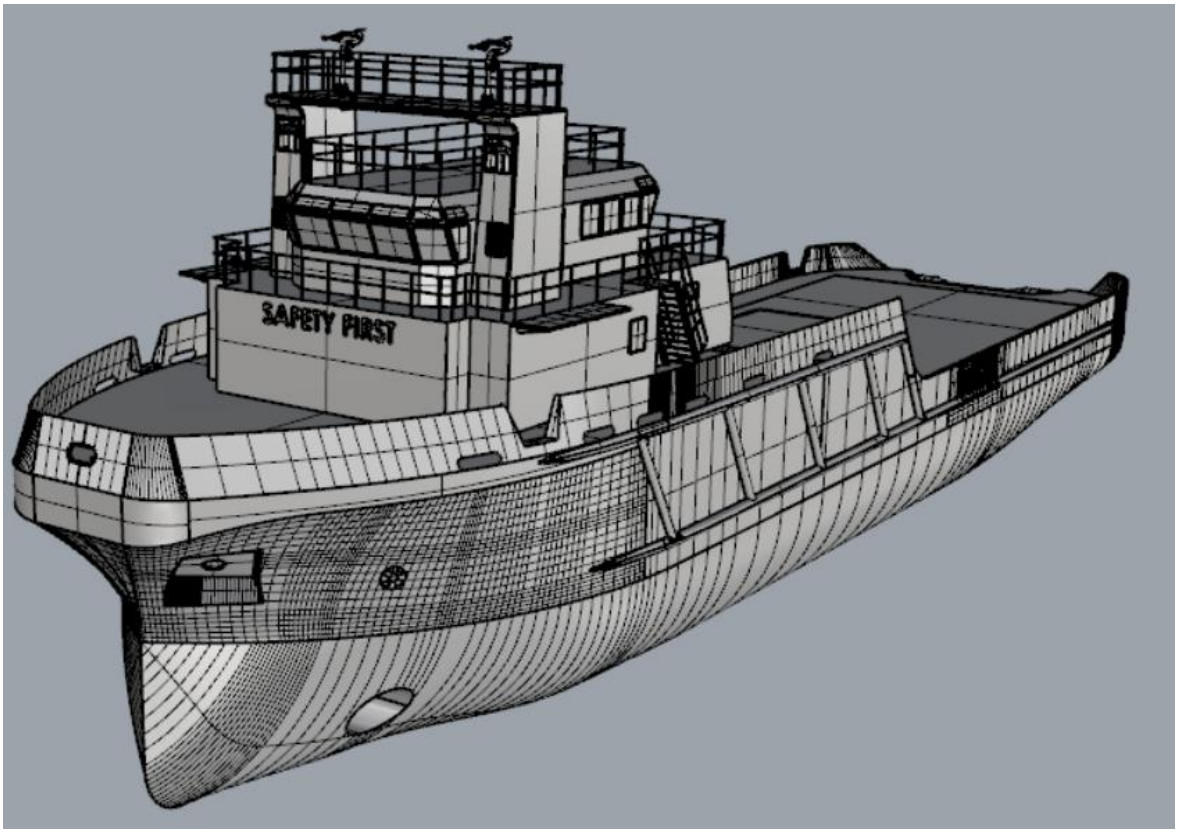


Figura 87. Casco y elementos (Fuente: Propia)

Para acabar con el diseño del buque, se elaboran los demás elementos que le dan funcionabilidad al remolcador, además de sistemas de seguridad, tales como antenas, barandillas, balsas, aros salvavidas, grúas, etc.

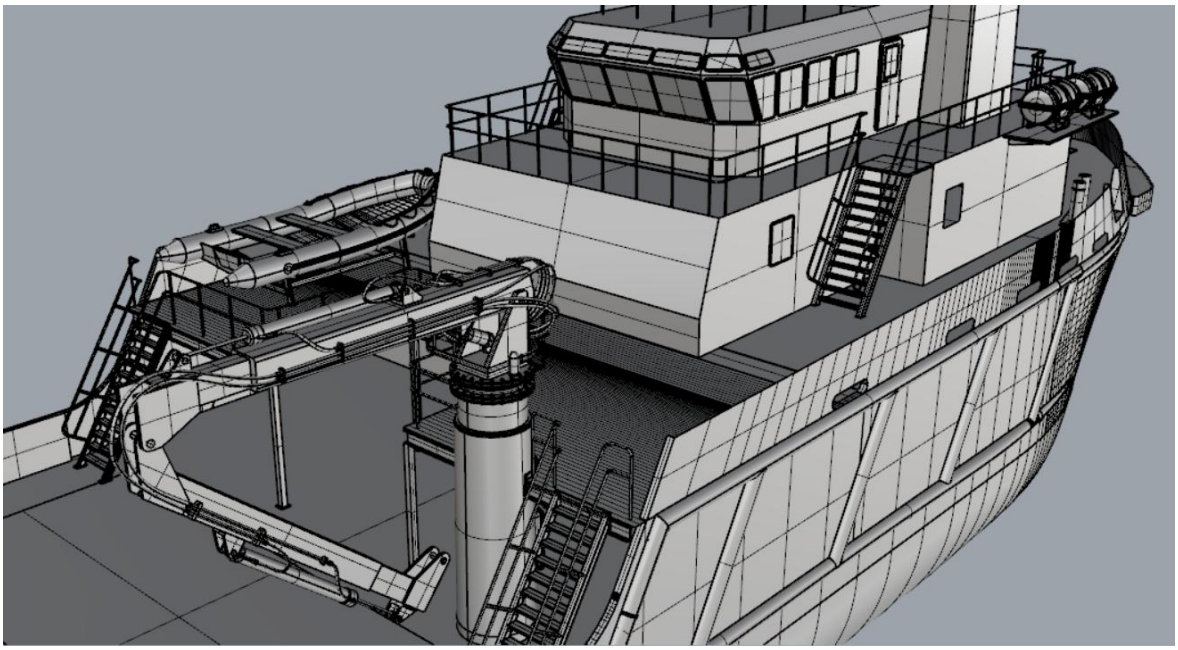


Figura 88. Elementos auxiliares (Fuente: Propia)

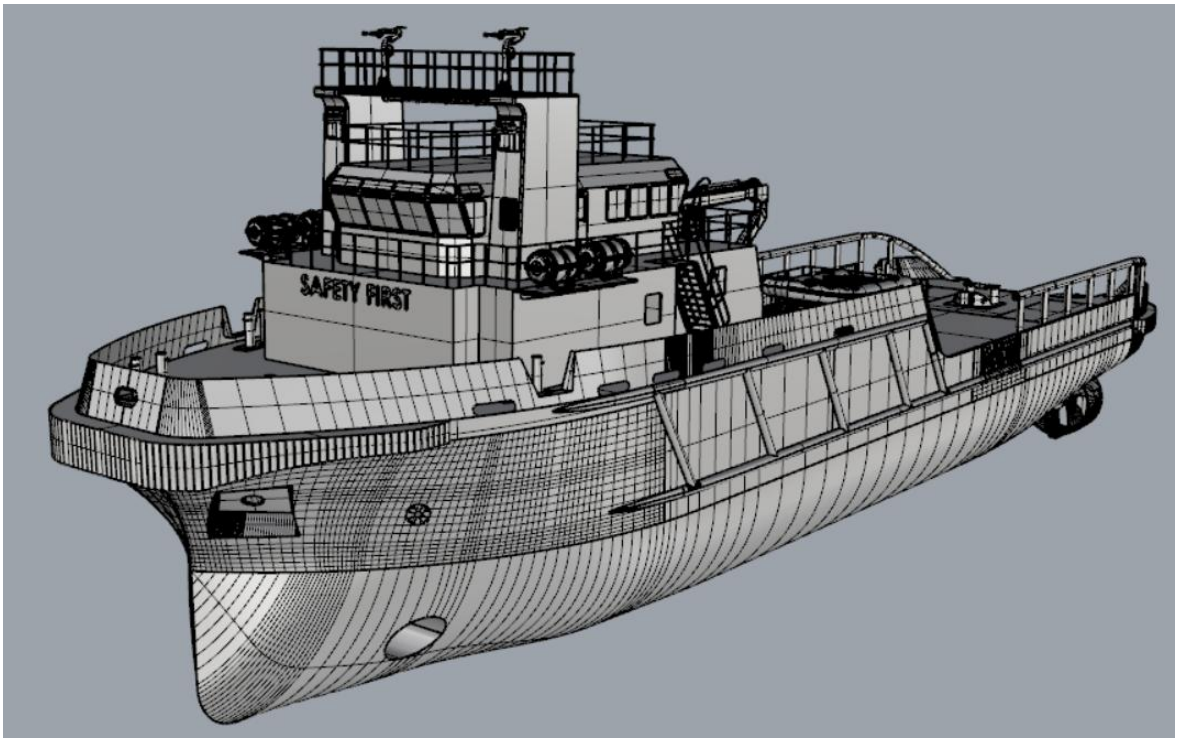


Figura 89. Buque remolcador (Fuente: Propia)

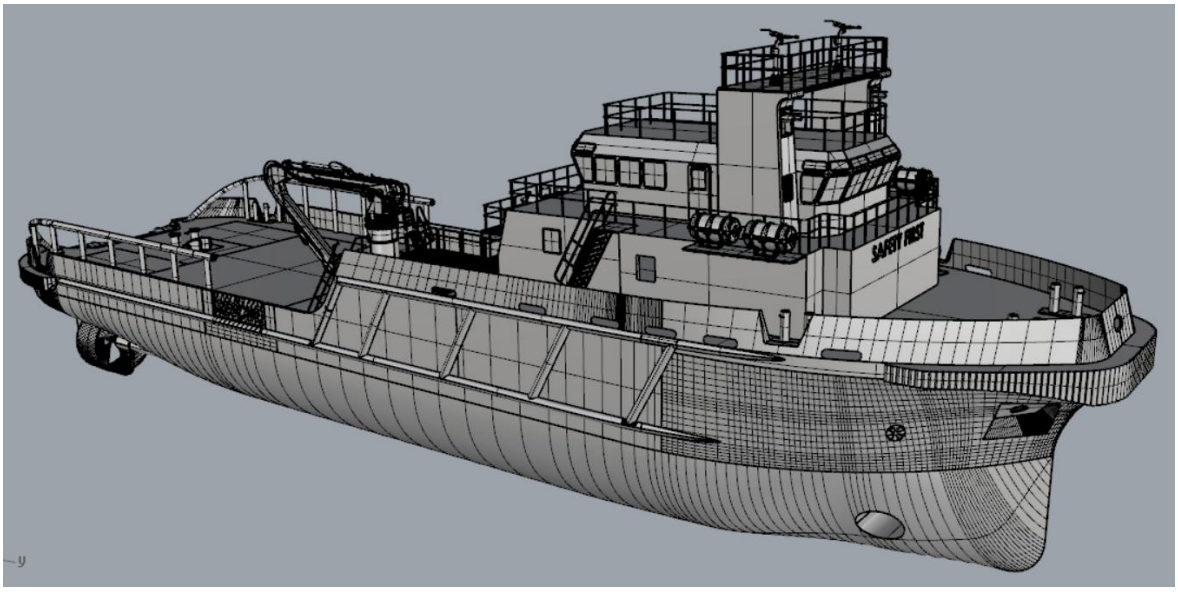


Figura 90. Buque remolcador (Fuente: Propia)

7.2. Datos hidrodinámicos

Con el diseño del buque terminado, únicamente se utilizará la parte del casco dado que es la parte a estudiar, hidrodinámicamente hablando.

Por lo tanto, explotando las superficies que lo conforman, y mediante el programa de análisis Maxsurf, se obtendrá el casco parametrizado para la obtención de los datos hidrodinámicos.

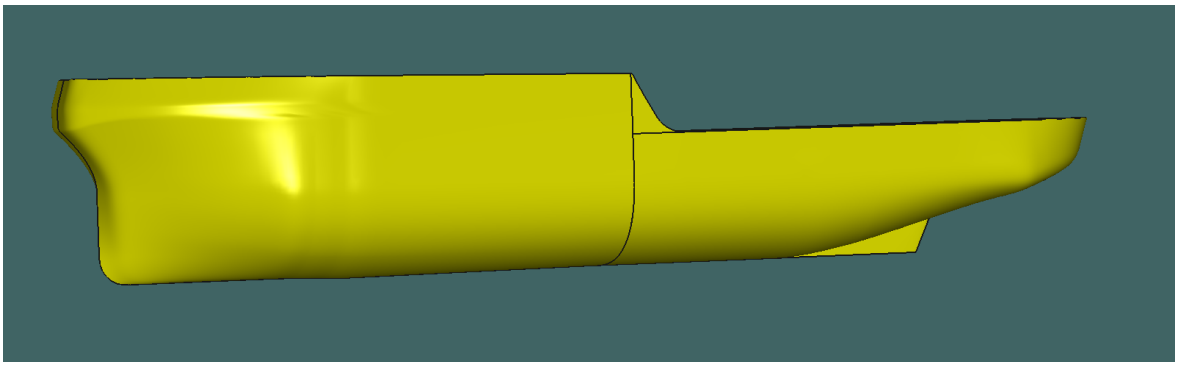


Figura 91. Buque parametrizado (Fuente: Propia)

Se deberá indicar la línea base, en nuestro caso, al ser un archivo importado desde Rhinoceros, parte del origen de coordenadas.

Se deberá indicar, también, la línea de calado siendo a 7,0 m.

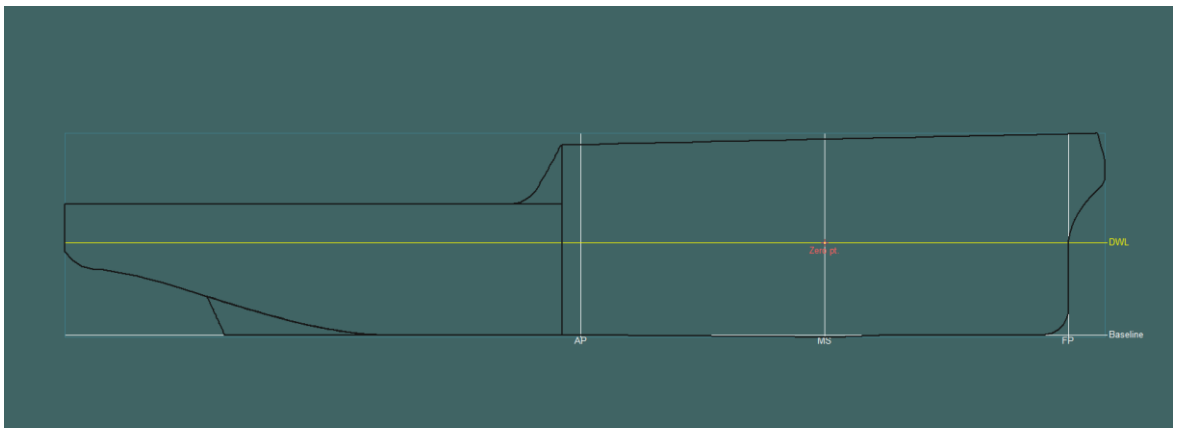


Figura 92. Vista perfil (Fuente: Propia)

Una vez definidas las primeras condiciones, se puede proceder a conocer los valores hidrodinámicos del casco del remolcador.

Para un calado de 7,0 m, se obtienen los siguientes valores.

	Measurement	Value	Units
1	Displacement	7601	t
2	Volume (displace	7415,428	m^3
3	Draft Amidships	7,000	m
4	Immersed depth	7,158	m
5	WL Length	76,422	m
6	Beam max exten	21,487	m
7	Wetted Area	2051,922	m^2
8	Max sect. area	123,206	m^2
9	Waterpl. Area	1483,078	m^2
10	Prismatic coeff. (	0,788	
11	Block coeff. (Cb)	0,631	
12	Max Sect. area c	0,824	
13	Waterpl. area co	0,903	
14	LCB length	-18,547	from z
15	LCF length	-21,376	from z
16	LCB %	-24,270	from z
17	LCF %	-27,972	from z
18	KB	4,159	m
19	KG fluid	-4,017	m
20	BMt	6,967	m
21	BML	83,384	m
22	GMt corrected	15,143	m
23	GML	91,560	m
24	KMt	11,126	m
25	KML	87,543	m
26	Immersion (TPc)	15,202	tonne/
27	MTc	187,527	tonne.
28	RM at 1deg = G	2008,780	tonne.
29	Length:Beam rati	3,557	
30	Beam:Draft ratio	3,002	
31	Length:Vol^0.333	3,919	
32	Precision	Medium	66 sta

Density (water) 1,025 tonne/m^3

Tabla 23. Valores hidrodinámicos (Fuente: Propia)

A modo de resumen y para hacerlo un poco más ordenado para conocer valores en función del calado, se realiza una tabla (Anexo A3) con los diferentes valores obtenidos de igual manera.

A modo general, se puede observar cómo nos indica el volumen sumergido y el área de flotación, en las diferentes vistas, para un calado dado.

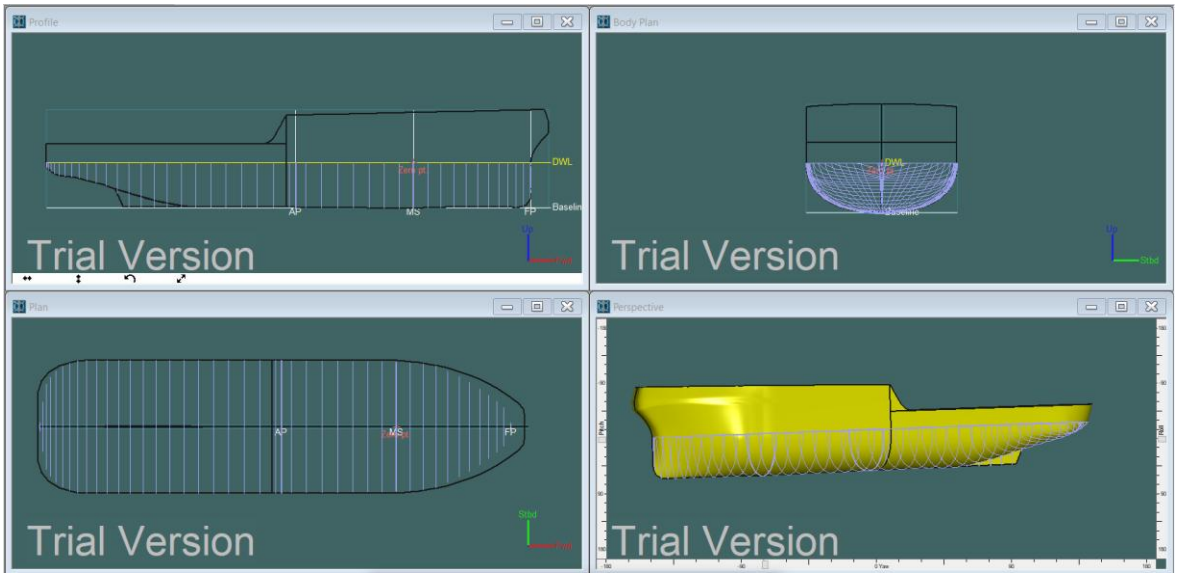


Figura 93. Vistas volumen sumergido (Fuente: Propia)

7.3. Cálculo de la resistencia al avance

Utilizando el módulo *Resistance* del mismo software Maxsurf, para buques de desplazamiento, los métodos estadísticos implementados son el Holtrop, Van Ootmerseen, Series 60, Compton, Fung y KR Barge Resistance.

Destacar que la velocidad máxima de diseño no será superior a 20 nudos, siendo la velocidad de servicio de 17 nudos.

El cálculo de la resistencia de avance es un valor determinante tanto estructuralmente como por parte de la máquina propulsora.

En apartados posterior, dentro del mismo capítulo, se podrá ver como la resistencia al avance aumentará en proporción al oleaje y a los ángulos de choque del casco contra las olas y de las olas contra el casco. [44]

7.3.1. Método Holtrop

Método de cálculo de la relación entre velocidad y potencia de propulsión de un buque que subdivide su resistencia total en componentes de diferente origen, la evaluación de cada componente se realiza aplicando análisis de regresión a una gran cantidad de datos experimentales.

El método Holtrop fue desarrollado en el canal de experiencias hidrodinámicas MARIN, en Wageningen (Holanda) a partir de cientos de ensayos con modelos y correlaciones con los datos registrados en pruebas en la mar con sus correspondientes buques reales.

Este método proporciona unos resultados satisfactorios en el 95% de los casos, en la fase de proyecto preliminar, siempre que el rango de variables esté dentro de los límites.

Los límites son los que se muestran en la siguiente tabla.

Método	Límites
Holtrop	0 < Fn < 0,80
	0,55 < Cp < 0,85
	3,9 < L/B< 15
	2,1 < Lpp < 4,0

Tabla 24. Método Holtrop [44]

7.3.2. Método Van Oortmerseen

Método que se basa en la hipótesis de Hughes por la cual se considera la resistencia total de avance es la suma de dos resistencias independientes entre sí, que son la resistencia viscosa y la resistencia por formación de olas.

Es un método satisfactorio siempre que los resultados estén dentro de los límites. Estos límites son los que se muestran en la tabla siguiente.

Método	Límites
Van Oortmerseen	Fn < 0,50
	0,50 < Cp < 0,73
	0,7 < Cm < 0,97
	1,9 < B/T < 4,0
	8,0 < Lpp < 80,0
	3,0 < Lpp/B < 6,2

Tabla 25. Método Van Oortmerseen [44]

7.3.3. Método Series 60

Es un método que se aplica únicamente a buques de carga con un solo eje.

Método	Límites
Serie 60	0,282 < Fn < 0,677
	0,60 < Cb < 0,80
	2,5 < B/T < 3,5
	5,5 < Lpp/B < 8,5

Tabla 26. Método Serie 60 [44]

7.3.4. Método Compton

Este método utiliza un algoritmo que está diseñado para ser aplicado a barcos a motor costeros, patrulleras, embarcaciones de recreo que trabajan en régimen de desplazamiento o semi-desplazamiento.

Método	Límites
Compton	0,1 < Fn < 0,6
	4 < L/B < 5,2

Tabla 27. Método Compton [44]

7.3.5. Método Fung

El método Fung se aplica a barcos de carga con una popa con forma de espejo, generalmente mayores que los aplicados en el método Compton.

Método	Límites
Fung	0,134 < Fn < 0,908
	2,52 < L/B < 17,935
	1,696 < B/T < 10,204
	0,526 < Cp < 0,774
	0,662 < Cwp < 0,841

Tabla 28. Método Fung [44]

7.3.6. Método KR Barge Resistance

Este método está basado en un algoritmo de la normativa *Rules for the Towing Survey of Barges and Tugboats (Ch.3, Sec.1, 103)* de la Sociedad de Clasificación *Korean Register of Shipping*. Se aplica a buques con forma de caja, como pueden ser las barcazas de carga operando en régimen de desplazamiento.

Volviendo a los cálculos de la resistencia al avance y gracias a Maxsurf Resistance, se tiene que, numéricamente, se pueden ver los resultados de estos métodos estadísticos en la siguiente tabla.

	Item	Value	Units	Holtrop	Van Oortmerssen	Series60	Compton	Fung	Slender body	KR Barge
1	LWL	76,422	m	76,422 (low)	76,422	76,422 (low)	76,422 (low)	76,422	--	--
2	Beam	21,493	m	21,493 (high)	21,493	21,493 (high	21,493 (high)	21,493	--	--
3	Draft	7,158	m	7,158	7,158	7,158	7,158	7,158	--	--
4	Displaced volume	7421,208	m^3	7421,208	7421,208 (high)	7421,208	7421,208 (hi	7421,2	--	--
5	Wetted area	2001,882	m^2	2001,882	2001,882 (high)	2001,882	2001,882	2001,8	2001,882	2001,882
6	Prismatic coeff. (Cp)	0,788		0,788	0,788 (high)	--	--	0,788 (	--	--
7	Waterpl. area coeff. (Cw	0,904		0,904	--	--	--	--	--	--
8	1/2 angle of entrance	38,8	deg.	38,8	38,8	--	--	38,8 (hi	--	--
9	LCG from midships(+ve	1,108	m	1,108	1,108	--	1,108 (high)	--	--	--
10	Transom area	0	m^2	0	--	--	--	0	--	--
11	Transom wl beam	0	m	--	--	--	--	0	--	--
12	Transom draft	0,673	m	--	--	--	--	0,673	--	--
13	Max sectional area	123,206	m^2	--	123,206	--	--	123,20	--	123,206
14	Bulb transverse area	0,011	m^2	0,011	--	--	--	0,011	--	--
15	Bulb height from keel	0	m	0	--	--	--	--	--	--
16	Draft at FP	7	m	7	--	--	--	--	--	--
17	Deadrise at 50% LWL	11,2	deg.	--	--	--	--	--	--	--
18	Hard chine or Round bil	Round bilge		--	--	--	Round bilge	--	--	--
19										
20	Frontal Area	0	m^2							
21	Headwind	0	kn							
22	Drag Coefficient	0								
23	Air density	0,001	tonne/							
24	Appendage Area	0	m^2							
25	Nominal App. length	0	m							
26	Appendage Factor	1								
27										
28	Correlation allowance	use 19th IT		Calculated b	use 19th ITTC form	use 19th ITT	use 19th ITT	Fixed a	use 19th ITTC f	
29	Kinematic viscosity	0,00000118	m^2/s							
30	Water Density	1,0259	tonne/							

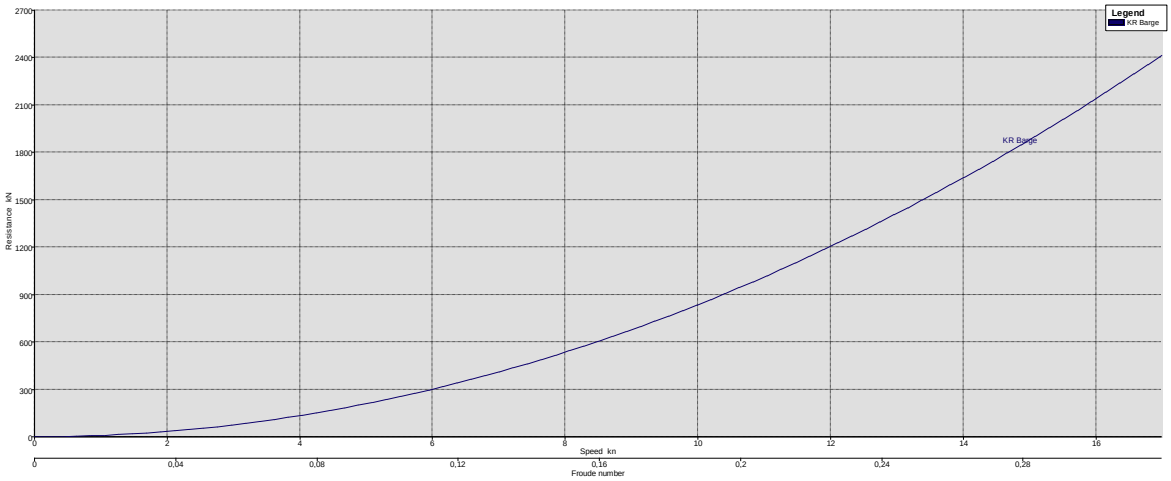
Tabla 29. Métodos estadisticos resistencia al avance (Fuente: Propia)

También se obtienen los resultados, de cada método estadístico, dando un valor de la potencia y de la resistencia al avance del buque, en función de una velocidad dada.

	Speed (kn)	Froude No. LWL	Froude No. Vol.	Holtrop Resist. (kN)	Holtrop Power (kW)	Van Oortmerssen Resist. (kN)	Van Oortmerssen Power (kW)	Series60 Resist. (kN)	Series60 Power (kW)	Compton Resist. (kN)	Compton Power (kW)	Fung Resist. (kN)	Fung Power (kW)	Slender body Resist. (kN)	Slender body Power (kW)	KR Barge Resist. (kN)	KR Barge Power (kW)
1	0,000	0,000	0,000	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
2	0,425	0,008	0,016	0,2	0,052	0,3	0,058	--	--	--	--	--	--	--	--	1,5	0,330
3	0,850	0,016	0,032	0,9	0,374	0,9	0,387	--	--	--	--	--	--	--	--	6,0	2,640
4	1,275	0,024	0,047	1,8	1,194	1,8	1,177	--	--	--	--	--	--	--	--	13,6	8,911
5	1,700	0,032	0,063	3,1	2,726	3,0	2,590	--	--	--	--	--	--	--	--	24,2	21,123
6	2,125	0,040	0,079	4,7	5,175	4,4	4,770	--	--	--	--	--	--	--	--	37,7	41,256
7	2,550	0,048	0,095	6,7	8,740	6,0	7,856	--	--	--	--	--	--	--	--	54,3	71,291
8	2,975	0,056	0,111	8,9	13,617	7,9	12,074	--	--	--	--	--	--	--	--	74,0	113,207
9	3,400	0,064	0,126	11,4	19,998	10,4	18,187	--	--	--	--	--	--	--	--	96,6	168,986
10	3,825	0,072	0,142	14,3	28,073	14,3	28,082	--	--	--	--	--	--	--	--	122,3	240,607
11	4,250	0,080	0,158	17,4	38,029	20,4	44,611	--	--	--	--	--	--	--	--	151,0	330,050
12	4,675	0,088	0,174	20,8	50,051	29,4	70,688	--	--	--	--	--	--	--	--	182,7	439,297
13	5,100	0,096	0,190	24,5	64,322	41,3	108,463	--	--	--	--	--	--	--	--	217,4	570,327
14	5,525	0,104	0,206	28,5	81,025	55,9	158,996	--	--	113,9	323,633	--	--	--	--	255,1	725,121
15	5,950	0,112	0,221	32,8	100,345	72,6	222,369	--	--	131,6	402,737	--	--	--	--	295,9	905,658
16	6,375	0,120	0,237	37,3	122,470	90,9	297,973	--	--	150,5	493,596	--	--	--	--	339,7	1113,920
17	6,800	0,128	0,253	42,2	147,606	110,0	384,816	--	--	170,7	596,976	--	--	--	--	386,4	1351,886
18	7,225	0,136	0,269	47,3	175,991	129,6	481,791	--	--	192,0	713,635	227,2	844,56	--	--	436,3	1621,537
19	7,650	0,144	0,285	52,8	207,923	149,4	588,053	58,8	231,389	214,5	844,321	201,2	791,79	--	--	489,1	1924,854
20	8,075	0,152	0,300	58,7	243,800	169,5	704,215	65,3	271,168	238,6	991,282	185,5	770,63	--	--	545,0	2263,815
21	8,500	0,160	0,316	65,0	284,176	190,1	831,314	74,1	323,971	265,4	1160,524	176,2	770,54	--	--	603,8	2640,403
22	8,925	0,168	0,332	71,8	329,825	210,6	966,886	86,9	399,118	293,7	1348,550	171,9	789,07	--	--	665,7	3056,596
23	9,350	0,176	0,348	79,4	381,829	237,8	1143,678	98,5	474,000	323,6	1556,457	170,0	817,52	--	--	730,6	3514,376
24	9,775	0,184	0,364	87,8	441,663	259,9	1306,981	109,3	549,609	355,0	1785,356	171,7	863,28	--	--	798,6	4015,723
25	10,200	0,192	0,379	97,4	511,320	294,3	1544,516	120,5	632,169	388,1	2036,376	172,8	906,86	--	--	869,5	4562,616
26	10,625	0,200	0,395	108,5	593,314	351,0	1918,642	131,7	720,054	422,7	2310,660	178,5	975,77	--	--	943,5	5157,037
27	11,050	0,208	0,411	121,6	691,000	369,0	2097,428	142,0	807,124	471,1	2677,737	184,7	1050,0	--	--	1020,5	5800,965
28	11,475	0,216	0,427	137,0	809,021	423,5	2499,811	152,8	901,862	523,5	3090,172	187,8	1108,5	--	--	1100,5	6496,381
29	11,900	0,224	0,443	155,4	951,143	565,4	3461,336	165,4	1012,345	579,6	3548,456	195,0	1193,7	--	--	1183,5	7245,265
30	12,325	0,232	0,458	176,8	1121,066	683,1	4330,987	180,3	1142,884	639,7	4055,866	207,8	1317,4	--	--	1269,5	8049,598
31	12,750	0,240	0,474	202,8	1330,349	704,5	4621,255	198,0	1298,448	703,7	4615,793	218,8	1435,3	--	--	1358,6	8911,360
32	13,175	0,248	0,490	235,7	1597,626	724,9	4913,365	219,0	1484,527	771,9	5231,741	224,2	1519,4	--	--	1450,7	9832,530
33	13,600	0,256	0,506	276,0	1931,131	881,2	6165,158	241,8	1691,658	849,3	5942,357	228,5	1599,0	--	--	1545,8	10815,090
34	14,025	0,264	0,522	320,9	2315,083	1198,4	8646,500	244,7	1765,215	934,1	6739,790	237,7	1714,7	--	--	1643,9	11861,020
35	14,450	0,272	0,537	367,0	2728,293	1576,8	11721,171	246,1	1829,198	1024,4	7614,970	253,1	1881,4	--	--	1745,1	12972,299
36	14,875	0,280	0,553	415,9	3182,784	1883,8	14415,284	259,6	1986,424	1120,3	8572,800	272,6	2086,0	--	--	1849,2	14150,909
37	15,300	0,288	0,569	474,9	3737,798	2044,4	16091,279	288,4	2269,849	1222,0	9618,331	291,8	2296,8	--	--	1956,4	15398,830
38	15,725	0,296	0,585	554,3	4483,738	2071,6	16758,342	351,1	2840,183	1329,7	10756,767	307,0	2483,3	--	--	2066,6	16718,041
39	16,150	0,303	0,601	664,1	5517,765	2043,2	16975,601	469,6	3901,466	1449,9	12045,905	317,4	2636,6	--	--	2179,8	18110,523
40	16,575	0,311	0,617	810,6	6912,190	2057,3	17542,238	638,3	5442,704	1585,6	13520,400	324,9	2770,6	--	--	2296,1	19578,257
41	17,000	0,319	0,632	991,4	8670,718	2193,5	19183,516	772,9	6759,249	1729,5	15125,016	332,5	2907,9	--	--	2415,3	21123,223

Tabla 30. Métodos estadisticos resistencia al avance (Fuente: Propia)

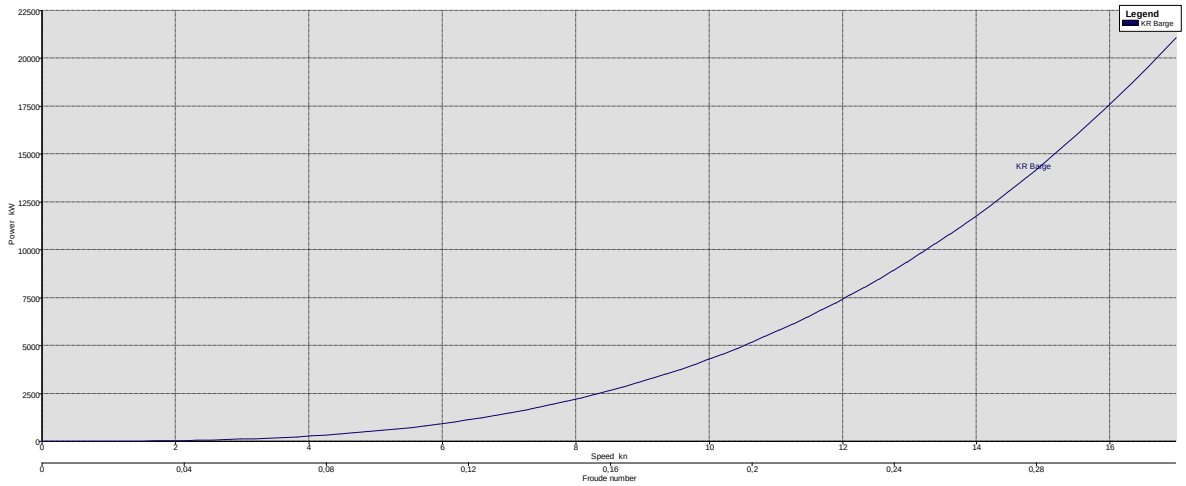
El método que más se ajusta al modelo es el método KR Bange Power. Observándolo, se puede ver cómo, en la gráfica velocidad vs resistencia, para la velocidad de servicio del buque de 17 nudos, la resistencia es de 2415,3 kN.



Gráfica 12. Resistencia avance (Fuente: Propia)

Analizando las gráficas se puede comprobar que conforme aumenta la velocidad del buque, existe un incremento sustancial de la resistencia. A bajas velocidades, la resistencia predominante es la fricción, pero a altas velocidades (teniendo en cuenta la velocidad máxima del buque), la resistencia mayor es la de formación de olas.

Y en la gráfica de potencia vs velocidad, se obtiene una potencia necesaria de 21123,223 kW para alcanzar una velocidad de servicio de 17 nudos.



Gráfica 13. Potencia motor (Fuente: Propia)

7.4. Comportamiento buque con cambios de G.

El centro de gravedad del buque, como se ha detallado en capítulos anteriores, dispone de tres coordenadas, siendo la vertical, longitudinal y transversal.

Mediante el módulo de Maxsurf Stability, se podrán hacer cambios en la posición de G para poder observar el comportamiento del buque, observando la escora creada con estos cambios.

Dado que los cambios en la posición vertical de G no influirán en escoras ni cabeceos, únicamente se harán cambios del centro de gravedad en los ejes longitudinales y trasversales.

En la condición de equilibrio del buque, con el centro de gravedad en la misma vertical que el centro de carena, no habrá ninguna escora.

Gráficamente se observa, en la imagen siguiente de perfil, que el buque no tiene ningún asiento significativo.

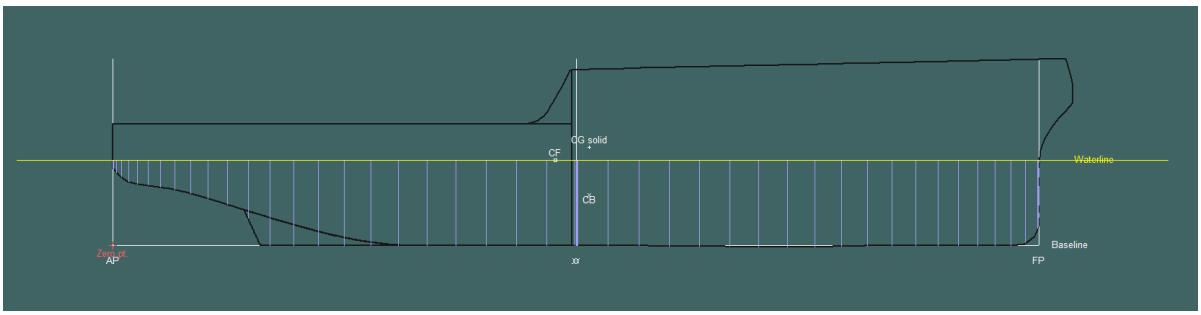


Figura 94. Posición de G (Fuente: Propia)

También se puede observar, numéricamente, como el buque permanece sin escora.

Algunos datos que se pueden obtener, para posteriormente hacer una comparativa con los diferentes cambios en G son:

- Posición longitudinal de G: 39,304 m.
- Desplazamiento: 7601 t.
- Calado en popa: 7 m.
- Calado en proa: 7 m.
- Asiento: 0 m.
- Ángulo de cabeceo: 0˚

Variando el punto longitudinal de G hasta un valor de 44,304 m, es decir, 5 metros para proa, se crea una escora o cabeceo del buque. Este cambio en G puede haberse debido a un corrimiento de carga o a una mala distribución del peso afectando a la estabilidad del buque.

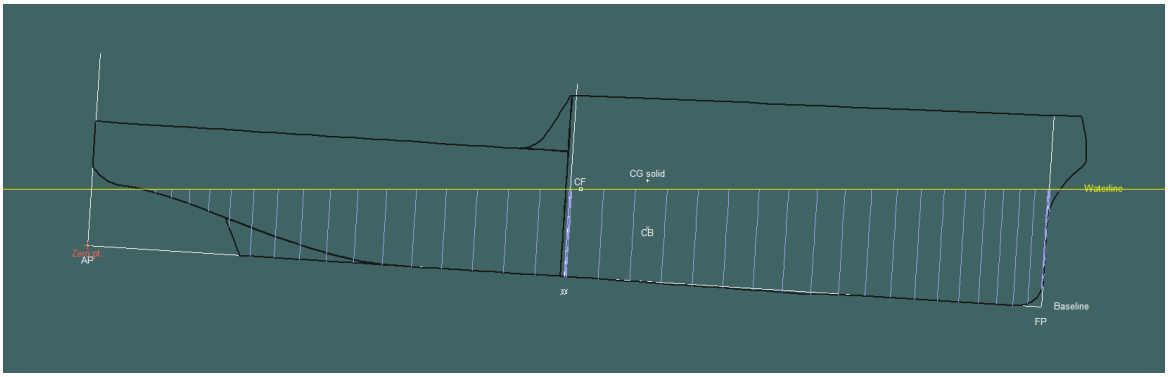


Figura 95. Cambios en G (Fuente: Propia)

Este cambio en la distribución del peso, crea un asiento aproante al buque.

