



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Cálculo de coeficientes hidrodinámicos de UUVs mediante CFDs

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERIA EN TECNOLOGIAS INDUSTRIALES

Autor: José Antonio Ruiz Ruiz
Director: José Luis Aguirre Martínez

Cartagena, 29 de Noviembre de 2016



Universidad
Politécnica
de Cartagena

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS.....	4
INDICE DE TABLAS.....	5
1 INTRODUCCIÓN.....	7
1.1 Definición de ROV.....	10
1.2 Antecedentes.....	12
1.3 Objetivos.....	12
1.4 Metodología y fases del proyecto.....	13
2 ESTADO DEL ARTE.....	14
2.1 La información sobre ROV.....	14
2.2 Diseño de un ROV.....	14
2.3 Clasificación actual de los ROVs.....	15
2.4 Aplicaciones generales de un ROV.....	19
2.5 Los ROVs del futuro.....	20
3 DEFINICIÓN DE LOS COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS.....	22
3.1 Introducción.....	22
3.2 Consideraciones iniciales.....	22
3.3 Sistema de coordenadas, posicionamiento y cinemática.....	23
3.3.1 Sistemas de referencia.....	23
3.3.2 Ángulos de Euler.....	24
3.3.3 Cinemática.....	28
3.4 Ecuaciones Dinámicas del Movimiento.....	31
3.4.1 Ecuaciones del Movimiento de Translación.....	31
3.4.2 Ecuaciones del Movimiento de Rotación.....	33
3.4.3 Ecuaciones generales del Movimiento.....	35
3.5 Fuerzas Hidrostáticas y Momentos.....	37
3.6 Fuerzas Hidrodinámicas y Momentos.....	39
3.6.1 Consideraciones iniciales.....	39
3.6.2 Amortiguamiento Hidrodinámico.....	40
3.6.3 Masa añadida.....	42
3.6.4 Fuerzas y Momentos de Sustentación.....	44
4 FUNDAMENTO DEL ANÁLISIS POR CFD.....	48
4.1 Historia de los CFD.....	48
4.2 Herramientas existentes (Información general).....	49
4.2.1 Flujo potencial.....	49
4.2.2 Flujo viscoso.....	50
4.3 Utilización de los CFD.....	51
4.4 ¿Por qué su elección?.....	51

4.4.1 Ventajas.....	51
4.4.2 Inconvenientes.....	52
5 HERRAMIENTA UTILIZADA: SOLIDWORKS.....	53
5.1 Módulos.....	53
5.2 Capacidades.....	54
6 MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN PARA OBTENCIÓN DE COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS.....	57
6.1 Objetivos.....	57
6.2 Mallado.....	57
6.3 Regresión.....	59
7 RESULTADOS COMPARATIVOS PARA REMUS 100.....	61
7.1 Amortiguamiento de Avance.....	61
7.1.1 Movimiento de Avance.....	61
7.1.2 Movimiento de Deriva.....	63
7.1.3 Movimiento de Arfada.....	66
7.1.4 Movimiento de Balance.....	68
7.1.5 Movimiento de Cabeceo.....	70
7.1.6 Movimiento de Guiñada.....	71
7.2 Fuerzas y Momentos Cruzados.....	72
7.2.1 Simulaciones en el eje X e Y.....	72
7.2.2 Simulaciones en el eje X y Z.....	74
7.3 Resultados comparativos.....	76
8 SISTEMATIZACION DEL ANÁLISIS CON LAS HERRAMIENTAS USADAS.....	78
9 RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL ROV.....	85
9.1 Sistema de referencia y mallado.....	85
9.2 Amortiguamiento de Avance.....	86
9.2.1 Movimiento de Avance.....	86
9.2.2 Movimiento de Deriva.....	89
9.2.3 Movimiento de Arfada.....	92
9.2.4 Movimiento de Balance.....	94
9.2.5 Movimiento de Cabeceo.....	95
9.2.6 Movimiento de Guiñada.....	96
9.3 Fuerzas y Momentos Cruzados.....	97
9.3.1 Simulaciones en el eje X e Y.....	97
9.3.2 Simulaciones en el eje X y Z.....	99
10 CONCLUSIONES.....	102
10.1 Conclusiones.....	102
10.2 Desarrollos futuros.....	103
BIBLIOGRAFÍA.....	105

INDICE DE FIGURAS.

Figura 1: Explorador autónomo submarino	8
Figura 2: Spectrum ROV	11
Figura 3: Ejemplo UUV	11
Figura 4: Remus 100, AUV	11
Figura 5: LCROV	16
Figura 6: Small ROV	16
Figura 7: ROV de alta potencia eléctrica.	17
Figura 8: ROV Ultra Depp	18
Figura 9: ROV de oruga	19
Figura 10: Sistema de referencia con ángulos de rotación.	25
Figura 11: Transformación de coordenadas en el eje Z_0	26
Figura 12: Transformación de coordenadas en el eje Y_0	27
Figura 13: Transformación de coordenadas en el eje X_0	27
Figura 14: Ángulo de ataque efectivo del timón.	46
Figura 15: Ángulo de ataque efectivo de la aleta.....	46
Figura 16: Capacidades de Solidworks	56
Figura 17: Mallado desechado por malos resultados.	58
Figura 18: Mallado elegido para nuestras simulaciones.	58
Figura 19: Mallado desechado por demasiado tiempo de simulación.	59
Figura 20: Ejemplo del código de la regresión para el cálculo de los Coeficientes de amortiguamiento. .59	
Figura 21: Ejemplo de los resultados de la regresión del cálculo de los CFD.....	60
Figura 22: Ejemplo de representación de Velocidad frente a Fuerza.	60
Figura 23: Distribución de velocidades vehículo a 2.5 m/s.	61
Figura 24: Resistencia del Avance vehículo moviéndose en X.	62
Figura 25: Resistencia de Arfada vehículo moviéndose en X.....	62
Figura 26: Momento de Cabeceo vehículo moviéndose en X.....	63
Figura 27: Distribución de velocidades vehículo moviéndose a 1.5 m/s.	64
Figura 28: Resistencia de Deriva vehículo moviéndose en dirección Y.....	65
Figura 29: Momento de Balance vehículo moviéndose en dirección Y.	65
Figura 30: Momento de Guiñada vehículo moviéndose en dirección Y.	65
Figura 31: Distribución de velocidades vehículo a 2 m/s.	67
Figura 32: Resistencia de Arfada vehículo moviéndose en dirección Z.	67
Figura 33: Momento de Cabeceo vehículo moviéndose en dirección Z	68
Figura 34: Momento de Balance vehículo rotando en eje X.....	69
Figura 35: Momento de Cabeceo vehículo rotando en eje Y.....	70
Figura 36: Fuerza de Deriva vehículo rotando en eje Z.....	71
Figura 37: Momento de Guiñada vehículo rotando en eje Z.	72
Figura 38: Distribución de velocidades cruzadas en X e Y a 1m/s visto de perfil.	73
Figura 39: Distribución de velocidades cruzadas en X y Z a 1 m/s visto desde alzado.	75
Figura 40: Comparativa Coeficientes de Amortiguamiento.....	77
Figura 41: Comparativa Coeficientes Cruzados.....	77
Figura 42: Código del macro.....	78
Figura 43: Nombre del proyecto.	79
Figura 44: Sistema de unidades.	79
Figura 45: Tipo de análisis.	80
Figura 46: Características de la rotación.	80
Figura 47: Elección del fluido.	80