Los datos obtenidos son:

- Posición longitudinal de G: 44,304 m.
- Desplazamiento: 7530 t.
- Calado en popa: 4,55 m.
- Calado en proa: 9,45 m.
- Asiento: - 4,9 m.
- Ángulo de cabeceo: 3,66˚

Llevando el centro de gravedad 5 metros más a proa, hasta un valor de 49,304 m, se tiene un resultado,

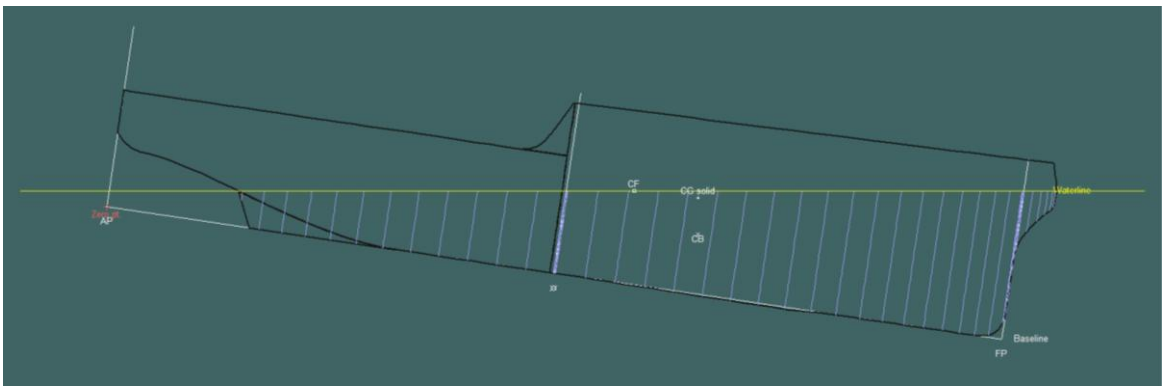
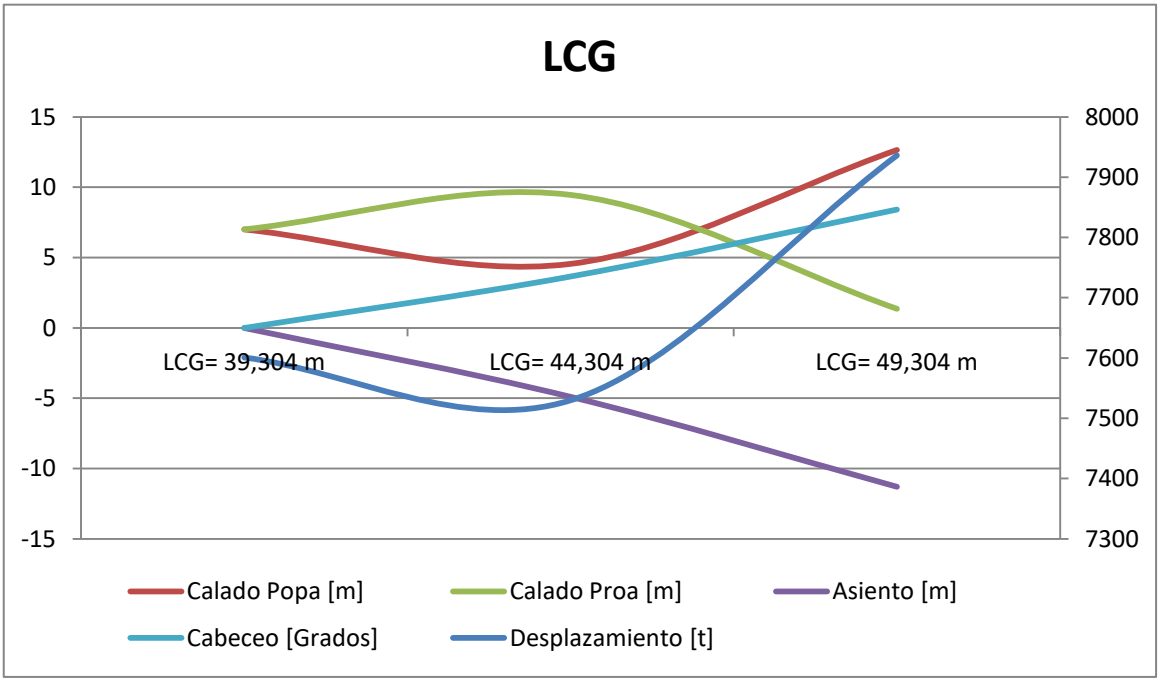


Figura 96. Cambios en G II (Fuente: Propia)

- Posición longitudinal de G: 49,304 m.
- Desplazamiento: 7936 t.
- Calado en popa: 12,65 m.
- Calado en proa: 1,35 m.
- Asiento: - 11,30 m.
- Ángulo de cabeceo: 8,42˚

Resultando peligroso para la integridad del buque.

Graficando los resultados obtenidos para los cambios anteriores de la posición longitudinal del centro de gravedad, se obtiene la siguiente gráfica.



Gráfica 14. Movimientos longitudinales de G (Fuente: Propia)

Una vez realizado el estudio del comportamiento del buque con cambios longitudinales del centro de gravedad, se estudiará cómo afectan los cambios transversales en G.

En la condición inicial de partida, el buque está adrizado, y por tanto, no presenta una escora permanente.

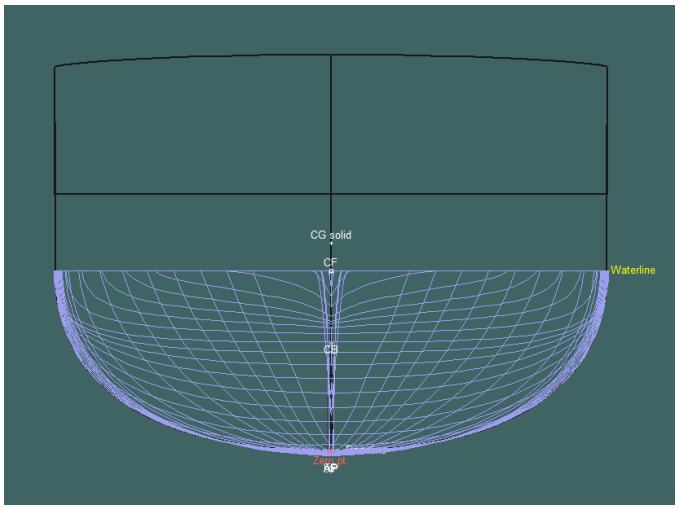


Figura 97. Posición transversal de G (Fuente: Propia)

El centro de gravedad está en la vertical del centro de carena.

Se pueden obtener valores para crear una comparativa entre las diferentes condiciones y , así, poder valorar los cambios sufridos.

- Posición transversal de G: 0 m.
- Desplazamiento: 7530 t.
- Ángulo de escora: 0°

Haciendo variar la longitud en 0,75 metros hacia estribor, se crea una escora ya que sale de la verticalidad el centro de gravedad y el centro de carena.

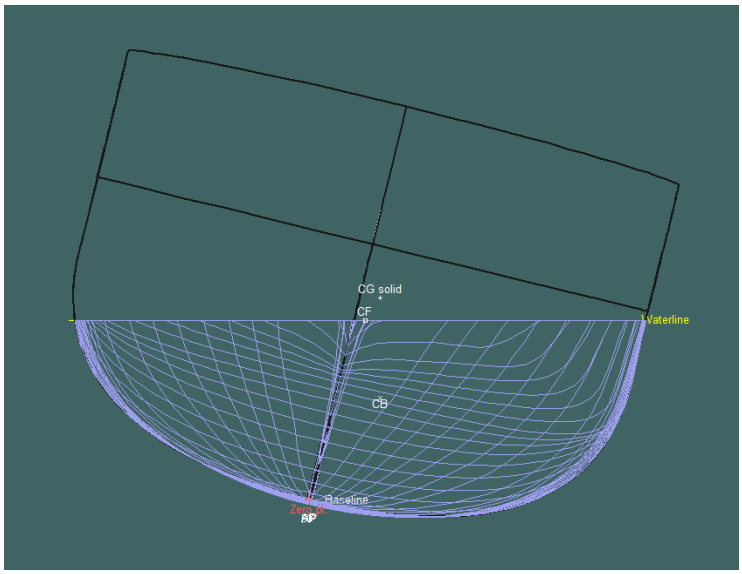


Figura 98. Cambios en G (Fuente: Propia)

Los datos obtenidos con este ángulo de escora son:

- Posición transversal de G: 0,75 m.
- Desplazamiento: 7659 t.
- Ángulo de escora: 13,8˚

No se podrá ampliar más el estudio sobre el cambio de pesos transversal dado que el agua está casi al límite de entrar por la cubierta. Gracias a la simulación, se observa esta condición límite para la seguridad del buque y/o de la operativa.

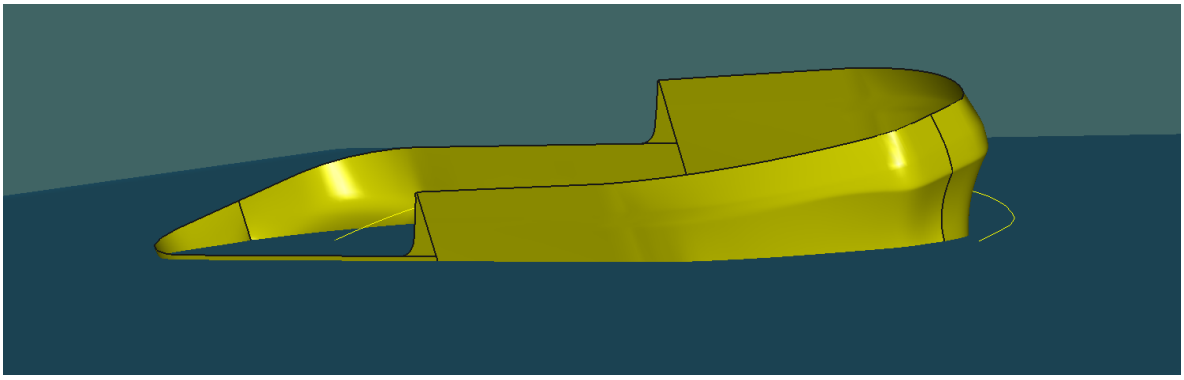
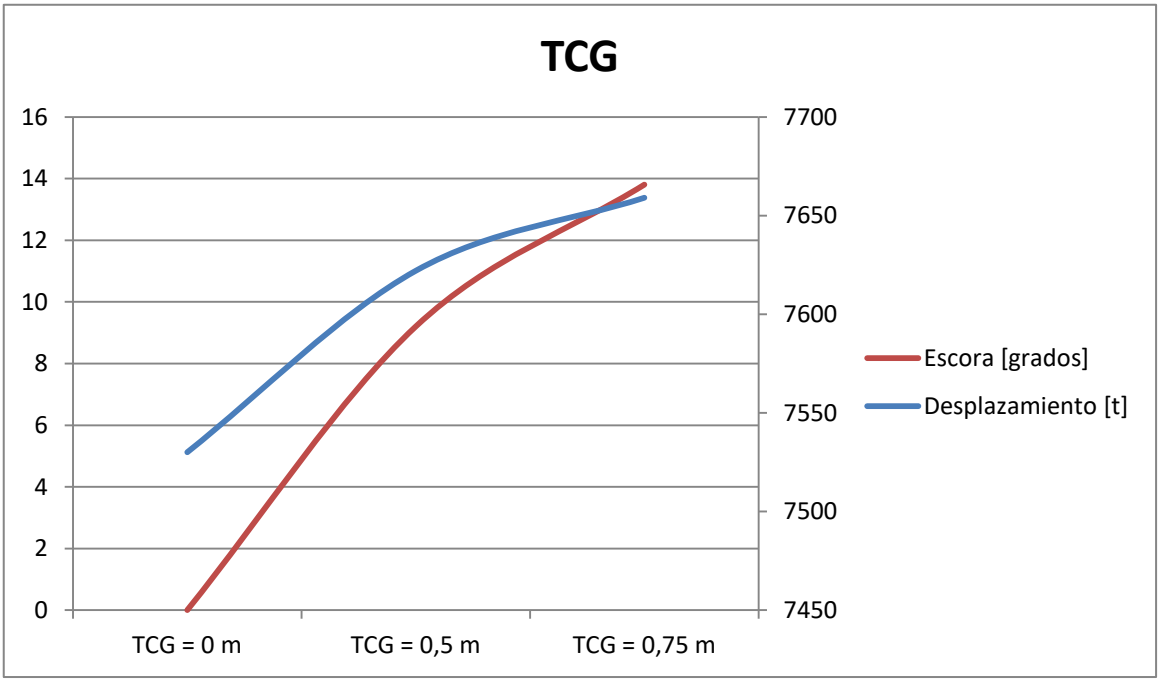


Figura 99. Resultado escora cambios en G (Fuente: Propia)

Para poder graficar correctamente los resultados obtenidos del estudio del cambio de pesos transversalmente, se toman medidas intermedias.



Gráfica 15. Movimientos transversales de G (Fuente: Propia)

7.5. Tanques de lastre

Una vez estudiado cómo afecta los cambios del centro de gravedad en el buque, se pasará a dimensionar y posicionar tanques de lastre en el buque.

Tras varias pruebas, se diseñará un sistema de lastre capaz de compensar los movimientos del buque, producidos por las olas, en la mayor cantidad de movimientos producidos, por eso, se distribuyen dos tanques de lastre por costado, uno a proa y otro a popa del centro de gravedad. Además, se dispondrá de tanques de lastre en el pique de popa y en el pique de proa.

Los tanques de lastre se distribuirán de la siguiente manera,

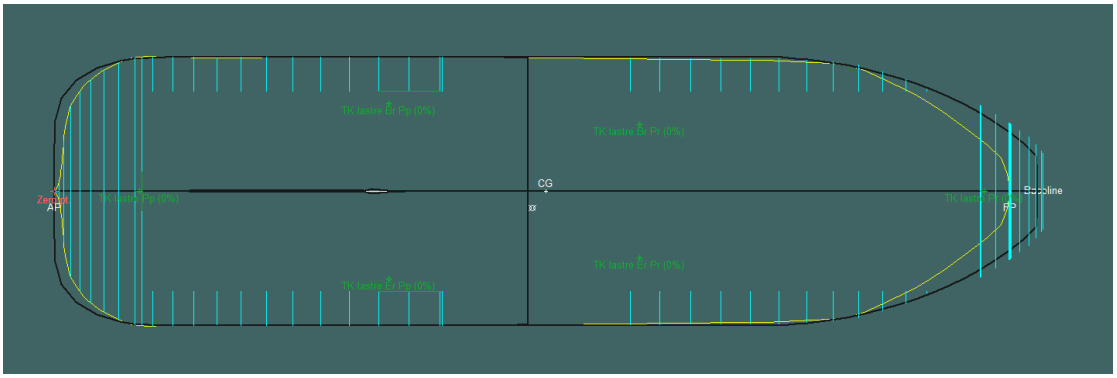


Figura 100. Vista alzado tanques lastre (Fuente: Propia)

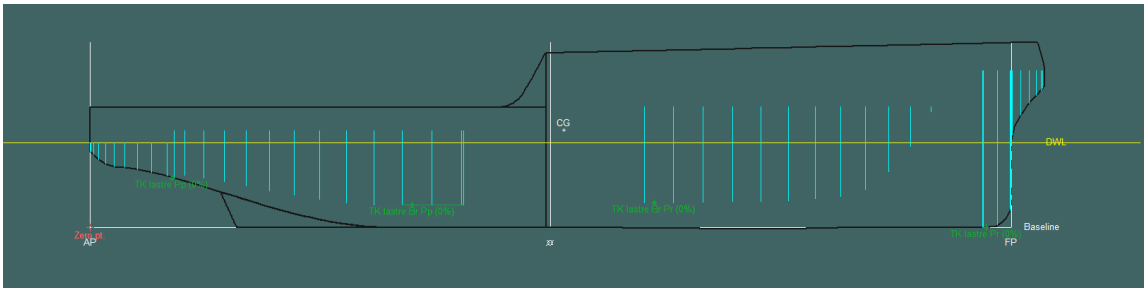


Figura 101. Vista perfil tanques lastre (Fuente: Propia)

La localización, de los mismos, en el casco, y sus coordenadas se podrán ver en la imagen siguiente.

Name	Type	Intact Perm. %	Damaged Perm. %	Specific gravity	Fluid type	Boundary Surfaces	Aft m	Fore m	F.Port m	F.Stbd. m	F.Top m	F.Bott. m
TK lastre Er Pp	Tank	100	100	1,025	Water Balla	none	5,000	36,000	9,500	11,000	9,000	0,000
TK lastre Er Pr	Tank	100	100	1,025	Water Balla	none	39,000	70,000	9,500	11,000	12,000	0,000
TK lastre Br Pp	Tank	100	100	1,025	Water Balla	none	5,000	36,000	-11,000	-9,500	9,000	0,000
TK lastre Br Pr	Tank	100	100	1,025	Water Balla	none	39,000	70,000	-11,000	-9,500	12,000	0,000
TK lastre Pp	Tank	100	100	1,025	Water Balla	none	0,000	5,000	-11,000	11,000	9,000	0,000
TK lastre Pr	Tank	100	100	1,025	Water Balla	none	75,000	79,000	-11,000	11,000	13,000	0,000

Tabla 31. Tamaño de los tanques de lastre (Fuente: Propia)

Analizando tanque a tanque, se pueden ver los volúmenes de agua de lastre que pueden alojar, a un 100% de llenado.

Item Name	Quantity	Unit Mass tonne	Total Mass tonne	Unit Volume m^3	Total Volume m^3	Long. Arm m	Trans. Arm m	Vert. Arm m
Lightship	1	7601,000	7601,000			39,304	0,000	8,056
TK lastre Er Pp	**100%**	159,546	159,546	155,655	155,655	21,360	10,033	6,779
TK lastre Br Pp	**100%**	159,546	159,546	155,655	155,655	21,360	-10,033	6,779
TK lastre Pr	**100%**	155,423	155,423	151,632	151,632	76,334	0,000	10,173
TK lastre Pp	**100%**	275,973	275,973	269,242	269,242	3,068	0,000	7,271
TK lastre Br Pr	**100%**	191,494	191,494	186,823	186,823	50,701	-9,988	8,503
TK lastre Er Pr	**100%**	191,494	191,494	186,823	186,823	50,701	9,988	8,503
Total Loadcase			**8734,475**	**1105,829**	**1105,829**	**38,662**	**0,000**	**8,042**
FS correction								**0,000**
VCG fluid								**8,042**

Tabla 32. Capacidad de los tanques de lastre (Fuente: Propia)

La funcionalidad de estos tanques de lastre es la de compensar el balance del buque, en condiciones de operatividad en la mar. Dado que tienen un papel fundamental en el buen comportamiento del sistema frente a los oleajes, se deberá estudiar su comportamiento y conocer su alcance de operación.

Es decir, los tanques de lastre se deberán probar para comprobar si son capaces de escorar el buque y hasta que rango de escora podrán llegar a ponerlo. Además de escora, también deberán ser capaces de poder crear unos asientos, tanto apopantes como aproantes, dentro del rango de operación.

Las tablas siguientes muestran el análisis del resultado de la escora del buque, con cambios en la capacidad de cada tanque.

TK lastre Pr	% llenado	Grados cabeceo	Asiento [m]
	40	-0,23	-0,301
	60	-0,34	-0,458
	100	-0,58	-0,775

Tabla 33. Tanque de lastre de Proa (Fuente: Propia)

TK lastre Br Pr	% llenado	Grados escora	Asiento [m]
	40	-1,9	-0,122
	60	-2,8	-0,191
	100	-4,7	-0,337

Tabla 34. Tanque de lastre Babor Proa (Fuente: Propia)

TK lastre Er Pr	% llenado	Grados escora	Asiento [m]
	40	1,9	-0,122
	60	2,8	-0,191
	100	4,7	-0,337

Tabla 35. Tanque de lastre Estribor Proa (Fuente: Propia)

TK lastre Br Pp	% llenado	Grados escora	Asiento [m]
	40	-1,5	0,12
	60	-2,3	0,184
	100	-3,9	0,311

Tabla 36. Tanque de lastre Babor Popa (Fuente: Propia)

TK lastre Er Pp	% llenado	Grados escora	Asiento [m]
	40	1,5	0,12
	60	2,3	0,184
	100	3,9	0,311

Tabla 37. Tanque de lastre Estribor Popa (Fuente: Propia)

TK lastre Pp	% llenado	Grados cabeceo	Asiento [m]
	40	0,35	0,47
	60	0,53	0,703
	100	0,873	1,165

Tabla 38. Tanque de lastre Popa (Fuente: Propia)

Ahora bien, dado que los tanques están localizados en una posición del buque que permite la utilización de varios al mismo tiempo, las combinaciones lógicas que se podrán hacer para conseguir, también, resultados lógicos, son los siguientes.

TK lastre Er Pp + TK lastre Er Pr	% llenado	Grados escora	Asiento [m]
	40	3,4	0
	60	5,0	-0,015
	100	8,5	-0,033

Tabla 39. Tanque de lastre Estribor popa y Estribor Proa (Fuente: Propia)

TK lastre Br Pp + TK lastre Br Pr	% llenado	Grados escora	Asiento [m]
	40	-3,4	0
	60	-5,0	0,015
	100	-8,5	0,033

Tabla 40. Tanque de lastre Babor Popa y Babor Proa (Fuente: Propia)

TK lastre Br Pr + TK lastre Er Pr + TK lastre Pr	% llenado	Grados cabeceo	Asiento [m]
	40	-0,42	-0,558
	60	-0,638	-0,851
	100	-1,09	-1,448

Tabla 41. Tanque de lastre Babor Proa, Estribor Proa y Proa (Fuente: Propia)

TK lastre Br Pp + TK lastre Er Pp + TK lastre Pp	% llenado	Grados cabeceo	Asiento [m]
	40	0,52	0,694
	60	0,79	1,052
	100	1,32	1,758

Tabla 42. Tanque de lastre Babor Popa, Estribor Popa y Popa (Fuente: Propia)

7.6. Comportamiento frente a oleaje

En este apartado se hará un estudio del comportamiento del buque en la mar fijándose en varios puntos de la posible operativa del buque, siendo el Mar del Norte y el mar Cantábrico, concretamente, los datos obtenidos de la boya de Bilbao - Vizcaya, el punto SIMAR 1030094 y la boya de Villano - Sisargas. [25]

El estudio se realizará con el objetivo de conocer el rango de operación del buque cumpliendo unos criterios operacionales en relación al movimiento y a los esfuerzos producidos por las olas.

Las olas causan movimientos y oscilaciones al buque en sus seis grados de libertad. Por esta acción, estos movimientos causan aceleraciones que provocan un malestar a las personas a bordo y cargas dinámicas tanto sobre la estructura del propio buque como sobre los elementos del mismo.

Además, los movimientos del buque en relación con la mar son la principal causa de situaciones que conllevan un peligro para la integridad de la nave y para el personal, como son los pantocazos, el embarque de agua en la cubierta, la emersión de los propulsores, entre otros, viéndose reducida la velocidad de avance.

Por otro lado, las respuestas que tienen los diferentes tipos de buques a las olas varía, ya que el comportamiento ante el oleaje, depende de las dimensiones y de la distribución de masas que lleve.

Una de las lecturas determinantes para el estudio del comportamiento del sistema antiescora, es justamente, la escora que tiene el buque cuando tenga una velocidad de avance nula ya que será, cuando por motivos operacionales, necesite de una estabilidad máxima.

7.6.1. Olas

La superficie de una mar moderada se considera un proceso aleatorio, debido a que no describe ninguna función, pero dependiente del espacio y del tiempo.

A partir de la función de autocorrelación $R_{\zeta\zeta}(\tau, \vec{r})$, se pueden obtener la función de densidad espectral $\Phi_{\zeta\zeta}(\omega, \vec{k})$ ya que es la transformada inversa de Fourier de la función de autocorrelación. [18]

La función de densidad espectral indica el reparto de la densidad de energía de la mar para cada una de las distintas frecuencias y direcciones de sus componentes.

Se puede llegar a cuantificar la severidad de un cierto estado de la mar calculando la densidad superficial de energía de la mar.

$$E = \rho \cdot g \cdot \int_0^{\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \Phi_{\zeta\zeta}(\omega, \vec{k}) \cdot d\vec{k} \cdot d\omega \qquad \textbf{(266)}$$

Pero teniendo el cuenta el modelo de Longuet - Higgins, se podrá conocer la superficie del mar, localmente y a corto plazo, como una variable aleatoria suma de muchas olas senoidales de desfase equiprobable.

Reduciendo la ecuación anterior, dado que la densidad media de una ola senoidal a lo largo de un periodo es de,

$$E = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot a^2 \quad \textbf{(267)}$$

Siendo,

a: la amplitud de la ola

ρ: la densidad del agua de mar

Podremos reducir la ecuación original como la suma de la energía de todas las olas regulares, aunque la amplitud de cada ola dependerá de la frecuencia y del número de onda, obteniendo,

$$E = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot \sum a_i^2(\omega, \vec{k}) \quad \textbf{(268)}$$

El sumatorio solo se podrá tener si el número de olas fuese finito, pero si no fuese así y el número de las fuese infinito,

$$E = \rho \cdot g \cdot \int_0^{\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} a^2(\omega, \vec{k}) \cdot d\vec{k} \cdot d\omega \quad \textbf{(269)}$$

Con las ecuaciones (266) y (269), se tiene,

$$\Phi_{\zeta\zeta}(\omega, \vec{k}) = \frac{1}{2} \cdot a_i^2(\omega, \vec{k}) \quad \textbf{(270)}$$

En la práctica y en el estudio de una zona del mar, se dispondrá de boyas para registrar las características de los distintos estados de la mar registrando, por ejemplo, elevaciones, simplificando así la función de densidad espectral haciéndola únicamente dependiente de la frecuencia. Es decir, se considera el mar como una superposición de olas de cresta larga que se propagan en una única dirección.

En resumen, la función de densidad espectral resultante será,

$$\Phi_{\zeta\zeta}(\omega, \vec{k}) = \frac{1}{2} \cdot a^2(\omega) \quad \textbf{(271)}$$

Las formas espectrales estándares que se usan en gran parte de los estudios sobre el comportamiento en la mar son el espectro de Pierson - Moskowitz, el de Jonswap y el ITTC. [18]

7.6.2. Operativa en aguas de la zona del mar Cantábrico

Los datos obtenidos sobre las condiciones de mar son lecturas de la boya de Abra-Ciervana, en las costas del País Vasco, con los siguientes datos estadísticos medios de los últimos 15 años, [25]

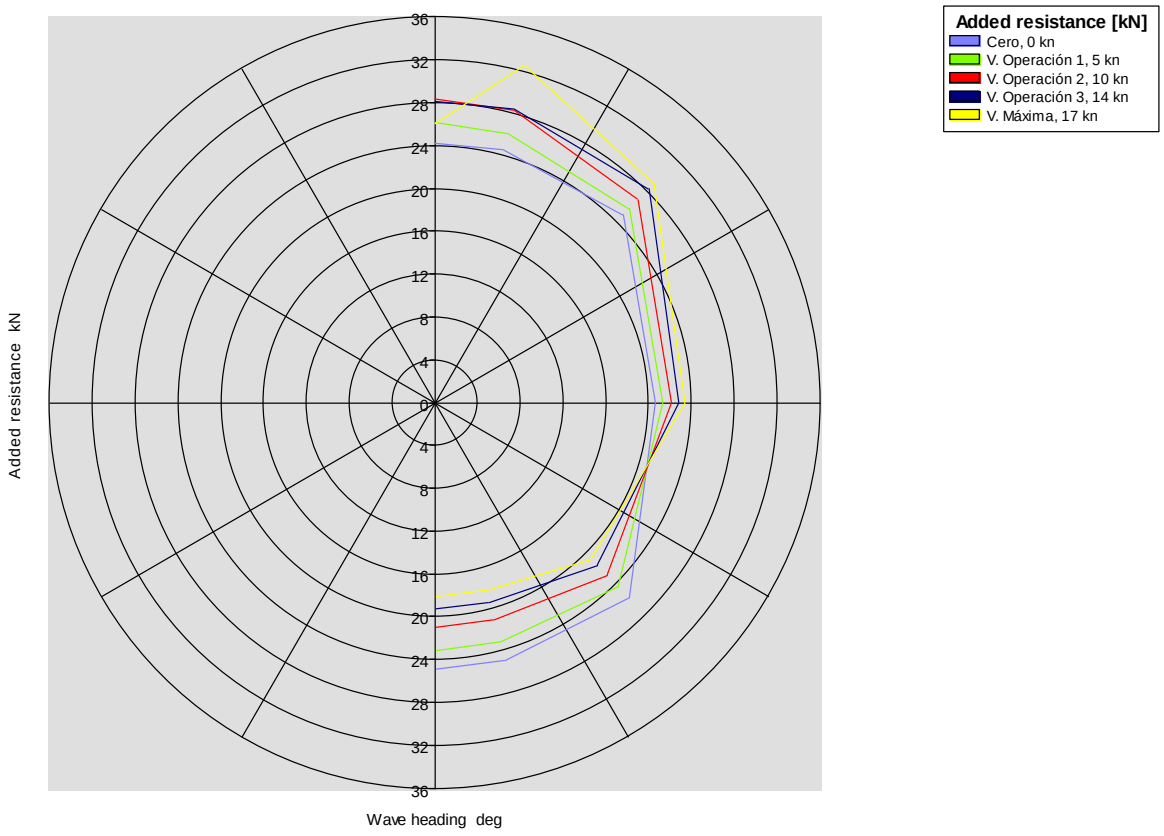
Una altura de ola, Hs= 1 m.

Un periodo de picos, Tp = 10 s

El análisis se realizará para diferentes velocidades del buque, desde la velocidad cero, pasando por tres velocidades diferentes de operación, hasta llegar a la velocidad máxima de 17 nudos.

Mediante Maxsurf y a partir de los datos obtenidos del estudio estadístico, se puede obtener el comportamiento frente a esas olas.

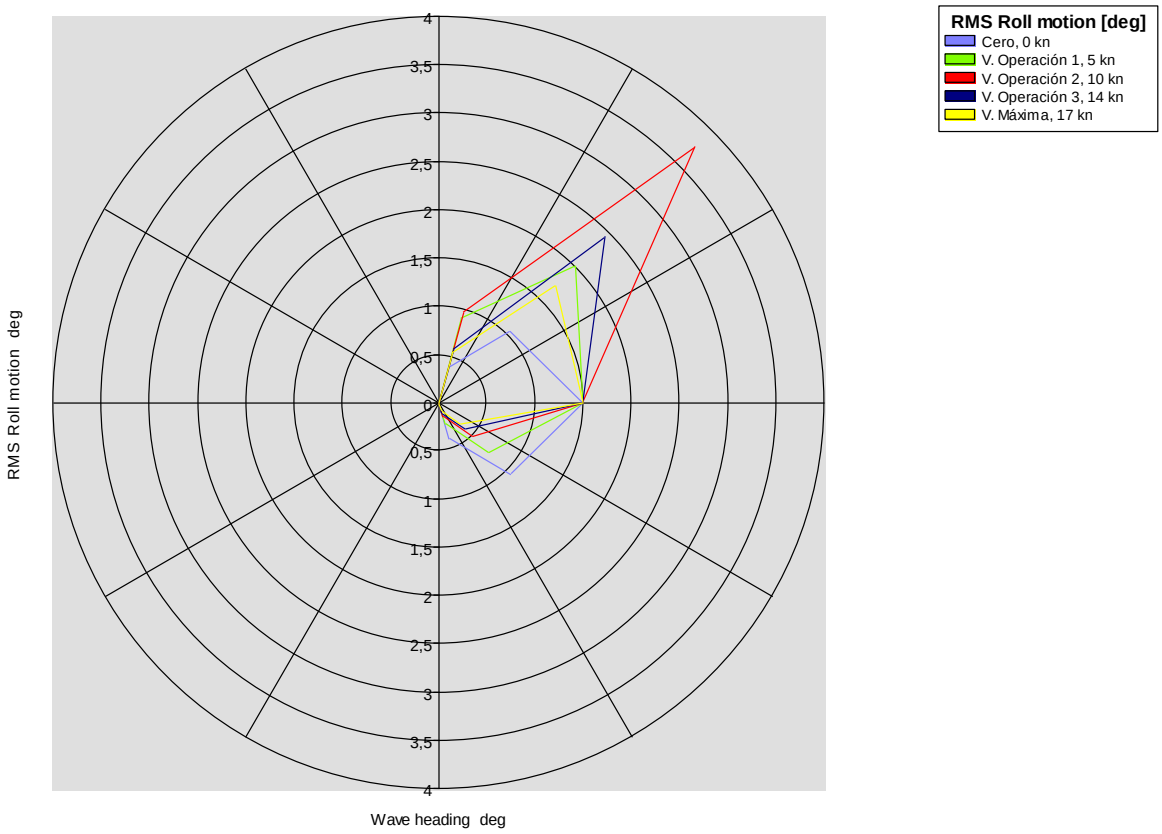
En el diagrama polar siguiente se puede observar como cada oleaje, en función del grado de acción contra el casco, causa un incremento de la resistencia, llegando a un valor máximo de 32 kN a una velocidad de 17 nudos cuando las olas se cogen por las amuras con un ángulo de 15º.



Gráfica 16. Resistencia añadida (Fuente: Propia)

Observando el diagrama polar del movimiento de *roll*, se podrá ver cuánto se escora el buque en estas condiciones de mar.

Este diagrama es importante ya que será determinante conocer la resistencia extra añadida para poder dimensionar bien la potencia del buque para poder hacer frente al oleaje y poder capear bien las olas y el temporal.

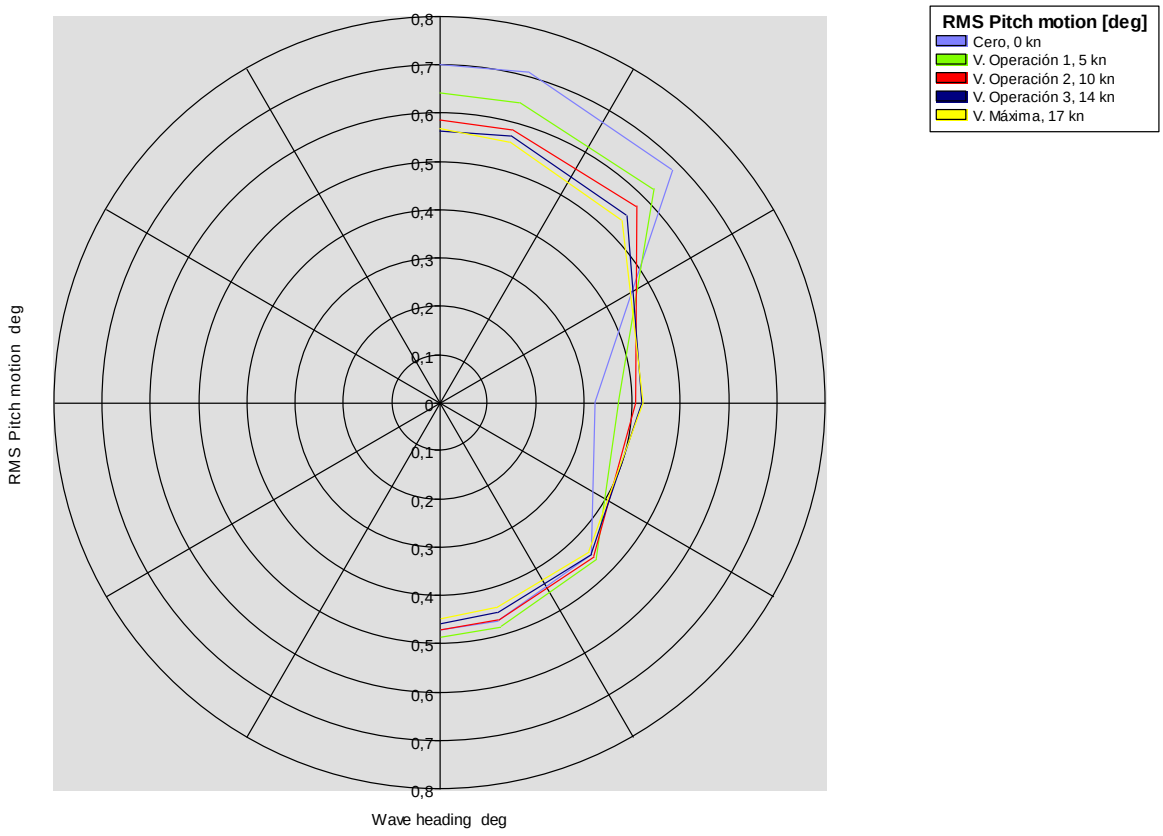


Gráfica 17. Movimiento de alabeo (Fuente: Propia)

La escora máxima a la que se verá sometido el buque será a balances de 3,7 ° cuando las olas impactan a unos 45° cuando navega a una velocidad de operación de 14 nudos.

Estando el buque parado, con una velocidad de avance de 0 nudos, el balance del buque será de 1,7°cuando el oleaje entra por los costados.

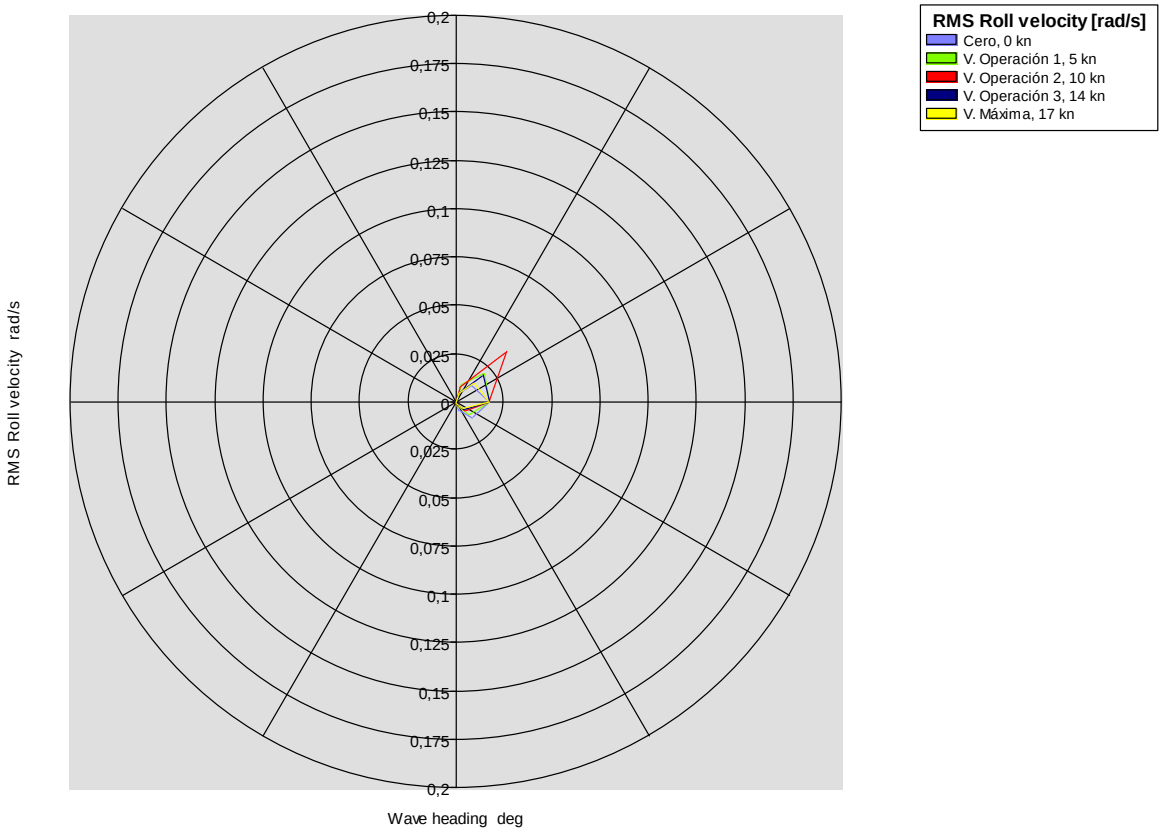
Otro movimiento para el estudio del comportamiento del buque frente al oleaje es el movimiento de cabeceo. En la siguiente gráfica se pueden observar los resultados.



Gráfica 18. Movimiento de cabeceo (Fuente: Propia)

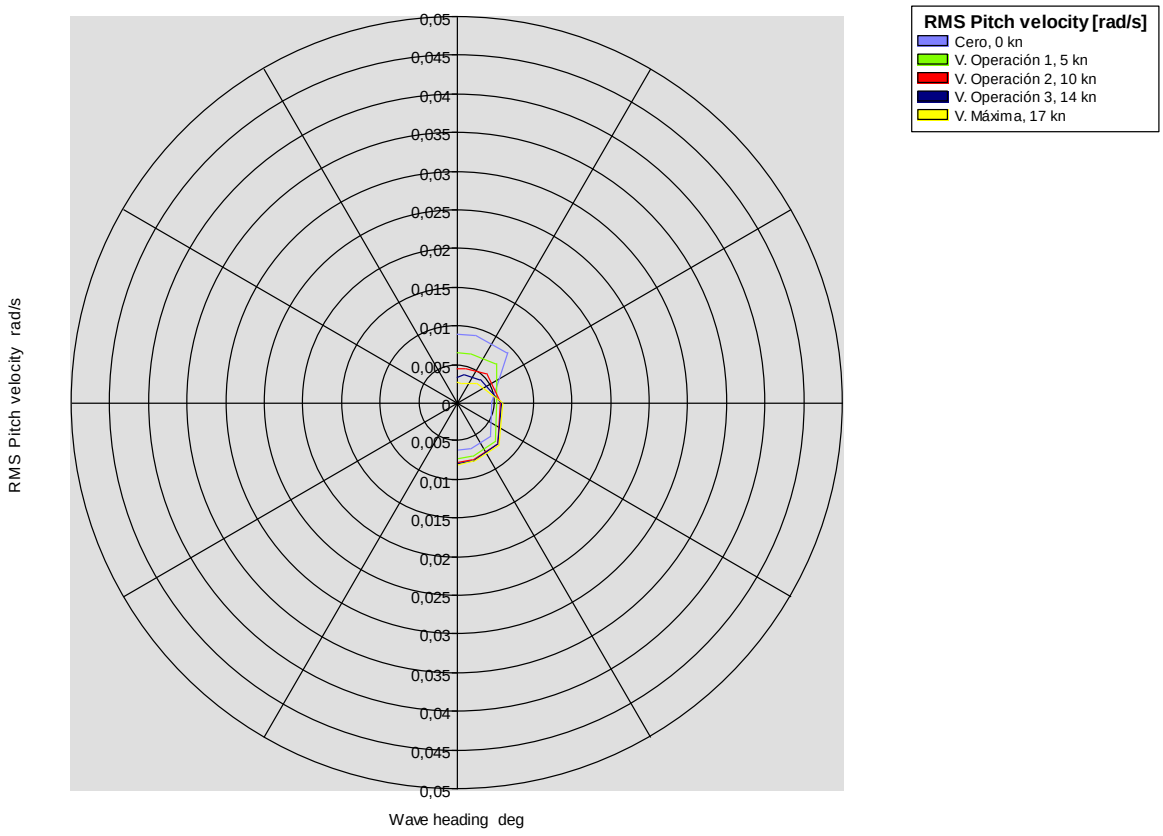
Los resultados que se pueden observar son algo diferentes con los movimientos de escora, el cabeceo mayor se da cuando el buque permanece sin velocidad de avance, causando un cabeceo de 0,71˚ cuando las olas entran a 15˚. Además, los resultados en el resto de ángulos de acción de las olas sobre el casco muestran resultados mayores cuando el buque no tiene velocidad de avance en cuanto al ángulo de cabeceo.

Desde el punto de vista de la velocidad de cambio de situación, es importante conocer el factor de cambio ya que, grandes cambios pueden producir esfuerzos estructurales. Cuando hay una escora, la velocidad máxima a la que se somete el buque es cuando las olas impactan por las amuras, sobre los 45˚, haciendo que se consiga una velocidad de balance de 0,035 rad/s con una velocidad de avance del buque de 10 nudos.



Gráfica 19. Velocidad de alabeo (Fuente: Propia)

Estudiando la velocidad en cambios en el *roll*, estudiaremos también la velocidad en los movimientos del *pitch*.

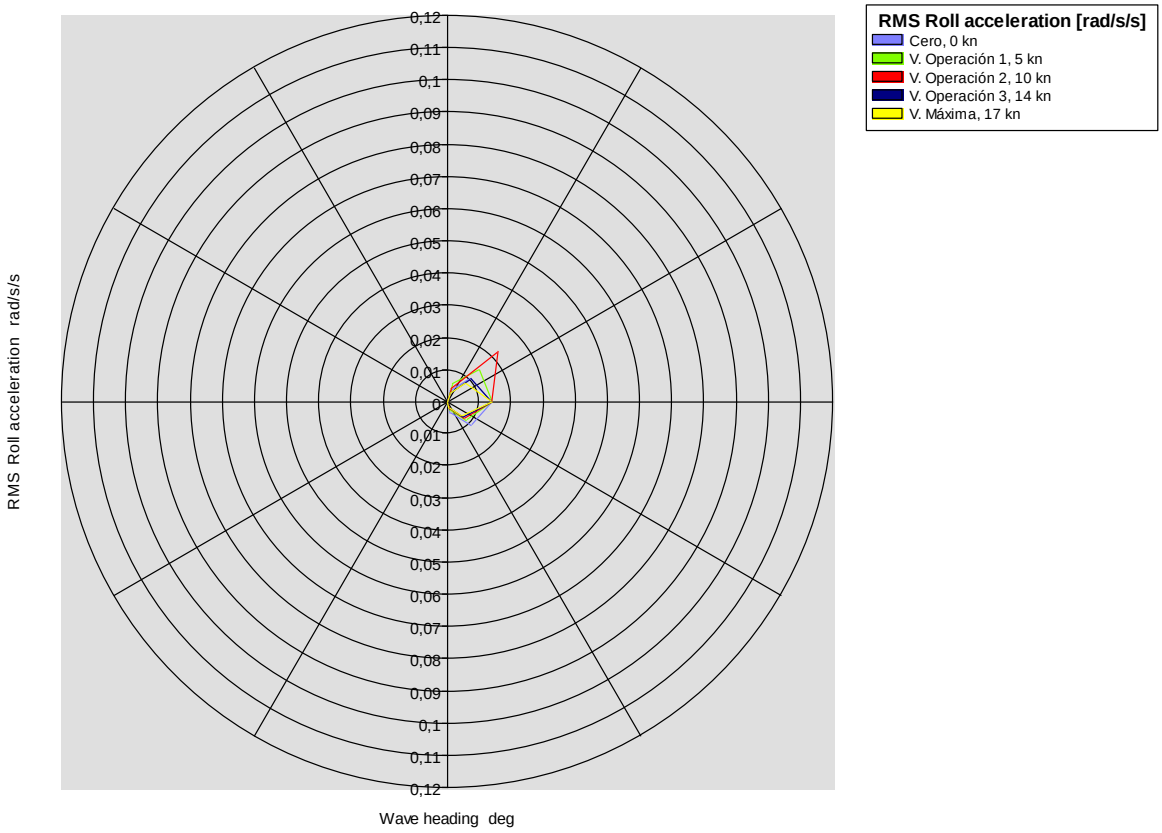


Gráfica 20. Velocidad de cabeceo (Fuente: Propia)

La velocidad máxima en cuanto al cabeceo se da cuando las olas entran por la proa con una velocidad de avance del buque de 0 nudos, con una velocidad de cabeceo de 0,009 rad/s.

Estudiando los cambios y el incremento de la velocidad de escora y de cabeceo, además de los movimientos que se crean cuando impactan las olas sobre el casco, se estudiará la aceleración que se crea cuando se dan estos movimientos.

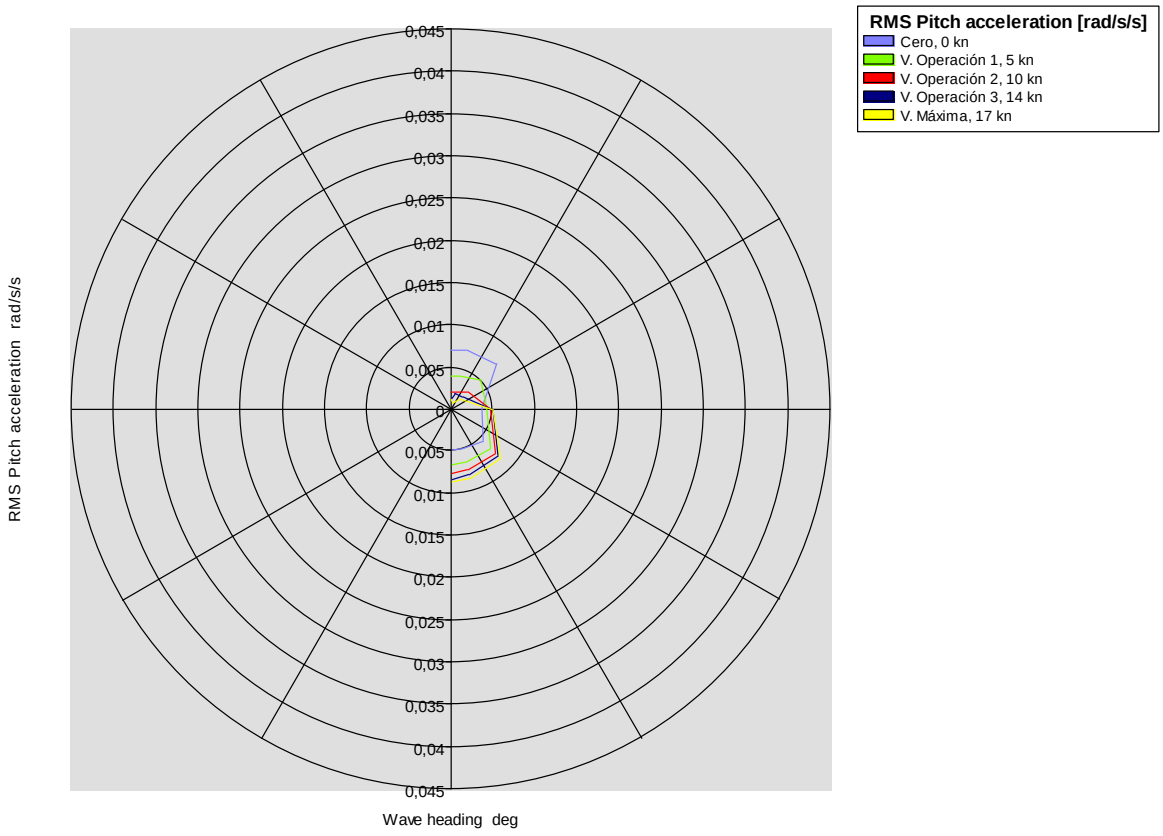
Como es de esperar, los puntos de aceleración se dan donde la velocidad es mayor y se crean los mayores movimientos.



Gráfica 21. Aceleración de alabeo (Fuente: Propia)

La aceleración que se consigue con cambios en el *roll*, tiene su máximo valor cuando las olas entran por las amuras, sobre los 45 ° con una velocidad de avance de 10 nudos, con un valor de 0,022 rad/s/s.

El último gráfico que falta para el estudio de la aceleración será la aceleración que se crean con los cambios del *pitch*.



Gráfica 22. Aceleración de cabeceo (Fuente: Propia)

La mayor aceleración a la que se ve sometido el buque es cuando las olas entran por popa con una velocidad de avance de 17 nudos, creando una aceleración de 0,008 rad/s/s.

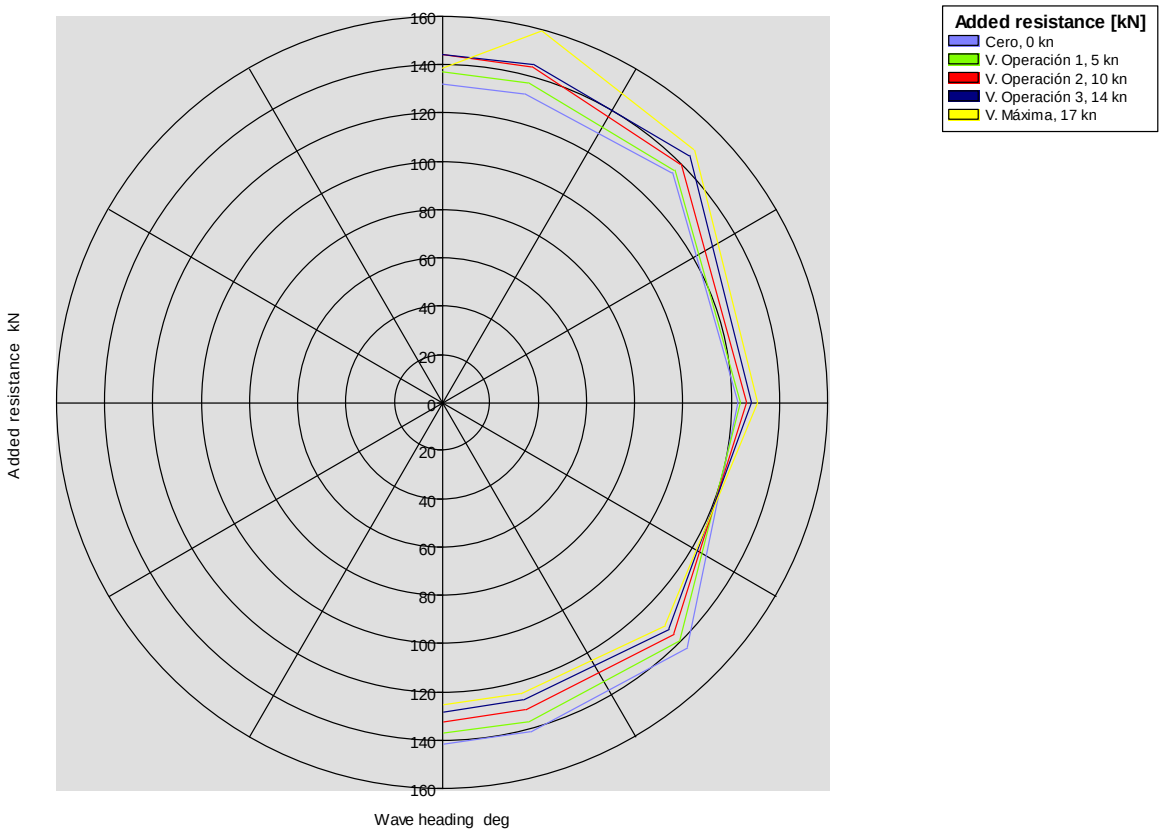
7.6.3. Operativa en aguas de la zona del mar del Norte

De manera análoga al estudio realizado en aguas del mar Cantábrico, se procederá a hacer el estudio en aguas del mar del Norte, concretamente con los datos obtenidos del punto SIMAR 1030094. Con unos resultados medios de los últimos 20 años de: [25]

- Tp = 12s
- Hs = 2,5 m

Se realizarán los mismos estudios a las mismas velocidades y mismos ángulos de impacto de las olas que en el caso anterior.

Primero se verá la resistencia añadida que crea el impacto de las olas contra el casco cuando hay una velocidad del buque.

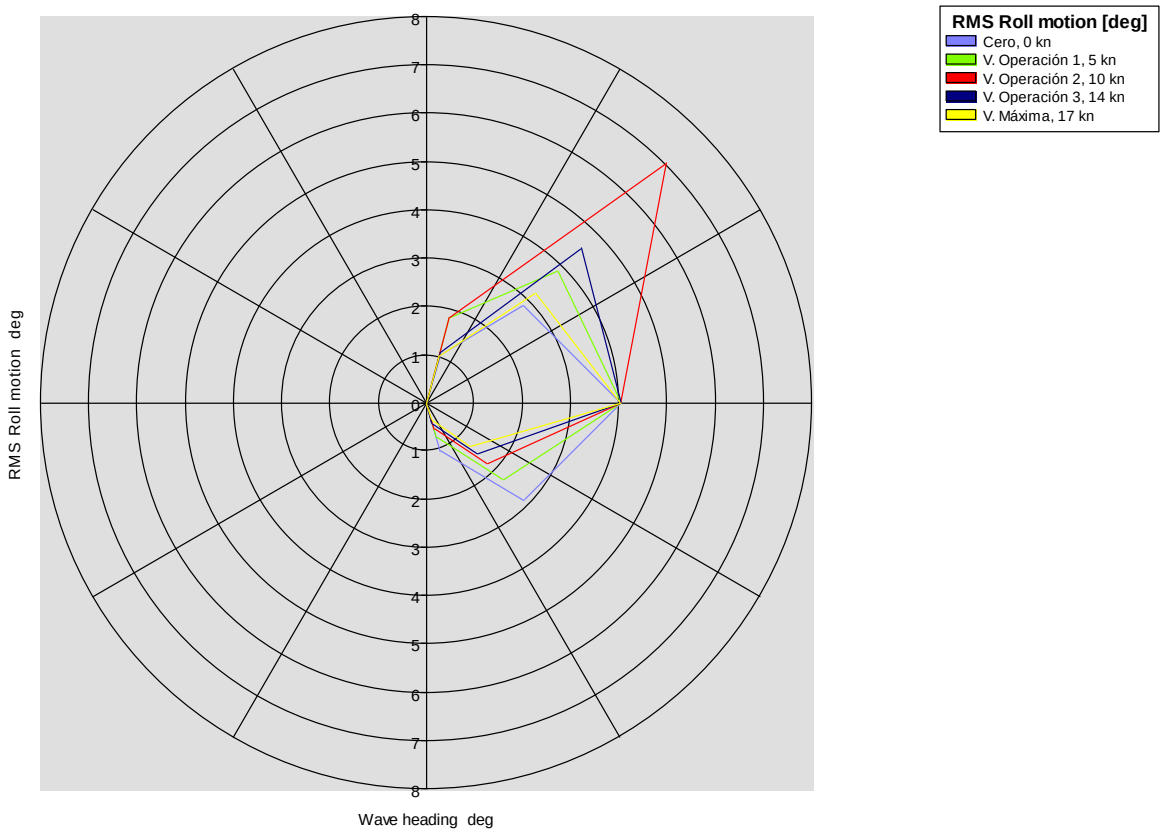


Gráfica 23. Resistencia añadida (Fuente: Propia)

Se observa como el aumento máximo de la resistencia es cuando el buque tiene una velocidad de avance de 17 nudos con olas por las amuras, con un ángulo de 15 °, con un aumento de la resistencia de 160 kN.

Ahora, tras el estudio de la resistencia, se hará el estudio de los movimientos de *roll* y *pitch* para poder estudiar cuanto escora y cabecea.

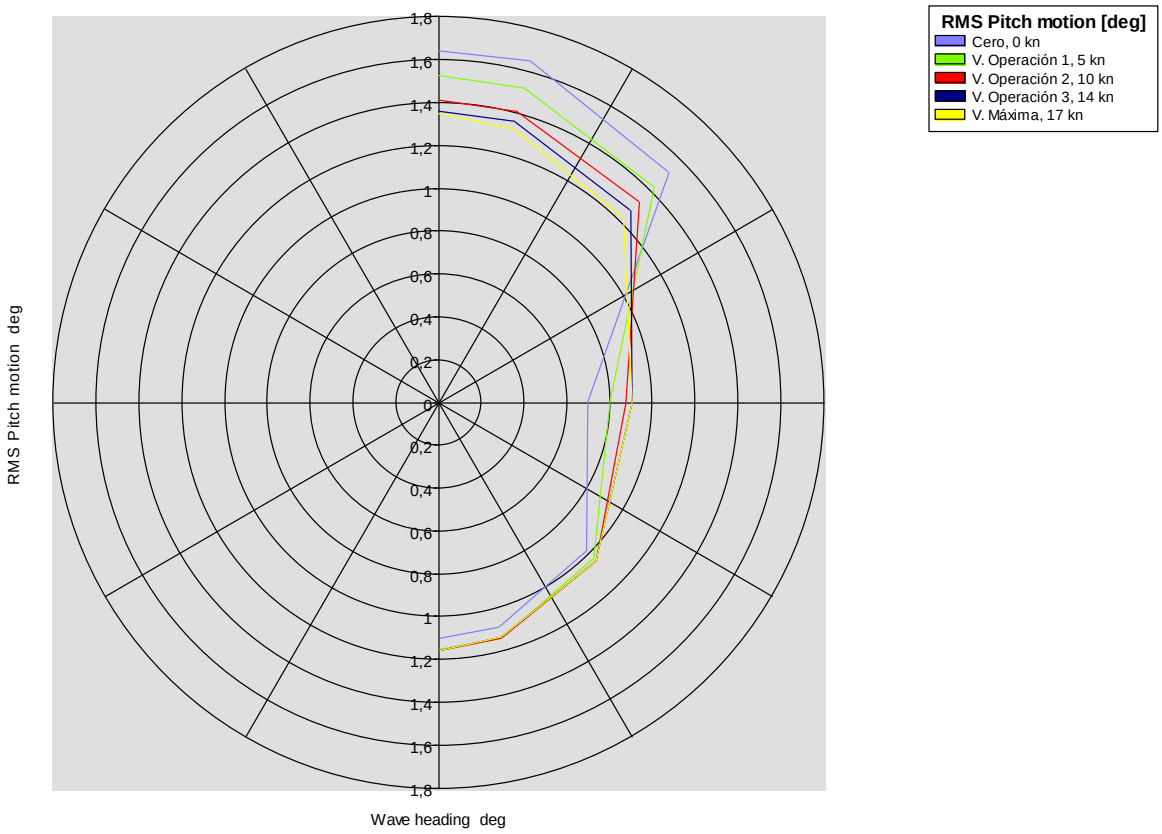
Los movimientos de roll que describe, en estas condiciones de mar, son lo que muestran el diagrama polar siguiente.



Gráfica 24. Movimiento de alabeo (Fuente: Propia)

El ángulo máximo de escora que describe el buque es de 7 ° cuando recibe olas a 45 ° con una velocidad de 10 nudos.

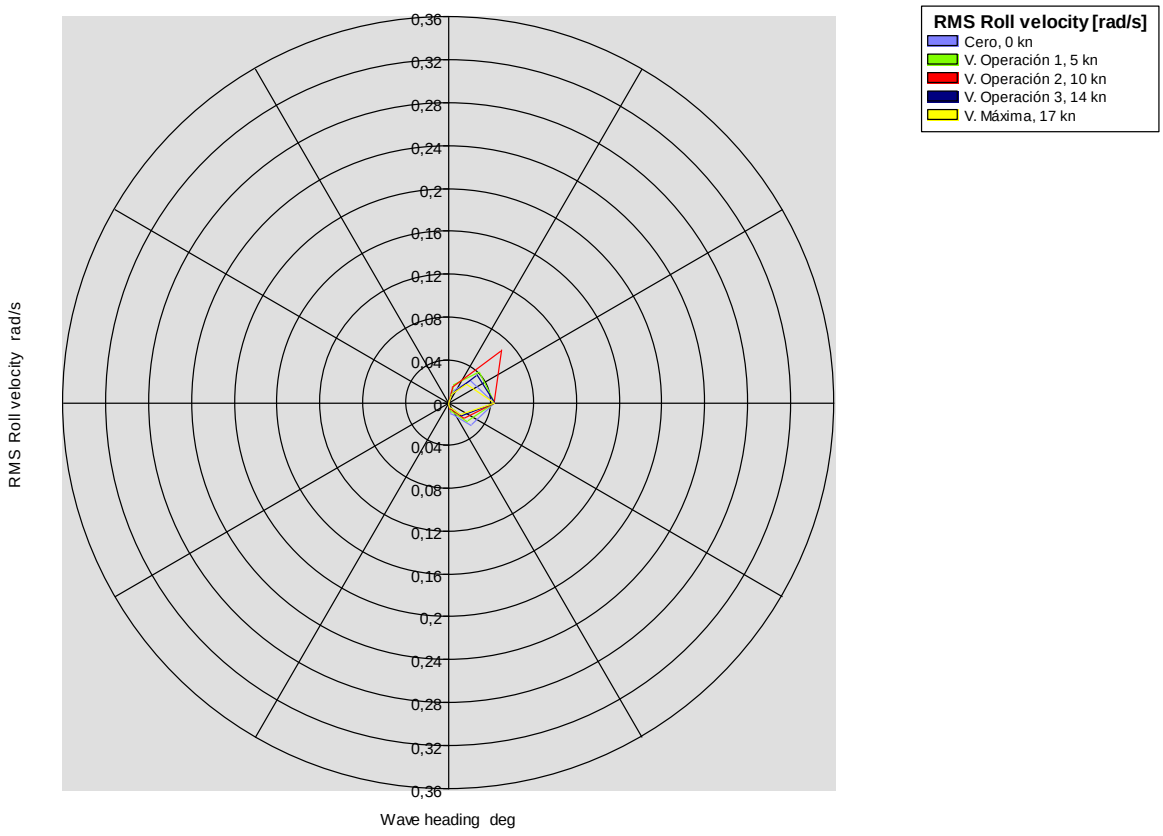
Los movimientos de *pitch* que describe se verán graficados de la siguiente manera.



Gráfica 25. Movimiento de cabeceo (Fuente: Propia)

El ángulo de cabeceo máximo que tendrá el buque será de 1,65 ° cuando vienen las olas por la proa y con una velocidad de 0 nudos, es decir, sin velocidad de avance.

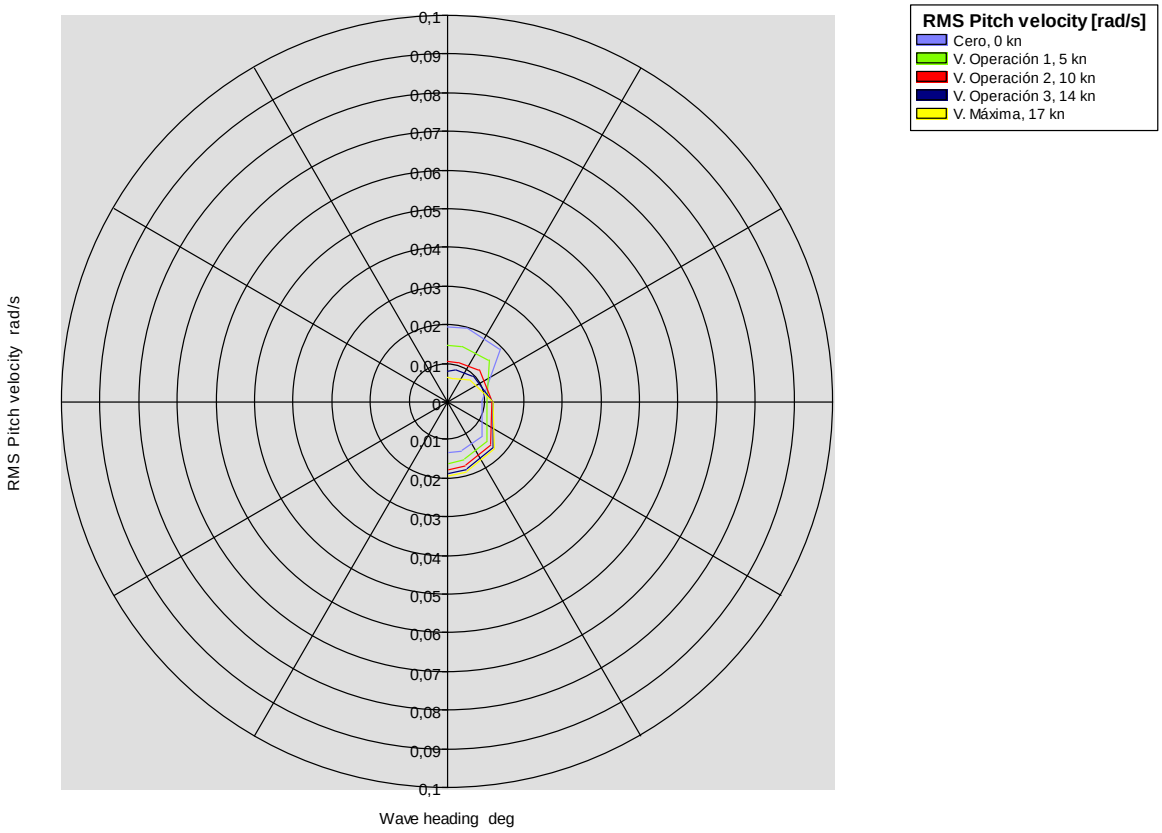
Estos movimientos del buque, causado por el oleaje, tendrán una velocidad de vaivén, siendo la velocidad en el balance,



Gráfica 26. Velocidad de alabeo (Fuente: Propia)

El pico de velocidad del *roll* se tendrá cuando las olas vengan a unos 45 °, con una velocidad de avance de 10 nudos, creando una resultante de velocidad de 0,07 rad/s.

La velocidad obtenida en el *pitch*, corresponde a la siguiente gráfica.

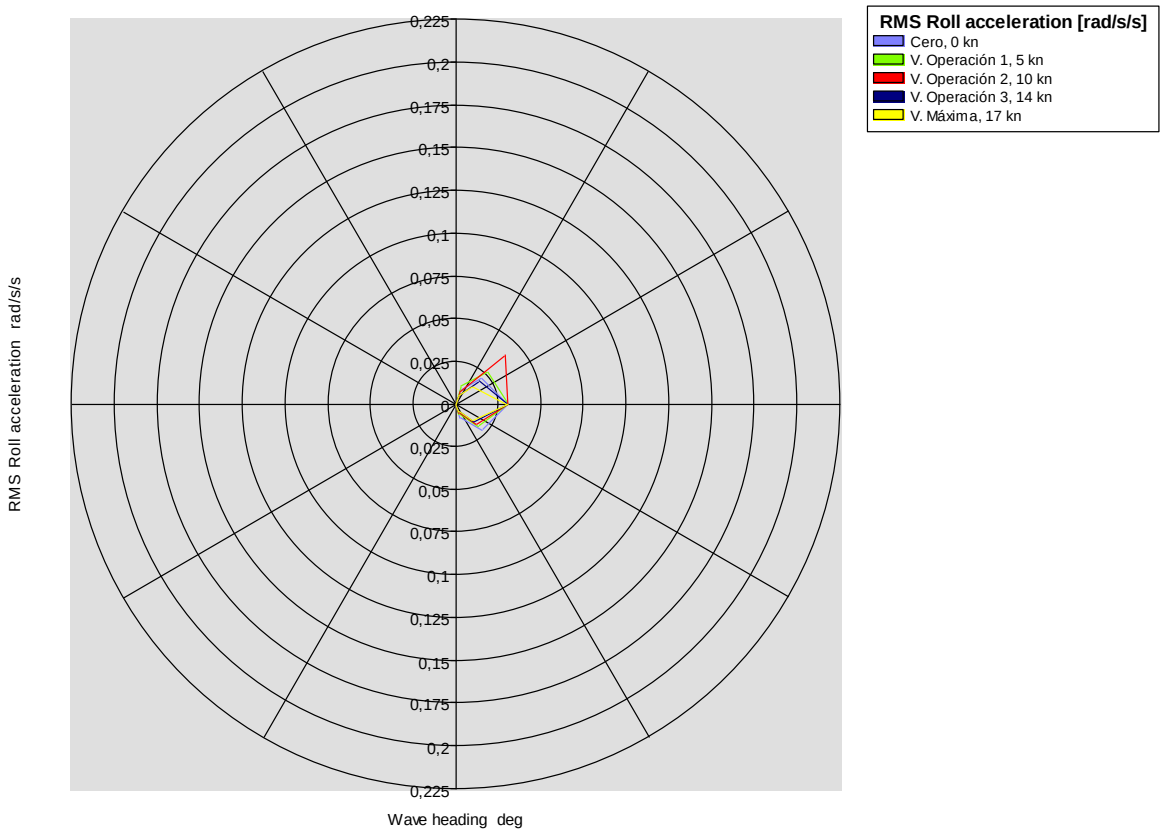


Gráfica 27. Velocidad de cabeceo (Fuente: Propia)

La velocidad máxima en el *pitch* corresponderá cuando el buque no dispone de velocidad de avance, cuando las olas impactan por la proa, con una velocidad de 0,02 rad/s.

Una vez estudiada la velocidad, se procederá al estudio de la aceleración de los mismos movimientos.

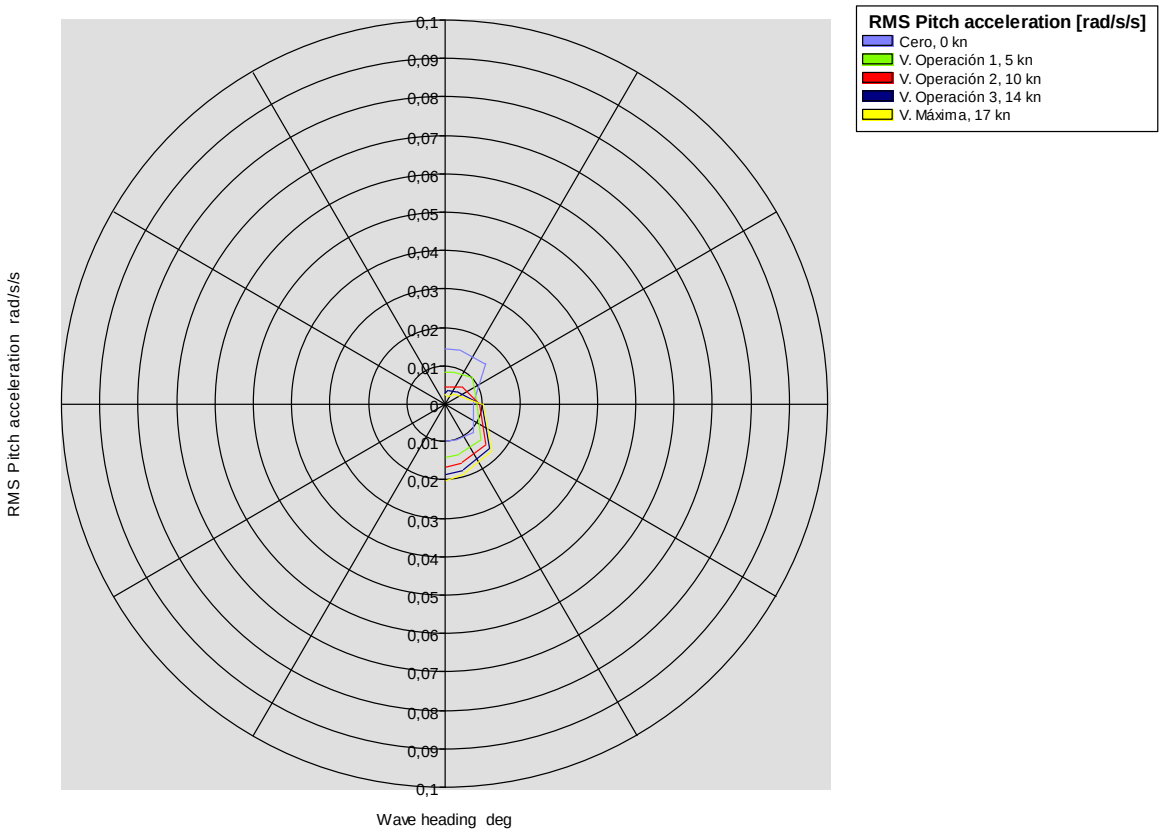
Nuevamente, primero sobre el *roll*, se podrá ver como se distribuyen los valores de la aceleración.



Gráfica 28. Aceleración de alabeo (Fuente: Propia)

La aceleración máxima que se consigue es cuando el buque recibe una ola a 45 ° con una velocidad de avance de 10 nudos, creando una aceleración de 0,045 rad/s/s.

Para finalizar el análisis del comportamiento del buque en estas condiciones de mar, será con la aceleración sobre el *pitch*.



Gráfica 29. Aceleración de cabeceo (Fuente: Propia)

El valor máximo que se consigue en la aceleración sobre el *pitch* será cuando las olas vienen por la popa, con una velocidad de avance de 17 nudos, con una aceleración de 0,02 rad/s/s.

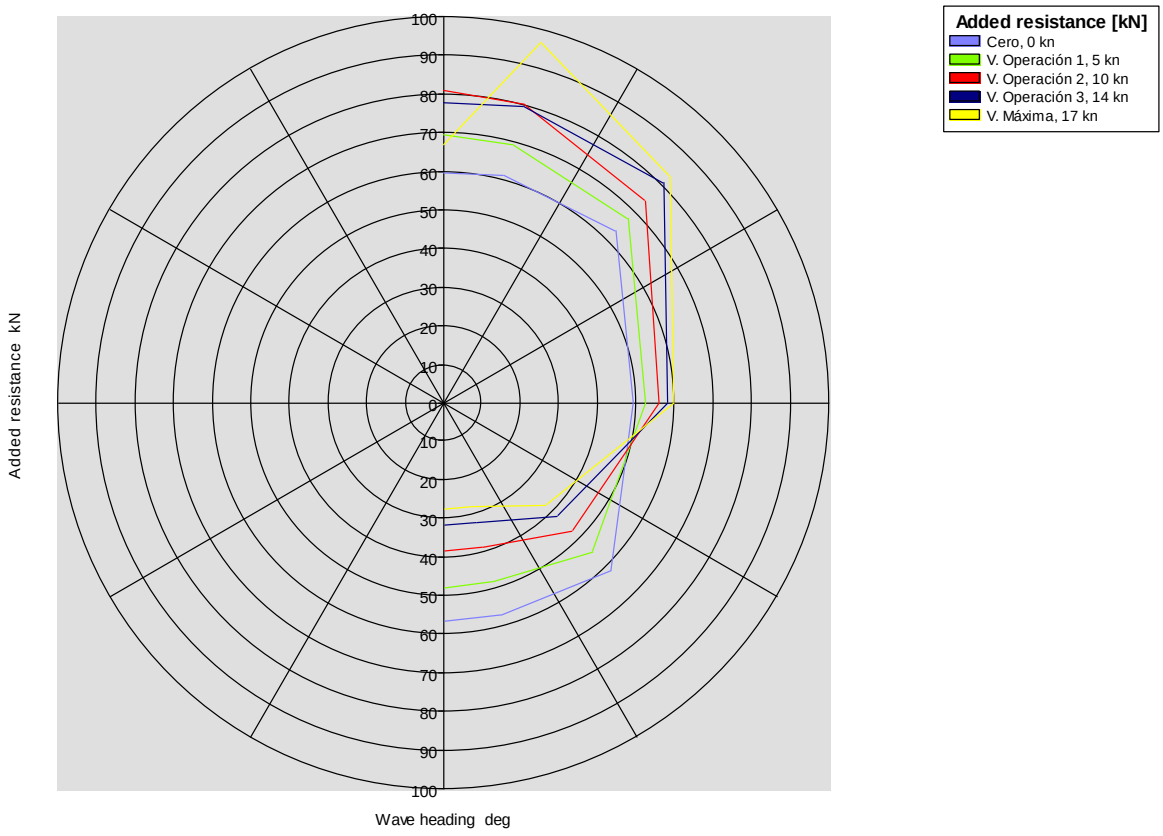
7.6.4. Operativa en aguas en la zona del océano Atlántico

El último estudio de las zonas donde será posible una operativa del buque será en la zona del océano Atlántico, con datos obtenidos de la boya de Villano - Sisargas, resultando los valores estadísticos medios de, [25]

- Ts = 8 s
- Hs = 1,5 m

De forma similar a los estudios pasados, se comenzará viendo la adición de resistencia, posteriormente los movimientos del buque, la velocidad de los mismos y, para acabar, la aceleración que se crea.

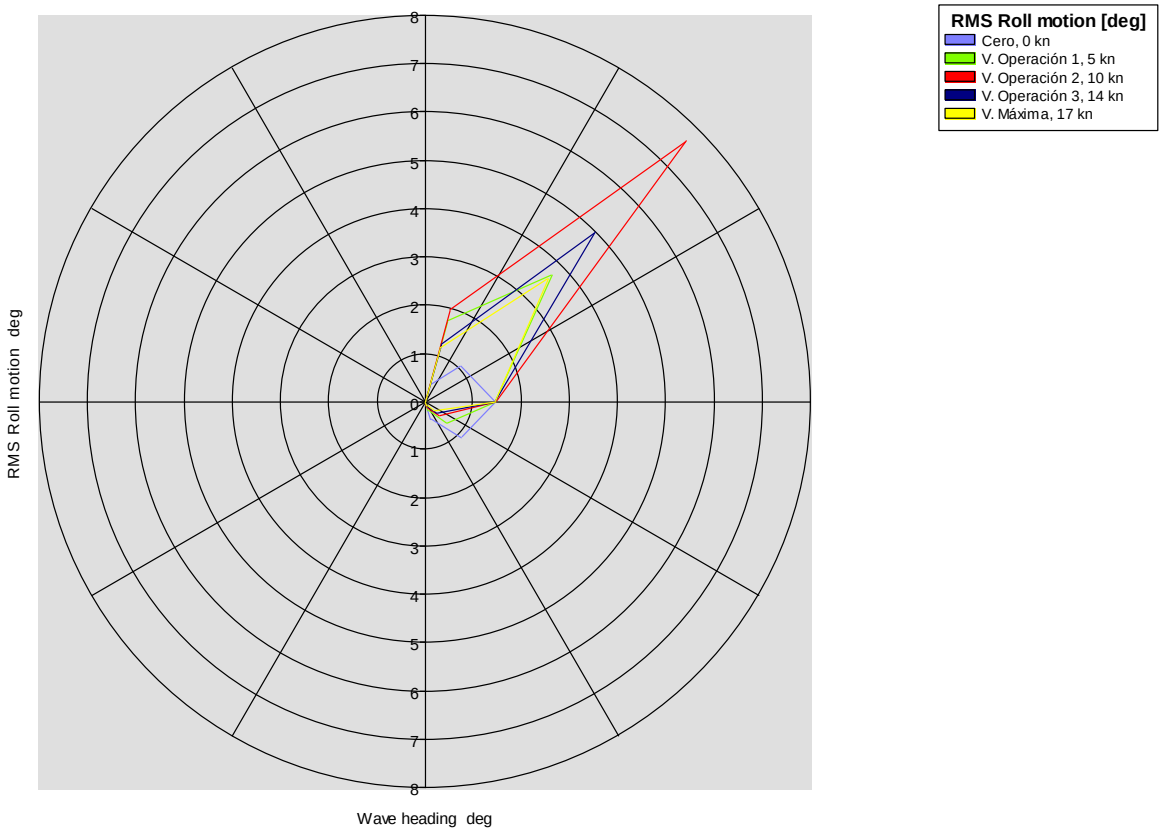
El incremento de resistencia que encuentra el buque vendrá dado por la siguiente gráfica.



Gráfica 30. Resitencia añadida (Fuente: Propia)

Se puede observar como la mayor ganancia de resistencia será cuando las olas vengan a unos 15° con una velocidad de avance de 17 nudos, creando un aumento de 97 kN.

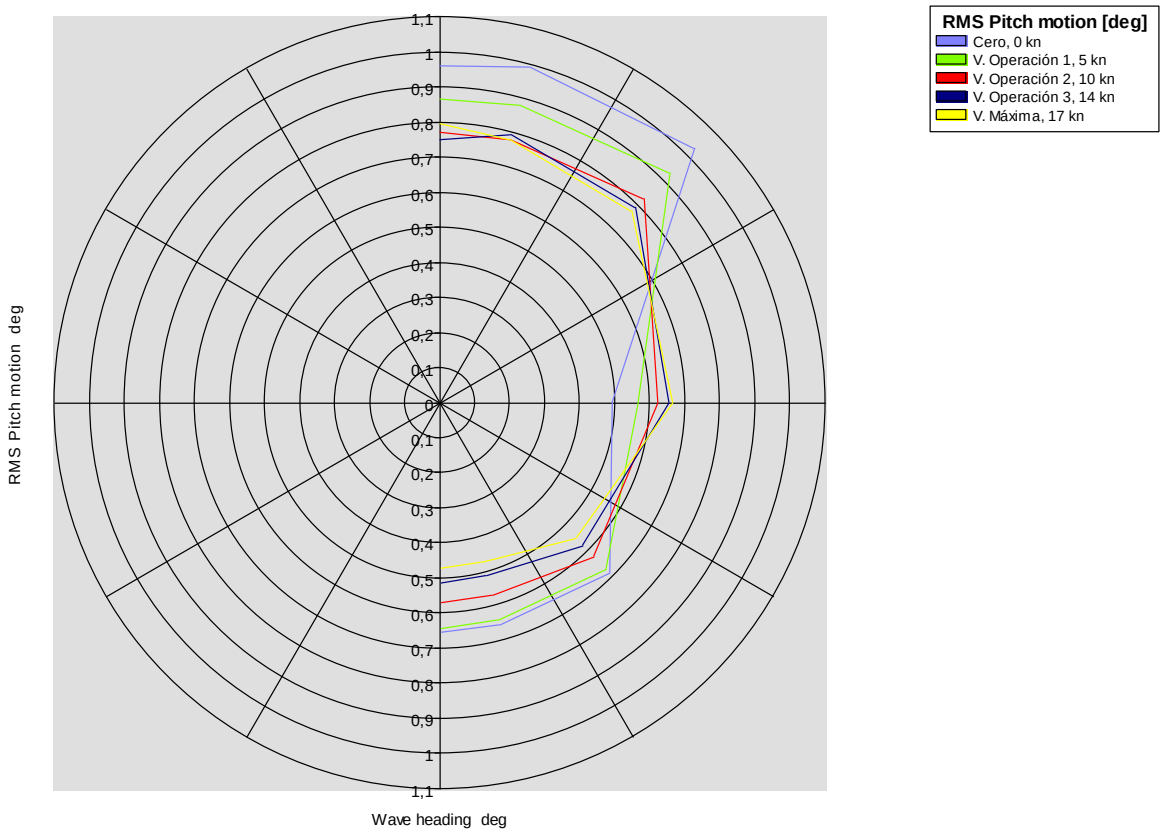
Los movimientos de *roll* que se crean, serán,



Gráfica 31. Movimiento de alabeo (Fuente: Propia)

Las olas causan escoras en el *roll* del buque, encontrando este ángulo máximo en 7,5 ° cuando el buque tiene una velocidad de 10 nudos y las olas impactan a 45°.