Figura 48: Condiciones de la pared.	81
Figura 49: Condiciones iniciales y ambientales.....	81
Figura 50: Objetivos a calcular.	82
Figura 51: Opciones de refinamiento del mallado.....	82
Figura 52: Solver (Cálculo de objetivos).....	83
Figura 53: Exportar los objetivos a Excel.....	83
Figura 54: ROV creado en el departamento.....	85
Figura 55: Mallado usado en simulaciones tipo 1.....	86
Figura 56: Mallado usado en simulaciones tipo 2.....	86
Figura 57: Distribución de velocidades ROV a 1m/s.	87
Figura 58: Resistencia del Avance ROV moviéndose en X.	88
Figura 59: Resistencia de Arfada ROV moviéndose en X.	88
Figura 60: Momento de Cabeceo ROV moviéndose en X.	88
Figura 61: Distribución de velocidades ROV moviéndose a 0,5 m/s.....	89
Figura 62: Resistencia de Deriva ROV moviéndose en dirección Y.	90
Figura 63: Momento de Balance ROV moviéndose en dirección Y.....	91
Figura 64: Momento de Guiñada ROV moviéndose en dirección Y.....	91
Figura 65: Distribución de velocidades ROV a 2m/s.	92
Figura 66: Resistencia de Arfada ROV moviéndose en dirección Z.....	93
Figura 67: Momento de Cabeceo ROV moviéndose en dirección Z.....	93
Figura 68: Momento de Balance vehículo rotando en eje X ROV.....	94
Figura 69: Momento de Cabeceo ROV rotando en eje Y.	95
Figura 70: Fuerza de Deriva ROV rotando en eje Z.	96
Figura 71: Momento de Guiñada ROV rotando en eje Z.....	97
Figura 72: Distribución de velocidades cruzadas en X e Y a 1m/s visto desde planta.	98
Figura 73: Distribución de velocidades cruzadas en X y Z a 1 m/s visto desde el alzado.	100

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Nomenclatura estándar AUV.....	23
Tabla 2: Resultados de Resistencia de Arrastre, Sustentación y Momento Cabeceo en avance X.....	61
Tabla 3: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en X en función de la Velocidad.	63
Tabla 4: Fuerza de Deriva y Momentos de Guiñada y Balance debido al movimiento axial en la dirección Y.....	64
Tabla 5: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Y en función de la Velocidad.	66
Tabla 6: Fuerza de Arfada y Momento de Cabeceo debido al movimiento axial en la dirección Z.	67
Tabla 7: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Z en función de la Velocidad.	68
Tabla 8: Momento de Balance debido al movimiento rotacional en la dirección X.	69
Tabla 9: Coeficientes debidos al Movimiento de Balance en X en función de la Velocidad.....	69
Tabla 10: Momento de Cabeceo debido al movimiento rotacional en la dirección Y.	70
Tabla 11: Coeficientes debidos al Movimiento de Cabeceo en Y en función de la Velocidad.....	70
Tabla 12: Fuerza de Deriva y Momento de Guiñada debido al movimiento rotacional en la dirección Z.	71
Tabla 13: Coeficientes debidos al Movimiento de Guiñada en Z en función de la Velocidad.	72
Tabla 14: Fuerza de Deriva y Momento de Guiñada con velocidades cruzadas X e Y.	73
Tabla 15: Coeficientes de Deriva y Guiñada en velocidad X.	74
Tabla 16: Coeficientes de Deriva y Guiñada cruzados del vehículo.	74
Tabla 17: Fuerza de Arfada y Momento de Cabeceo con velocidades cruzadas X e Z.	75
Tabla 18: Coeficientes de Arfada y Cabeceo cruzados del vehículo.	76
Tabla 19: Comparativa de coeficientes de amortiguamiento debido al movimiento axial.	76
Tabla 20: Comparativa de coeficientes cruzados del vehículo.	76