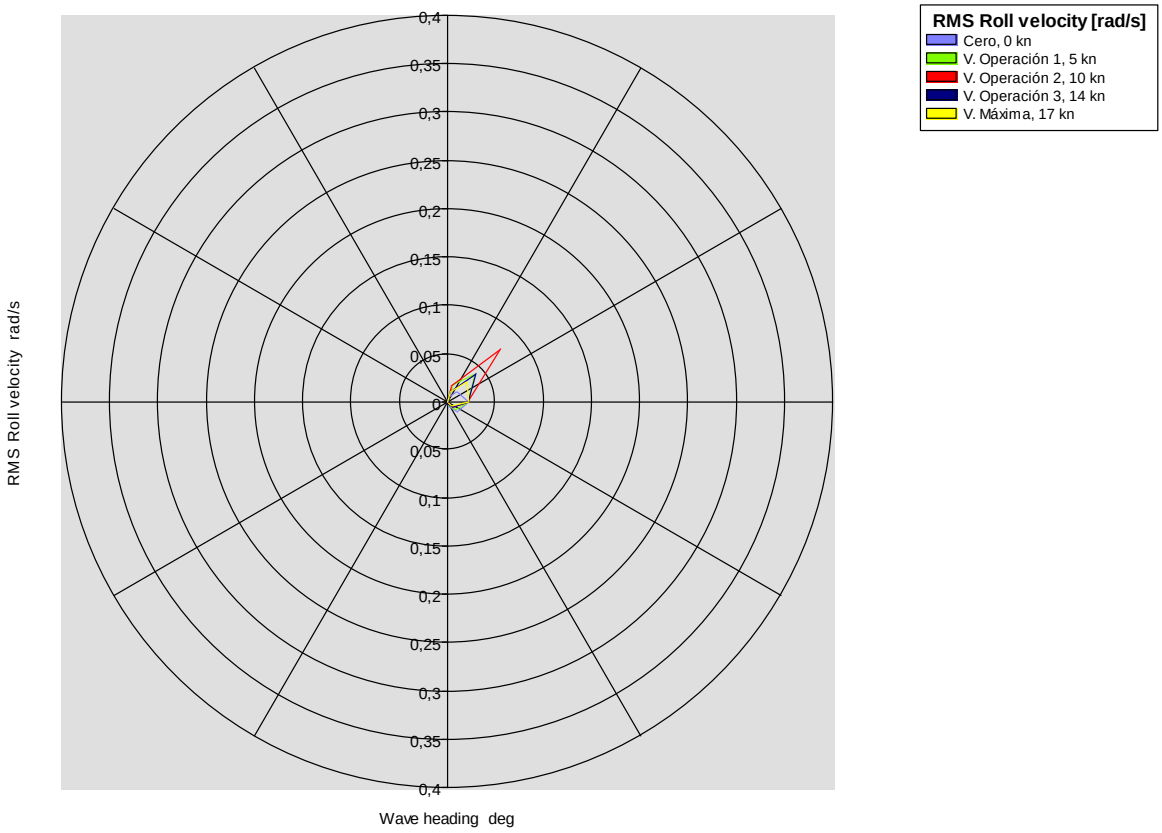
Los movimientos de *pitch* que se crean,



Gráfica 32. Movimiento de cabeceo (Fuente: Propia)

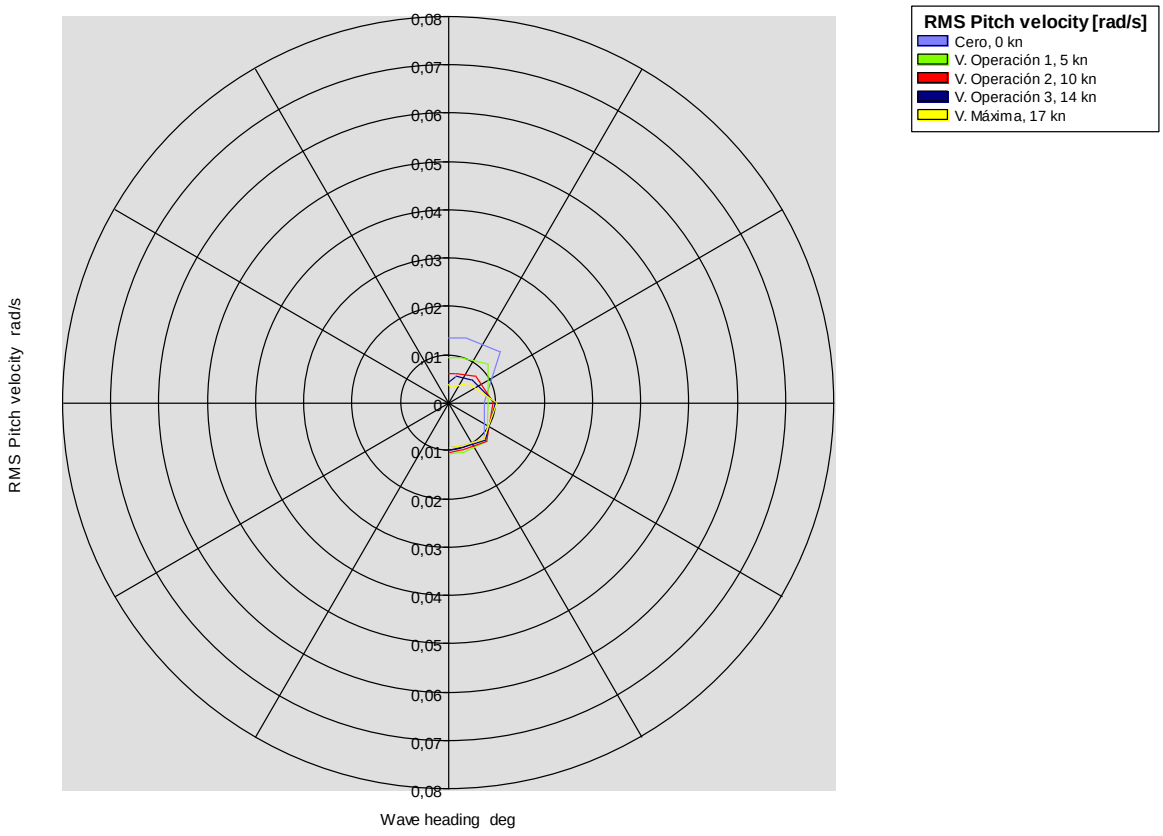
Creando el máximo de *pitch* en 1,05 ° cuando el buque no dispone de velocidad de avance y las olas impactan sobre él a 45°.

Estudiando la afectación de la velocidad que se crea en el buque, se tiene, en cuando a la velocidad en *roll*,



Gráfica 33. Velocidad de alabeo (Fuente: Propia)

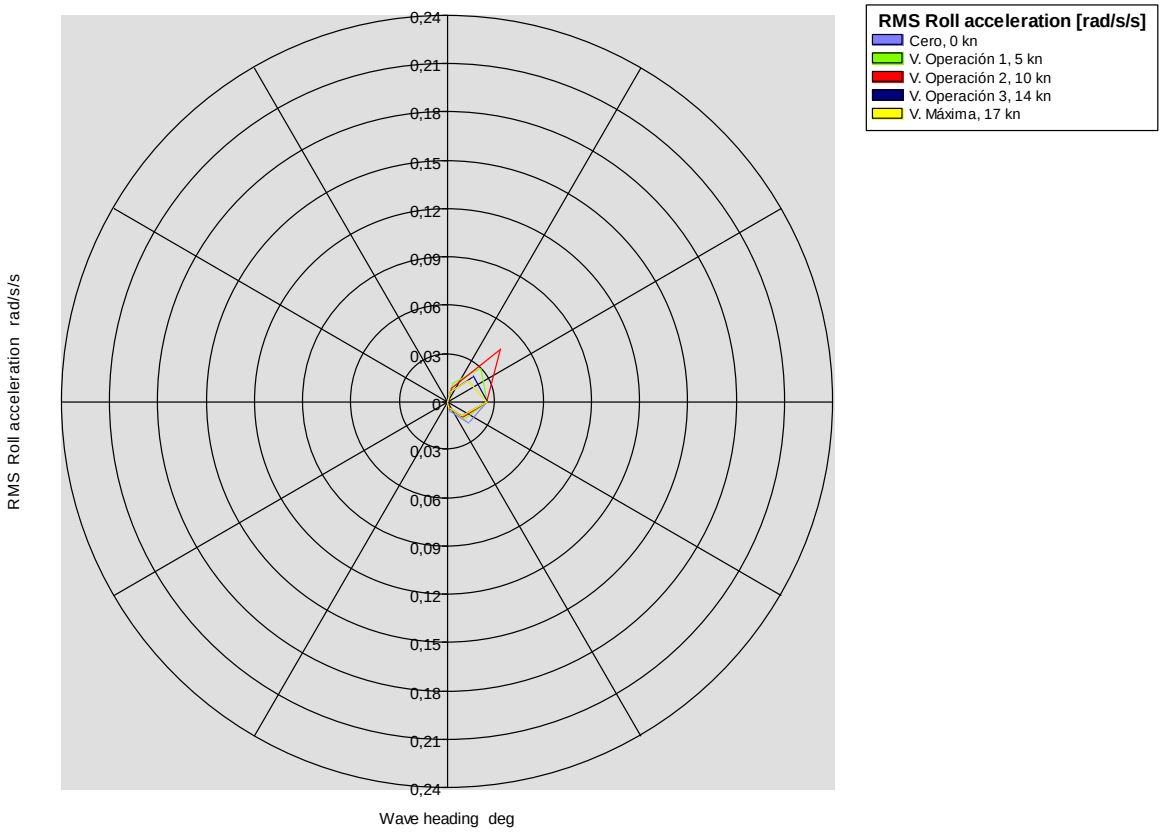
El cambio significativo en la velocidad será cuando el buque vaya a 10 nudos y con olas a 45 ° ya que se creará una velocidad de 0,08 rad/s.



Gráfica 34. Velocidad de cabeceo (Fuente: Propia)

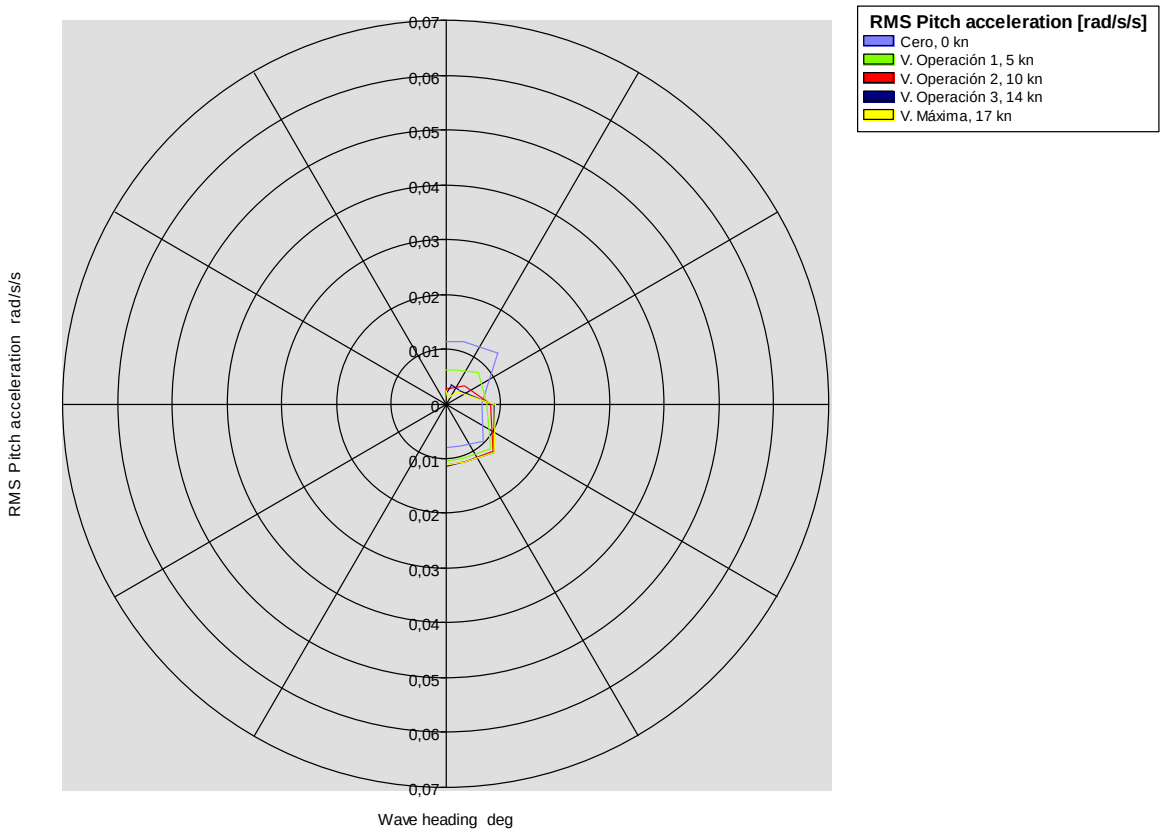
El pico máximo de velocidad en el *pitch* se dará cuando el buque navegue a velocidad nula y con olas a 45° creando una velocidad de 0,015 rad/s.

Solo falta estudiar la aceleración que se crea con estos cambios de escora y cabeceo en estas condiciones de mar.



Gráfica 35. Aceleración de alabeo (Fuente: Propia)

El valor máximo de la aceleración en el *pitch* es de 0,45 rad/s/s cuando la velocidad de avance es de 10 nudos a 45˚.



Gráfica 36. Aceleración de cabeceo (Fuente: Propia)

La aceleración máxima se da cuando el buque navega a 45 ° y a una velocidad nula de avance, resultando de 0,013 rad/s/s.

7.6.5. Comparativa entre las diferentes zonas de operación

A modo de comparativa y conocer dónde se comporta mejor el buque, se analizarán los resultados obtenidos en las tres zonas de operación diferentes. Centrándose esta comparativa en los ángulos de cabeceo y alabeo ya que serán estos los que el sistema antiescora intentará compensar y serán estos los límites de operación del propio sistema.

Recapitulando información de apartados pasados, el buque, con la disposición de los tanques de lastre, es capaz de escorarse 12,1 °, tanto a babor como a estribor, 1,97 ° a proa (un asiento de -2,634m) y 1,49° a popa (un asiento de 1,989 m).

Destacar, antes de nada, que los diagramas polares solo muestran resultados en media parte del gráfico dado que, al ser el buque simétrico por la línea de crujía, los valores en el otro costado del diagrama polar, serán los mismos reflejados.

La tabla siguiente mostrará los ángulos máximos de escora y cabeceo, a qué velocidad del avance del buque se crean y el ángulo de impacto de las olas sobre el casco.

Boya de Abra - Ciervana [Hs=1m; Tp=10s]		
Velocidad buque [Knots]	Ángulo incidencia ola [grados]	Escora máxima barco [grados]
-	0	0
10	15	1
10	45	3,7
0, 5, 10, 14, 17	90	1,5
0	135	1,1
0	165	0,4
-	180	0

Tabla 43. Escora Boya Abra - Ciervana (Fuente: Propia)

Punto SIMAR 1030094 [Hs=2,5m; Tp=12s]		
Velocidad buque [Knots]	Ángulo incidencia ola [grados]	Escora máxima barco [grados]
-	0	0
5, 10	15	1,8
10	45	7
0, 5, 10, 14, 17	90	4
0	135	2,8
0	165	1,1
-	180	0

Tabla 44. Escora Punto SIMAR 1030094 (Fuente: Propia)

Boya de Villano-Sisargas [Hs=1,5m; Tp=8s]		
Velocidad buque [Knots]	Ángulo incidencia ola [grados]	Escora máxima barco [grados]
-	0	0
10	15	2
10	45	7,5
0, 5, 10, 14, 17	90	1,5
0	135	1,1
0	165	0,4
-	180	0

Tabla 45. Escora Boya Villano - Sisagas (Fuente: Propia)

Como criterio general de escoras, el valor donde más se acentúa la escora es para una velocidad de avance de 0 nudos ya que, en todas las condiciones de operación ensayadas, el buque escora en su máximo cuando la velocidad de avance es nula.

Esto se deberá tener en cuenta para determinar sus operaciones estando el buque parado, a pesar de esto, nunca se supera las escoras máximas a las que el buque puede hacer frente.

Boya de Abra - Ciervana [Hs=1m; Tp=10s]		
Velocidad buque [Kntos]	Ángulo incidencia ola [grados]	Cabeceo máximo barco [grados]
0	0	0,7
0	15	0,71
0	45	0,69
14,17	90	0,42
5	135	0,45
5	165	0,47
5	180	0,48

Tabla 46. Cabeceo Boya Abra - Ciervana (Fuente: Propia)

Punto SIMAR [Hs=2,5m; Tp=12s]		
Velocidad buque [Kntos]	Ángulo incidencia ola [grados]	Cabeceo máximo barco [grados]
0	0	1,65
0	15	1,65
0	45	1,5
14,17	90	0,9
10,14,17	135	1
5,10,14,17	165	1,1
5,10,14,17	180	1,15

Tabla 47. Cabeceo punto SIMAR 1030094 (Fuente: Propia)

Boya de Villano-Sisargas [Hs=1,5m; Tp=8s]		
Velocidad buque [Kntos]	Ángulo incidencia ola [grados]	Cabeceo máximo barco [grados]
0	0	0,95
0	15	1
0	45	1,05
17	90	0,66
0	135	0,69
0	165	0,65
0	180	0,66

Tabla 48. Cabeceo Boya Villano - Sisagas (Fuente: Propia)

Analizando los resultados máximos obtenidos del cabeceo del buque en las diferentes condiciones de operatividad, se puede afirmar que el buque cabeceará más cuando tenga una velocidad de avance de 17 nudos y cuando permanezca sin ninguna velocidad.

Los valores de cabeceo rondan los valores máximos a los que el sistema de antiescora les puede hacer frente, pero, son valores no muy elevados lo que, una vez compensados en su mayor parte, serán casi imperceptibles y no molestos para las condiciones de operatividad del buque así como para realizar trabajos en cubierta.

Otro concepto importante, aunque no sea de estabilidad, es el concepto de resistencia al avance. Los valores de resistencia al avance se ven aumentados cuando el buque tiene una velocidad de

avance de 17 nudos cuando las olas entran por las amuras a unos 15°,siendo este el valor máximo en todos los casos estudiados.

Para poder vencer la resistencia al avance se necesitará una máquina capaz de hacerle frente, por lo que, cuando se necesita determinar la potencia que deberá tener el buque, es un valor que se debe tener presente. Como se ha podido ver en el estudio del comportamiento del buque en diferentes condiciones de mar y de zona de operación, no solo sirve vencer la resistencia al avance para crear una velocidad de avance sino que también hay que hacerle frente al oleaje, viento y diferentes condiciones externas que se puedan originar.

De forma comparativa y analizando los valores de escora alcanzados a las velocidades más desfavorables, siendo la velocidad de avance nula, se obtienen los siguientes resultados.

Boya de Abra - Ciervana [Hs=1m; Tp=10s]			
Escora [Grados]	Velocidad escora [rad/s]	Cabeceo [Grados]	Velocidad cabeceo [rad/s]
1,5	0,0125	0,7	0,008
Punto SIMAR 1030094 [Hs=2,5m; Tp=12s]			
Escora [Grados]	Velocidad escora [rad/s]	Cabeceo [Grados]	Velocidad cabeceo [rad/s]
4	0,04	1,62	0,02
Boya de Villano-Sisargas [Hs=1,5m; Tp=8s]			
Escora [Grados]	Velocidad escora [rad/s]	Cabeceo [Grados]	Velocidad cabeceo [rad/s]
1,5	0,025	1,0	0,015

Tabla 49. Resumen escoras (Fuente: Propia)

Se puede ver de forma numérica, como las frecuencias de oscilación del buque cambia en función de las zonas de operación dado que las frecuencias de ola no son las mismas.

Por lo tanto, además de la amplitud de ola, otro factor determinante a tener en cuenta cuando se asigna una localización a un buque, es el periodo modelo del oleaje.

De las tres zonas estudiadas, donde peor se comportará y menos estabilidad tendrá (en comparación con los otros) será en el punto SIMAR 1030094, localizado en el mar del Norte.

En capítulos posteriores se determinará si, para esas condiciones de mar en los diferentes puntos de estudio, el sistema antiescora les podrá hacer frente.

Capítulo 8. Sistema antiescora

8.1. Introducción

Una vez definido el diseño de los tanques, la distribución, los estudios y análisis del buque en diferentes condiciones de mar para conocer las escoras máximas que alcanzaría con diferentes ángulos de impacto de las olas sobre el propio casco, se deberá diseñar el sistema antiescora, capaz de minimizar estas escoras y cabeceos producidas.

El buque, por sus condiciones de operación, necesitará minimizar, al máximo, la escora producida por las olas con una velocidad de avance de 0 nudos.

A pesar de que, como se ha visto en el estudio de las condiciones de mar, alcanza escoras superiores, es en esta condición de velocidad nula cuando se necesita la mayor estabilidad y para ello, se utilizará el sistema antiescora. En el caso de necesitar, también, estabilidad cuando se dispone de velocidad, se han visto sistemas, en capítulos pasados que ayudan a mejorarla.

Como cualquier sistema que se incorpore a un buque, necesitará de diferentes elementos, tanto de control, de indicación como de accionamiento y de canalización del fluido.

La mayor parte de los sistemas, necesitan una parte eléctrica, ya sea de indicación, alarmas o control. En este caso, la parte eléctrica será necesaria para la parte de indicación, ya sean para sensores de llenado o acelerómetros para detectar la escora y/o cabeceo, sensores de nivel y electroválvulas además de las bombas de lastre. Se necesitará, también, toda una parte de control automático del sistema haciendo que corrija esta desviación volviendo a la posición de buque adrizado.

8.2. Elementos del sistema

El sistema estará compuesto por una serie de elementos pasivos, como son las tuberías y tanques y de otros sistemas activos como son las bombas y las válvulas.

A continuación se detallan como serán estas bombas y válvulas que forman parte del sistema.

8.2.1. Bombas

El sistema lo formarán tres bombas, las tres estarán en servicio si el sistema requiere el caudal máximo, siendo de 4200 m^3/h.

Las bombas serán centrífugas con un caudal máximo de 1400 m^3/h, cada una, y una altura de 11,8 m. La altura corresponde a la distancia vertical entre la bomba y el punto más alto de la instalación.

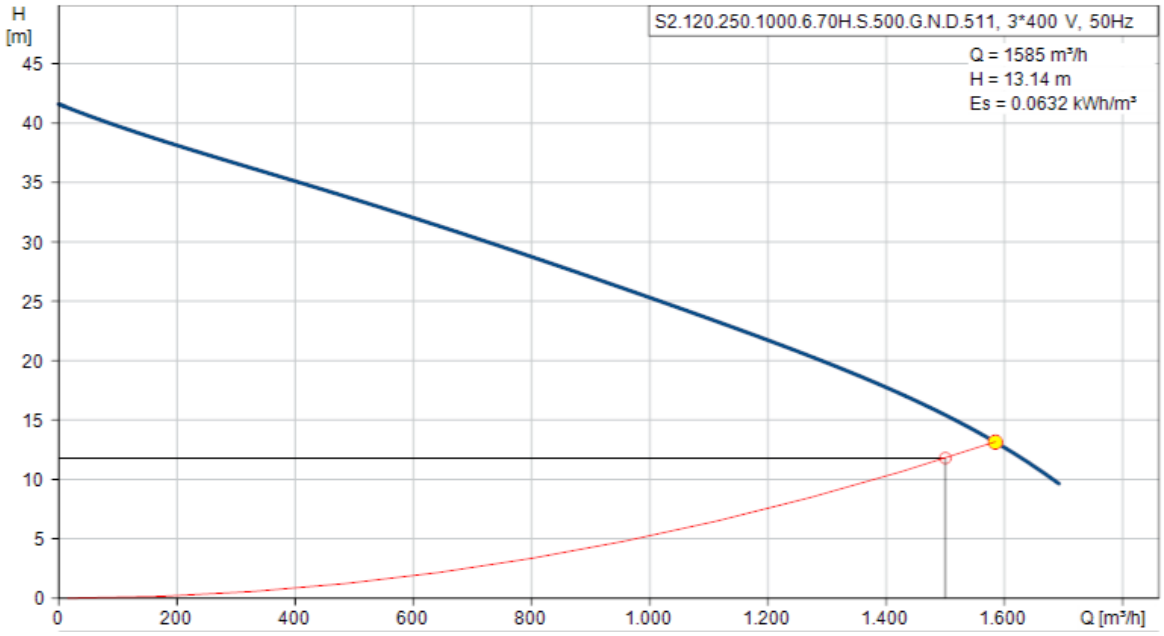
Una de las posibles bombas que cumplen los requisitos mínimos es la bomba centrífuga NBG 300-250-350 del fabricante *Grundfos*. [12]



Figura 102. Bomba lastre [12]

Es de vital importancia conocer las gráficas asociadas a cada bomba ya que nos dan información de la altura máxima a la que podrá llegar el fluido en función del caudal.

En este caso y para cuando se necesite lastrar de proa, siendo la condición de lastrado más crítica, la entrada del tanque de proa se encuentra a 11,8 m de altura de la bomba, obteniendo la siguiente gráfica HQ.



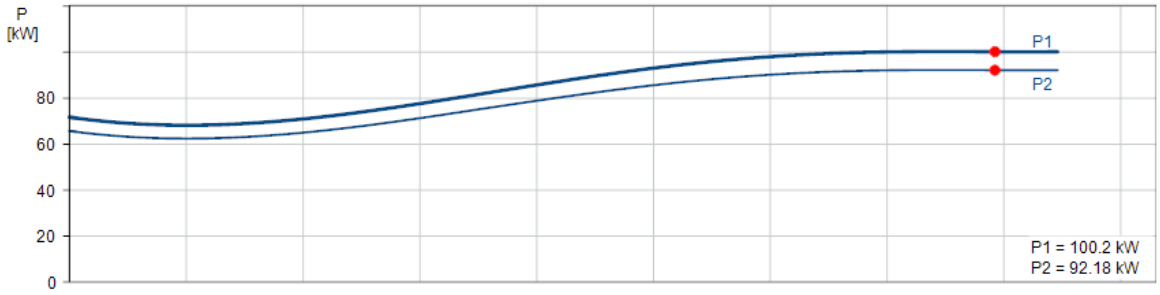
Gráfica 37. HQ [12]

La bomba girará de manera solidaría al eje del motor eléctrico.

Las principales características de la bomba son:

- Velocidad predeterminada: 958 rpm
- Caudal: 1400 m^3/h
- Altura resultante de la bomba: 12m

La potencia eléctrica que se necesita para conseguir estos caudales, en la condición más desfavorable es de 100,2 kW. [12]

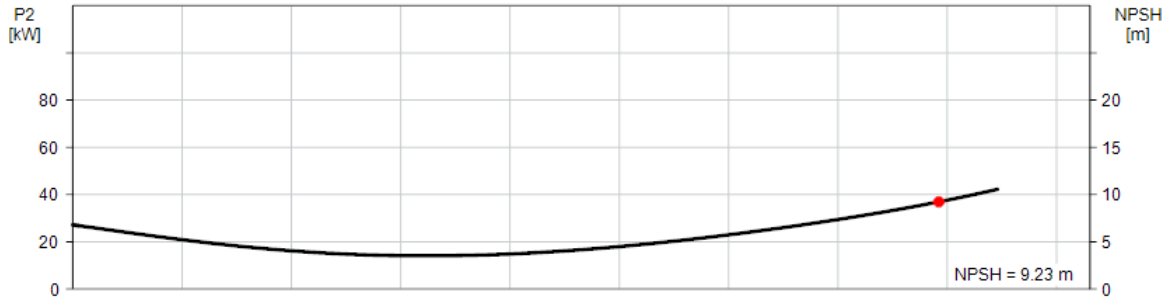


Gráfica 38. Potencia requerida [12]

Otro dato importante a la hora de elegir una bomba es el NPSH, iniciales de *Net Positive Suction Head*, es decir, altura neta positiva de aspiración y equivale a la distancia entre la presión de entrada y el nivel de presión más bajo dentro de la bomba. Por lo tanto, el NPSH es una expresión de la pérdida de presión que tiene lugar dentro de la primera parte de la carcasa de la bomba.

La presión dentro de la bomba varía desde la entrada, en el lado de aspiración, hasta el conducto de salida. En la primera parte de la bomba, la presión disminuye antes de aumentar en el lado de descarga a un nivel superior a la presión de entrada.

El NPSH hará que la presión más baja dentro de la bomba disminuya por debajo de la presión de evaporación del líquido bombeado, si la presión de entrada es demasiado baja y en consecuencia, se producirá cavitación en la bomba, causando ruido y averías.



Gráfica 39. NPSH [12]

El motor eléctrico asociado a esta bomba, debe ser capaz de suministrar esa potencia, siendo un motor asíncrono. [12]

El motor eléctrico tendrá las siguientes características:

- Potencia nominal: 100 kW
- Frecuencia: 50 Hz
- Tensión nominal: 3 x 400/690 V
- Intensidad nominal: 189/110 A
- Velocidad nominal: 984 rpm
- Factor de potencia: 0,83
- Eficiencia a carga total: 92%
- Eficiencia a media carga: 91%

8.2.2. Tuberías

Las tuberías recorrerán todo el buque intercomunicando el sistema de antiescora. Se debe tener un diseño en cuanto a diámetro dado que es una medida fundamental en cuanto al tamaño de las válvulas, al caudal capaz de absorber y a la velocidad del fluido que circulará por el interior.

Sabiendo que el caudal máximo que es capaz de suministrar las tres bombas es de 4200 m^3/h, se deberá diseñar para ese caudal máximo.

Conociendo el valor del caudal, la siguiente tabla relaciona el caudal con los diámetros de tubos.

		Condiciones generales (impulsión)		Agua caliente en tuberías de aspiración y líneas de condensados	
$dN_{prop.}$ "	$dN_{prop.}$ mm	qh m^3/h	u_{max} m/s	qh m^3/h	u_{max} m/s
	10	0,23	0,8	0,11	0,4
	15	0,5	0,8	0,25	0,4
¾	20	1	0,8	0,5	0,4
1	25	1,5	0,8	0,8	0,4
1 ¼	32	2,5	0,8	1,25	0,4
1 ½	40	3,8	0,8	1,9	0,4
2	50	6	0,8	3	0,4
2 ½	65	16	1,2	8	0,6
3	80	30	1,5	15	0,75
4	100	50	1,7	25	0,85
5	125	80	1,9	40	0,95
6	150	125	2,1	62,5	1,05
8	200	300	2,5	150	1,25
10	250	500	2,7	250	1,35
12	300	800	2,9	400	1,45
14	350	1000	3	500	1,5
16	400	1.400	3,1	700	1,55
20	500	2.500	3,4	1.250	1,7
24	600	4.000	3,6	2.000	1,8

Tabla 50. Sección tuberias [11]

El diámetro de las tuberías será de 600 mm.

La velocidad del fluido, en este caso, de agua de mar, será de,

$$V = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D^2} \qquad \textbf{(272)}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación, se obtiene que la velocidad del fluido dentro de la tubería será de 3,6 m/s, cuando estén arrancadas las dos bombas.

Asimismo, las tuberías tienen un espesor mínimo y en el caso de la tubería de 600 mm de diámetro interior, su espesor viene dado por la siguiente tabla, según la Norma ASME B36.10M.

Tamaño		Diam. exter.	SCH 5	SCH 10	SCH 20	SCH 30	STD	SCH 40	XS
NPS in	DN mm	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)	in (mm)
8	200	8.625 (219.08)	0.109 (2.77)	0.148 (3.76)	0.25 (6.35)	0.277 (7.04)	0.322 (8.18)	0.322 (8.18)	0.5 (12.7)
10	250	10.75 (273.05)	0.134 (3.4)	0.134 (3.4)	0.25 (6.35)	0.307 (7.8)	0.365 (9.27)	0.365 (9.27)	0.5 (12.7)
12	300	12.75 (323.85)	0.156 (3.96)	0.156 (3.96)	0.25 (6.35)	0.33 (8.38)	0.375 (9.53)	0.406 (10.31)	0.5 (12.7)
14	350	14 (355.6)	0.156 (3.96)	0.156 (3.96)	0.312 (7.92)	0.375 (9.53)	0.375 (9.53)	0.438 (11.13)	0.5 (12.7)
16	400	16 (406.4)	0.165 (4.19)	0.165 (4.19)	0.312 (7.92)	0.375 (9.53)	0.375 (9.53)	0.5 (12.7)	0.5 (12.7)
18	450	18 (457.2)	0.165 (4.19)	0.165 (4.19)	0.312 (7.92)	0.438 (11.13)	0.375 (9.53)	0.562 (14.27)	0.5 (12.7)
20	500	20 (508)	0.188 (4.78)	0.188 (4.78)	0.375 (9.53)	0.5 (12.7)	0.375 (9.53)	0.594 (15.09)	0.5 (12.7)
22	550	22 (558.8)	0.188 (4.78)	0.188 (4.78)	0.375 (9.53)	0.5 (12.7)	0.375 (9.53)	... (...)	0.5 (12.7)
24	600	24 (609.6)	0.218 (5.54)	0.218 (5.54)	0.375 (9.53)	0.562 (14.27)	0.375 (9.53)	0.688 (17.48)	0.5 (12.7)

Tabla 51. Diametros interno y externo tubos [11]

Tendrá un diámetro exterior de 609,6 mm. El espesor de la tubería es de 9,6 mm.

8.2.3. Válvulas

Conociendo el valor de las tuberías, siendo DN600, las válvulas deben ser de ese mismo diámetro.

Una de las multitudes de válvulas que existen, puede ser la CH450 de *Klinger* siendo el accionamiento electroneumático y con las siguientes especificaciones: [30]

- Tiempo de maniobra a 15 PSI: 40s
- Intensidad: 4 - 20 mA



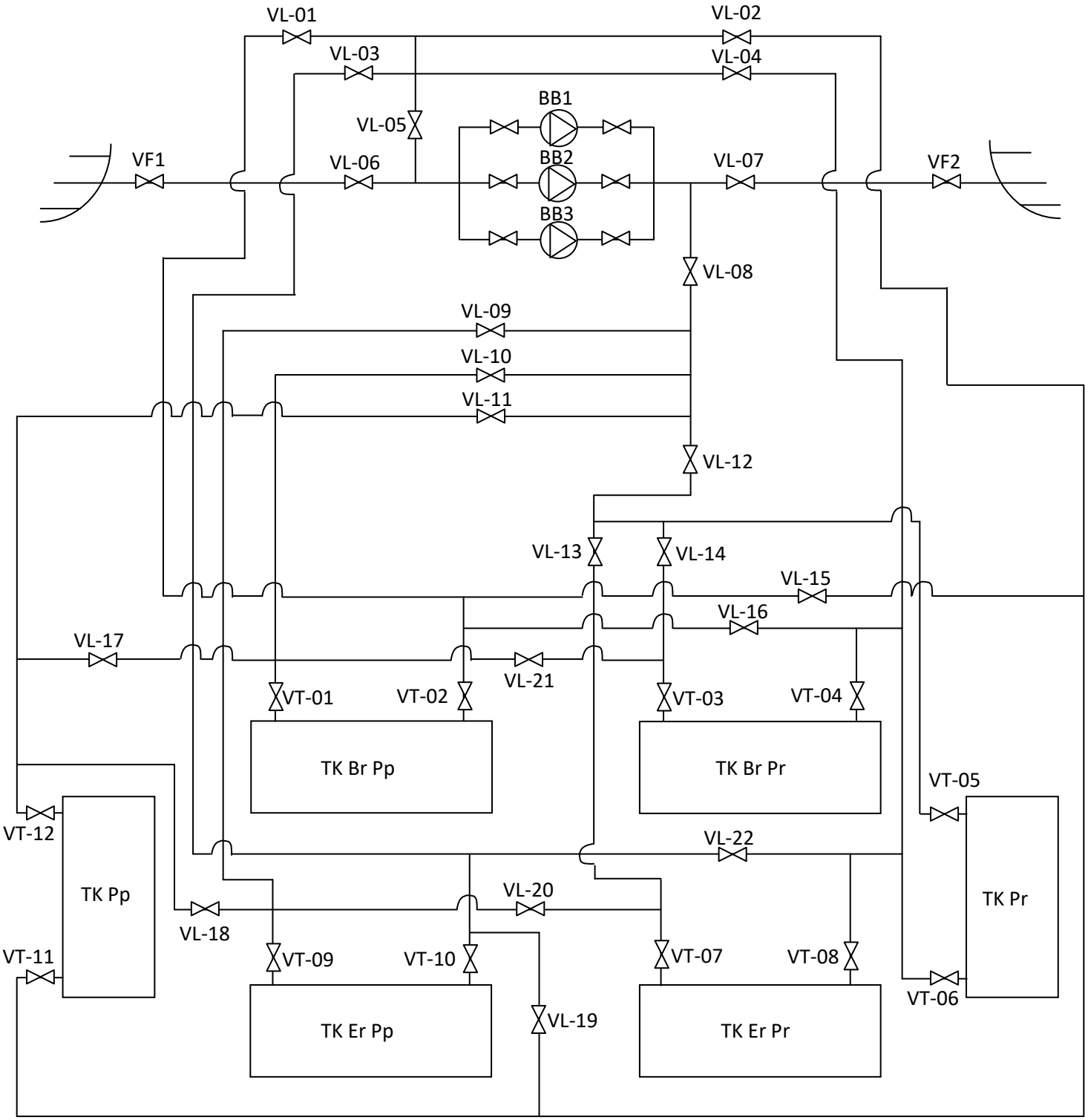
Figura 103. Electroválvula [30]

Las válvulas manuales serán del mismo tipo, pero con el accionamiento manual, es decir, con una palanca con bloqueo de posición.



Figura 104. Válvula manual [29]

8.3. Esquema del sistema antiescora



8.4. Distribución elementos del sistema

Un esquema técnico de un sistema representa los elementos que lo componen y las relaciones que hay entre los elementos, así como la interconexión entre los mismos, por lo que, se utiliza para poder estudiar y ver el funcionamiento.

Un esquema no indica la localización exacta de los elementos en el propio barco.

A continuación, se puede ver la distribución de tuberías, válvulas, bombas y tanques que componen el sistema antiescora y cómo quedaría instalado en el buque.

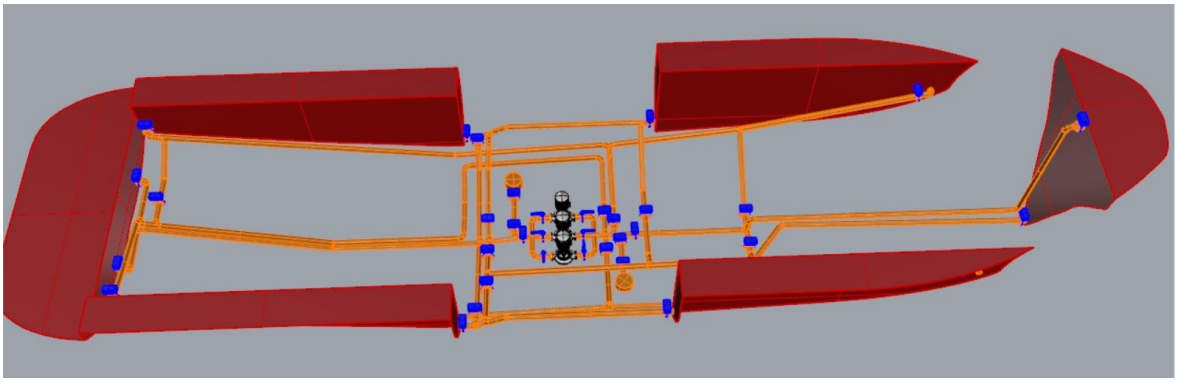


Figura 105. Distribución elementos sistema (Fuente: Propia)

Con más detalle, se observa como las tres bombas están en paralelo.

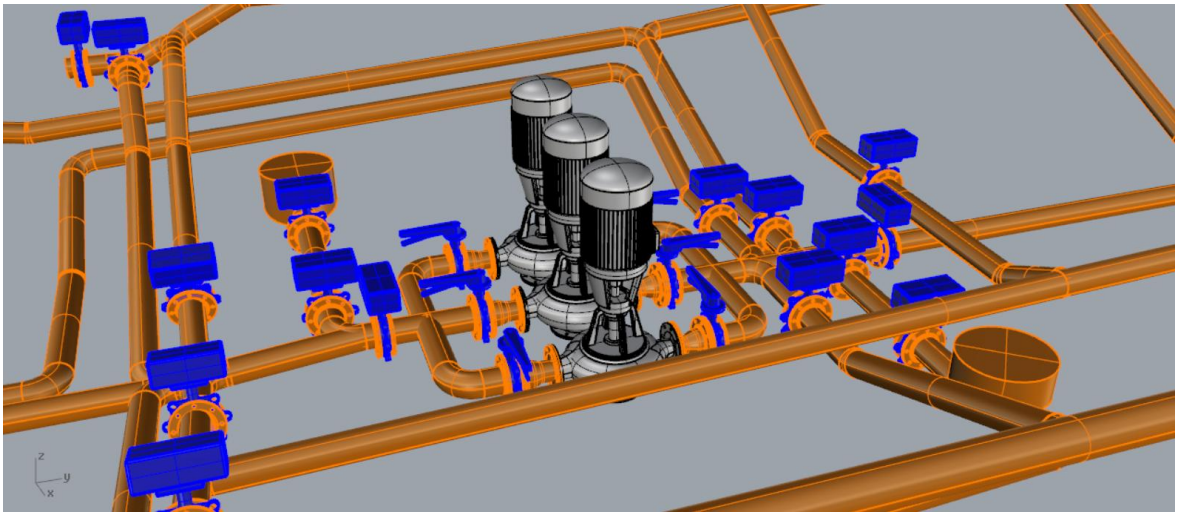


Figura 106. Distribución bombas y válvulas (Fuente: Propia)

Las válvulas de control del lastre serán válvulas electroneumáticas, exceptuando las de las bombas que serán de accionamiento manual.

8.5. Pérdidas de carga

Será necesario conocer las pérdidas de presión que se van a producir por el propio circuito (codos, curvas, válvulas, etc.) y por el rozamiento interior del fluido por la tubería.

En una conducción de agua, la presión va disminuyendo a lo largo del recorrido debido, principalmente, a:

- Rozamiento interno del agua.
- Rozamiento con las paredes de la tubería y elementos.

Además, se puede establecer que:

- A mayor longitud, mayor pérdida de carga.
- A mayor caudal, menor pérdida de carga.
- A mayor diámetro de tubería, menor pérdida de carga.

Las pérdidas de carga son independientes de la presión, por lo tanto, la circulación de agua a través de las tuberías, válvulas, bombas, etc. genera una pérdida de presión que varían en función del caudal y del diámetro del conducto.

Para conocer las pérdidas de carga en la red del sistema de lastre, se recurrirá a la ecuación de *Darcy - Weissbach*, siendo, [24]

$$Hr = \frac{f \cdot L \cdot v^2}{D \cdot 2 \cdot g} \quad \textbf{(273)}$$

Siendo,

Hr: las pérdidas de carga

f: el coeficiente de fricción para tuberías circulares

L: la longitud de la tubería [m]

D: el diámetro de la tubería [m]

v: la velocidad del fluido [m/s]

g: la aceleración de la gravedad [m/s^2]

Para poder calcular el coeficiente de fricción (f), se deberá conocer, previamente, el número de Reynolds y la rugosidad relativa ya que son valores necesarios para poder calcular f mediante el diagrama de Moody o mediante la ecuación de Swamee - Jain. [31]

$$f = \frac{0{,}25}{\left[\log\left(\frac{1}{3{,}7\left(\frac{D}{\varepsilon}\right)} + \frac{5{,}74}{Re^{0{,}9}}\right)\right]^2} \quad \textbf{(274)}$$

El número de Reynolds es un parámetro que establece si el flujo está en régimen laminar o en régimen turbulento. Se calculará mediante la siguiente fórmula.

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad \textbf{(275)}$$

O, de manera equivalente,

$$Re = \frac{v \cdot D}{\upsilon} \quad \textbf{(276)}$$

Siendo,

Re: el número de Reynolds

v: la velocidad del fluido [m/s]

D: el diámetro de la tubería [m]

υ: la viscosidad cinemática del fluido [m^2/s]

ρ: la densidad del fluido [kg/m^3]

μ: la viscosidad dinámica [Pa·s]

La viscosidad cinemática del agua salada es de $1{,}17 \cdot 10^{-6}$ m^2/s.

El número de Reynolds de la instalación es de Re= 1627708.

Cuando Re < 2300, el régimen es laminar y, por el contrario, cuando Re > 2300, el régimen es turbulento. Para este caso, el régimen del fluido es turbulento.

Dado a que el flujo no es laminar y, por tanto, no será independiente de la rugosidad, el factor de fricción no se podrá calcular como $f = \frac{64}{Re}$.

La rugosidad relativa es la relación entre el coeficiente de rugosidad (ε) del material de la tubería y su diámetro. Es decir,

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} \quad \textbf{(277)}$$

Además de calcular las pérdidas de carga en las tuberías, también se deberán conocerlas pérdidas de carga en los otros elementos del circuito. [31]

Los cálculos se basarán en el tramo más desfavorable del circuito de lastre para las condiciones de lastrado y deslastrado.

Destacar que los únicos cambios en la sección de los tubos es a la entrada y a la salida de la bomba, pasando de un DN600 de la tubería a un DN400 en la entrada de la bomba y de un DN350 de la salida de la bomba a un DN600 de la tubería.

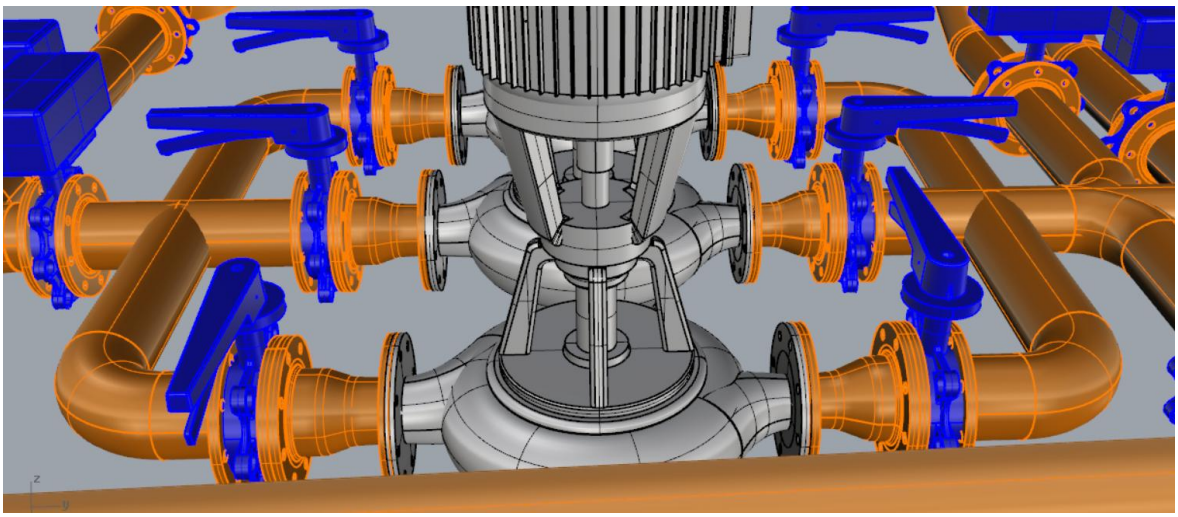


Figura 107. Estrechamiento bomba (Fuente: Propia)

Durante el lastrado, y en caso de necesitarlo, la condición más desfavorable es cuando se quiere lastrar el pique de proa, y sobre esto se realizan los cálculos siguientes.

La rugosidad del acero utilizado para las tuberías será de $4{,}6 \cdot 10^{-5}$ m.

El valor del coeficiente de fricción (f) se calculará mediante el diagrama de Moody, adjunto en el Anexo A5, obteniendo, en los cambios de sección, los siguientes resultados, referentes, únicamente, a las tuberías con las tres bombas en funcionamiento suministrando un caudal de 4200 m^3/h.

Sección	Diámetro [m]	Re	V [m/s]	f	ε_r	ε [m]
Entrada bomba	0,4	1058010	3,09	0,0137	$1{,}15 \cdot 10^{-4}$	$4{,}6 \cdot 10^{-5}$
Salida bomba	0,35	1209154	4,04	0,0138	$1{,}31 \cdot 10^{-4}$	$4{,}6 \cdot 10^{-5}$
Resto tuberías	0,60	1627708	3,66	0,0128	$8{,}85 \cdot 10^{-5}$	$4{,}6 \cdot 10^{-5}$

Tabla 52. Velocidad y rozamiento (Fuente: Propia)

En los resultados de los valores de velocidades obtenidos, tanto a la salida como a la entrada de la bomba, el caudal será de 1400 m^3/h por bomba, ya que, será el caudal máximo que pasará por las reducciones.

Conociendo los valores del coeficiente de fricción, se procederá a calcular las pérdidas de carga por fricción en la tubería (H_L), sin tener en cuenta los accesorios (válvulas, reducciones y codos). No habrá separación entre aguas de lastre y de deslastre ya que, generalmente, el agua que se va a utilizar para lastrar un tanque, previamente se debe sacar de otro, deslastrándolo. Es decir, debido a la distribución y situación del sistema antiescora y a los elementos que lo forman, no resulta práctico ni resolutivo separar el estudio en la fase de lastrado y deslatrado, así que se estudiarán de forma conjunta. La única distinción que se hará será sobre los tanques a lastrar, es decir, para escorar el buque a un lado u otro.

Tanques a lastrar	Tramo	L [m]	H_L [m]
TK Br Pp + TK Br Pr	Agua de Er a Br	13,2	0,218
		1,8	0,030
		1,3	0,021
		8,2	0,136
		1,7	0,028
		7,1	0,117
		34,9	0,577
		1,6	0,026
		3,8	0,063
		24,3	0,402
	Total	**97,9**	**1,618**

Tabla 53. Pérdidas de carga por fricción (Fuente: Propia)

Las pérdidas de carga por fricción de las tuberías para lastar los tanques de babor a través de los tanques de estribor son de 1,618 m.

Este es el caso más desfavorable, donde, para lastrar el costado de babor, se obtiene del costado de estribor. En el caso que sea la primera escora donde empezaría el circuito, se obtendría del fondo, pero al ser la distancia más corta, las pérdidas de carga también serían menores. Igual pasaría si en lugar de lastrar el costado de babor, se tuviera que deslastrar estribor al mar, se descargaría mediante el fondo de descarga, siendo, igual que en el caso anterior, la distancia más corta y, por ende, las pérdidas de carga de la línea menores. De igual manera pasará en los casos siguientes.

Tanques a lastrar	Tramo	L [m]	H_L [m]
TK Er Pp + TK Er Pr	Agua de Br a Er	25	0,413
		34,2	0,565
		4	0,066
		7	0,116
		1,7	0,028
		1,7	0,028
		0,9	0,015
		8,6	0,142
		1,7	0,028
		2	0,033
		0,9	0,015
		13	0,215
	Total	**100,7**	**1,665**

Tabla 54. Pérdidas de carga por fricción (Fuente: Propia)

Las pérdidas de carga por fricción de las tuberías para lastrar los tanques de estribor a través de los tanques de estriborson de 1,665 m

Tanques a lastrar	Tramo	L [m]	H_L [m]
TK Er Pr + Tk Br Pr + TK Pr	Agua de Pp a Pr	1,5	0,025
		20,1	0,332
		10,2	0,169
		3,5	0,058
		0,8	0,013
		24,8	0,410
		8,2	0,136
		8,6	0,142
		2	0,033
		1,6	0,026
		1,8	0,030
		4,5	0,074
		12,3	0,203
		14,1	0,233
		7,5	0,124
		7,6	0,126
		14,1	0,233
	Total	**143,2**	**2,367**

Tabla 55. Pérdidas de carga por fricción (fuente: Propia)

Las pérdidas de carga por fricción en las tuberías para lastrar los tanques de proa a través de los tanques de popa son de 2,367 m.

Tanques a lastrar	Tramo	L [m]	H_L [m]
TK Er Pp + TK Br Pp + TK Pp	Agua de Pr a Pp	18,9	0,312
		4,4	0,073
		19,8	0,327
		3,7	0,061
		2	0,033
		3,7	0,061
		13,3	0,220
		13	0,215
		8	0,132
		2,2	0,036
		5,5	0,091
		6,9	0,114
		10	0,165
		5,3	0,088
		6,8	0,112
		23,3	0,385
		3,3	0,055
	Total	**150,1**	**2,481**

Tabla 56. Pérdidas de carga por fricción (Fuente: Propia)

Las pérdidas de carga por fricción en las tuberías para el lastrado de los tanques de popa a través del deslastrado de proa son de 2,481 m

Una vez calculadas las pérdidas de carga por fricción en las tuberías, se deberán calcular las pérdidas de carga en los accesorios, siendo éstos los codos, válvulas, reducciones y ensanchamientos.

Para poder calcular las pérdidas de carga, se deberá conocer el valor de k en los elementos y este valor se obtendrá de la tabla siguiente.

TIPO DE ACCESORIO	DIBUJO	CONDICIÓN	FÓRMULA	
ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL		$\theta < 45°$	$K = \frac{0{,}8 \cdot (\sin \theta/2)\,(1-\beta^2)}{\tau^4}$	$\tau = \frac{d_1}{d_2}$
		$45° < \theta < 90°$	$K = \frac{0{,}5 \cdot \sqrt{(\sin \theta/2)}\,(1-\beta^2)}{\tau^4}$	
ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL		$\theta < 45°$	$K = \frac{2{,}6 \cdot (\sin \theta/2)\,(1-\beta^2)^2}{\tau^4}$	
		$45° < \theta < 90°$	$K = \frac{(1-\beta^2)^2}{\tau^4}$	
CODOS 90º		$K=30 \cdot f_T$		
CODO 45º		$K=16 \cdot f_T$		
CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"		FLUJO DIRECTO	$K=20 \cdot f_T$	
		FLUJO DESVIADO A 90º	$K=60 \cdot f_T$	
CURVAS DE 180º DE RADIO		$K=50 \cdot f_T$		

Tabla 57. Pérdidas accesorios [24]

Otro dato a conocer, en el caso de necesitarlo, será el valor de fr, necesitando otra tabla para calcularlo.

Tamaño nominal tuberías acero		
Pulgadas (in)	Métrico (m)	Factor de fricción (fr)
1/2	DN 15	0,026
3/4	DN 20	0,024
1	DN 25	0,022
1 1/4	DN 32	0,021
1 1/2	DN 40	0,02
2	DN 50	0,019
2 1/2	DN 65	0,018
3 y 3 1/2	DN 80, DN 90	0,017
4	DN 100	0,016
5 y 6	DN 125, DN 150	0,015
8	DN 200	0,014
10 a 14	DN 250 a DN 350	0,013
16 a 22	DN 400 a DN 550	0,012
24 a 36	DN 600 a DN 900	0,011

Tabla 58. Coeficiente fricción tubos [24]

Dado que la sección de la tubería siempre será de 600 mm, el valor fr tampoco variará siendo de 0,011.

Para las válvulas, el valor de k dependerá del grado de abertura.

α	10	20	30	40	50	60	70	80	90
k	670	145	47	18	7	3	1,4	0,7	0,36

Tabla 59. Coeficiente fricción válvulas [24]

Ahora sí, una vez conocidas las ecuaciones para el cálculo de las pérdidas en los accesorios, se procederá al cálculo para cada una de las condiciones de lastrado

Condición	Tramo	K	H_L [m]
Lastre TK Er Pp + TK Er Pr	Ensanchamiento (salida bomba #1)	1,638	1,302
	Ensanchamiento (salida bomba #2)	1,638	1,302
	Válvula salida bomba #1	0,36	0,044
	Válvula salida bomba #2	0,36	0,044
	Cruce unión salidas bombas	0,96	0,470
	T (90º)	0,72	0,353
	Válvula	0,36	0,176
	T tanques Pp y Pr (ambos lados)	0,72	0,353
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	T (salida recta)	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Cruce entradas bomba	0,96	0,470
	Válvula entrada bomba #1	0,36	0,044
	Válvula entrada bomba #2	0,36	0,044
	Reducción (entrada bomba #1)	0,286	0,140
	Reducción (entrada bomba #2)	0,286	0,140
	Válvula	0,36	0,176
	T (recto)	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	TOTAL		**6,764**

Tabla 60. Pérdidas por accesorios (Fuente: Propia)

Las pérdidas por accesorios para lastrar los tanques del costado de estribor serán de 6,764 m.

Para la siguiente condición de lastrado, las pérdidas por accesorios resultan en la siguiente tabla.

Condición	Tramo	K	H_L [m]
Lastre TK Br Pp + TK Br Pr	Ensanchamiento (salida bomba #1)	1,638	0,802
	Ensanchamiento (salida bomba #2)	1,638	0,802
	Válvula salida bomba #1	0,36	0,176
	Válvula salida bomba #2	0,36	0,176
	Cruce unión salidas bombas	0,96	0,470
	T (90º)	0,72	0,353
	Válvula	0,36	0,176
	T tanques Pp y Pr (ambos lados)	0,72	0,353
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Cruce entradas bomba	0,96	0,470
	Válvula entrada bomba #1	0,36	0,176
	Válvula entrada bomba #2	0,36	0,176
	Reducción (entrada bomba #1)	0,286	0,140
	Reducción (entrada bomba #2)	0,286	0,140
	TOTAL		**6,352**

Tabla 61. Pérdidas accesorios (Fuente: Propia)

Las pérdidas por accesorios para lastrar los tanques del costado de babor serán de 6,352 m.

Para la siguiente condición de lastrado, las pérdidas por accesorios resultan en la siguiente tabla.

Condición	Tramo	K	H_L [m]
Lastre TK Br Pr + TK Er Pr + TK Pr	Ensanchamiento (salida bomba #1)	1,638	0,802
	Ensanchamiento (salida bomba #2)	1,638	0,802
	Válvula salida bomba #1	0,36	0,176
	Válvula salida bomba #2	0,36	0,176
	Cruce unión salidas bombas	0,96	0,470
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 45º	0,19	0,094
	Codo 45º	0,19	0,094
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Cruce entradas bomba	0,96	0,470
	Válvula entrada bomba #1	0,36	0,176
	Válvula entrada bomba #2	0,36	0,176
	Reducción (entrada bomba #1)	0,286	0,140
	Reducción (entrada bomba #2)	0,286	0,140
	TOTAL		**7,715**

Tabla 62. Pérdidas por accesorios (Fuente: Propia)

Las pérdidas para lastrar los tanques de proa son de 7,715 m.

Para la siguiente condición de lastrado, las pérdidas por accesorios resultan en la siguiente tabla.

Condición	Tramo	K	H_L [m]
Lastre TK Br Pp + TK Er Pp + TK Pp	Ensanchamiento (salida bomba #1)	1,638	0,802
	Ensanchamiento (salida bomba #2)	1,638	0,802
	Válvula salida bomba #1	0,36	0,176
	Válvula salida bomba #2	0,36	0,176
	Cruce unión salidas bombas	0,96	0,470
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Válvula	0,36	0,176
	Cruce entradas bomba	0,96	0,470
	Válvula entrada bomba #1	0,36	0,176
	Válvula entrada bomba #2	0,36	0,176
	Reducción (entrada bomba #1)	0,286	0,140
	Reducción (entrada bomba #2)	0,286	0,140
	TOTAL		**5,764**

Tabla 63. Pérdidas por accesorios (Fuente: Propia)

Los tanques para lastrar los tanques de popa son de 5,764 m.

Una vez se tienen las pérdidas por rozamiento en las tuberías y por accesorios, queda sumarlas para conocer las pérdidas totales.

	Pérdidas carga totales [m]
TK Br Pp + TK Br Pr	8,382

Tabla 64. Pérdida de carga costado Babor (Fuente: Propia)

Las pérdidas de carga totales para compensar la escora de estribor escorando el buque a babor es de 8,382 m.

	Pérdidas carga totales [m]
TK Er Pp + TK Er Pr	8,016

Tabla 65. Pérdidas de carga costado Estribor (Fuente: Propia)

Las pérdidas de carga totales para compensar la escora de babor escorando el buque a estribor es de 8,016 m.

	Pérdidas carga totales [m]
TK Er Pr + TK Br Pr + TK Pr	10,083

Tabla 66. Pérdidas de carga tanques Proa (Fuente: Propia)

Las pérdidas de carga totales para compensar el cabeceo de popa asentando el buque a proa es de 10,083 m.

	Pérdidas carga totales [m]
TK Er Pp + TK Br Pp + TK Pp	8,245

Tabla 67. Pérdidas de carga tanques Popa (Fuente: Propia)

Las pérdidas de carga totales para compensar el cabeceo de popa asentando el buque a proa es de 8,245 m.

8.5.1. Altura de la bomba

Para poder determinar si las bombas instaladas cumplen los mínimos requisitos que impone las pérdidas de carga en el sistema, es de vital importancia conocer la altura mínima donde la bomba es capaz de vencer las pérdidas de carga.

La condición más desfavorable en altura será cuando se lastra el pique de proa, por lo que el estudio se basará en esa condición determinante.

Aplicando la ecuación de la energía, se tendrá que,

$$\frac{P_A}{\gamma} + z_A + \frac{v_A^2}{2g} + h_{bomba} - h_L = \frac{P_B}{\gamma} + z_B + \frac{v_B^2}{2g} \quad \textbf{(278)}$$

Aislando h_{bomba}, se obtiene,

$$h_{bomba} = \frac{P_B}{\gamma} + z_B + \frac{v_B^2}{2g} - \frac{P_A}{\gamma} - z_A - \frac{v_A^2}{2g} + h_L \quad \textbf{(279)}$$

El punto más alto de la instalación donde se debe bombear agua es en la entrada del tanque del pique de proa. Por lo tanto, se calculará la altura de la bomba necesaria para llevar agua de mar desde cualquiera de los tanques de popa hasta la entrada del tanque de proa. [31]

De igual manera que en el apartado anterior, se calcularán las pérdidas de carga por fricción y por accesorios para hacer circular agua desde la popa hasta la entrada del pique de proa.

Siendo las pérdidas de carga por fricción las que se muestran en la siguiente tabla.

Tanques a lastrar	Tramo	L [m]	HL [m]
Lastre TK Pr	Agua de Pp a Pr	9,8	0,162
		34,4	0,569
		1,9	0,031
		1,6	0,026
		1,7	0,028
		2,1	0,035
		29,9	0,494
		0,8	0,013
	Total	**82,2**	**1,359**

Tabla 68. Perdidas de carga por fricción (Fuente: Propia)

Y las pérdidas por accesorios, en el mismo tramo de tubería, corresponde a la siguiente tabla.

Condición	Tramo	K	HL [m]
Lastre TK Pr	Ensanchamiento (salida bomba #1)	1,638	0,802
	Ensanchamiento (salida bomba #2)	1,638	0,802
	Válvula salida bomba #1	0,36	0,176
	Válvula salida bomba #2	0,36	0,176
	Cruce unión salidas bombas	0,96	0,47
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Codo 90º	0,24	0,118
	Válvula	0,36	0,176
	Válvula	0,36	0,176
	Válvula	0,36	0,176
	Válvula	0,36	0,176
	Cruce entradas bomba	0,96	0,47
	Válvula entrada bomba #1	0,36	0,176
	Válvula entrada bomba #2	0,36	0,176
	Reducción (entrada bomba #1)	0,286	0,14
	Reducción (entrada bomba #2)	0,286	0,14
	TOTAL		**4,88**

Tabla 69. Pérdidas por accesorios (Fuente: Propia)

El total de pérdidas de carga en esa condición de lastrada, es de,

	Pérdidas carga totales [m]
TK Pr	6,239

Tabla 70. Pérdidas de carga totales (Fuente: Propia)

Las pérdidas de carga para poder lastrar el pique de proa son de 6,239 m, siendo esta la condición más desfavorable para la bomba, ya que las pérdidas de carga tendrán su máximo en esta condición. Es decir, si para esta condición la bomba cumple los requisitos, para el resto de condiciones también lo hará.

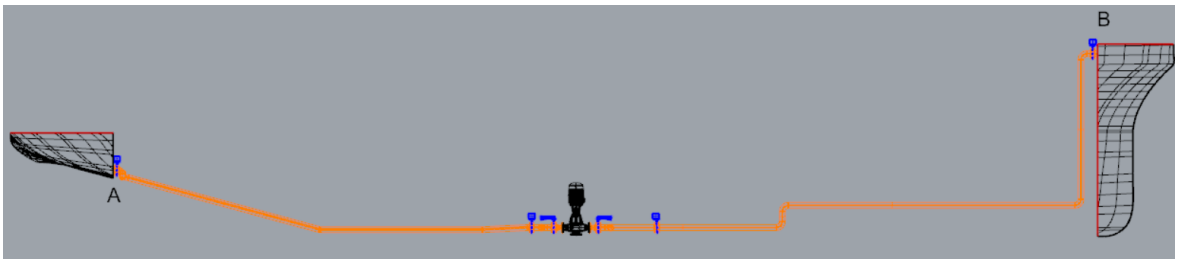


Figura 108. Condición desfavorable (Fuente: Propia)

Volviendo a la fórmula (279), se considerará la presión en la salida del tanque a la presión hidrostática producida por la columna de agua que hay en ese punto, siendo la altura de 2,5 m.

La presión hidrostática para esa altura se calculará mediante la siguiente fórmula.

$$P_{Hidrostática} = P_{atm} + \rho g h \qquad \textbf{(280)}$$

Por lo que, la $P_{Hidrostática}$ para la salida del tanque de popa, con una altura de 2,5 m, será de 126463,125 Pa.

Aplicando de nuevo la fórmula (281), se tiene que,

$$h_{bomba} = \frac{P_B}{\gamma} + z_B - \frac{P_A}{\gamma} + h_L \qquad \textbf{(281)}$$

Ya que los otros términos de la ecuación se han podido simplificar, dado que las velocidades serán las mismas, en los diferentes puntos del circuito y la altura del punto A, es nula.

$$h_{bomba} = \frac{101325}{10045} + 9{,}8 - \frac{126463{,}125}{10045} + 6{,}239 \qquad \textbf{(282)}$$

$$\boldsymbol{h_{bomba} = 13{,}54\ m} \qquad \textbf{(283)}$$

Un valor que está dentro de los parámetros de funcionamiento de la bomba. Por tanto, se puede afirmar, que las bombas propuestas para este sistema, funcionarán perfectamente cumpliendo los requisitos y las necesidades. [31]

Capítulo 9. Automatización del sistema antiescora

La modelización y el control del sistema se deberá dividir en tantas partes como tanques diferentes se dispongan. Entendiendo por diferentes los que entre ellos no son simétricos.

Es decir, se harán 4 subdivisiones con funciones de transferencia diferentes dado que las capacidades de los tanques no serán las mismas y, por lo tanto, las funciones de transferencia de la planta, tampoco lo serán.

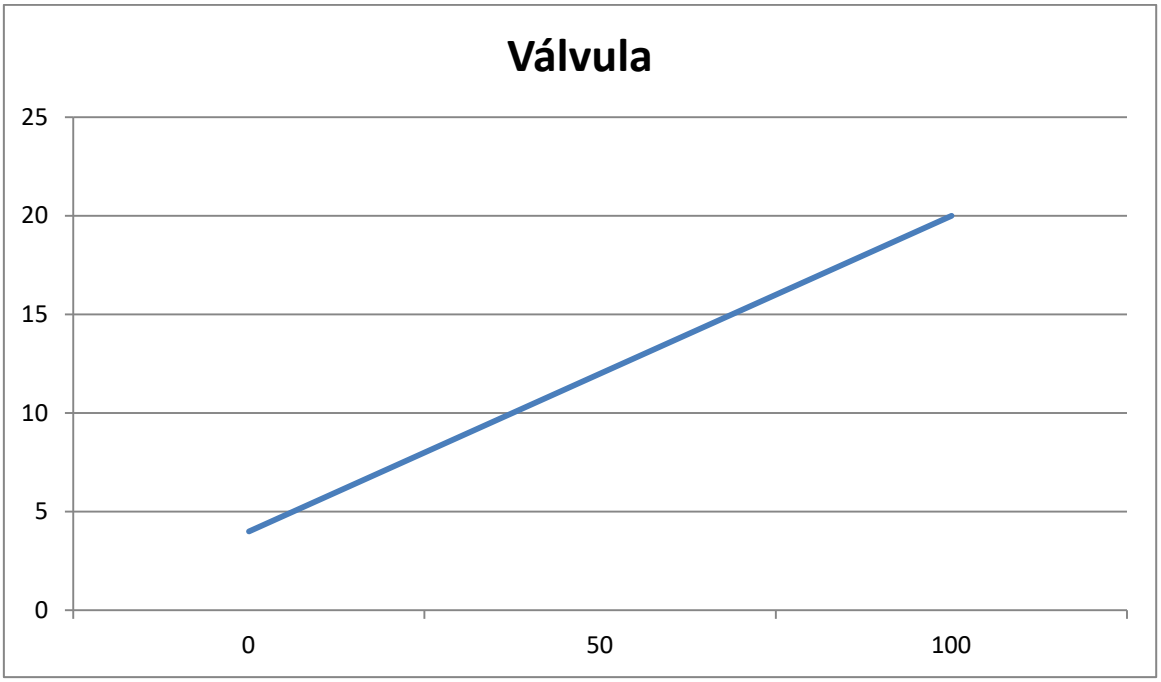
9.1. Actuador

El actuador será el elemento que recibe la señal proveniente del controlador o PLC (*Programmable Logic Computer*)y actúa sobre la planta. En este caso, el actuador serán las válvulas.

Se utilizarán lazos de corriente y no de tensión ya que, si la corriente del controlador fuese cero, podremos detectar la avería con más facilidad. Y también porque si el controlador está lejos de los actuadores se puede producir una caída de tensión

De las características técnicas de las válvulas, recordando los valores de intensidad obtenidos, eran de 4 mA a 20 mA.

El valor de apertura 0% corresponderá al valor de 4 mA y, el valor de apertura al 100%, al de 20 mA. [35]



Gráfica 40. Válvula (Fuente: Propia)

La pendiente de la recta será $m = \frac{100}{16} = 6{,}25$

Recordando, nuevamente los valores técnicos, el tiempo de establecimiento era de 65s para válvulas eléctricas y de 40s para válvulas electroneumáticas. Para este caso, se eligen las válvulas electroneumáticas. Por lo tanto, la función de transferencia del actuador dependerá de la pendiente de la recta y de la constante de tiempo tau (τ).

Por lo tanto, la función de transferencia del actuador será,

$$Gv(s) = \frac{\frac{100}{16}}{10s + 1} \qquad \textbf{(284)}$$

El actuador tendrá como señal de entrada la corriente de mando procedente del controlador y como salida, la apertura de la válvula.

La función de transferencia del actuador se mantendrá constante para todas las distribuciones diferentes ya que no dependerá de las capacidades de los tanques.

9.2. Planta

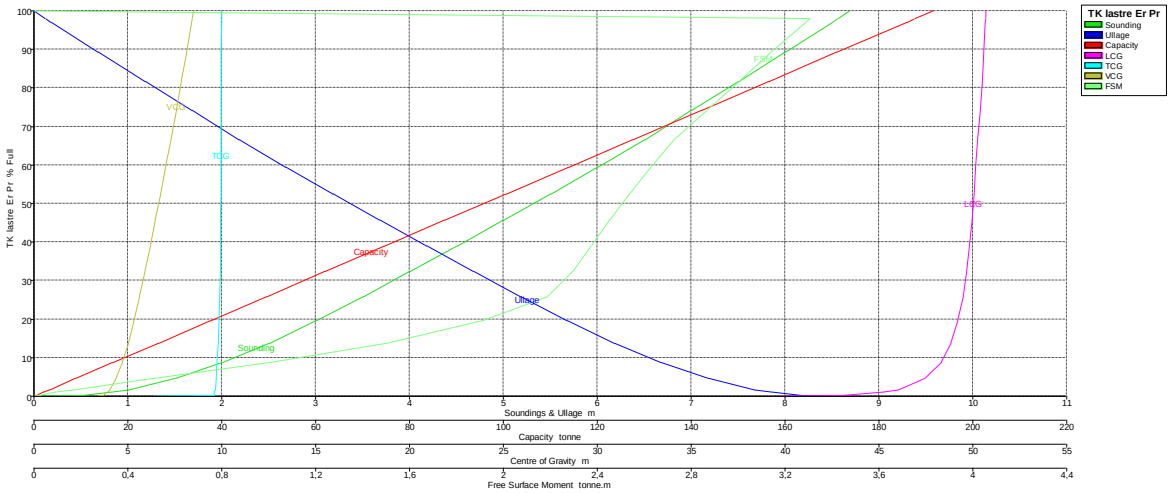
Conceptualmente, la señal de entrada a la planta es caudal (que será función del grado de apertura de la válvula) y su salida será el nivel de agua. Para que la entrada de la planta sea el caudal, primeramente se deberá conocer el caudal de agua que circula con una abertura del 100% de las válvulas, siendo este valor de 4200 m^3/h.

A partir de ahora, los elementos varían en función de cada tanque, por lo que se hará un estudio por separado de cada uno de los tanques.

9.2.1. Tanque Br/Er Pr

Sabiendo que los tanques de Br Pr y de Er Proa son simétricos entre sí, también tendrán las mismas capacidades y, por ende, escorarán y compensarán las escoras los mismos grados con la misma capacidad.

Observando las gráficas del tanque de Br/Er Pr, se pueden conocer sus capacidades en función del llenado.



Gráfica 41. Caracteristicas tanques Br/ Er Proa (Fuente: Propia)

La ganancia de esta función de transferencia será de la unidad, dado que, si se hace el cociente de la capacidad del tanque entre el tiempo de llenado y el caudal, resultará la unidad.

Dado que el tiempo de establecimiento es de 10s y es un sistema de segundo orden, la función de transferencia de la planta será,

$$G(s) = \frac{1}{10s^2 + s} \qquad \textbf{(285)}$$

Es importante, en el diseño, poner una saturación en la capacidad máxima del tanque, evitando que una vez lleno, se siga llenando más.

Se dispone, también, de dos ganancias más. Una de ellas será para convertir el volumen en masa y otra para convertir la masa de agua en grados de escora.

Destacar que no escoran lo mismo cada tanque y que, a pesar de que ambos trabajen conjuntamente, la escora resultante no es la suma algebraica de ellos ya que los tanques de proa crean el 55,29% de la escora.

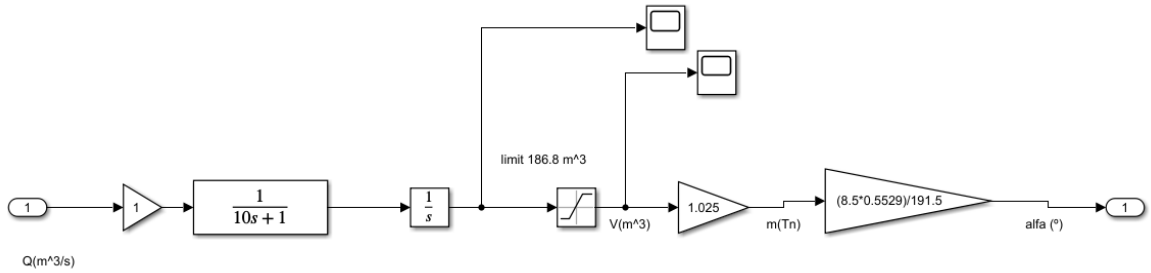
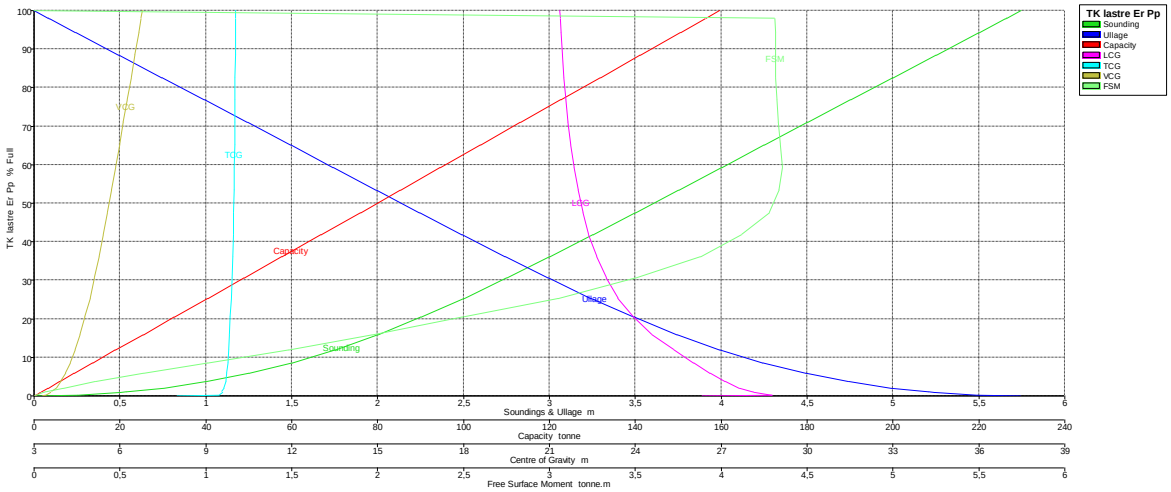


Figura 109. Diagrama de bloques (Fuente: Propia)

9.2.2. Tanque Br/Er Pp

Conociendo las gráficas del tanque, se podrá conocer las capacidades.



Gráfica 42. Caracteristicas tanques Br/ Er Popa (Fuente: Propia)

Aplicando el mismo razonamiento que para el caso del tanque anterior, la ganancia de la función será de la unidad.

Con un tiempo de establecimiento de 10 segundos, se obtiene la función de transferencia de este tanque.

$$G(s) = \frac{1}{10s^2 + s} \qquad \textbf{(286)}$$

De igual manera que en el caso anterior, se necesita de una saturación para limitar el llenado del tanque una vez esté lleno.

Los tanques de popa crean el 45,88%[9] de la escora producida.

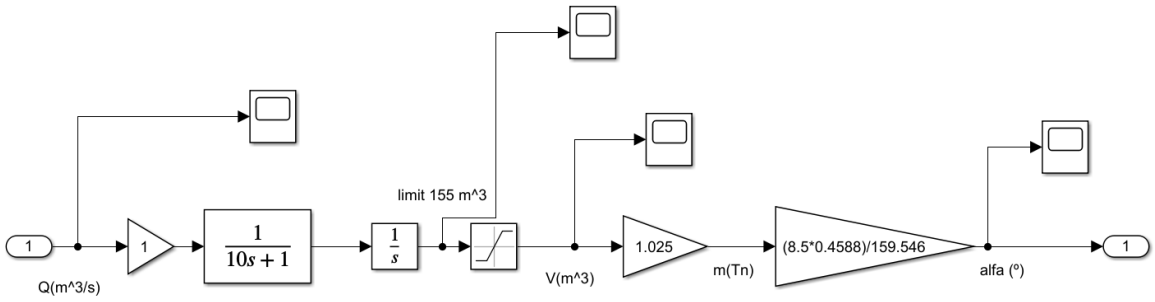


Figura 110. Diagrama de bloques (fuente: Propia)

9.2.3. Funciones descriptivas

Una vez identificadas las funciones de transferencia de la planta y los elementos necesarios para que el modelo funcione dentro de los rangos permitidos se estudiará el comportamiento de estas funciones de transferencia sobre el sistema completo.

Para delimitar los rangos de operación, ya sea para limitar el caudal o la abertura de una válvula se tendrán que poner saturaciones haciendo que, si el sistema demanda más señal de la que puede permitirse, se sature y se obtenga el máximo. Es decir, sabiendo que la abertura de una válvula será, como máximo del 100 %, a pesar de que el controlador demande una abertura del 150%, la saturación hará que siga saliendo la señal de abertura al 100%.

Cuando las saturaciones están activas, el sistema ya no tendrá un comportamiento lineal, generando armónicos y creando potenciales inestabilidades. Para analizar los efectos de la no linealidad en los sistemas de control, se utilizan funciones descriptivas en lugar de funciones de transferencia.

En una función descriptiva, la entrada a un elemento no lineal es sinusoidal y, en general, la salida del elemento no lineal no es sinusoidal pero, se supondrá que la salida es periódica con el mismo periodo que la entrada. La salida contendrá armónicos superiores además de la componente armónica fundamental.

En el análisis por medio de la función descriptiva, se supone que sólo es significativa la componente armónica fundamental de la salida. Esta suposición está basada en que los armónicos superiores a la salida de un elemento no lineal, son de menor amplitud que la amplitud de la componente fundamental. [8][23]

[9] Estos valores de porcentajes se dan cuando los tanques que trabajan son: TK Br Pp +TK Br Pr o TK Er Pp + TK Er Pr.

Se podrá definir a la función descriptiva en un elemento no lineal como la relación compleja entre la componente armónica fundamental de la salida respecto a la entrada. Resultando,

$$N = \frac{Y_I}{X} \angle \phi_I \tag{287}$$

Siendo,

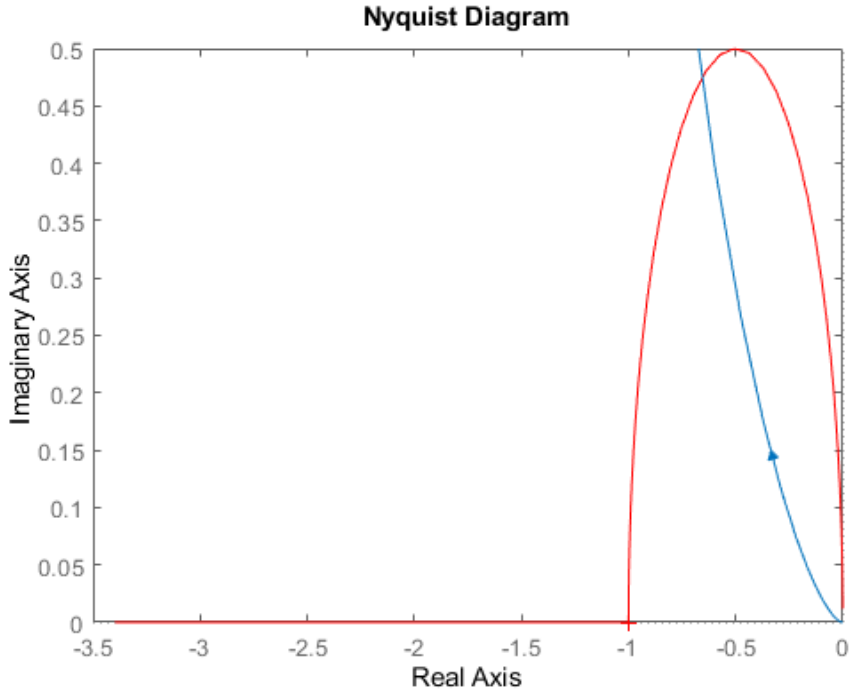
N: la función descriptiva

X: la amplitud de la sinusoide de entrada

Y_I: la amplitud de la componente armónica fundamental de la salida

ϕ_I: el desplazamiento de fase de la componente armónica fundamental de la salida

Se podrá observar esto, para el caso concreto a estudiar, en la siguiente imagen,



Gráfica 43. Nyquist (Fuente: Propia)

Observando el gráfico anterior, se tiene la curva azul que corresponde al diagrama polar de la respuesta frecuencial del lazo de control (diagrama de Nyquist) y la curva roja, corresponde a la función descriptiva.

En el caso de la saturación, la función descriptiva es

$$N(x) = \frac{2k}{\pi}\left[\sin^{-1}\left(\gamma + \gamma\sqrt{1-\gamma^2}\right)\right] \tag{288}$$

siendo $\gamma = \frac{s}{X}$ y *k* la pendiente de la saturación.

El punto de intersección entre ambas curvas describe el comportamiento del ciclo límite asociado, para nuestro caso, la tendencia es a aumentar la amplitud con el tiempo. [8]

9.3. Controlador

El controlar es el elemento que manda una señal de abertura a la válvula para que ésta regule el caudal de entrada.

El controlador que se diseñará será una función descriptiva, formado por tres bloques, siendo:

1. Integrador.
2. Filtro de avance de fase.
3. Filtro notch (o filtro de banda eliminada).

Dado que el controlador estará formado por varios bloques y cada uno de ellos aportan al sistema unas propiedades, el estudio de cada una de las partes se hará por separado.

9.3.1. Integrador

Al controlador, a pesar de que la planta ya tiene acción integral, se debe añadir otra acción integral para mejorar el comportamiento en régimen permanente, tanto a nivel de seguimiento como de rechazo.

La función de la parte integral equivale a,

$$C_2(s) = \frac{s+1}{s} \qquad \textbf{(289)}$$

Se añade un cero (s+1) para compensar la pérdida de estabilidad relativa que supone añadir un integrador al sistema.

9.3.2. Avance

Dado que son ondas diferentes y desfasadas entre sí, creando un avance en la onda, se consigue que ambas crestas queden en la misma perpendicularidad, por lo que la resta dará el valor mínimo. Resultando así una escora mínima.

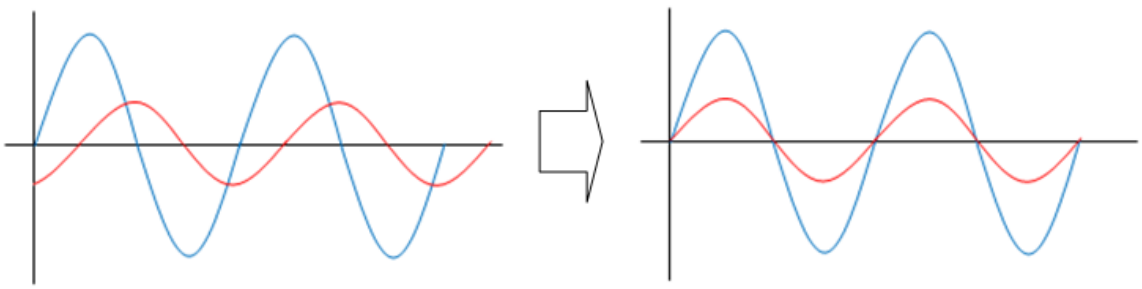


Figura 111. Filtro de avance (Fuente: Propia)

Para conseguir este avance en la onda, la componente del controlador correspondiente al filtro de avance que obtiene este comportamiento será,

$$C_3(s) = \frac{10(s + 0{,}02)}{s + 0{,}2} \quad \textbf{(290)}$$

Por otro lado, además de mover la onda, el compensador de avance mejora la estabilidad relativa del sistema al aumentar el margen de estabilidad de fase.

9.3.3. Notch

La función notch del controlador permite eliminar de la banda de frecuencias, la frecuencia de oscilación del buque. En puntos posteriores se explica, con más detalle, la influencia que tiene esta función en los diagramas de Bode.

Esta función equivale, numéricamente a,

$$C_1(s) = \frac{8 \cdot 10^5 (s + 0{,}01)^2 (s + 0{,}1)}{(s^2 + \omega_0^2)(s + 100)} \quad \textbf{(291)}$$

Para diseñarla se ha usado el principio del modelo interno. Según establece este principio, tanto para seguimiento como para rechazo de perturbaciones, es necesario que el modelo de la señal a seguir o rechazar, esté dentro del lazo, entendiendo por modelo la transformada de Laplace de la señal.

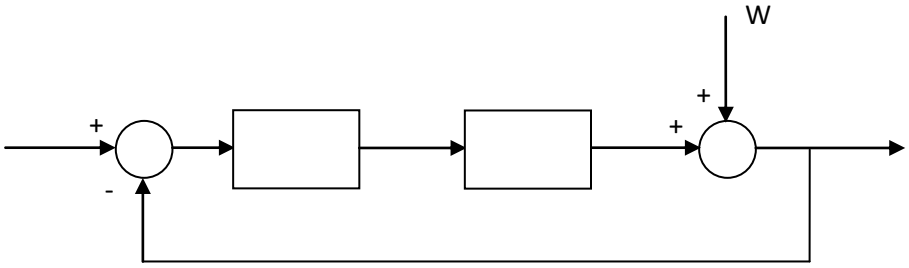


Figura 112. Modelo interno perturbación (Fuente: Propia)

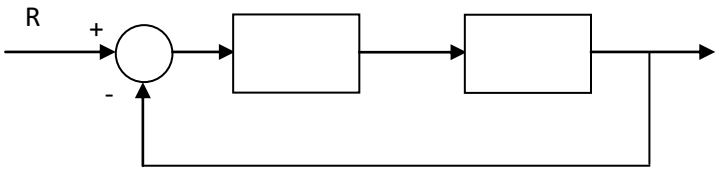


Figura 113. Modelo interno seguimiento (Fuente: Propia)

Vistas las tres partes del controlador, si se juntan las tres funciones de cada una de las partes del controlador, de forma analítica se obtiene la función del controlador, resultando,

$$C(s) = \frac{8 \cdot 10^5 (s + 0{,}01)^3 (s + 0{,}1)(s + 0{,}02)}{s(s^2 + \omega_0^2)(s + 100)(s + 0{,}2)} \quad \textbf{(292)}$$

9.4. Sensor

Para poder crear un sistema que pueda ir corrigiendo a medida que se van creando cambios, es de vital importancia un sensor. Este sensor será un inclinómetro, pudiendo ser un giróscopo de reducido tamaño.