Tabla 21: Resultados de Resistencia Arrastre, Sustentación y Momento de Cabeceo en avance X ROV...	87
Tabla 22: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en X en función de la Velocidad ROV.	89
Tabla 23: Fuerza de Deriva y Momentos de Guiñada y Balance debido al movimiento axial en la dirección Y ROV.....	90
Tabla 24: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Y en función de la Velocidad ROV.	92
Tabla 25: Fuerza de Arfada y Momento de Cabeceo debido al movimiento axial en la dirección Z ROV. .	92
Tabla 26: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Z en función de la Velocidad.	94
Tabla 27: Momento de Balance debido al movimiento rotacional en la dirección X ROV.	94
Tabla 28: Coeficientes debidos al Movimiento de Balance en X en función de la Velocidad ROV.....	95
Tabla 29: Momento de Cabeceo debido al movimiento rotacional en la dirección Y ROV.	95
Tabla 30: Coeficientes debidos al Movimiento de Cabeceo en Y en función de la Velocidad ROV.....	96
Tabla 31: Fuerza de Deriva y Momento de Guiñada debido al movimiento rotacional en la dirección Z ROV.....	96
Tabla 32: Coeficientes debidos al Movimiento de Guiñada en Z en función de la Velocidad ROV.	97
Tabla 33: Fuerza de Deriva y Momento de Guiñada con velocidades cruzadas X e Y ROV.	98
Tabla 34: Coeficientes de Deriva y Guiñada en velocidad X ROV.	99
Tabla 35: Coeficientes de Deriva y Guiñada cruzados del ROV.	99
Tabla 36: Fuerza de Arfada y Momento de Cabeceo con velocidades cruzadas X e Z ROV.....	100
Tabla 37: Coeficientes de Arfada y Cabeceo cruzados del ROV.....	101

1 INTRODUCCIÓN.

El desarrollo tecnológico de vehículos autónomos, tanto aéreos como submarinos está sufriendo en los últimos años un crecimiento exponencial. Son de interés prioritario, ya que pueden realizar con los sistemas de navegación, control y de adquisición de información actuales, un elevado abanico de misiones de alto nivel, con un riesgo mínimo para la seguridad humana y un coste tremendamente reducido con respecto a otros sistemas convencionales.

Los métodos de análisis computacional están tomando gran relevancia en el diseño y desarrollo de este tipo de vehículos, debido a que pueden abaratar tremendamente los costes, frente a los métodos convencionales. Prueba en canales de experiencias hidrodinámicas y experimentación en aguas abiertas. Una de las técnicas que está siendo fruto de muchos estudios y desarrollo son los métodos de mecánica de fluidos computacional (en inglés, Computational Fluid Dynamics, CFD), ya que permiten estimar el comportamiento hidrodinámico del vehículo cuando se encuentra aún en la fase de diseño. Así, conociendo las formas, los apéndices, y algunas condiciones de contorno, permite optimizar y modificar estas formas sin la necesidad de construir un modelo físico.

La obtención de los coeficientes hidrodinámicos resulta de vital importancia, ya que con estos coeficientes se puede determinar la cinemática y dinámica del vehículo. Hasta el momento, la única forma de obtener el valor de estos coeficientes es mediante experimentos tanto en aguas abiertas como en canales de experiencia hidrodinámica. Estos métodos son caros ya que precisan de la construcción física del modelo. Por tanto, el uso de técnicas CFD se perfila como un método alternativo adecuado para la estimación de estos coeficientes.

El objetivo fundamental de este proyecto es obtener estos coeficientes de forma sistemática mediante el uso de CFD. Y comparar los resultados obtenidos con valores experimentales y empíricos de estos coeficientes para un vehículo ya conocido.

El concepto de un vehículo sumergible no es una idea nueva. El primer submarino estadounidense se llamó "Turtle". Fue construido en Saybrook en 1775 por David Bushnell y su hermano, Ezra. La tortuga tenía forma de huevo y estaba formada por maderas unidas por tirantes de hierro. Tortuga se balanceaba como un corcho con los vientos de superficie y mares a pesar de que se le introdujo plomo en la parte inferior. En este artilugio, una persona podría descender utilizando una válvula para admitir agua en el tanque de lastre y ascender con el uso de bombas para expulsar dicha agua. Dos tipos de aberturas de ventilación en la parte superior de la escotilla, se abren cuando salen a superficie y se cierra cuando hay agua. El suministro de aire era tan solo de 30 minutos. La primera prueba de la tortuga, se llevó a cabo en el puerto de Nueva York en 1776.

Hay diferentes tipos de vehículos submarinos. Un método para clasificar estos vehículos es como sistemas tripulados y no tripulados. En general son más conocidos los sistemas tripulados.

➤ Tripulados: Pueden ser descritos simplemente en dos sub-clases:

- Submarinos militares: Las marinas de guerra del mundo utilizan vehículos de diferentes clases para llevar a cabo sus misiones.

- Sumergibles no militares: los utilizados para apoyar las investigaciones submarinas y su evaluación.
- No tripulados: También se dividen en diferentes sub-clases:
- La más simple y más fácil de describir son los sumergibles que son remolcados detrás de un barco, actúan como plataformas para diversos sensores conectados al bastidor del vehículo.
 - Un segundo tipo de sistemas sumergible se denomina Vehículo Operado Remotamente (ROV). Un ROV tiene un cordón de sujeción al vehículo, los elementos de sujeción, alimentación y comunicación del ROV se controlan directamente por un operador remoto.
 - Un tercer tipo de sumergible es un vehículo no tripulado “sin ataduras” (UUV). Este vehículo no posee su propia capacidad de control a bordo, sino que está controlado por un operador remoto a través de algún tipo de enlace de comunicaciones.
 - Un AUV es un sistema submarino que contiene su propia capacidad de control de sí mismo durante el cumplimiento de una tarea predefinida. La distinción entre el AUV y UUV es que el AUV no requiere comunicación durante su misión, mientras que el UUV requiere cierto nivel de comunicación hasta que se complete la misión asignada.



Figura 1: Explorador autónomo submarino

Una breve historia cronológica del desarrollo de los AUVs, es necesaria para entender lo que ha sucedido durante las últimas décadas en relación con el desarrollo de AUVs.

- Antes de 1970: Aplicaciones especiales de los AUVs.

- Las investigaciones iniciales sobre la utilidad de los sistemas de AUV.

El desarrollo AUV se inició en la década de 1960. Algunos vehículos AUVs se construyeron principalmente para aplicaciones muy específicas de recopilación de datos. Son escasos los artículos publicados que describen estos procesos.