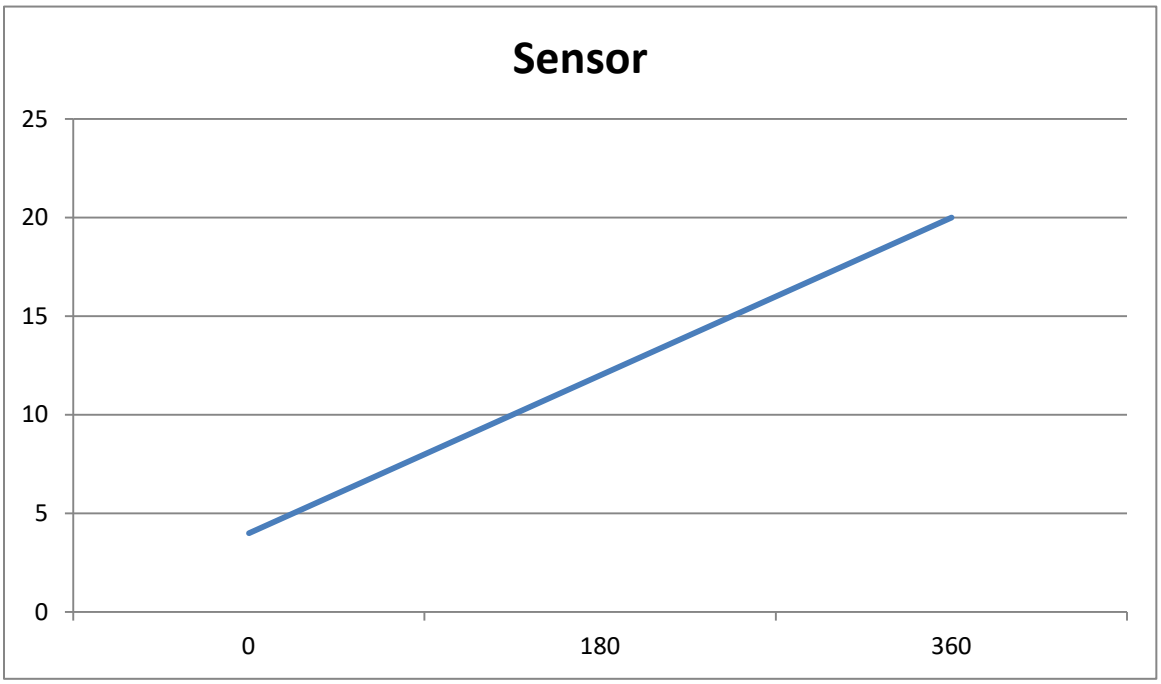
El sensor cerrará el lazo de control creando un *feedback* para, de nuevo, ir corrigiendo hasta buscar la señal de consigna, siendo, en principio, la de escora nula.

Empleando el mismo razonamiento que para el actuador, la señal que debe recibir el sensor, será una señal de intensidad y no de voltaje ya que facilitará el *troubelshooting* de averías.

De los múltiples inclinómetros que existen en el mercado, uno posible es el B1N360V del fabricante Turk, el cual tiene las siguientes especificaciones,

- Alcance de la medición: 0 - 360º
- Salida de corriente: 4 - 20 mA

Con estos valores característicos se podrá obtener la pendiente. [33]



Gráfica 44. Sensor (Fuente: Propia)

La pendiente de la recta será $m = \frac{16}{360} = 0{,}044$.

La función de transferencia del sensor(en este caso, característica estática) equivaldrá a,

$$H = 0{,}044 \quad \textbf{(293)}$$

9.5. Modelo del sistema de control en lazo cerrado

Teniendo presente las combinaciones lógicas de los tanques de lastre, se tendrán 4 posibles combinaciones. Lastrado de babor, lastrado de estribor, lastrado de la popa y lastrado de la proa. Como se ha podido ver en apartados anteriores, las funciones de transferencia para lastrar babor y estribor son iguales, debido a la simetría de los tanques. Es decir, se tendrán, por lo tanto, 3 modelos de control diferentes, siendo, el lastrado a los costados, el lastrado de proa y el lastrado de popa.

Debido a la complejidad y las variables que conforman el sistema antiescora, se debe proceder a crear una matriz de funciones de transferencia ya que, únicamente con las funciones de transferencia separadamente, no se alcanzaría el objetivo del control.

El actuador deberá mandar un caudal para compensar las escoras a babor, estribor, proa y popa y la planta, a partir de las señales de entrada, tendrá las salidas de escora y cabeceo. Es decir, se trata de un sistema MIMO (Multiple Input Multiple Output).

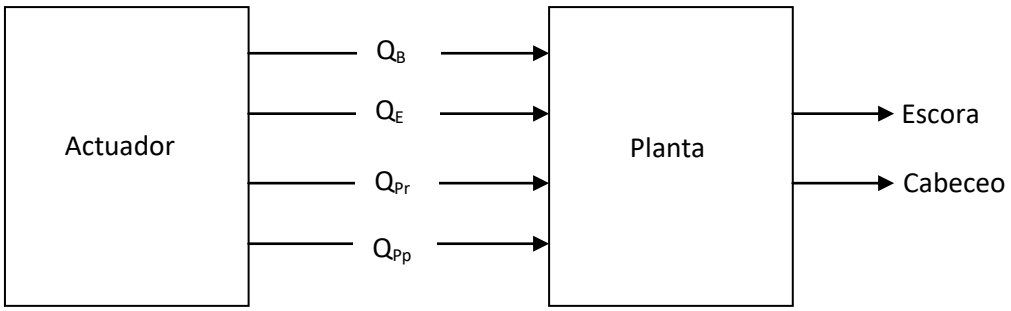


Figura 114. Sistema MIMO (Fuente: Propia)

La matriz de funciones de transferencia será una matriz 2x4, resultando,

$$\underset{\sim}{G}(s) = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) & G_{13}(s) & G_{14}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) & G_{23}(s) & G_{24}(s) \end{bmatrix} \quad \textbf{(294)}$$

Por lo tanto, en forma de matriz, se tiene que la escora y el cabeceo son iguales a,

$$\begin{bmatrix} \varphi_e \\ \varphi_c \end{bmatrix} = \underset{\sim}{G}(s) \cdot \begin{bmatrix} Q_B \\ Q_E \\ Q_{Pr} \\ Q_{Pp} \end{bmatrix} \quad \textbf{(295)}$$

A partir de esta matriz de transferencia, se tendrán las diferentes distribuciones de tanques para poder escorar o cabecear el barco.

9.5.1. Compensación de escoras

Una vez creada la matriz de transferencia e identificadas las variables que influyen en la escora, se procederá a la realización del lazo cerrado de control, estudiando su comportamiento frente al oleaje, así como la estabilidad del sistema.

Cerrando el lazo de control, el sistema funcionará de forma retroactiva haciendo frente a las perturbaciones, las olas, buscando la señal de consigna de escora nula.

Las olas se considerarán perturbaciones dado que alteran el equilibrio del sistema, considerándolas como ondas sinusoidales.

Destacar que el valor nulo en cualquier sistema de control no existe, por lo que, si se consigue compensar los grados de escora hasta un valor aceptable, el sistema funcionará de forma satisfactoria.

En el primer momento que el sistema entra en funcionamiento, se deberá llenar un costado (el contrario al movimiento del buque), para, posteriormente, comenzar a pasar agua de un costado a otro y así continuar su funcionamiento y corrección de la escora.

Es decir, el caudal que se va moviendo de un lado a otro será el mismo, para las mismas condiciones de operación y en las mismas condiciones de mar.

Para que el lazo de control sea capaz de comportarse de manera satisfactoria, primero se deberá comprobar que los tanques de ambos costados, por separado, son capaces de compensar totalmente la escora tipo escalón producida por las olas.

Cuando se añade la función de transferencia de la válvula, se añade un polo y se baja la ganancia del lado, por lo que, se debe mejorar la ganancia del controlador, añadiendo, además, un derivador para darle más velocidad.

Una vez creado los lazos de control de ambos costados, las perturbaciones ya tienen valores positivos y negativos. Cada tanque tiene su lazo, lazos iguales pero el sensor estará cambiado de signo y la suma sobre la escora total también.

El buque será simétrico por la línea de crujía, por lo que, los tanques a cada costado también lo serán.

El comportamiento del resultado final sobre cómo compensa el oleaje y hasta que valor es capaz de compensar el sistema se hará analizando, por separado, el comportamiento en los diferentes puntos de estudio. El sistema se comportará de diferente manera ya que la frecuencia de oscilación del barco cambiará debido a que la amplitud y la frecuencia model de las olas, es diferente.

Ya que el comportamiento del sistema se verá afectado, para poder mitigar este cambio entre las diferentes condiciones, se deben tener varios controladores que permitan mejorar el comportamiento. Por eso, el estudio del comportamiento del sistema se estudiará separadamente, analizando el sistema para cada condición simulada.

El controlador aportará al sistema una rapidez o una predicción para poder actuar sobre las válvulas y bombas.

9.5.2. Comportamiento del sistema en el mar Cantábrico, boya de Abra - Ciervana

Recapitulando los valores obtenidos de la Tabla 49. Resumen escoras **(Fuente: Propia)**, a una velocidad nula de avance, en la boya de Abra - Ciervana se tiene un balance de 1,5 grados y una frecuencia de oscilación de 0,0125 rad/s.

El controlador será un modelo interno, el cual, conociendo la frecuencia de oscilación, creará un filtro pasa banda, dejando pasar todas las frecuencias menos la de la perturbación.

Antes de analizar los elementos del sistema, es necesario crear un código en Matlab para poder tener las funciones de transferencia de los elementos del controlador y de las variables que actúan en el proceso.

Para el caso de la lectura de la boya de Abra-Ciervana, el código creado es el siguiente:

```
%Análisis función descriptiva. Abra-Ciervana
clear all,clc,close all

Gv=tf(100/16,[10 1]);
Gq=(4200/3600)/100;
A=(8.5*0.4588)/159.546;
B=(8.5*0.5529)/191.5;
Gt=tf(1.025,[10 1 0])*(A+B);
Gs=0.044;
G=Gv*Gq*Gt*Gs;

wv=0.0125; %Abra

C1=zpk([-0.1 -0.01 -0.01],[-100 -1i*wv 1i*wv],8e5); %notch
C3=tf(10*[1 0.02],[1 0.2]); %avance
C2=tf([1 0.01],[1 0]); %acción integral

[numC1,denC1]=tfdata(C1,'v');
[numC2,denC2]=tfdata(C2,'v');
[numC3,denC3]=tfdata(C3,'v');
```

Una vez ejecutado el código, ya se tendrán las funciones y variables activas, es decir, accesibles desde el workspace de Matlab para su uso en el modelo Simulink.

El sistema completo de compensación de escora, creado en Simulink, será,

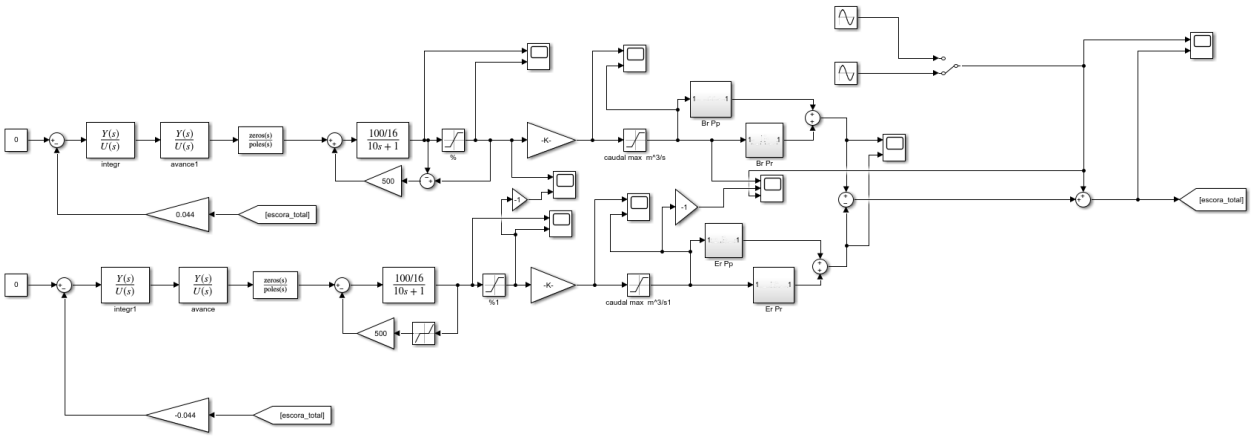


Figura 115. Diagrama bloques (Fuente: Propia)

Para poder conocer el comportamiento, se debe conocer la gráfica de compensación teniendo la perturbación de las olas a la frecuencia de oscilación del buque y con la amplitud de la ola.

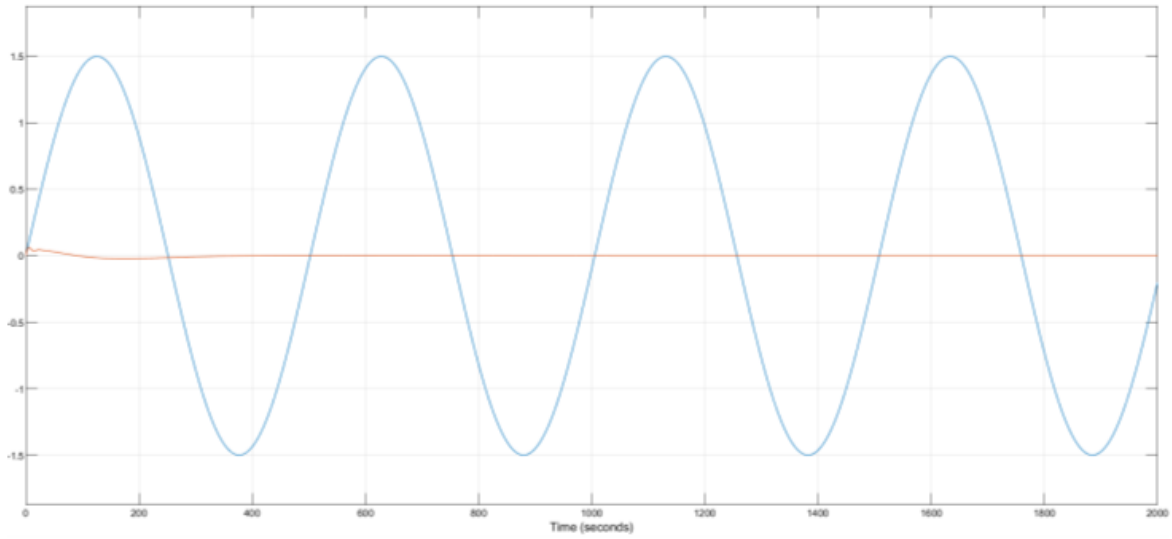


Tabla 71. Escora final (Fuente: Propia)

Tras el régimen transitorio, el sistema es capaz de compensar toda la escora y mantenerse a escora nula pese a las constantes perturbaciones.

Para esta condición de mar, el sistema antiescora compensa la totalidad de escora, manteniendo el buque completamente estable.

Para más detalles sobre el estudio de esta condición de mar, la abertura de las válvulas en cada condición de escora y la cantidad de caudal bombeado a cada tanque, consultar el Anexo A7.

9.5.3. Comportamiento del sistema en el mar del Norte, en el punto SIMAR 1030094

De forma análoga al caso anterior, se analizará el caso del punto SIMAR 1030094.

Recapitulando los valores obtenidos de la Tabla 49. Resumen escoras **(Fuente: Propia)**, a una velocidad nula de avance, en el punto SIMAR 1030094 se tiene un balance de 4 grados y una frecuencia de oscilación de 0,04 rad/s.

Igual que en el caso anterior, el controlador será un modelo interno, el cual, conociendo la frecuencia de oscilación, creará un filtro pasa banda, dejando pasar todas las frecuencias menos la de la perturbación.

Antes de analizar los elementos del sistema, es necesario crear un código en Matlab para poder tener las funciones de transferencia de los elementos del controlador y de las variables que actúan en el proceso.

Para el caso de la lectura de la boya del punto SIMAR 1030094, el código creado es el siguiente:

```
%Análisis función descriptiva. SIMAR 1030094
clear all,clc,close all

Gv=tf(100/16,[10 1]);
Gq=(4200/3600)/100;
A=(8.5*0.4588)/159.546;
B=(8.5*0.5529)/191.5;
Gt=tf(1.025,[10 1 0])*(A+B);
Gs=0.044;
G=Gv*Gq*Gt*Gs;

wv=0.04;%Simar

C1=zpk([-0.1 -0.01 -0.01],[-100 -1i*wv 1i*wv],8e5);
C3=tf(10*[1 0.02],[1 0.2]);%avance
C2=tf([1 0.01],[1 0]);%acción integral

[numC1,denC1]=tfdata(C1,'v');
[numC2,denC2]=tfdata(C2,'v');
[numC3,denC3]=tfdata(C3,'v');
```

Una vez ejecutado el código y activadas las variables del controlador, se podrá observar el sistema. Destacar que los tres sistemas, en apariencia son exactamente iguales, lo único que cambian son las variables del controlador y la frecuencia de oscilación.

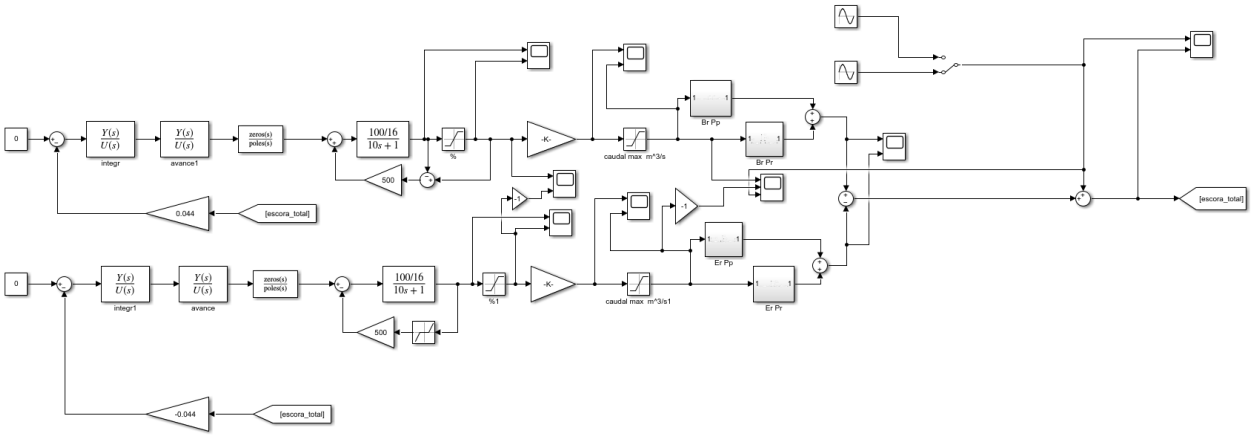


Figura 116. Diagrama de bloques (Fuente: Propia)

Para poder conocer el comportamiento, se debe conocer la gráfica de compensación teniendo la perturbación de las olas a la frecuencia de oscilación del buque y con la amplitud de la ola.

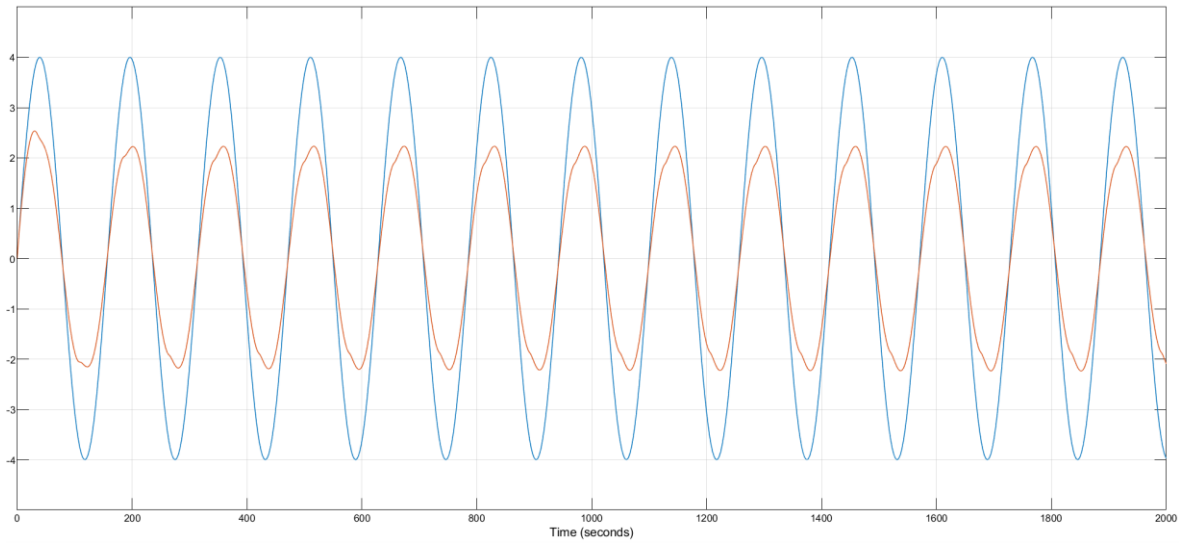


Figura 117. Escora final (Fuente: Propia)

La frecuencia de oscilación del buque en este punto es mayor que en los otros puntos de estudio.

En esta condición, el sistema entra en saturación, y no es capaz de anular por completo la escora producida, únicamente la reduce hasta 2 grados.

Para poder mitigar la escora para reducirla hasta valores mínimos, se deberá tener presente el diagrama polar de las escoras producidas en esas aguas, realizado en puntos anteriores.

Es decir, para poder reducir la escora hasta el mínimo posible, se debe trabajar conjuntamente, además de con este sistema, cambiando la posición del buque para que el oleaje, al impactar con otro ángulo, produzca menos escora.

Teniendo presente ese diagrama polar, si en lugar de posicionar el buque para que el oleaje impacte por el costado, se pone para que impacte por las amuras, de escorar 4 grados a cada costado se pasa a escorar al rededor de1,5 grados.

Realizando el ensayo para esa escora, se puede observar los resultados siguientes,

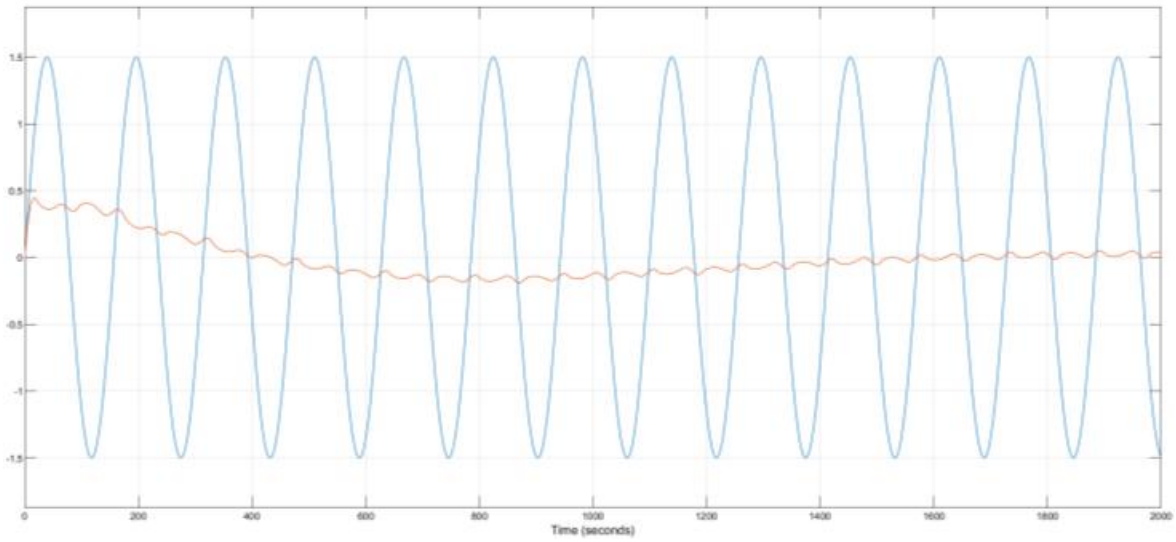


Figura 118. Escora final corregida (Fuente: Propia)

Tras un régimen transitorio largo, el sistema tenderá a la escora nula o haciendo pequeñas variaciones alrededor del cero.

Es decir, cuando el sistema no es capaz de compensar la escora producida por llegar a sus limitaciones, es de vital importancia el cambio de orientación para, así, poder reducir sus limitaciones para que, conjuntamente, se alcance la mayor estabilidad posible.

Para mayor información de esta condición de más, consultar el Anexo A8.

9.5.4. Comportamiento del sistema en el océano Atlántico, boya Villano - Sisagas

En el último punto de estudio, se analizará de la misma forma que en las zonas anteriores.

Recapitulando los valores obtenidos de la Tabla 49. Resumen escoras **(Fuente: Propia)**, a una velocidad nula de avance, en la boya Villano - Sisagas, se tiene un balance de 1,5 grados y una frecuencia de oscilación de 0,025 rad/s.

Análogamente a los casos anteriores, el controlador será un modelo interno, el cual, conociendo la frecuencia de oscilación, creará un filtro pasa banda, dejando pasar todas las frecuencias menos la de la perturbación.

Antes de analizar los elementos del sistema, es necesario crear un código en Matlab para poder tener las funciones de transferencia de los elementos del controlador y de las variables que actúan en el proceso.

Para el caso de la lectura de la boya de Villano - Sisagas, el código creado es el siguiente:

```
%Análisis función descriptiva. Villano - Sisagas
clear all,clc,close all

Gv=tf(100/16,[10 1]);
Gq=(4200/3600)/100;
A=(8.5*0.4588)/159.546;
B=(8.5*0.5529)/191.5;
Gt=tf(1.025,[10 1 0])*(A+B);

Gs=0.044;
G=Gv*Gq*Gt*Gs;

wv=0.025;%Vilano

C1=zpk([-0.1 -0.01 -0.01],[-100 -1i*wv 1i*wv],8e5);
C3=tf(10*[1 0.02],[1 0.2]);%avance
C2=tf([1 0.01],[1 0]);%acción integral

[numC1,denC1]=tfdata(C1,'v');
[numC2,denC2]=tfdata(C2,'v');
[numC3,denC3]=tfdata(C3,'v');
```

Una vez ejecutado el código y activadas las variables del controlador, se podrá observar el sistema. Destacar que los tres sistemas, en apariencia son exactamente iguales, lo único que cambian son las variables del controlador y la frecuencia de oscilación.

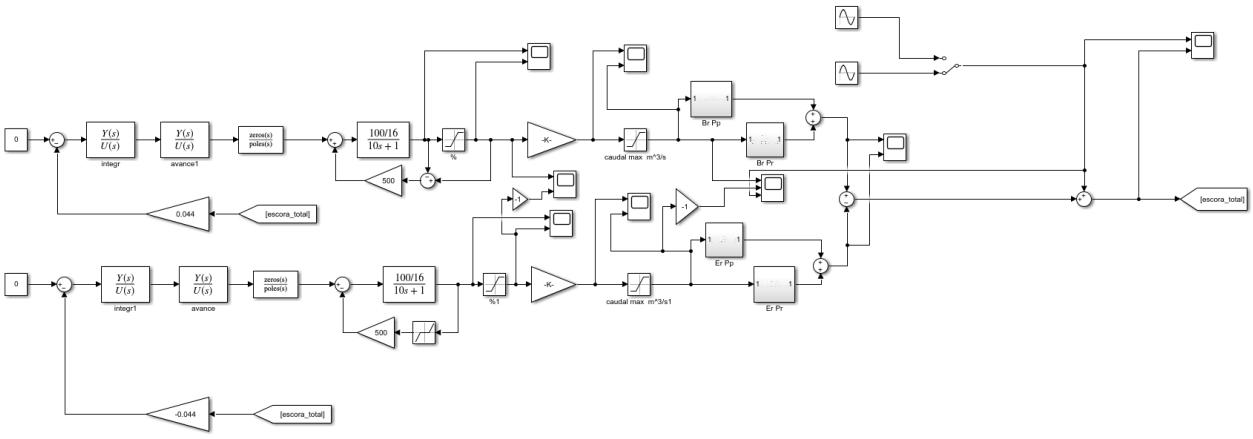


Figura 119. Diagrama de bloques (Fuente: Propia)

Para poder conocer el comportamiento, se debe conocer la gráfica de compensación teniendo la perturbación de las olas a la frecuencia de oscilación del buque y con la amplitud de la ola.

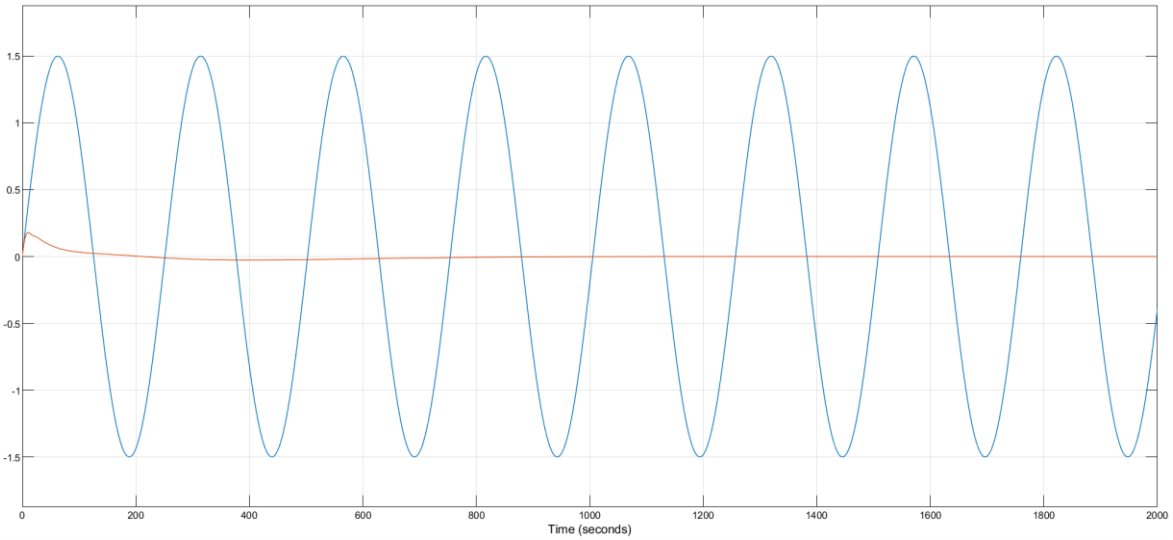


Figura 120. Escora final (Fuente: Propia)

Pasado el régimen transitorio, el sistema antiescora es capaz de compensar la escora producida por el oleaje y mantenerse a una escora nula haciendo frente a las perturbaciones.

Para más detalles del comportamiento del sistema antiescora en estas condiciones de mar, consultar el Anexo A9.

9.6. Gain scheduling

Una vez conocidos los modelos Simulink, se observa que los controladores en cada uno de los casos de estudio son diferentes.

Para poder unificar todos los controladores en un único modelo y que, de forma automática, el sistema elija un controlador u otro, se deberá poner un comparador delante de cada controlador. Esta forma de seleccionar los controladores se denomina *Gain Scheduling.*

Como se puede observar, el controlador está formado por los tres controladores, de los tres puntos de estudio, y, mediante el comparador, se seleccionará uno u otro.

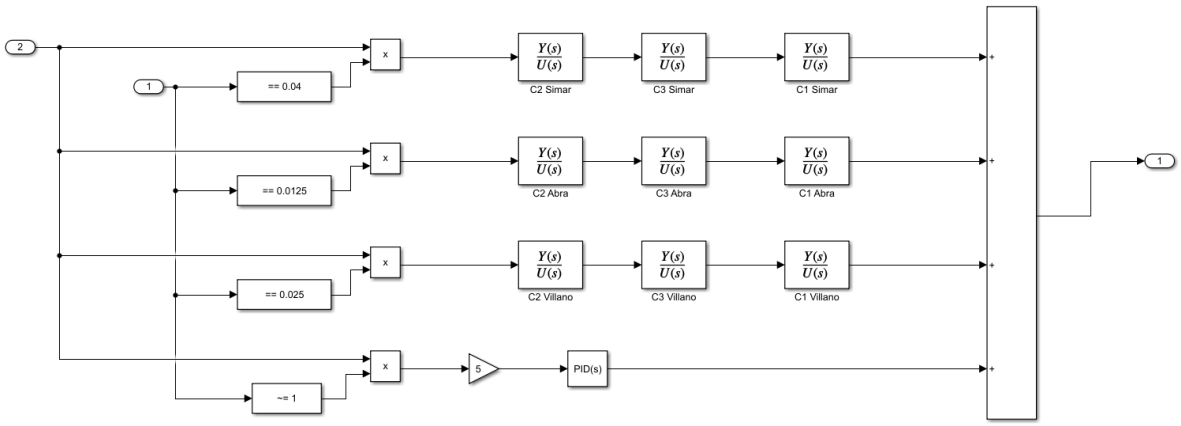


Figura 121. Controlador Gain Scheduling (Fuente: Propia)

Es de entender que, la principal limitación radica en si la frecuencia de oscilación cambia, por lo que, ninguno de los modelos de controlador será el eficiente para esa frecuencia. Si la frecuencia es diferente a las tres parametrizadas, el controlador seleccionará uno genérico.

El controlador genérico será de la forma,

$$PID(s) = 8 + \frac{8 \cdot 10^4}{1 + \frac{100}{s}} \qquad \textbf{(296)}$$

La forma de mejorar esta deficiencia es creando un controlador ajustable, capaz de leer la frecuencia de oscilación y crear un modelo interno para cada posible cambio.

Dado que hay variables, antes de la ejecución del sistema, se debe ejecutar el código en Matlab para activar los valores. El código ejecutado describe el comportamiento de cada uno de los controladores.

El código a ejecutar es el siguiente:

```
%Análisis función descriptiva. GAIN_SCHEDULING
clear all,clc,close all

Gv=tf(100/16,[10 1]);
Gq=(4200/3600)/100;
A=(8.5*0.4588)/159.546;
B=(8.5*0.5529)/191.5;
Gt=tf(1.025,[10 1 0])*(A+B);

Gs=0.044;
G=Gv*Gq*Gt*Gs;

C1=zpk([-0.1 -0.01 -0.01],[-100 -1i*wv 1i*wv],8e5);
s=tf('s');
wv=0.04;C1a=8e5*(s+0.01)^2*(s+0.1)/(s^2+wv^2)/(s+100);
[numC1a,denC1a]=tfdata(C1a,'v');  %SIMAR
```

```
wv=0.0125;C1b=8e5*(s+0.01)^2*(s+0.1)/(s^2+wv^2)/(s+100);
[numC1b,denC1b]=tfdata(C1b,'v');  %ABRA
wv=0.025;C1c=8e5*(s+0.01)^2*(s+0.1)/(s^2+wv^2)/(s+100);
[numC1c,denC1c]=tfdata(C1c,'v');  %VILLANO
C3=tf(10*[1 0.02],[1 0.2]);%avance
C2=tf([1 0.01],[1 0]);%acción integral

[numC1,denC1]=tfdata(C1,'v');
[numC2,denC2]=tfdata(C2,'v');
[numC3,denC3]=tfdata(C3,'v');

A=4
wf=0.037
```

El sistema, con este tipo de controlador, resulta de la forma siguiente,

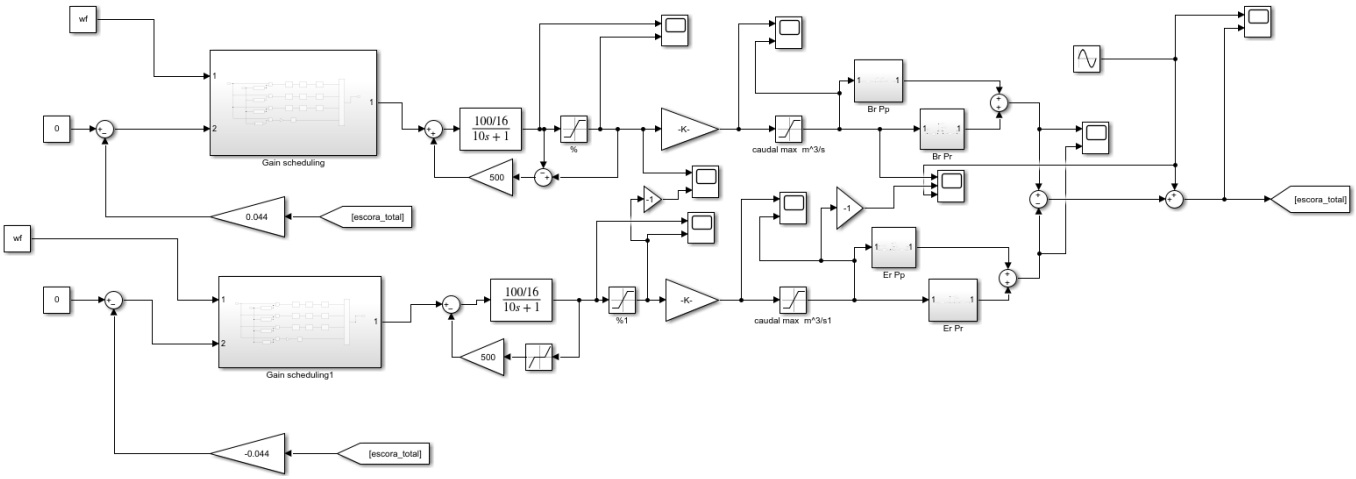


Figura 122. Diagrama de bloques (Fuente: Propia)

Con esta distribución, se obtendrán los mismos resultados de escora que con los casos estudiados en puntos anteriores, dado que lo único que se ha realizado es la unificación y la selección de un controlador en función de la velocidad de oscilación.

9.7. Regulador autosintonizado (STR)

Comentada las limitaciones del *Gain scheduling*, se mejorará el sistema creando un controlador ajustable a cada frecuencia de oscilación (STR, de las siglas en inglés *Self Tuning Regulation)*.

Un esquema del modelo básico del funcionamiento de este tipo de controladores es el que se puede observar en la siguiente figura.

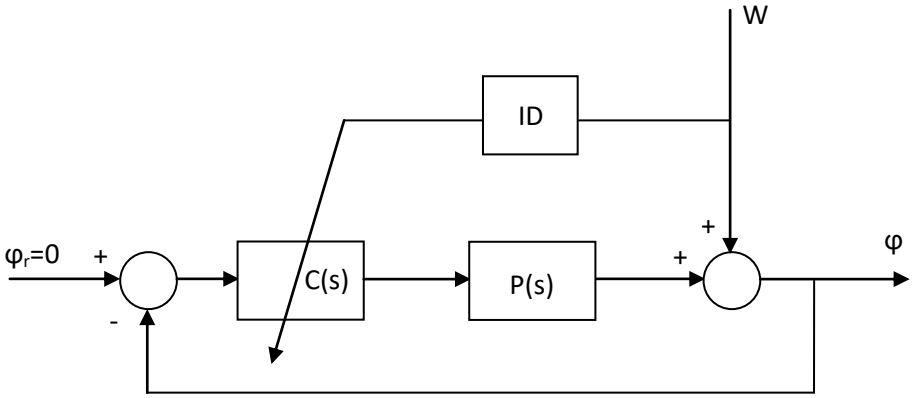
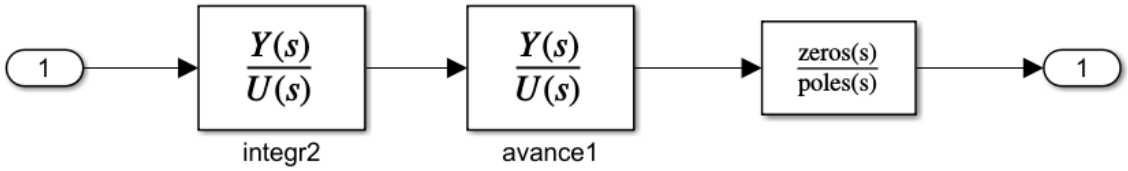


Figura 123. Esquema funcionamiento STR (Fuente: Propia)

El giroscopio o sensor de inclinación, aparte de dar lectura del ángulo de inclinación, también dará lectura de la velocidad de inclinación. Con esta frecuencia de oscilación, se creará la variable a tener en cuenta en el controlador interno, creando, de esta forma, un controlador capaz de adaptarse automáticamente a las velocidades de alabeo y optimizando el controlador para cada variedad de casos.

Visto más detalladamente, el controlador STR, está formado, en el modelo Simulink, por,



Gráfica 45. Bloques controlador STR (Fuente: Propia)

Se debe añadir un controlador notch, el cual tendrá la variable leída por el inclinómetro anulando la frecuencia de oscilación en el sistema.

En detalle, el controlador notch estará formado por la función,

$$C_1(s) = \frac{8 \cdot 10^5 (s + 0{,}01)^2 (s + 0{,}1)}{(s^2 + \omega_0^2)(s + 100)} \qquad \textbf{(297)}$$

El código a ejecutar, en este caso será,

```
%Análisis función descriptiva_STR

clear all,clc,close all

Gv=tf(100/16,[10 1]);
Gq=(4200/3600)/100;
A=(8.5*0.4588)/159.546;
B=(8.5*0.5529)/191.5;
Gt=tf(1.025,[10 1 0])*(A+B);
Gs=0.044;
G=Gv*Gq*Gt*Gs;

A=4
wf=0.037

C3=tf(10*[1 0.02],[1 0.2]);%avance
C2=tf([1 0.01],[1 0]);%acción integral

[numC2,denC2]=tfdata(C2,'v');
[numC3,denC3]=tfdata(C3,'v');
```

Destacar del anterior que, la variable C1 está dentro del bloque Simulink dejando como parámetro libre *wf* de manera que se podrá ir cambiando desde el workspace (como si fuera una lectura real del sensor de inclinación) y el simulink lo leerá del workspace sintonizándolo automáticamente.

Por lo tanto, el sistema completo en Simulink, resulta,

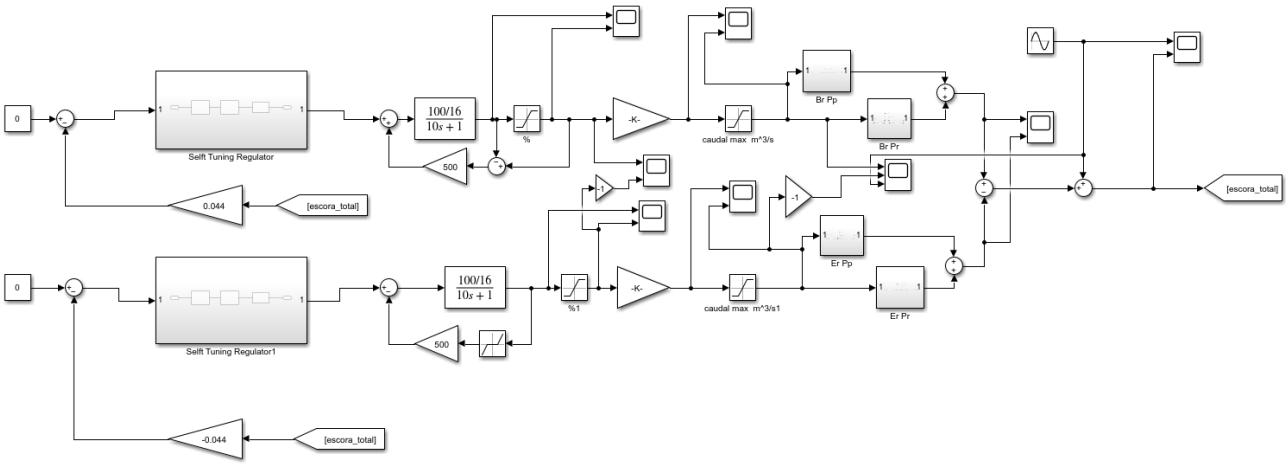


Figura 124. Diagrama bloques (Fuente: Propia)

Quedando así, automatizado todo el sistema, ya que la escora será capaz de estabilizarla, dentro de unos límites, y la frecuencia de oscilación también. El sistema creará un controlador de un modelo interno para todo tipo de frecuencias de oscilación.

9.8. Análisis de la estabilidad del sistema

Antes de poder estudiar la estabilidad del sistema, se debe añadir unas líneas de código para poder obtener las gráficas para poder realizar el estudio de la estabilidad.

El código a ejecutar, conjuntamente con el propio de cada parte, es el siguiente,

```
C=C1*C2*C3;

T=feedback(1,C*G);pols=pole(T);if
any(real(pols)>0),disp('inestable!!!');end
t=linspace(0,1000,2000);
w=4*sin(0.04*t);
figure(1),lsim(T,w,t),title('escora')

Tq=feedback(Gs*C*Gv*Gq,Gt);
figure(2),q=lsim(Tq,w,t);
plot(t,-q,t,t*0+1.17,t,t*0-1.17),title('caudal')

Tu=feedback(Gs*C,Gt*Gv*Gq);
figure(3),u=lsim(Tu,w,t);plot(t,-u),title('senyal control')

Tv=feedback(Gs*C*Gv,Gq*Gt);
figure(4),v=lsim(Tv,w,t);plot(t,-v),title('vàlvula')
figure(5),rlocus(G*C)

X=linspace(0.1,5,200);
s=4200/3600;%1.17
gam=s./X;
k=1;
N=2*k/pi*(asin(gam)+gam.*sqrt(1-gam.^2));  %FD
figure(6),hold off,plot(real(-1./N),imag(-1./N),'r'),ax=axis;hold
on,nyquist(C*G),axis(ax)

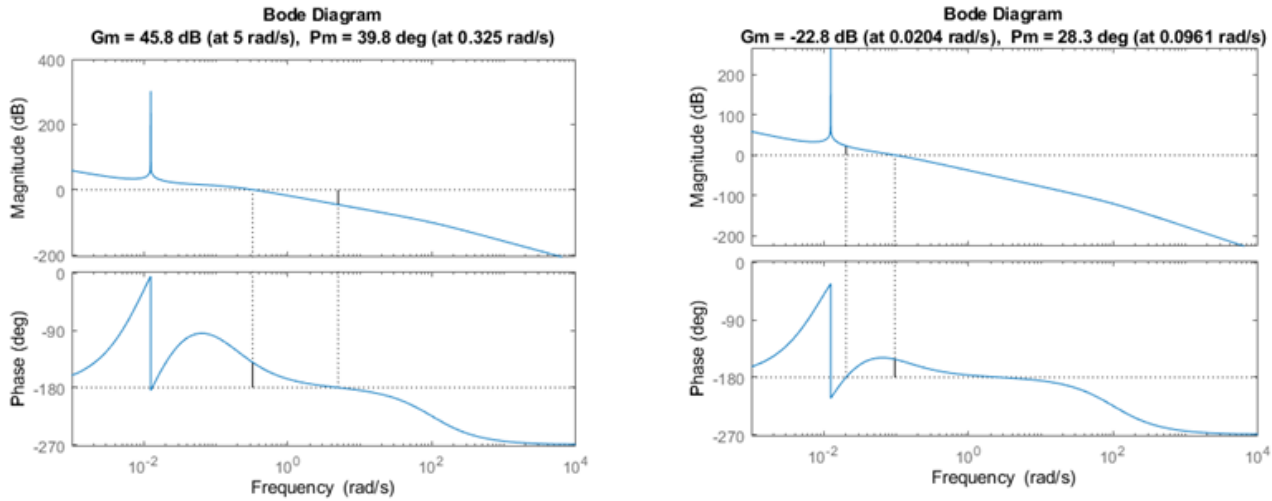
figure(7),bode(T)

figure(8),margin(G*C)
```

Mediante Matlab, se introducen las funciones de los elementos para obtener la función de transferencia y obtener el gráfico de Evans, permitiendo estudiar la estabilidad.

Mediante la función *Margin*, se podrá observar el Bode del lazo abierto, para estudiar su estabilidad relativa mediante los márgenes de estabilidad. Es importante indicar que el estudio de

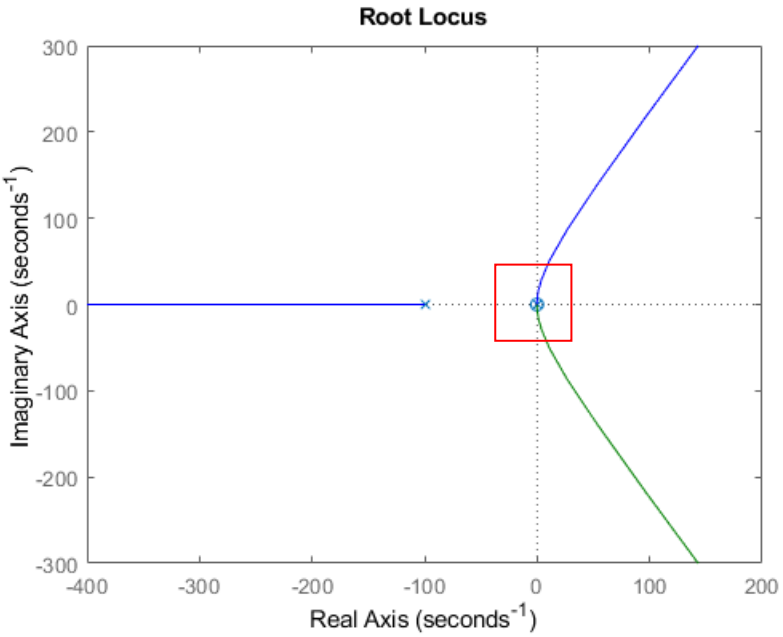
estabilidad que se presenta a continuación considera el sistema trabajando en la zona lineal (es decir, siempre y cuando no se activen las saturaciones de apertura de válvula, caudal máximo y/o tanques llenos).



Gráfica 46. Márgenes de estabilidad de ganancia y fase (Fuente: Propia)

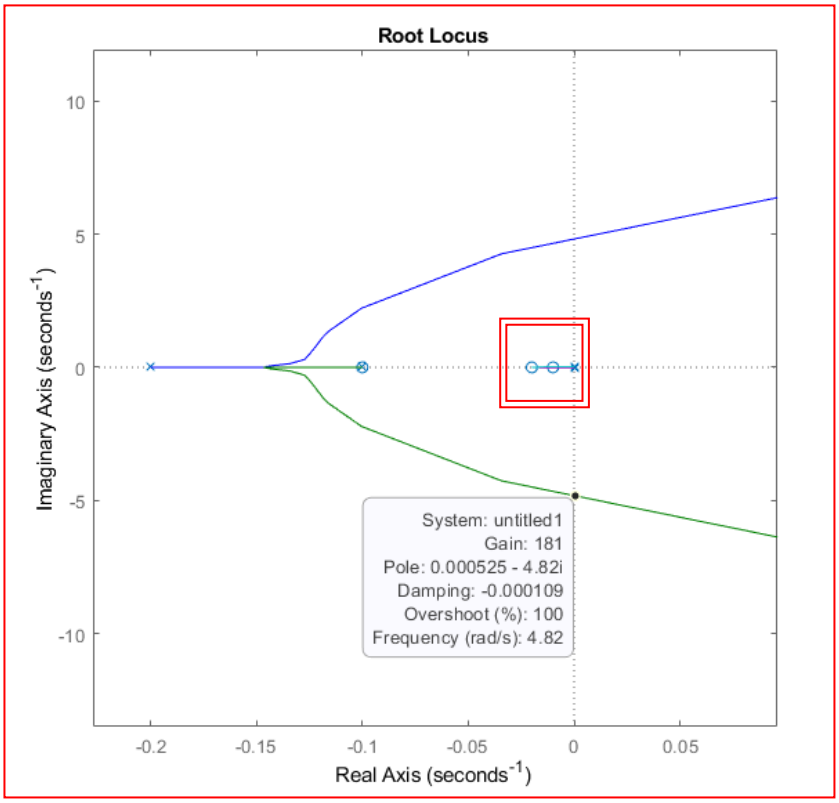
La gráfica de la izquierda equivale al controlador con filtro de avance, y la de la derecha, sin filtro de avance deduciéndose de la forma de la fase con el aumento local alrededor de la frecuencia local de 0,1 rad. Observando los resultados de ambas gráficas y los valores de los márgenes de estabilidad de ganancia Gm y de fase Pm, se puede afirmar que el filtro de avance estabilizará el sistema, dado que, sin él, el sistema es inestable.

Observando el gráfico de Evans,



Gráfica 47. Lugar Geométrico de las Raices de Evans (Fuente: Propia)

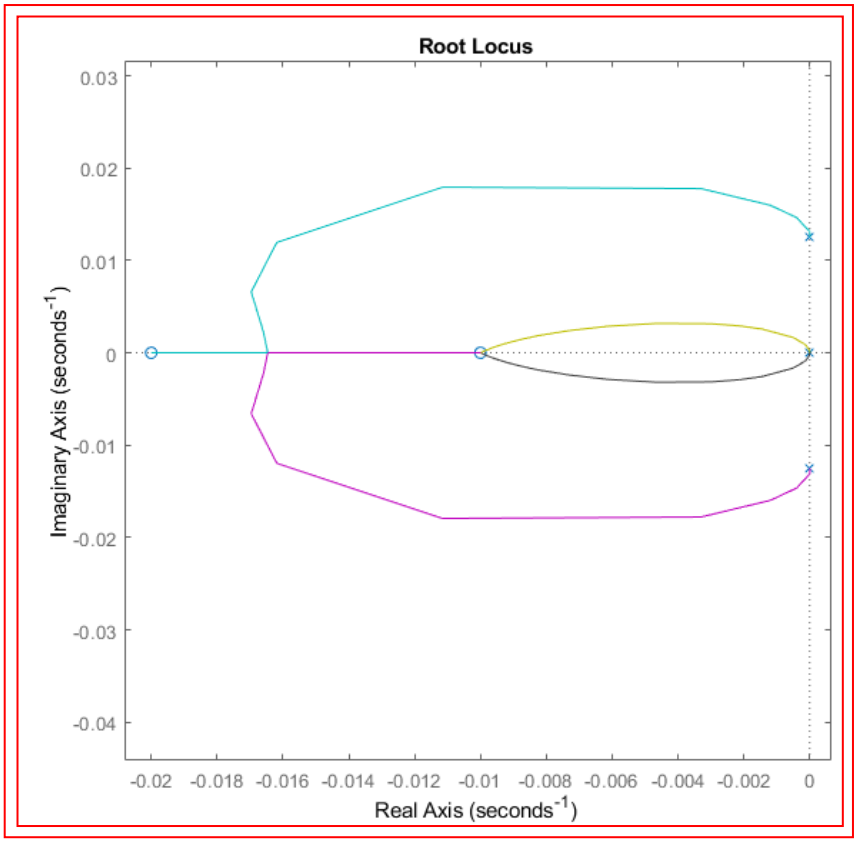
Para poder analizar la estabilidad del sistema, se deberá ampliar la zona del origen. (en la siguiente representación veremos ampliada el área que en ésta está en rojo)



Gráfica 48. Lugar Geométrico de las Raices de Evans II (Fuente: Propia)

Esta gráfica corresponde a la ampliación del área roja de la anterior. También hay marcada una zona con doble marco rojo que será ampliada en la siguiente gráfica.

Observando todavía el Evans, se podrá aumentar la ganancia hasta alrededor de 180 sin desestabilizar el sistema. Observando más en detalle el origen, se tiene,



Gráfica 49. Lugar Geométrico de las Raices de Evans III (Fuente: Propia)

Se observan los dos polos del filtro notch sobre el eje de frecuencias (jw) y el doble integrador (debido a la planta - al integrador de los tanques -, y la acción integral)

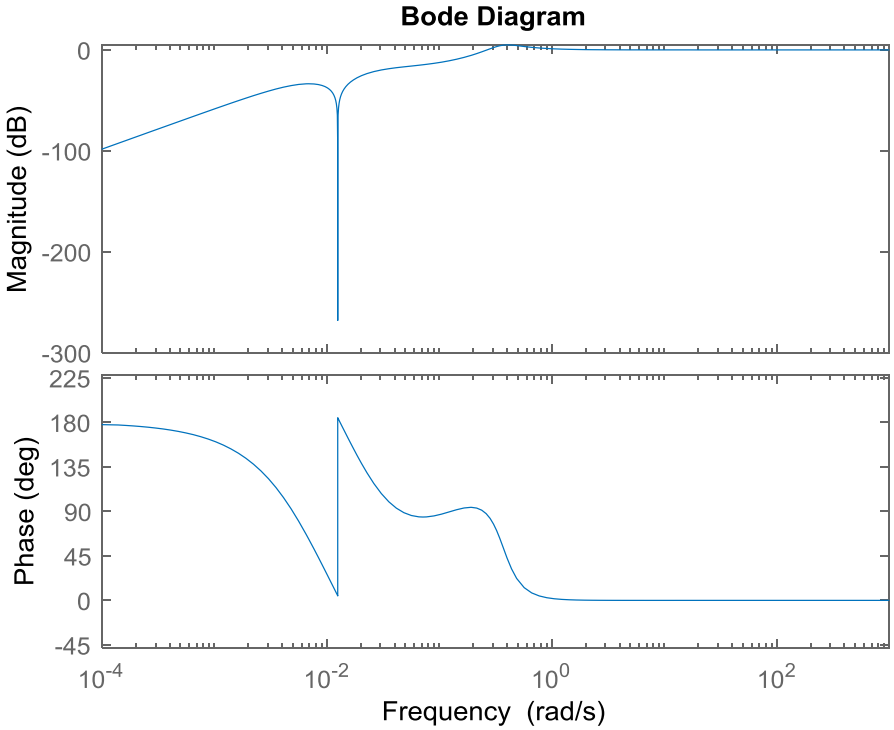
9.9. Análisis del comportamiento

Se calculará la función T(s), siendo la función de transferencia en lazo cerrado. Gracias al Bode de la función de T(s), se puede estudiar el comportamiento del sistema en régimen permanente.

La función T(s) será,

$$T(s) = \frac{s^2(s+0{,}2)(s+0{,}1)(s^2+1{,}563\cdot 10^{-4})}{(s^2+0{,}01278\,s+4{,}863\cdot 10^{-5})(s^2+0{,}03312\,s+3{,}883\cdot 10^{-4})(s^2+0{,}2528\,s+0{,}1365)} \quad \textbf{(298)}$$

El diagrama de Bode que se obtiene, es,



Gráfica 50. Bode (Fuente: Propia)

Se observa claramente cómo se elimina, en su totalidad, la frecuencia seleccionada debido al filtro notch.

Además, se ve la atenuación existente a bajas frecuencias, debido al integrador y el aumento local de fase por el filtro de avance.

Capítulo 10. Conclusiones y líneas futuras

A partir del análisis de los resultados obtenidos en las diferentes fases del trabajo realizado, y de acuerdo a los objetivos planteados, tanto de manera general como parcial en cada fase, se plantean las siguientes conclusiones.

Los resultados obtenidos resultan satisfactorios en la medida en que se han podido realizar ensayos y éstos han confirmado que la automatización del sistema funciona. El objetivo principal del trabajo, el estudio, el diseño y puesta a prueba de la automatización de un sistema antiescora, ha podido ser llevado a cabo satisfactoriamente.

Estos resultados, al igual que todo el trabajo realizado para llegar a ellos (modelización del buque, diseño sistema antiescora, etc) cobran especial importancia ante un escenario donde es muy difícil conseguir información (planos, sistemas, esquemas, programas, etc.) sobre esta cuestión. Esto es debido, suponemos, al secretismo derivado de la propiedad de patentes y a las restricciones a la información. Esta dificultad de acceso a la información supone un hándicap para investigadores y alumnos y, además de dificultarse enormemente el desarrollo de estos campos de investigación, implica que cada investigación –como ha sido el caso de ésta- haya que elaborar todo el material necesario desde cero.

Es decir, además de crear un sistema capaz de compensar de forma automática la escora producida por las olas, se ha tenido que diseñar el modelo sobre el cual se han realizado ensayos, tanto hidrodinámicos para conocer cómo se comporta en el agua y ensayos en olas para conocer el comportamiento frente a diferentes condiciones de mar, además, se han diseñado tanques de lastre, capaces de compensar las escoras ensayadas, se ha realizado el dimensionado y diseño de un sistema de lastre destinado a compensar escoras y, para concluir, se ha creado un sistema de control capaz de automatizar el sistema haciéndolo independiente a la frecuencia de oscilación del buque.

En este sentido, todo el material aportado en esta investigación, facilitará a otros investigadores poder dar continuidad a esta línea de investigación relacionada con los sistemas antiescora y su automatización. Y esto podrá realizarse en el ámbito académico sin tener que formar parte, necesariamente, del ámbito privado-profesional.

Atendiendo a la diversidad de subcampos que tienen relación con los sistemas antiescora y su automatización (tanques, bombas, válvulas, esquemas, electrónica,…), hay un gran abanico de investigación que permitiría ir mejorando y perfeccionando estos sistemas.

Ignoro si los resultados obtenidos han sido alcanzados, total o parcialmente, por otras investigaciones relacionadas de manera privada fuera del ámbito académico. En la extensa búsqueda bibliográfica realizada previamente a esta investigación no he encontrado nada que vaya en la línea de lo trabajado y concluido aquí, por lo que, vista la necesidad, se ha tenido que abrir camino y crearlo todo sin, en muchos casos, poder consultar información o soporte técnico.

Además de las investigaciones apuntadas que podrían aportar mejoras a la propuesta realizada en el presente trabajo también hay otras de carácter más general que sería interesante explorar, pudiendo ser la optimización o posibles cambios para que el control, tanques o bombas obtuviesen mejores resultados para las mismas condiciones estudiadas.

Si bien en este trabajo, por una cuestión de limitación de tiempo y de extensión, nos hemos centrado en los sistemas antiescora para situaciones estáticas, sería muy interesante investigar en encontrar soluciones para situaciones en avance, además, teniendo la posibilidad, de compaginar la compensación de escora y cabeceo. Eso abriría muchas posibilidades prácticas en el mundo de las operaciones en mar dado que permitiría un mayor abanico de posibles operativas.

Los resultados obtenidos son coherentes con los objetivos planteados. Una vez revisada la tipología de sistemas antiescora y habiéndonos decantado por un sistema basado en tanques, ha sido posible tanto crear un procedimiento de automatización como ponerlo a prueba de manera satisfactoria. La elección de sistemas activos vino determinada por la posibilidad de poder ejercer un control sobre ellos, incluido un automatismo. De los sistemas activos, quedaron descartados los basados en estabilizadores porque funcionan con velocidad de avance del buque, los basados en pesos porque no se utilizan con grandes esloras y los basados en giroscopios porque están más relacionados con la marina de recreo.

Como la elección del sistema antiescora basado en tanques vino determinada por criterios que aunaban la posibilidad de realizar un automatismo y el poder centrarnos en un buque remolcador, no hemos valorado si el conjunto de sistemas antiescora descartados hubieran ofrecido mejores posibilidades de automatización, aunque el resultado de la combinación buque/sistema no hubiera sido óptimo. Así, si el objetivo fuera únicamente automatizar un sistema antiescora, cabría revisar las posibilidades de automatización que ofrecen los sistemas descartados. Lo que sí podemos constatar es que, si bien automatizar el sistema de tanques ha resultado una labor ardua, el resultado es óptimo para el fin que perseguíamos.

Tal como decíamos anteriormente, no se han podido tenido en cuenta otras investigaciones relacionadas con la automatización de sistemas antiescora basados en tanques activos por la dificultad de acceso a la información que hemos constatado sobre esta cuestión. De hecho, ignoramos si de alguna manera son accesibles, aunque sí deducimos que existen porque de algún

modo se ha tenido que diseñar el control de los sistemas antiescora basados en tanques para las embarcaciones que los tienen incorporados.

Ignoramos, también, si las soluciones que puedan existir van o no en la línea de las propuestas aquí. Pero ahora que se dispone de los resultados mostrados en este trabajo, confiamos en que resulte más fácil poner en relación esta investigación con otras realizadas en campos afines, con el objetivo de proponer y realizar mejoras en cualquier aspecto relacionado con los elementos o con el sistema propuesto.

La automatización del sistema antiescora basado en tanques activos ha estado pensada desde el inicio para un buque remolcador, hecho que ha condicionado todas las variables que han entrado en juego, tanto las que hemos controlado voluntariamente como las que se hayan podido quedar sin control. Creemos, a tenor de los resultados obtenidos, que las variables no controladas deben tener un peso no significativo para el resultado final.

El hecho hace que el sistema haya sido gestado a la medida del modelo de buque diseñado, y no haya sido pensado de manera general como sistema exportable a otro espacio, con el objetivo de aportar igualmente estabilidad, la potencia de su uso está todavía por explorar. Si bien es muy probable que este sistema sea adaptable a otras naves haciendo los ajustes adecuados a partir de un estudio de las características propias del nuevo buque, también se abre la posibilidad de extrapolar su uso en espacios más allá de las embarcaciones y de la navegación. En el sector industrial, por ejemplo, se abren grandes posibilidades para incorporar sistemas de estabilidad en el izado de cargas o en elementos en constante movimiento.

Además, una de las aportaciones de este trabajo que más interesante puede resultar a nivel teórico es el modo en que se ha resuelto el cálculo de compensación de la escora a partir de la anulación de la frecuencia de la perturbación. Ha sido una aportación original de este trabajo, fruto de reflexiones sobre el mejor modo acerca de cómo resolver ese problema, que creemos que también puede ser inspiradora para investigadores que se encuentren frente a un problema de planteamiento equiparable.

Finalmente, desde un punto de vista más de control, el estudio podría ampliarse en un futuro con la optimización del controlador multivariable el ensayo de controladores robustos basados en la síntesis $\mathcal{H}_\infty$.

Bibliografía y webgrafía

[1] **Almeida Santos Neves, M., Belenki, L., Otto de Kat, J., & Umeda, N**. (2011). *Contemporary ideas on ship stability and capsizing in wave.* London: Springer.

[2] **Artes, A**. *UPM*. Recuperado el 16 de 03 de 2022, de https://oa.upm.es/10744/2/PFC_ANTONIO_ARTES_GARCIA.pdf

[3] ***Batou2013***. Recuperado el 11 de 03 de 2022, de https://batou2013.files.wordpress.com/2018/08/c7_2017.pdf

[4] ***Biblus.*** Recuperado el 05 de 03 de 2022, de https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/5091/fichero/5+-+P%C3%89RDIDAS+DE+CARGA+EN+REDES+HIDR%C3%81ULICAS.pdf

[5] **BOE.** Recuperado el 25 de 01 de 2022, de https://www.boe.es/boe/dias/2014/10/16/pdfs/BOE-A-2014-9862.pdf

[6] ***BOE.*** (23 de Marzo de 2011). Recuperado el 09 de 04 de 2022, de https://www.boe.es/boe/dias/2011/03/23/pdfs/BOE-A-2011-5295.pdf

[7] **Bonilla de la Corte, A.** (1979). *Teoría del buque.* Vigo: Libreria San Jose.

[8] ***Control automático educación.*** Recuperado el 28 de 05 de 2022, de https://controlautomaticoeducacion.com/analisis-de-sistemas/modelo-de-2-tanques-esfericos/

[9] ***Core*.** Recuperado el 15 de 04 de 2022, de https://core.ac.uk/download/pdf/41825378.pdf

[10] ***Desdegetxo.*** Recuperado el 06 de 01 de 2022, de https://desdegetxo.blogspot.com/2013/09/metodo-de-holtrop.html

[11] ***DN Brida***. Recuperado el 02 de 03 de 2022, de http://www.dnbrida.com/espesor-tuberia-acero-al-carbono-sch-asme-b36.10m.php

[12] ***Groundfos*.** Recuperado el 23 de 04 de 2022, de https://www.grundfos.com/es

[13] ***Herramientas de ingenieria.*** Recuperado el 25 de 03 de 2022, de https://www.herramientasingenieria.com/tech/diametro_vs_perdidacarga/diametro_vs_perdidacarga.html

[14]***Herramientas ingenieria*.** Recuperado el 28 de 04 de 2022, de https://www.herramientasingenieria.com/onlinecalc/spa/costo_DeltaP/costo_DeltaP.html

[15]***HMC***. Recuperado el 18 de 12 de 2021, de http://www.hmc.nl/AAAhmcWP2012/wpcontent/uploads/2012/05/cpc.png

[16]***iagua*.** Recuperado el 15 de 03 de 2022, de https://www.iagua.es/blogs/miguel-angel-monge-redondo/fbh-iv-caudal-presion-y-velocidad-agua

[17]***IMO.*** Recuperado el 06 de 11 de 2021, de https://www.imo.org/es/About/Pages/Default.aspx

[18]***IMT*.** Recuperado el 13 de 03 de 2022, de https://perso.imt-mines-albi.fr/~jobbeduv/naval/trabajo%20YD40.pdf

[19]***INGMarítima*.** Recuperado el 21 de 04 de 2022, de http://ingmaritima.blogspot.com/2016/03/propulsor-voith-schneider-propeller.html

[20]**Lafuente, P.** *UDC*. Recuperado el 12 de 01 de 2022, de https://ruc.udc.es/dspace/bitstream/handle/2183/15562/Perez-LafuenteRecuna_Miguel_TFG_2015_02de10.pdf?sequence=3&isAllowed=y

[21]***Marine and naval engineering*.** Recuperado el 04 de 01 de 2022, de https://marineandnavalengineering.com/articulos/planos-formas-buque/

[22]**Martinez, P.** *Unicam*. Recuperado el 03 de 02 de 2022, de https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/3900/Pedro%20Mart%C3%ADnez%20Valent%C3%ADn.pdf?sequence=1

[23]***Mathworks.*** Recuperado el 01 de 01 de 2022, de https://es.mathworks.com/solutions/deep-learning.html?s_tid=hp_brand_deeplearning

[24]***Molecor***. Recuperado el 13 de 03 de 2022, de https://molecor.com/es/perdidas-carga

[25]***Puertos del Estado*.** Recuperado el 26 de 05 de 2022, de http://www.puertos.es/es-es

[26]***Riull*.** Recuperado el 20 de 03 de 2022, de https://riull.ull.es/xmlui/bitstream/handle/915/335/Estabilidad+de+buques.pdf?sequence=1

[27]**Sanchez, D.** *Unican*. Recuperado el 06 de 04 de 2022, de https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/8245/Dario%20Sanchez%20de%20Movellan%20Costas.pdf?sequence=1

[28]***Sensores de medida*.** Recuperado el 25 de 05 de 2022, de https://sensores-de-medida.es/catalogo/inclinometro-de-dos-ejes-dmg2/

[29]***Silipump*.** Recuperado el 27 de 03 de 2022, de http://silipump.com/marine-pump/clhb-pump/

[30]***Silipump.*** Recuperado el 21 de 04 de 2022, de http://silipump.com/marine-pump-es/ballast-pump/

[31]***Thermal Engineering.*** Recuperado el 19 de 04 de 2022, de https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-la-ecuacion-de-darcy-weisbach-definicion/

[32]**Trujillo, B.** *UDC*. Recuperado el 25 de 03 de 09, de https://ruc.udc.es/dspace/bitstream/handle/2183/21240/BellidoTrujillo_DiegoJes%C3%BAs_TFM_2018_09de13.pdf?sequence=50&isAllowed=y

[33]***Turck.*** Recuperado el 03 de 02 de 2022, de https://www.turck.de/datasheet/_es/edb_1534113_esl_es.pdf

[34]***UCO.*** Recuperado el 30 de 03 de 2022, de http://www.uco.es/termodinamica/ppt/pdf/fluidos%203.pdf

[35]***UDC.*** Recuperado el 28 de 11 de 2021, de https://ruc.udc.es/dspace/bitstream/handle/2183/21221/MartinezCaama%C3%B1o_Mario_TFG_2017_05de13pdf.pdf

[36]***UNICAM.*** Recuperado el 02 de 01 de 2022, de https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/8245/Dario%20Sanchez%20de%20Movellan%20Costas.pdf?sequence=1

[37]***UNICAM.*** (Junio de 2013). Recuperado el 16 de 02 de 2022, de https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/3926/Ignacio+Chamizo+de+la+Concha.pdf?sequence=1

[38]***UNICAM.*** (Julio de 2013). Recuperado el 08 de 03 de 2022, de https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/3900/Pedro%20Mart%C3%ADnez%20Valent%C3%ADn.pdf?sequence=1

[39]***UNICAM.*** (Julio de 2015). Recuperado el 16 de 04 de 2022, de https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/7425/Jos%C3%A9%20Alberto%20Amaro%20Arrojo.pdf?sequence=1

[40]***UPC.*** Recuperado el 03 de 03 de 2022, de https://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/4655/pfc5915.pdf?sequence=1&isAllowed=y

[41]***UPC.*** Recuperado el 13 de 02 de 2022, de https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/17145/ANEXO?sequence=7

[42]***UPC.*** Recuperado el 15 de 02 de 2022, de https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/119676/135996_Estudio+m%C3%A9todos+de+predicci%C3%B3n+de+resistencia+al+avance.pdf?sequence=1

[43]***UPC.*** (10 de Junio de 2017). Recuperado el 16 de 04 de 2022, de https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/106396/126040_Dise%C3%B1o+preliminar+de+un+buque+restaurante+para+la+navegaci%C3%B3n+fluvial.pdf?sequence=1

[44]***UPCT.*** (Septiembre de 2014). Recuperado el 02 de 01 de 2022, de https://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/4655/pfc5915.pdf?sequence=1&isAllowed=y

[45]***UPM.*** Recuperado el 25 de 05 de 2022, de https://oa.upm.es/10744/2/PFC_ANTONIO_ARTES_GARCIA.pdf

[46]***UPM.*** (2000). Recuperado el 25 de 04 de 2022, de http://www.almazan-ingenieros.es/data/archivo/Descripcion,%20medida%20y%20analisis%20del%20oleaje.pdf

[47]***UPTC.*** (2005). Recuperado el 29 de 12 de 2021, de https://perso.imt-mines-albi.fr/~jobbeduv/naval/trabajo%20YD40.pdf

[48]**Van Dokkum, K., Ten Katen, H., & Koomen, K. (2001)**. *Ship stability.* Enkhuizen: Dokmaar.

[49]**White, F. M. (2003)**. *Mecánica de fluidos.* Madrid: McGraw Hill.

[50]***Zamakona.*** Recuperado el 18 de 12 de 2021, de https://www.zamakonayards.com/portfolio/don-inda/

Anexo A1 Francobordo buques tipo 'A'

Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]
24	200	59	599	94	1044
25	208	60	573	95	1059
26	217	61	587	96	1074
27	225	62	600	97	1089
28	233	63	613	98	1105
29	242	64	626	99	1120
30	250	65	639	100	1135
31	258	66	653	101	1151
32	267	67	666	102	1166
33	275	68	680	103	1181
34	283	69	693	104	1196
35	292	70	706	105	1212
36	300	71	720	106	1228
37	308	72	733	107	1244
38	316	73	746	108	1260
39	325	74	760	109	1276
40	334	75	773	110	1293
41	344	76	786	111	1309
42	354	77	800	112	1326
43	364	78	814	113	1342
44	374	79	828	114	1359
45	385	80	841	115	1376
46	396	81	855	116	1392
47	408	82	869	117	1409
48	420	83	883	118	1426
49	432	84	897	119	1442
50	443	85	911	120	1459
51	455	86	926	121	1476
52	467	87	940	122	1494
53	478	88	955	123	1511
54	490	89	969	124	1528
55	503	90	984	125	1516
56	516	91	999	126	1563
57	530	92	1014	127	1580
58	544	93	1029	128	1598

Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]
129	1615	166	2212	203	2641
130	1632	167	2226	204	2650
131	1650	168	2240	205	2659
132	1667	169	2254	206	2669
133	1684	170	2268	207	2678
134	1702	171	2281	208	2687
135	1719	172	2294	209	2696
136	1736	173	2307	210	2705
137	1753	174	2320	211	2714
138	1770	175	2332	212	2723
139	1787	176	2345	213	2732
140	1803	177	2357	214	2741
141	1820	178	2369	215	2749
142	1837	179	2381	216	2758
143	1853	180	2393	217	2767
144	1870	181	2405	218	2775
145	1886	182	2416	219	2784
146	1903	183	2428	220	2792
147	1919	184	2440	221	2801
148	1935	185	2451	222	2809
149	1952	186	2463	223	2817
150	1968	187	2474	224	2825
151	1984	188	2486	225	2833
152	2000	189	2497	226	2841
153	2016	190	2508	227	2849
154	2032	191	2519	228	2857
155	2018	192	2530	229	2865
156	2064	193	2541	230	2872
157	2080	194	2552	231	2880
158	2096	195	2562	232	2888
159	2111	196	2572	233	2895
160	2126	197	2582	234	2903
161	2141	198	2592	235	2910
162	2155	199	2602	236	2918
163	2169	200	2612	237	2925
164	2184	201	2622	238	2932
165	2198	202	2632	239	2989

Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]
240	2946	277	3163	314	3312
241	2953	278	3167	315	3315
242	2959	279	3172	316	3318
243	2966	280	3176	317	3322
244	2973	281	3181	318	3325
245	2979	282	3185	319	3328
246	2986	283	3189	320	3331
247	2993	284	3194	321	3334
248	3000	285	3198	322	3337
249	3006	286	3202	323	3339
250	3012	287	3207	324	3342
251	3018	288	3211	325	3345
252	3024	289	3215	326	3347
253	3030	290	3220	327	3350
254	3036	291	3224	328	3353
255	3042	292	3228	329	3355
256	3048	293	3233	330	3358
257	3054	294	3237	331	3361
258	3060	295	3241	332	3363
259	3066	296	3246	333	3366
260	3072	297	3250	334	3368
261	3078	298	3254	335	3371
262	3084	299	3258	336	3371
263	3089	300	3262	337	3375
264	3095	301	3266	338	3378
265	3101	302	3270	339	3380
266	3106	303	3274	340	3382
267	3112	304	3278	341	3385
268	3117	305	3281	342	3387
269	3123	306	3285	343	3389
270	3128	307	3288	344	3392
271	3133	308	3292	345	3394
272	3138	309	3295	346	3396
273	3143	310	3298	347	3399
274	3148	311	3302	348	3401
275	3153	312	3305	349	3403
276	3158	313	3308	350	3406

Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]
351	3408	356	3418	361	3427
352	3410	357	3420	362	3428
353	3412	358	3422	363	3430
354	3414	359	3423	364	3432
355	3416	360	3425	365	3433

Anexo A2 Francobordo buques tipo 'B'

Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]
24	200	59	599	94	1154
25	208	60	573	95	1172
26	217	61	587	96	1190
27	225	62	601	97	1209
28	233	63	615	98	1219
29	242	64	629	99	1250
30	250	65	644	100	1271
31	258	66	659	101	1293
32	267	67	674	102	1315
33	275	68	689	103	1337
34	283	69	705	104	1359
35	292	70	721	105	1380
36	300	71	738	106	1401
37	308	72	754	107	1421
38	316	73	769	108	1440
39	325	74	784	109	1459
40	334	75	800	110	1479
41	344	76	816	111	1500
42	354	77	833	112	1521
43	364	78	850	113	1543
44	374	79	868	114	1565
45	385	80	887	115	1587
46	396	81	905	116	1609
47	408	82	923	117	1630
48	420	83	942	118	1651
49	432	84	960	119	1671
50	443	85	978	120	1690
51	455	86	996	121	1709
52	467	87	1015	122	1729
53	478	88	1034	123	1750
54	490	89	1054	124	1771
55	503	90	1075	125	1793
56	516	91	1096	126	1815
57	530	92	1116	127	1837
58	544	93	1135	128	1859

Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]
129	1880	166	2640	203	3313
130	1901	167	2660	204	3330
131	1921	168	2680	205	3347
132	1940	169	2698	206	3363
133	1959	170	2716	207	3380
134	1979	171	2735	208	3397
135	2000	172	2754	209	3413
136	2021	173	2774	210	3430
137	2043	174	2795	211	3445
138	2065	175	2815	212	3460
139	2087	176	2835	213	3475
140	2109	177	2855	214	3490
141	2130	178	2875	215	3505
142	2151	179	2895	216	3520
143	2171	180	2915	217	3537
144	2190	181	2933	218	3554
145	2209	182	2952	219	3570
146	2229	183	2970	220	3586
147	2250	184	2988	221	3601
148	2271	185	3007	222	3615
149	2293	186	3025	223	3630
150	2315	187	3044	224	3645
151	2334	188	3062	225	3660
152	2354	189	3080	226	3675
153	2375	190	3098	227	3690
154	2396	191	3116	228	3705
155	2418	192	3134	229	3720
156	2440	193	3151	230	3735
157	2460	194	3167	231	3750
158	2480	195	3185	232	3765
159	2520	196	3202	233	3780
160	2520	197	3219	234	3795
161	2540	198	3235	235	3808
162	2560	199	3249	236	3821
163	2580	200	3264	237	3835
164	2600	201	3280	238	3849
165	2620	202	3296	239	3864

Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]
240	3880	277	4362	314	4779
241	3893	278	4373	315	4790
242	3906	279	4385	316	4801
243	3920	280	7397	317	4812
244	3934	281	4408	318	4823
245	3949	282	4420	319	4834
246	3965	283	4432	320	4844
247	3978	284	4443	321	4855
248	3992	285	4455	322	4866
249	4005	286	4467	323	4878
250	4018	287	4478	324	4890
251	4032	288	4490	325	4899
252	4045	289	4502	326	4909
253	4058	290	4513	327	4920
254	4072	291	4525	328	4931
255	4085	292	4537	329	4943
256	4098	293	4548	330	4955
257	4112	294	4560	331	4965
258	4125	295	4572	332	4975
259	4139	296	4583	333	4985
260	4152	297	4595	334	4995
261	4165	298	4607	335	5005
262	4177	299	4618	336	5015
263	4189	300	4630	337	5025
264	4201	301	4642	338	5035
265	4214	302	4654	339	5045
266	4227	303	4665	340	5055
267	4240	304	4676	341	5065
268	4252	305	4686	342	5075
269	4264	306	4695	343	5086
270	4276	307	4704	344	5097
271	4289	308	4714	345	5108
272	4302	309	4725	346	5119
273	4315	310	4736	347	5130
274	4327	311	4748	348	5140
275	4339	312	4757	349	5150
276	4350	313	4768	350	5160

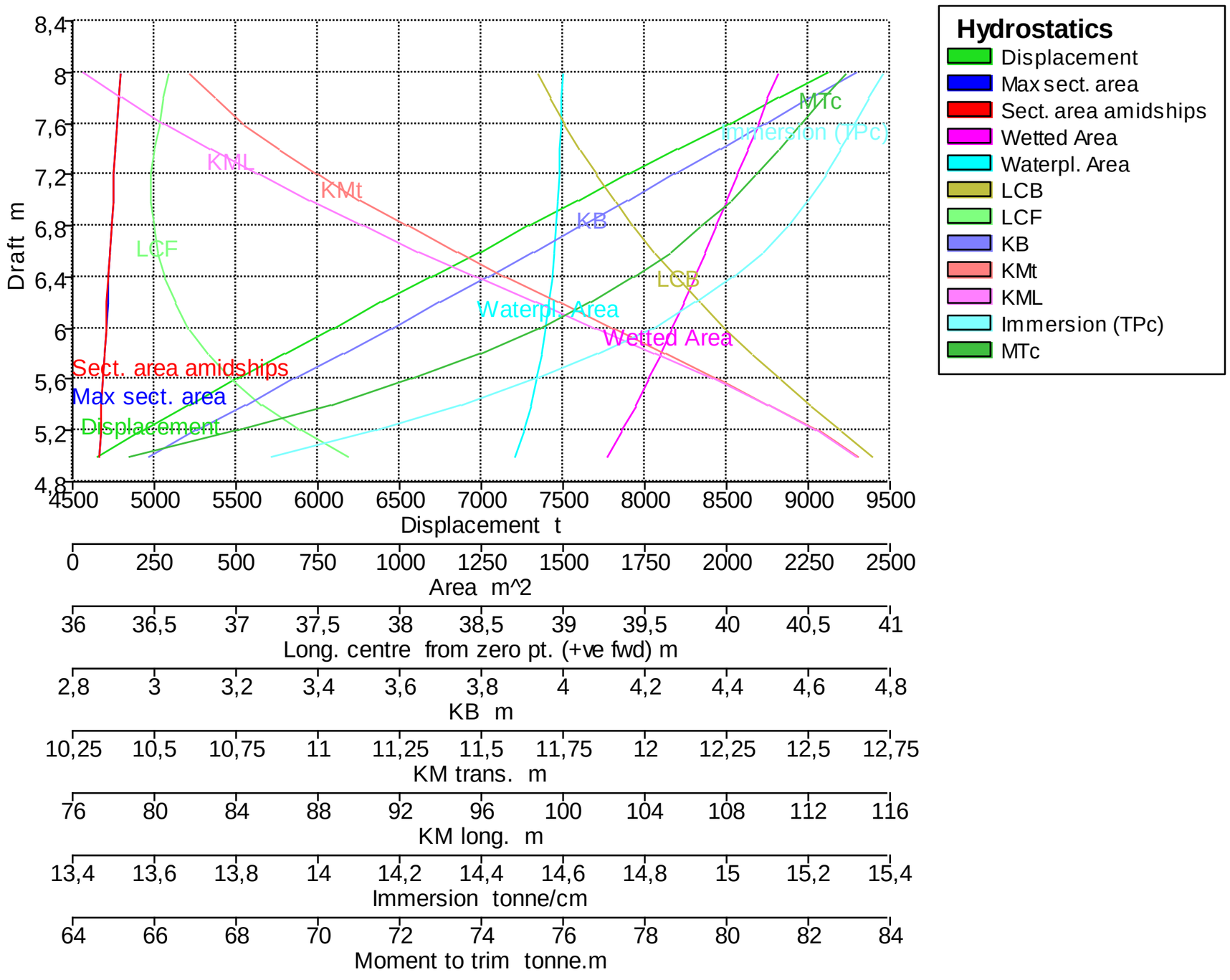
Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]	Eslora buque [m]	Francobordo [mm]
351	5170	356	5220	361	5268
352	5180	357	5230	362	5276
353	5190	358	5240	363	5285
354	5200	359	5250	364	5294
355	5210	360	5260	365	5303

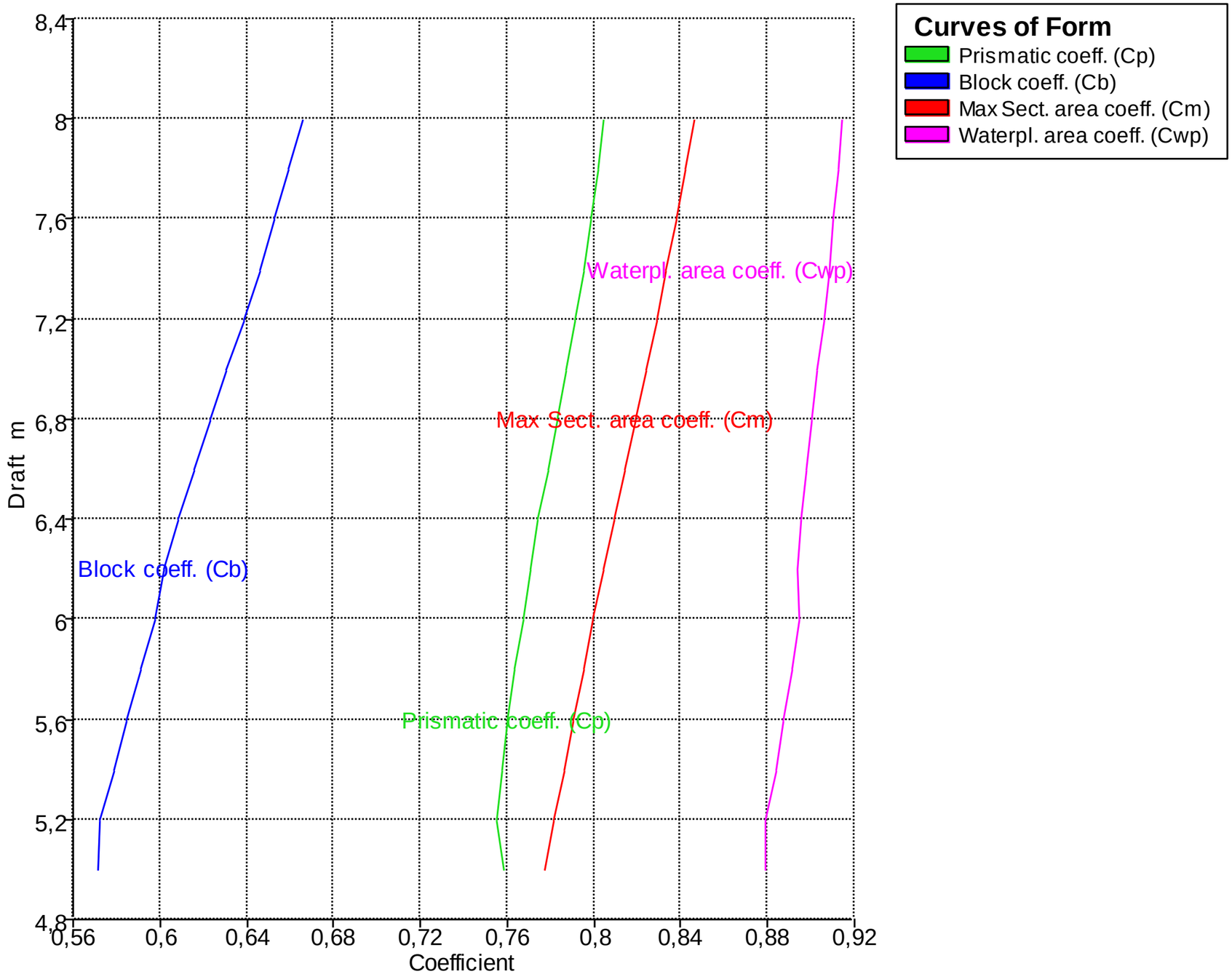
Anexo A3 Curvas hidrostáticas

Tabla cálculos hidrostáticos buque.