- Entre 1970 y 1980: Explorando el potencial de los AUVs.

- El desarrollo tecnológico, y construcción de algunos bancos de pruebas.

Durante la década de 1970, un gran número de bancos de pruebas se desarrollaron. La Universidad de Washington desarrolló las APL UARS y vehículos SPURV para recopilar datos de las regiones árticas. La Universidad de la Marina de New Hampshire Laboratorio de Ingeniería de Sistemas (actualmente el Instituto de Sistemas Subacuáticos) desarrolló el vehículo EAVE (un sistema abierto dentro del marco AUV) junto con un esfuerzo complementario llevado a cabo en las instalaciones de la Marina de los EE.UU, en San Diego. También en esta ocasión el Instituto de Tecnología Marina, la Academia Rusa de Ciencias (IMTP, RAS) comenzaron su programa de AUVs con el desarrollo de los vehículos SKAT, así como, el primer análisis profundo en los AUVs L1 y L2. También se fabricaron otros bancos de pruebas de AUVs, este fue un momento significativo de experimentación con la esperanza de definir el potencial de estos sistemas autónomos. Hubo algunos éxitos y muchos fracasos la visión obtenida para su desarrollo ha superado con creces a la tecnología existente para poder aplicar dicha visión. No obstante, fue un avance importante en el desarrollo de los AUVs.

- Entre 1980 y 1990: Experimentos con prototipos.

- Los avances de la tecnología para reforzar los esfuerzos de desarrollo.
- Prueba del concepto (POC) se desarrollan prototipos que son probados y usados.

En la década de 1980 hubo una serie de avances tecnológicos fuera del campo de los AUVs y que en gran medida afectaron al desarrollo de los AUVs. Los ordenadores pequeños de baja potencia ofrecen la posibilidad de implementar algoritmos complejos de guía y control en plataformas autónomas. Los avances en los sistemas de software y de ingeniería han permitido desarrollar sistemas complejos capaces de poner en práctica la visión de los diseñadores del sistema. A pesar de estos avances tecnológicos, se hizo evidente una serie de problemas en el desarrollo tecnológico, los cuales tuvieron que ser resueltos, si los AUVs se iban a convertir en sistemas operativos.

El desarrollo más importante en los EE.UU., son los programas de investigación que se iniciaron proporcionando una importante financiación para el desarrollo de prototipos de prueba. El programa más exitoso fue el esfuerzo en los laboratorios Draper que llevó al desarrollo de dos AUVs grandes para ser utilizados como bancos de prueba para una serie de programas de la marina de guerra.

Esta década fue de hecho el punto de inflexión para la tecnología de AUVs. Estaba claro que la tecnología evolucionaría en los sistemas operativos, pero no estaba tan claro en cuanto a las tareas que realizarían esos sistemas.

- Entre 1990 y 2000: Conducido hacia el objetivo del desarrollo tecnológico.
 - Más líneas de financiación para el desarrollo tecnológico.
 - Muchos AUVs desarrollados internacionalmente.

Durante esta década, los AUVs pasaron de ser un concepto en bancos de pruebas de los sistemas operativos, a la generación de la tarea para lograr los objetivos definidos. Un número de organizaciones de todo el mundo se comprometió al desarrollo de proyectos basados en diversas tareas operativas. Los usuarios potenciales aparecieron y ayudaron a definir sistemas de misión necesarios para lograr los objetivos de sus programas de recopilación de datos. En esta década también identificó nuevos paradigmas para los AUVs, tales como la utilización del sistema de muestreo Autónomo Oceanográfico (en inglés, Autonomous Oceanographic Sampling System, AOSN) y proporcionó los recursos necesarios para avanzar en su tecnología de cara a la comercialización.

- Entre 2000 y 2010: Expansión de los mercados comerciales.
 - Los primeros productos verdaderamente comerciales están disponibles.

Esta década supone un incremento en la utilización de la tecnología AUV para un gran número de tareas comerciales. Se desarrollan programas que empiezan a construir, operar y ganar dinero con este tipo de vehículos. Esta es la década donde la tecnología AUV se mueve desde el campo académico y de la investigación hacia un campo comercial en la industria naval. Aunque siguen habiendo problemas tecnológicos sin resolver. La viabilidad económica de la tecnología continúa sin estar del todo probada. Los vehículos necesitan ser probados en sus regímenes de operación para que la tecnología pueda continuar avanzando y la industria pueda alcanzar su potencial.

1.1 Definición de ROV.

Un ROV es un vehículo submarino no autónomo operado a distancia (en inglés, Remotely Operated Vehicle) que son controlados y alimentados desde la superficie por un operador/piloto a través de un cordón umbilical o usando el control remoto. También existen otros tipos de vehículos submarinos no tripulados como los UUV's y los AUV's. Los UUV's (en inglés, Unmanned Underwater Vehicle) están controlados por un operador remoto a través de algún tipo de enlace de comunicaciones y los AUV's (en inglés, Autonomous Underwater Vehicle) no necesitan de aportaciones de un operador.



Figura 2: Spectrum ROV

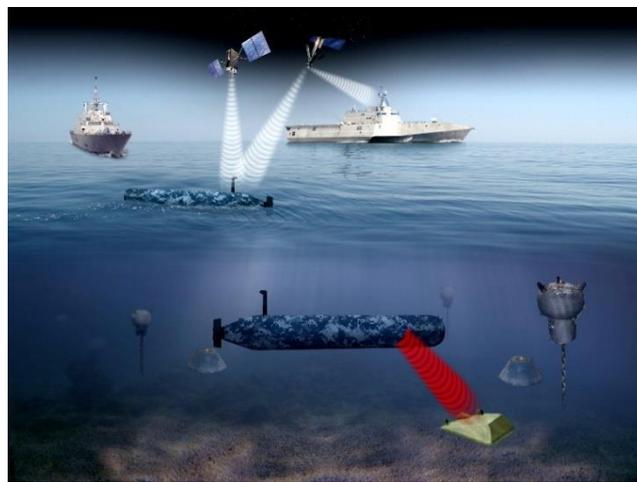


Figura 3: Ejemplo UUV



Figura 4: Remus 100, AUV

1.2 Antecedentes.

En el departamento de mecánica anteriormente se había estudiado el Remus 100 con el programa Tdyn en el proyecto de Antonio Pellicer. Se han calculado todos los coeficientes del amortiguamiento hidrodinámico y las fuerzas y momento de sustentación.