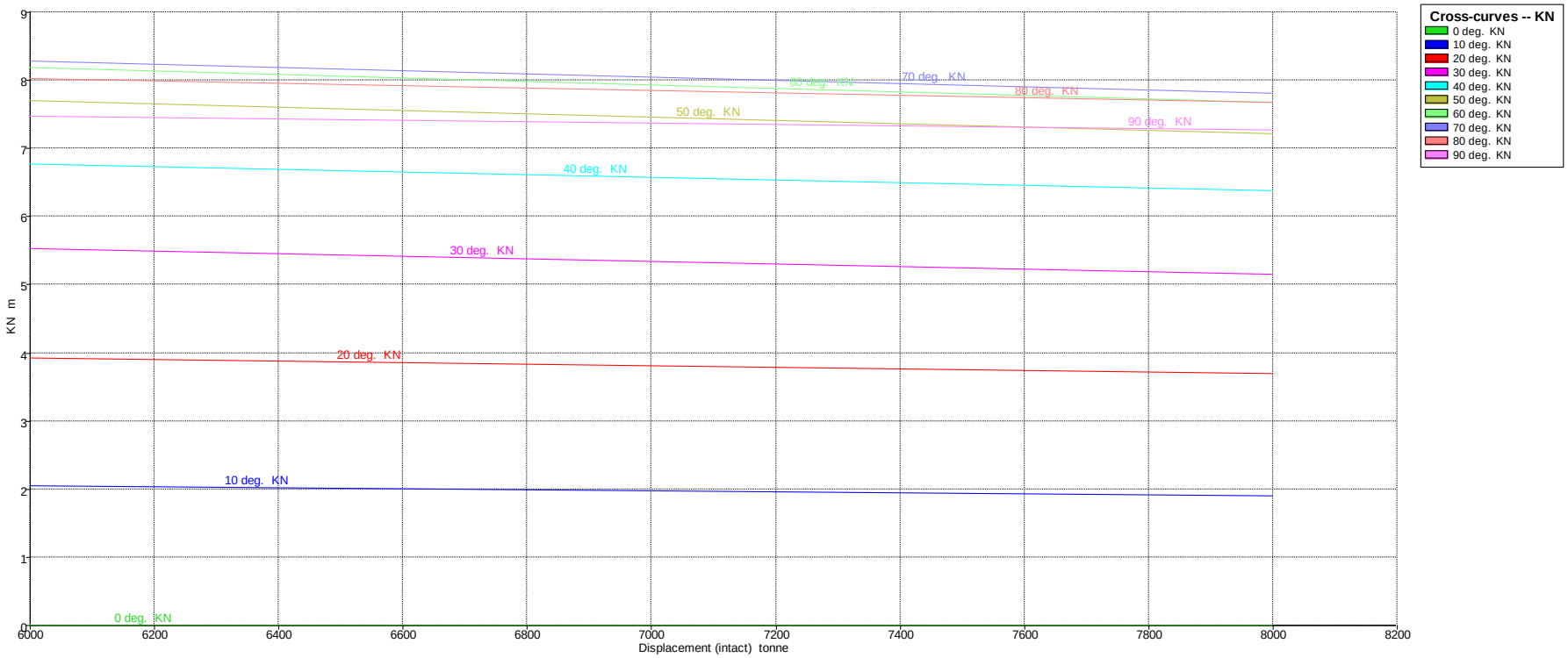
Draft Amidships [m]	5,000	5,200	5,400	5,600	5,800	6,000	6,200	6,400	6,600	6,800	7,000	7,200	7,400	7,600	7,800	8,000
Displacement t	4655	4935	5220	5509	5802	6097	6394	6694	6995	7297	7601	7905	8211	8516	8823	9130
Heel deg	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Draft at FP m	5,000	5,200	5,400	5,600	5,800	6,000	6,200	6,400	6,600	6,800	7,000	7,200	7,400	7,600	7,800	8,000
Draft at AP m	5,000	5,200	5,400	5,600	5,800	6,000	6,200	6,400	6,600	6,800	7,000	7,200	7,400	7,600	7,800	8,000
Draft at LCF m	5,000	5,200	5,400	5,600	5,800	6,000	6,200	6,400	6,600	6,800	7,000	7,200	7,400	7,600	7,800	8,000
Trim (+ve by stern) m	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
WL Length m	74,113	75,010	75,379	75,673	75,920	76,109	76,297	76,415	76,413	76,415	76,422	76,428	76,456	76,489		76,586
Beam max extents on WL m	20,802	20,921	21,015	21,112	21,175	21,237	21,357	21,411	21,466	21,482	21,487	21,484	21,468	21,451	21,439	21,427
Wetted Area m^2	1636,913	1680,546	1721,387	1760,334	1797,549	1833,517	1868,254	1902,116	1935,412	1967,997	2000,480	2032,580	2064,109	2095,573	2127,193	2158,925
Waterpl. Area m^2	1355,035	1379,696	1400,190	1418,002	1433,054	1445,996	1456,411	1464,956	1472,432	1478,215	1483,078	1487,294	1490,729	1493,907	1497,217	1500,590
Prismatic coeff. (Cp)	0,758	0,755	0,757	0,760	0,764	0,767	0,770	0,774	0,779	0,783	0,788	0,792	0,795	0,799	0,802	0,804
Block coeff. (Cb)	0,571	0,573	0,579	0,584	0,591	0,598	0,602	0,609	0,616	0,623	0,631	0,638	0,646	0,653	0,659	0,665
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,777	0,782	0,786	0,790	0,795	0,800	0,804	0,809	0,814	0,819	0,824	0,829	0,833	0,838	0,842	0,846
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,879	0,879	0,884	0,888	0,891	0,895	0,894	0,895	0,898	0,900	0,903	0,906	0,908	0,910	0,913	0,914
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	40,887	40,696	40,509	40,328	40,155	39,990	39,836	39,691	39,555	39,429	39,312	39,202	39,102	39,009	38,923	38,844
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	37,689	37,388	37,154	36,964	36,821	36,710	36,625	36,565	36,523	36,502	36,483	36,480	36,504	36,530	36,557	36,585
KB m	2,986	3,106	3,226	3,345	3,464	3,582	3,699	3,815	3,931	4,046	4,160	4,273	4,386	4,498	4,609	4,720
KG m	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000	7,000
BMt m	9,668	9,419	9,147	8,874	8,595	8,319	8,036	7,757	7,490	7,225	6,967	6,724	6,493	6,276	6,073	5,883
BML m	111,335	109,271	106,734	103,952	100,995	97,994	94,939	91,908	88,971	86,099	83,384	80,785	78,275	75,917	73,742	71,723
GMt m	5,653	5,525	5,373	5,219	5,059	4,901	4,735	4,572	4,421	4,271	4,127	3,997	3,879	3,774	3,682	3,603
GML m	107,321	105,377	102,960	100,297	97,458	94,576	91,638	88,724	85,902	83,145	80,544	78,059	75,661	73,415	71,351	69,443
KMt m	12,653	12,525	12,373	12,219	12,059	11,901	11,735	11,572	11,421	11,271	11,127	10,997	10,879	10,774	10,682	10,603
KML m	114,321	112,377	109,960	107,297	104,458	101,576	98,638	95,724	92,902	90,145	87,544	85,059	82,661	80,415	78,351	76,443
Immersion (TPc) tonne/cm	13,889	14,142	14,352	14,535	14,689	14,821	14,928	15,016	15,092	15,152	15,202	15,245	15,280	15,313	15,346	15,381
MTc tonne.m	65,376	68,058	70,337	72,310	73,991	75,456	76,680	77,718	78,631	79,398	80,115	80,753	81,295	81,820	82,383	82,972
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	459,271	475,881	489,540	501,788	512,218	521,439	528,419	534,156	539,723	543,956	547,463	551,469	555,824	560,883	566,986	574,157
Max deck inclination deg	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Trim angle (+ve by stern) deg	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Tabla 72. Datos hidrostáticos (Fuente: Propia)

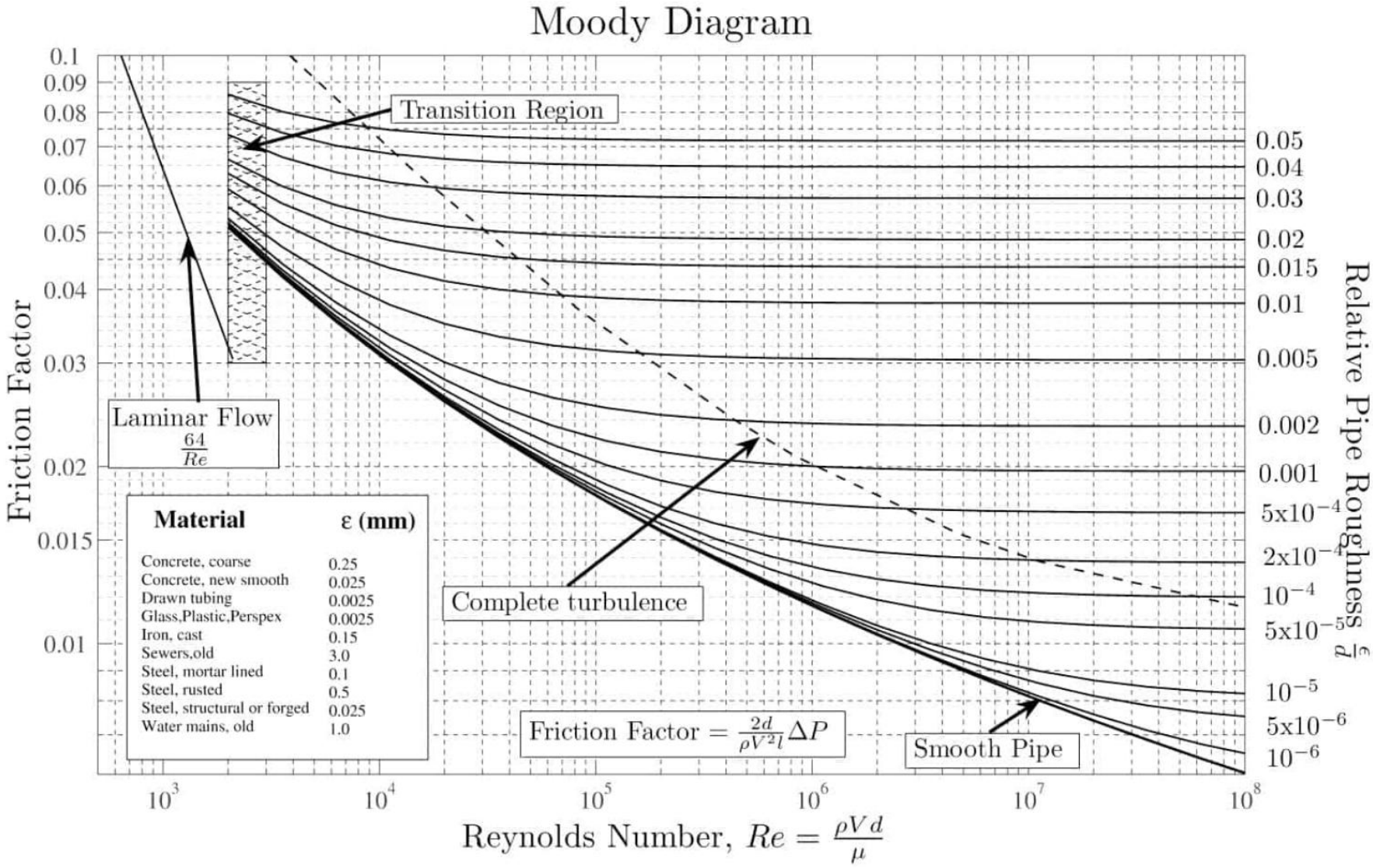

Draft m
8,4
8
7,6
7,2
6,8
6,4
6
5,6
5,2
4,8
4500
5000
5500
6000
6500
7000
7500
8000
8500
9000
9500
KML
KMt
LCF
KB
MTc
Immersion (TPc)
LCB
Waterpl. Area
Wetted Area
Sect. area amidships
Max sect. area
Displacement
Hydrostatics
Displacement
Max sect. area
Sect. area amidships
Wetted Area
Waterpl. Area
LCB
LCF
KB
KMt
KML
Immersion (TPc)
MTc
Displacement t
0 250 500 750 1000 1250 1500 1750 2000 2250 2500
Area m^2
36 36,5 37 37,5 38 38,5 39 39,5 40 40,5 41
Long. centre from zero pt. (+ve fwd) m
2,8 3 3,2 3,4 3,6 3,8 4 4,2 4,4 4,6 4,8
KB m
10,25 10,5 10,75 11 11,25 11,5 11,75 12 12,25 12,5 12,75
KM trans. m
76 80 84 88 92 96 100 104 108 112 116
KM long. m
13,4 13,6 13,8 14 14,2 14,4 14,6 14,8 15 15,2 15,4
Immersion tonne/cm
64 66 68 70 72 74 76 78 80 82 84
Moment to trim tonne.m


Curves of Form
Prismatic coeff. (Cp)
Block coeff. (Cb)
Max Sect. area coeff. (Cm)
Waterpl. area coeff. (Cwp)
Waterpl. area coeff. (Cwp)
Max Sect. area coeff. (Cm)
Block coeff. (Cb)
Prismatic coeff. (Cp)
Draft m
8,4
8
7,6
7,2
6,8
6,4
6
5,6
5,2
4,8
0,56
0,6
0,64
0,68
0,72
0,76
0,8
0,84
0,88
0,92
Coefficient

Anexo A4 Curvas KN

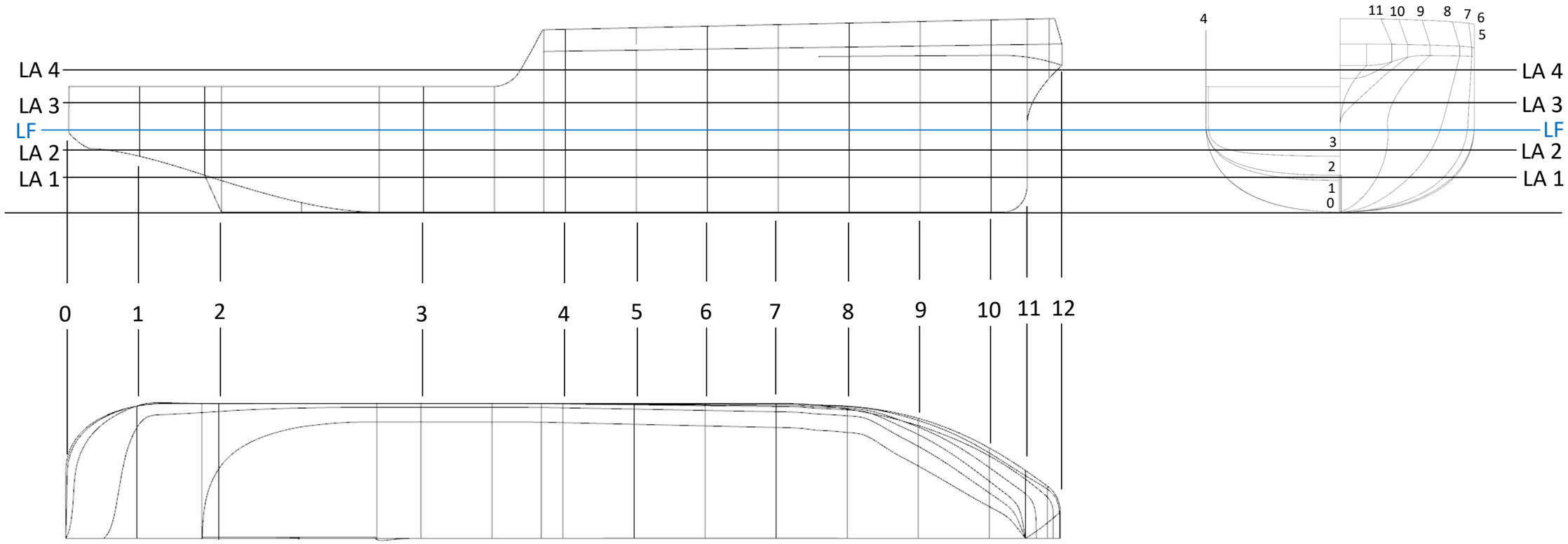


Anexo A5 Diagrama de Moody



Material	ε (mm)
Concrete, coarse	0.25
Concrete, new smooth	0.025
Drawn tubing	0.0025
Glass,Plastic,Perspex	0.0025
Iron, cast	0.15
Sewers,old	3.0
Steel, mortar lined	0.1
Steel, rusted	0.5
Steel, structural or forged	0.025
Water mains, old	1.0

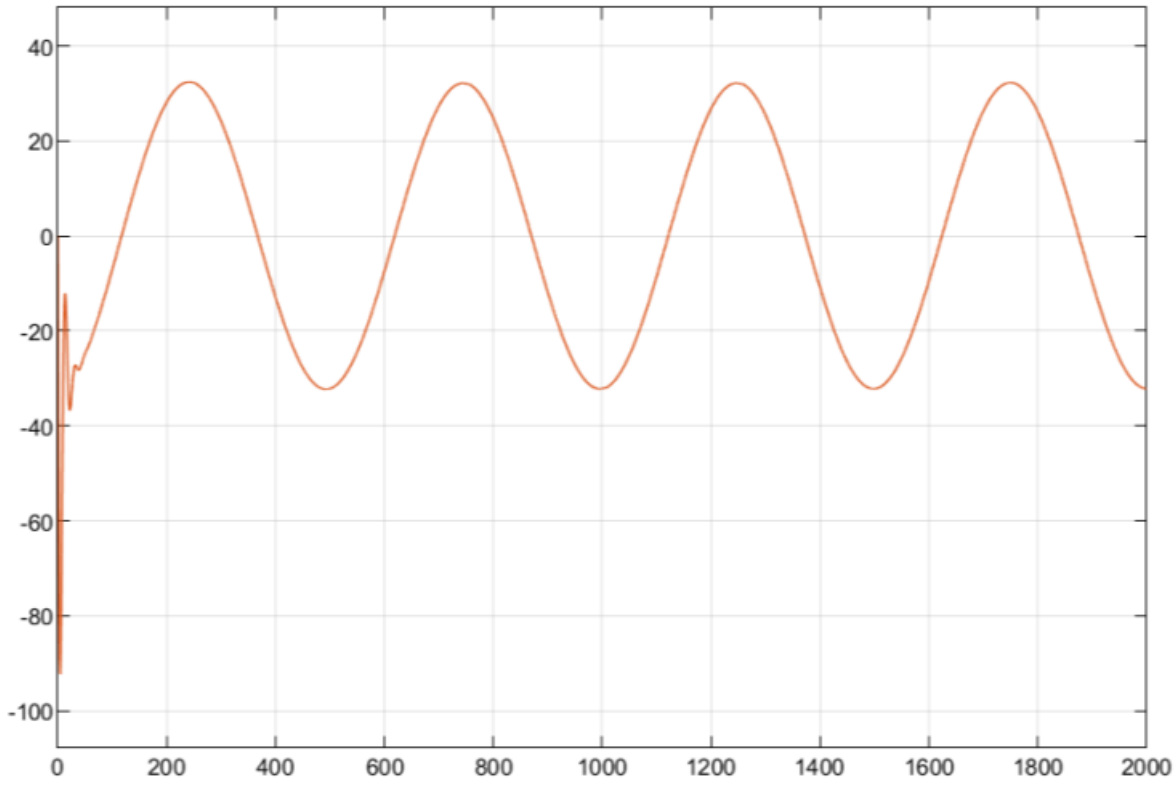
Anexo A6 Plano de formas



Anexo A7 Boya Abra- Ciervana

Se grafican los comportamientos de las válvulas, caudales, capacidades de tanques y escoras en el punto de estudio de Abra - Ciervana.

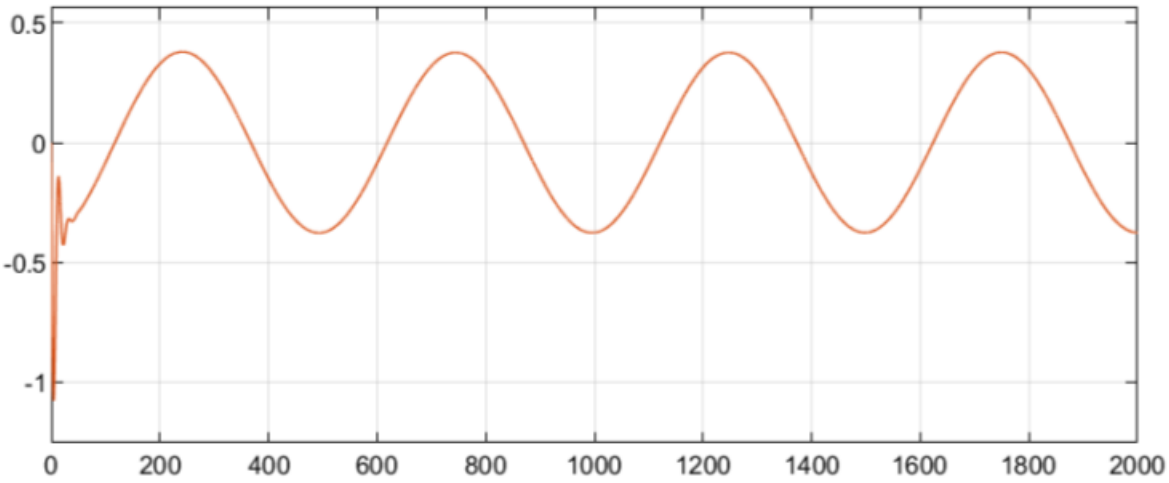
Las válvulas o válvula, suponiendo el conjunto de válvulas como una única para simplificar el estudio, describen el siguiente régimen de abertura.



Gráfica 51. Abertura válvula (Fuente: Propia)

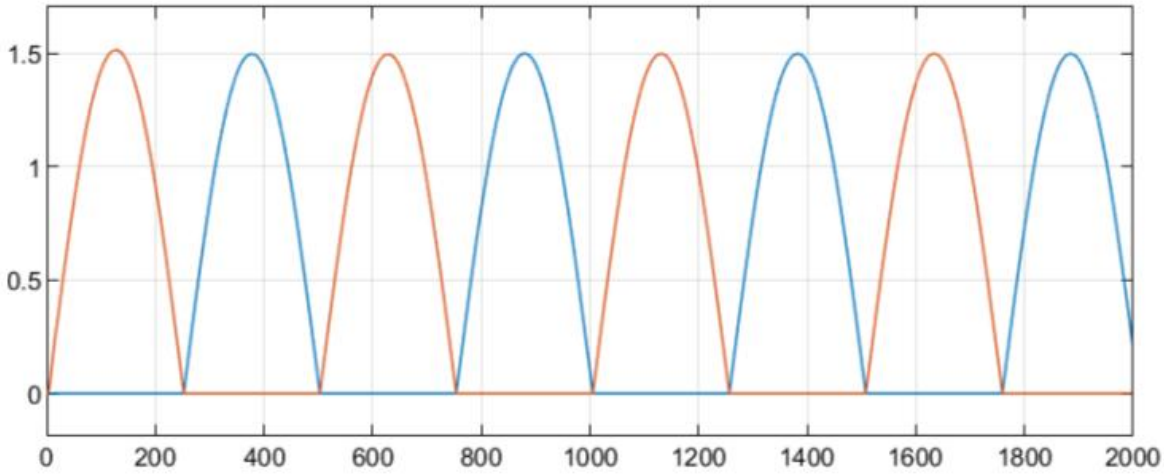
Se debe considerar, los valores negativos como abertura de válvula para llenados del otro costado.

De igual forma, analizando el caudal suministrado a los costados, describe el siguiente régimen. Considerando los valores negativos como vaciado del tanque.



Gráfica 52. Caudal (Fuente: Propia)

La última gráfica muestra la escora que aporta cada tanque al conjunto final.

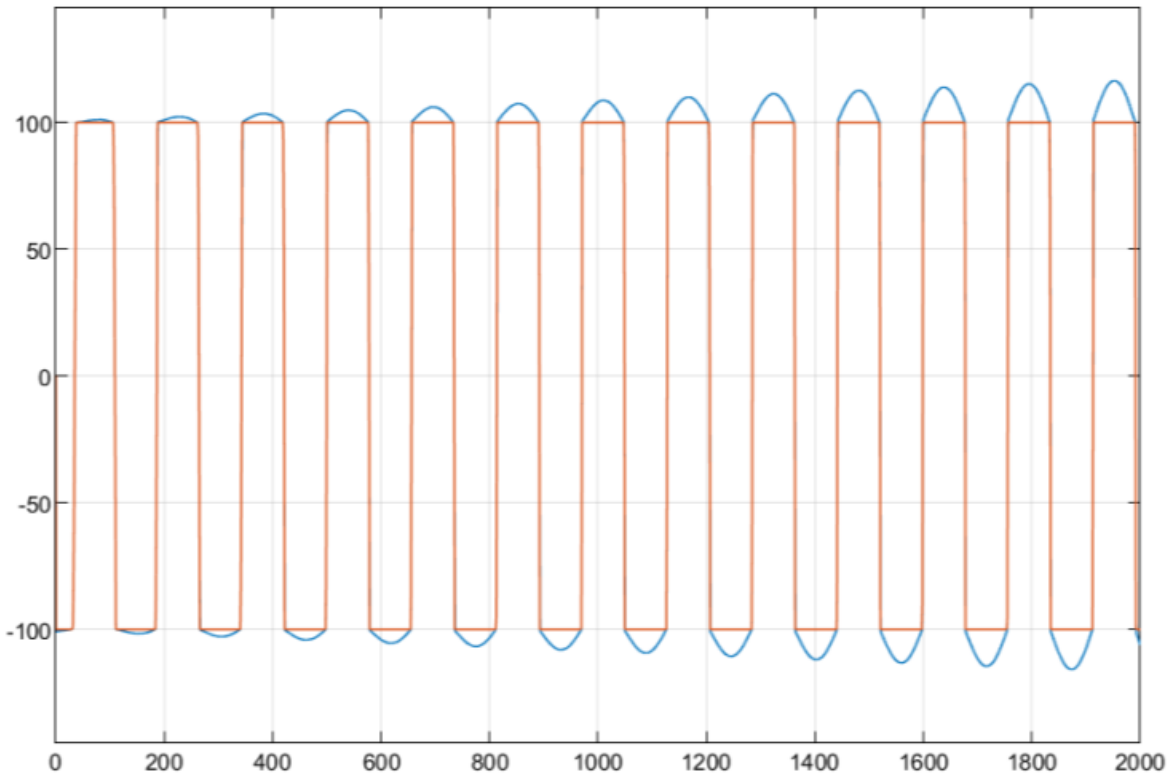


Gráfica 53. Escora por tanque (Fuente: Propia)

Anexo A8 Punto SIMAR 1030094

Se grafican los comportamientos de las válvulas, caudales, capacidades de tanques y escoras en el punto de estudio del punto SIMAR 1030094. Los valores obtenidos serán para las condiciones de ese mar, sin cambios en la posición del buque.

Las válvulas o válvula, suponiendo el conjunto de válvulas como una única para simplificar el estudio, describen el siguiente régimen de abertura.

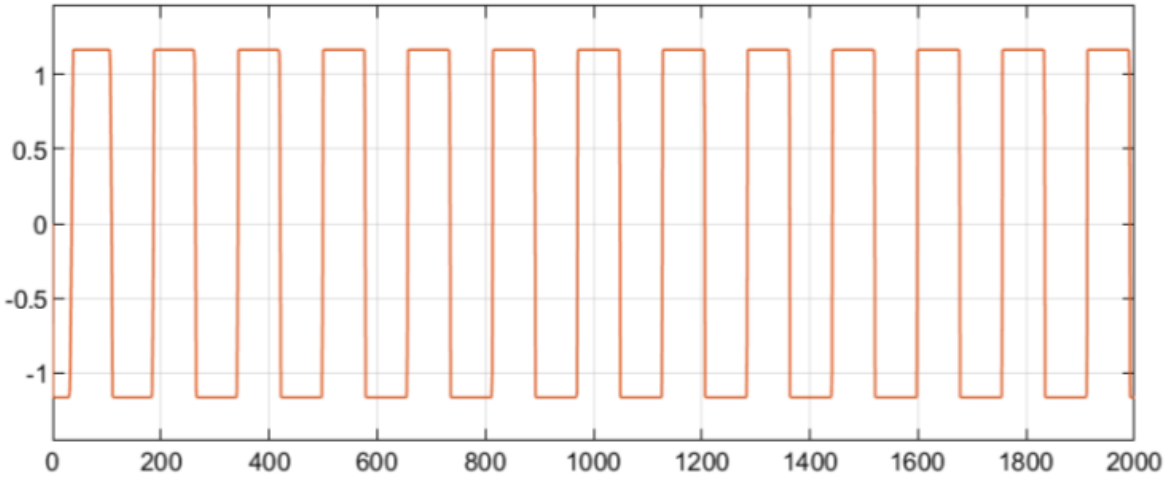


Gráfica 54. Abertura válvula (Fuente: Propia)

Se puede observar como la gráfica está saturada, bloqueando la abertura de la válvula.

Se debe considerar, los valores negativos como abertura de válvula para llenados del otro costado.

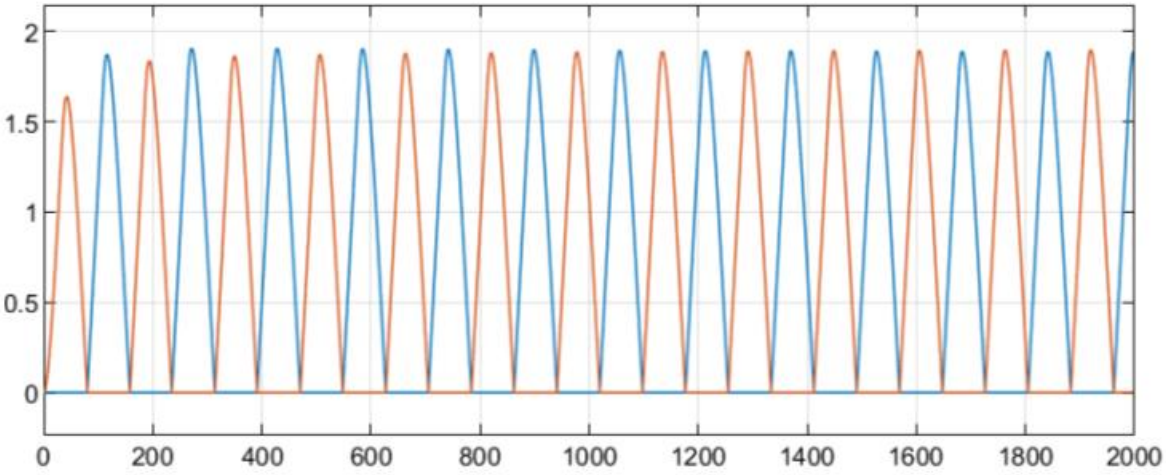
De igual forma, analizando el caudal suministrado a los costados, describe el siguiente régimen. Considerando los valores negativos como vaciado del tanque.



Gráfica 55. Caudal (Fuente: Propia)

Se observa cómo trabaja a caudal máximo, estando también en zona de saturación.

La última gráfica muestra la escora que aporta cada tanque al conjunto final.



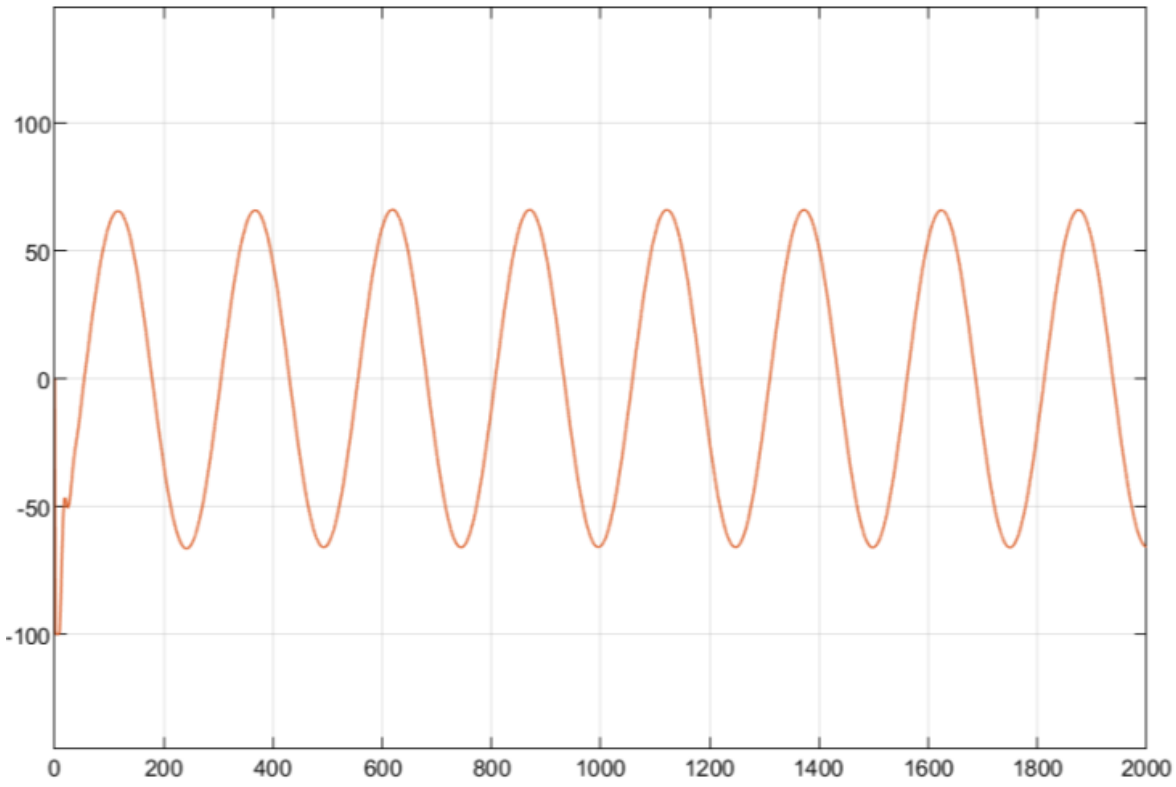
Gráfica 56. Escora por tanque (Fuente: Propia)

Debido a que se está trabajando en la zona de saturación, la escora producida por cada tanque no es suficiente para compensar la escora.

Anexo A9 Boya de Villano - Sisagasa

Se grafican los comportamientos de las válvulas, caudales, capacidades de tanques y escoras en el punto de estudio de Villano - Sisagas. Los valores obtenidos serán para las condiciones de ese mar, sin cambios en la posición del buque.

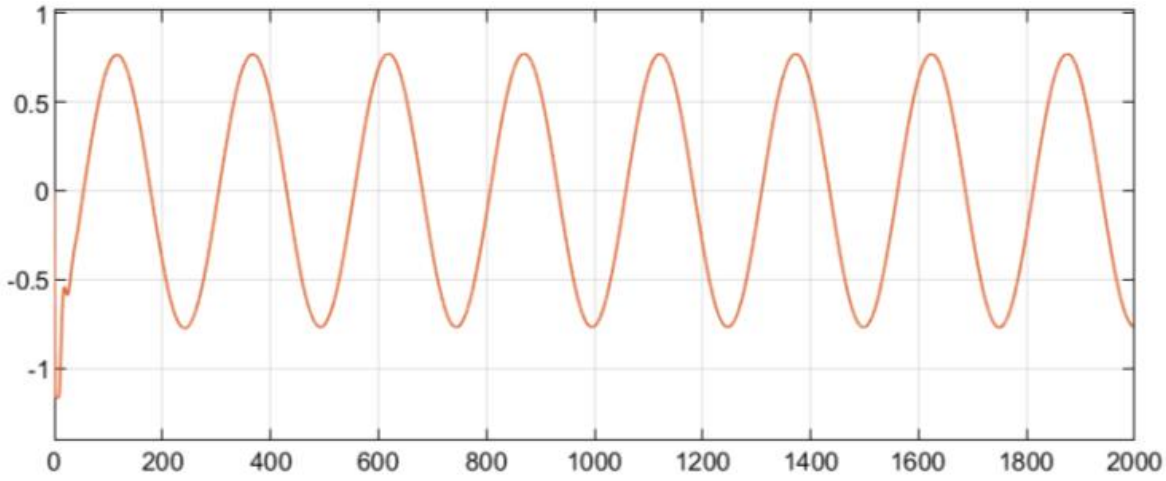
Las válvulas o válvula, suponiendo el conjunto de válvulas como una única para simplificar el estudio, describen el siguiente régimen de abertura.



Gráfica 57. Abertura válvula (Fuente: Propia)

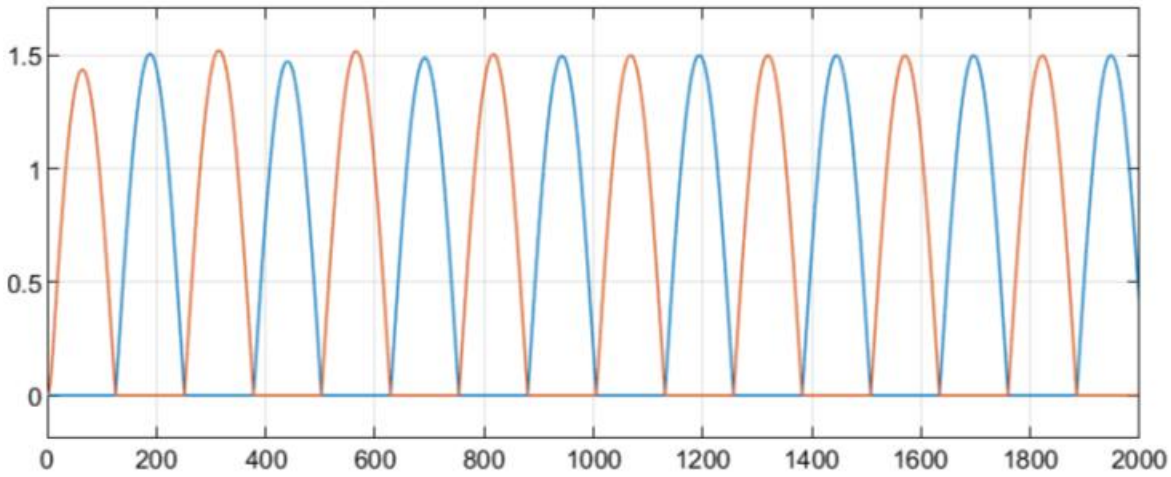
Se debe considerar, los valores negativos como abertura de válvula para llenados del otro costado.

De igual forma, analizando el caudal suministrado a los costados, describe el siguiente régimen. Considerando los valores negativos como vaciado del tanque.



Gráfica 58. Caudal (Fuente: Propia)

La última gráfica muestra la escora que aporta cada tanque al conjunto final.



Gráfica 59. Escora por tanque (Fuente: Propia)