Estos resultados más los obtenidos de referencias bibliográficas nos sirven de guía para ver si nuestros resultados con un programa diferente son correctos o no.

En el proyecto de Jorge Juan Garcia, se utilizaron los coeficientes calculados para simular el comportamiento del vehículo Remus 100 con el programa MATLAB.

En este proyecto se va a comprobar los resultados con los obtenidos por los compañeros y después, se va a aplicar el método utilizado a un ROV diseñado en el departamento de mecánica.

1.3 Objetivos.

El objetivo principal del trabajo es el de desarrollar unos procedimientos que permitan estimar los coeficientes y fuerzas hidrodinámicas de los vehículos submarinos no tripulados (UUVs) de una forma sistemática mediante la herramienta informática SolidWorks con la librería Flow Simulation que es la necesaria para el análisis con CFDs.

Para la consecución de este objetivo será necesaria la consecución de los siguientes hitos u objetivos específicos:

- Investigación documental sobre los ensayos en canal necesarios para obtener cada uno de los coeficientes hidrodinámicos (CHs) de vehículos submarinos
- Diseño en SolidWorks de un vehículo del que se conocen mediante ensayos experimentales sus CHs.
- Diseño de los ensayos a realizar de forma simulada con la herramienta informática SolidWorks y su librería Flow Simulation para estimar cada uno de sus CHs del vehículo diseñado y validación de los resultados
- Estimación de los CHs para el ROV diseñado en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la UPCT.
- Sistematización de los ensayos simulados para la estimación de los CHs en vehículos similares.

El objetivo fundamental de este proyecto es obtener estos coeficientes mediante el uso de CFD. Y comparar los resultados obtenidos con valores experimentales y empíricos de estos coeficientes para un vehículo ya conocido.

1.4 Metodología y fases del proyecto.

El proyecto se divide en las 8 partes que se explican a continuación:

- Introducción: Explicación sobre los vehículos autónomos como el ROV, AUV y el UUV. Y una breve explicación sobre los objetivos del proyecto.
- Estado del arte: Una breve explicación sobre los ROVs actuales.
- Definición de los coeficientes hidrodinámicos: Se definirán teóricamente todos los coeficientes que se van a calcular.
- Fundamento del análisis por CFDs: Definición de CFD y sus características.
- Herramienta utilizada: Explicación general del programa Solidwork y su herramienta Flow Simulation.
- Modelización y simulación para obtención de coeficientes hidrodinámicos: Pasos de las simulaciones realizadas.
- Resultados comparativos para REMUS 100: Comparativa de los resultados obtenidos en el REMUS 100 con los resultados que hay en el departamento.
- Sistematización del análisis con las herramientas usadas: Planificar de una forma sencilla todas las simulaciones realizadas para poder usarlas en cualquier ensamblaje.
- Resultados obtenidos para el ROV: Se realizan los mismos cálculos y simulaciones realizadas anteriormente con el REMUS 100, pero ahora con el ROV.
- Conclusiones y desarrollos futuros.

2 ESTADO DEL ARTE.

2.1 La información sobre ROV.

Un ROV (Remote Operated Vehicle) en español vehículo operado a distancia, es un robot submarino no tripulado y conectado a un barco en la superficie por medio de un cable. La energía que recibe el ROV y las órdenes, se envían mediante un cordón umbilical o cable umbilical. Las órdenes son dadas desde un centro de control (el cual puede ser desde una habitación con los ordenadores que controlan al ROV hasta una persona con un mando de control, esto depende del tamaño y el instrumental del que disponga el ROV) ROV en el caso de grandes ROVs, de esta manera no se expone a los trabajadores a ambientes peligrosos ni a limitaciones por falta de oxígeno y descompresiones que tengan que realizar antes de llegar a la superficie.

A través del cable umbilical se transmite toda la información que el ROV recoge como las fotografías que va haciendo, el estado del propio ROV u otros datos, y los envía al centro de control que hay en el barco que dirige el ROV desde la superficie.

Los ROVs pueden llevar una gran variedad de brazos para realizar trabajos en las profundidades, cámaras de video para ver al instante lo que hay en el fondo del mar, o simplemente una cámara fotográfica con el fin de captar las imágenes del fondo del mar.

El cable del ROV presenta ventajas e inconvenientes. Las ventajas es que es posible transmitir al ROV fácilmente la energía y los datos, y los inconvenientes es que el propio peso del cable requiere una gran cantidad de energía para moverlo. Los cordones umbilicales pueden llegar a ser de una alta resistencia, lo que hace que el propio cable pueda tirar del ROV y de esta forma que el ROV pueda llevar a cabo tareas de recuperación de objetos pesados. También hay cables que pueden ser flexibles o ser muy rígidos, esta diferencia es muy importante ya que un cable rígido y recto permitirá al ROV no moverse de su puesto de trabajo con tanta facilidad mientras que un cable flexible le dará mucha más maniobrabilidad pero será más fácil que este se mueva.

2.2 Diseño de un ROV.

La etapa de diseño es aquella en la cual se realiza un boceto de lo que comprenderá la solución final al problema. En esta etapa, el desarrollador se nutre del conocimiento adquirido en la etapa anterior para aproximarse a su solución mediante el uso de las técnicas, librerías y metodologías estudiadas. Además de ello, el estudio de soluciones propuestas a problemas similares permite al desarrollador anticipar los posibles problemas o dificultades a las que se va a enfrentar.

El diseño de la solución comprende gran parte del proyecto, puesto que consiste en la etapa previa a la implementación. En la metodología de desarrollo tradicional, cualquier error en el diseño de la solución que se detecte en la etapa de implementación puede tener serias consecuencias en cuanto al coste temporal y económico del proyecto. Normalmente el diseño se divide en las siguientes sub-etapas:

- Diseño de la arquitectura del sistema: El diseño de la arquitectura comprende definir los diferentes elementos que conforman y las relaciones que existen entre ellos. Con respecto a los elementos que comprenden la arquitectura se requiere definir el funcionamiento interno de cada uno de estos elementos, y con respecto a las relaciones habrá que determinar cómo y con quién se interconecta cada uno de los elementos.
- Diseño del sistema de comunicación: El establecimiento de relaciones entre los elementos de la arquitectura implica que debe existir algún mecanismo de comunicación.
- Diseño del sistema de log: Es necesario determinar cómo se realizará el registro de la información del sistema. Para ello se diseñará una solución que puede consistir en la utilización de herramientas existentes o puede consistir en una nueva implementación basada en ellas.
- Diseño de la interfaz de usuario: Como último elemento clave del sistema, será requisito indispensable diseñar una interfaz de usuario que permita el acceso a la información de forma intuitiva y lógica, así como el total control sobre los diferentes elementos actuadores del vehículo. Esta interfaz de usuario deberá adaptarse a la arquitectura del sistema y utilizar el sistema de comunicación diseñado.

2.3 Clasificación actual de los ROVs.

Dentro de los ROVs nos encontramos con varias clasificaciones, en este apartado citaremos unas cuantas de ellas así, como los diferentes grupos por los cuales están compuestas dichas clasificaciones.

Según la profundidad a la que operan en función al lecho marino:

- ROVs de buceo libre conexión con cable. Estos ROVs pueden operar con 6 grados de libertad.
- ROVs remolcados de fondo y de media profundidad.
- ROVs de arrastre profundo.

Según si tienen baterías o no:

- ROVs sin baterías alimentados desde la superficie mediante el cable.
- ROVs con baterías y con cable, esto sirve en el caso de que el cable por el motivo que sea se rompa se pueda conducir al ROV hacia la superficie y de esta forma se pueda recuperar fácilmente.
- AUV a pesar de no ser un ROV propiamente dicho podríamos decir que es un ROV pero sin ningún tipo de cable, es decir un vehículo autónomo como bien dicen sus siglas.

Según el peso o la potencia de estos:

- LCROV (*Low cost small electric ROV*): Son ROVs con una potencia inferior a 5 HP y con un peso que ronda los 3 Kg, suelen tener una limitación de inmersión de 100 metros y suelen utilizarse para entrar en sitios donde un buzo no podría entrar físicamente a causa de ser un lugar muy pequeño, por lo que estos ROVs suelen emplearse en pequeñas tuberías o cavidades para realizar inspecciones o para investigar cuevas de

pequeños diámetros. Su sistema es completamente eléctrico. Además su coste es muy reducido en comparación con ROVs de gamas superiores dada su baja potencia y sencillez pero tienen como desventaja a la vez que son muy sencillos y no permiten realizar reparaciones ya que la mayoría no están dotados de brazos. Su precio ronda entre los 10.000 y los 100.000 dólares.



Quest LCROV

Figura 5: LCROV

- Small ROV: Son ROVs con una potencia alrededor de 10 HP y un peso alrededor de los 15 Kg estos ROVs pueden sumergirse hasta una profundidad máxima de 300 metros, siguen siendo ROVs de observación solamente, por lo que siguen sin poder realizar tareas de reparación. Su sistema es completamente eléctrico, y sus dimensiones no son muy grandes con lo que una persona desde un bote podría usar uno, por lo que son fácilmente transportables.



Figura 6: Small ROV

- Gama media: Son ROVs con una potencia de menos de 100 HP, estos ROVs pueden llegar a sumergirse hasta los 2000 metros y son la gama más baja, la cual aparte de observar es capaz de realizar tareas de trabajo tanto si se trata de trabajo medio o pesado. Este ROV ya no está únicamente compuesto por un sistema eléctrico sino que posee un sistema mixto electro-hidráulico. Su peso oscila entre los 1.000 y los 2.200 Kg. Suelen estar dotados de un brazo único con tres dedos aunque la gama más alta de esta clase está dotado con dos brazos. Son capaces de cargar pesos de entre 100 y 200 Kg. Son capaces de realizar una fuerza de 450 Kg. Esta clase de ROVs son los más utilizados en el mercado, además tienen un sistema llamado "eye ball", el cual es un sistema que sirve para vigilar a los buceadores en sus operaciones de trabajo o para llevar a cabo inspecciones rutinarias. Tienen la ventaja de que están preparados para

realizar trabajos con corrientes muy fuertes por lo que son ideales para realizar trabajos en condiciones peligrosas.

- Alta capacidad eléctrica: son los ROVs más potentes con dotación sólo eléctrica su HP máximo es de 20, son ROVs empleados para la observación, investigación o inspección, o para realizar trabajos ligeros. Suelen estar dotados de un brazo. Su precio ronda los 500.000 dólares. Suelen tener una capacidad máxima de inmersión de 3.000 metros de profundidad aunque se han llegado a construir algunos con una capacidad de inmersión de 7.000 metros. Estos ROVs tienen como ventajas que al ser únicamente eléctricos tienen un consumo mucho más reducido, pueden tener la capacidad de llevar un sónar, también tienen un funcionamiento mucho más silencioso ya que tienen hélices con toberas o *thrusters* por lo que son muy utilizados por los militares y centros de investigación científica.



Figura 7: ROV de alta potencia eléctrica.

- De clase de trabajo: son ROVs de una potencia de 300 o menos HP, su circuito es combinado es decir es eléctrico e hidráulico. Pueden llegar a sumergirse a una profundidad de hasta 3.500 metros y están preparados para realizar trabajos muy pesados, pueden llegar a realizar una fuerza de hasta 5.000 Kg. El peso de estos ROVs oscila entre 2.000 y 6.500 Kg, sin contar las herramientas de trabajo que se le instalen a este. Estos ROVs suelen ser utilizados sobre todo por las industrias, como por ejemplo la petrolera para realizar el mantenimiento de las instalaciones. En estos ROVs destaca el grosor del cable umbilical que conecta con el barco, ya que al pesar mucho el ROV y requerir mucha potencia, éste debe ser más grueso para dar más potencia al ROV y para que los esfuerzos producidos no rompan el cable.
- Ultra Depp: Estos ROVs pueden ser completamente eléctricos o ser eléctricos e hidráulicos, en el caso de que sean completamente eléctricos su potencia no suele superar los 25 HP, de esta manera el cordón umbilical es más delgado. En este caso son ROVs de observación e investigación y suelen ser utilizados sobre todo por los biólogos marinos, para observar la vida en las profundidades durante largos periodos de tiempo. En el caso de que el ROV sea eléctrico e hidráulico, la potencia de éste suele ser de unos 120 HP y es utilizado para misiones de búsqueda, salvamento y recuperación, en este caso están preparados para realizar trabajos pesados y suelen ser utilizados por los ejércitos para misiones de recuperación.

Esta clase de ROVs están preparados para poderse sumergir a un mínimo de 3.000 metros, aunque actualmente la gran mayoría de ellos puede sumergirse mucho más, y

algunos pueden llegar a los 10.900 metros, una profundidad que sólo se encuentra en las Fosas Marianas.



Figura 8: ROV Ultra Depp

- De arrastre: Estos ROVs se caracterizan por ser extremadamente pesados, tan pesados que su método de uso es lanzarlo al agua e ir dejando cable hasta llegar a la profundidad deseada para que éste trabaje, ya que ninguna hélice vertical podría hacerlo ascender o descender por sí sola, esto significa que el cable ha de aguantar altos esfuerzos por lo que ha de ser muy resistente. Debido a esto los cables suelen estar formados por acero o Kevlar a parte del cable que sirve para recibir información. Muchos de estos ROVs están preparados para recopilar datos oceanográficos muy exactos por lo que llevan un alto número de sensores, transmisores y máquinas para recoger todos estos datos.

Este tipo de ROV, también está preparado para localizar cables o tuberías en el fondo del mar y desenterrarlas o para enterrar dichas tuberías en el fondo del mar, por lo que requieren de mucha fuerza. Estos ROVs suelen estar dotados con una cesta ya sea delante o atrás para poder transportar los objetos pesados. También suelen llevar detectores de metal para encontrar donde están exactamente las tuberías o los objetos a recoger o desenterrar.

- ROVs de oruga y arado: Los ROVs de oruga son ROVs los cuales tienen ruedas, de oruga o algún sistema similar; su principal uso es para el tendido de cables, para enterrarlos o para abrir y cerrar zanjas. Por lo que deben estar dotados de una de las siguientes cuatro herramientas: wáter jets (chorros de agua), una zanjadora de cadena, una rueda zanjadora o un arado. Estos ROVs pueden estar mandados desde el cable o desde una estación a bordo del ROV. Estos ROVs también son útiles para preparar las zanjas de las tuberías u operaciones de dragado. Estos tipos de ROV son los más pesados de todos, los más pesados son los de arado. Los ROVs de arado pueden llegar a pesar 80 toneladas, son capaces de generar una fuerza de arrastre de 250 toneladas pudiendo trabajar hasta profundidades de 1.500 metros. Este tipo de ROVs son muy necesarios para enterrar los cables y que éstos tengan menos probabilidades de ser dañados, ya que la pesca en aguas profundas daña los cables.



Figura 9: ROV de oruga

2.4 Aplicaciones generales de un ROV.

Actualmente como los ROVs tienen una amplia gama de dimensiones; potencia; profundidad máxima hasta la que pueden llegar; y coste, son utilizados para una gran variedad de misiones. En este apartado nos centraremos en mostrar los campos más comunes en los se puede utilizar un ROV.

- Operaciones militares:
 - De recuperación de objetos.
 - De espionaje.
 - De detección de minas submarinas.
 - Demolición de minas submarinas.

- Inspección:
 - De presas.
 - De plataformas petrolíferas.
 - De tuberías.
 - De barcos.
 - Otros.

- Vigilancia en puertos.

- De salvamento:
 - Salvamento de personas atrapadas en vehículos sumergibles o estaciones submarinas.
 - Recuperación de cuerpos.

- Recuperación de objetos.

- Búsqueda de tesoros.

- Científicas:
 - Estudio de la fauna y flora submarina.
 - Análisis de las aguas.

➤ De trabajo:

- Colocar tuberías.
- Cavar zanjas.

- Realizar operaciones de perforación. Los ROVs que realizan éstas operaciones tienen cámaras que se pueden mover para ver cómo se está realizando la perforación.
- Colocar cables de comunicación.
- Enterrar cables o tuberías de petróleo.
- Remolcar tuberías para su extracción.
- Construcción bajo el agua.

2.5 Los ROVs del futuro.

A pesar de que el primer ROV que se creó no tiene 60 años, el desarrollo y mejoras de éstos, ha sufrido unos grandes cambios, a pesar de que el interés por ellos no es muy elevado ya que hay pocos de ellos. Bajo mi opinión, se pueden realizar muchas mejoras pero casi todas ellas irán en función de la evolución tecnológica. La ventaja de los ROVs es que combinan muchos tipos de tecnologías por lo que continuamente pueden ser mejorados. Pero bajo mi punto de vista el salto más importante que puede hacer el ROV a un corto o medio plazo es el poder desprenderse del cable umbilical. Si esto fuera posible, es decir si el ROV se convirtiera en AUV, pero pudiendo realizar las mismas tareas que actualmente, esto sería un gran salto en el campo de los ROVs.

Un ejemplo de que los AUV son el futuro es que ya que se usaron en la guerra del golfo para la detección de minas, se les programó para que detectaran minas y objetos en el fondo, y posteriormente se enviaron buzos y otros vehículos para determinar si hacía falta destruir esos objetos.

Un salto menos importante que se puede realizar en los ROV es el de estandarizar los ROV, ya que a causa de que el mercado es muy pequeño, los fabricantes no siguen estándares comunes, lo cual dificulta mucho comparar la calidad precio de un ROV de una marca con otro de otra. Además el hecho de que no haya estándares hace que no puedas muchas veces poner piezas de un ROV a otro ya que el método de transmisión de la información y de la energía suele variar o tienen una tecnología diferente.

Otro gran salto que posiblemente acabarán dando los ROV al igual que el resto de robots, es el de poder decidir ellos mismos y tomar decisiones. Esto actualmente no se puede hacer, sobre todo en campos militares o que un error pueda generar altas pérdidas. Por ejemplo en el caso de que un avión de ataque no tripulado atacara a un avión de pasajeros. Pero con el tiempo la inteligencia artificial avanzará lo suficiente como para que el robot no sea controlado por nadie y por lo tanto opere bajo los criterios que él considere (los cuales habrán sido establecidos por un humano).

Por lo que el futuro en global, es dotar de una mayor inteligencia y convertir al ROV en un AUV de tal manera que por ejemplo no haga falta enviar a buzos a determinar si es una mina o no, sino dotar al AUV de la inteligencia suficiente como para saberlo distinguir y eliminar el

objetivo. Aunque también en este caso se entra en la polémica de decidir si es o no moral esto. Ya que la máquina es en sí eso, una máquina por lo que será muy “fría” y solamente se guiará por datos. Por ahora el hombre está dentro del círculo de decisiones pero puede que más adelante no lo esté y los vehículos piensen ellos solos sin necesidad de que el hombre tome ninguna decisión.

3 DEFINICIÓN DE LOS COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS.

3.1 Introducción.

La modelación matemática del comportamiento dinámico de vehículos submarinos no tripulados es un área ampliamente investigada y la información no clasificada está disponible a través de Internet y de otras fuentes de publicaciones escritas.

Sin embargo, existe gran confusión, aun en la actualidad, en los términos asociados a las fuerzas que actúan sobre los UUV's, principalmente de tipo hidrodinámico. Como ya se dijo uno de los objetivos de este proyecto es explicar cómo se pueden obtener estos coeficientes mediante el uso de CFD, pero antes de explicar cómo se pueden obtener hay que comprender qué son y cómo se definen estos coeficientes, para después saber cómo se deben desarrollar las maniobras en el software.

Por lo que en este capítulo se analiza el movimiento de un AUV sumergido en sus 6 grados de libertad, obteniendo las ecuaciones que definen el movimiento de este vehículo.

3.2 Consideraciones iniciales.

Se van a considerar las siguientes consideraciones iniciales:

- El vehículo se comporta como un cuerpo rígido. Lo que elimina la consideración de fuerzas que actúan sobre los elementos individuales de masa.
- La rotación de la Tierra es despreciable en cuanto a componentes de la aceleración del centro de masa se refiere. Lo que elimina las fuerzas debidas al movimiento de la Tierras (aceleración de Coriolis).
- No se consideran corrientes subacuáticas, es decir, se considera que el vehículo navega en un mar completamente en calma.

Las principales fuerzas que actúan sobre el vehículo son de origen inercial, gravitacional, hidrostáticas e hidrodinámicas. Estas fuerzas principalmente se combinan para constituir el comportamiento hidrodinámico del cuerpo.

El estudio de la dinámica se puede dividir en dos partes: la cinemática, que sólo trata los aspectos geométricos del movimiento, y la dinámica, que es el análisis de las fuerzas que provocan el movimiento.

El capítulo comienza con una descripción de los sistemas de coordenadas, la cinemática y las relaciones dinámicas utilizadas en el modelado de un vehículo que se mueve en el espacio libre.

También se representa la hidrodinámica básica. Esta discusión desarrolla la base de la fuerza de diversas expresiones y momentos representando la interacción del vehículo con su entorno fluido.

Con las fuerzas hidrodinámicas, las fuerzas de control y sus momentos se analiza completamente las seis ecuaciones del movimiento que se forman.

3.3 Sistema de coordenadas, posicionamiento y cinemática.

Es necesario analizar el movimiento de un vehículo autónomo submarino no tripulado con seis grados de libertad para determinar su posición y orientación en el espacio tridimensional y en el tiempo.

Las tres primeras coordenadas independientes (x, y, z) determinan la posición y el movimiento de traslación a lo largo de X, Y, Z ; los tres restantes (θ, Φ, Ψ), son para la orientación y el movimiento de rotación en el sistema Global.

Convencionalmente en terminología naval a estas componentes se le llama: avance, deriva, arfada, balanceo, cabeceo y guiñada, respectivamente.

Obviamente la posición, orientación y movimiento de rotación de un cuerpo rígido (un cuerpo en el que la posición relativa de todos sus puntos es constante) puede ser descrito con respecto a una posición de referencia. Para este fin, un conjunto de ejes de coordenadas ortogonales se eligen y se supone que se conecta rígidamente al origen arbitrario del cuerpo para construir el sistema de referencia.

De manera similar, las fuerzas y momentos que actúan sobre el vehículo lo hacen de la misma forma.

Hay que tener en cuenta que el convenio utilizado en los UUVs, la dirección “x” positiva se toma hacia adelante, la dirección “y” positiva se toma hacia la derecha, la dirección “z” positiva se toma hacia abajo, y la regla de la mano derecha se aplica a los ángulos de rotación.

Grados de Libertad	Movimientos	Fuerzas y Momentos	Velocidades lineales y angulares	Posiciones y ángulos de Euler
1	Avance	X	U	x
2	Deriva	Y	V	y
3	Arfada	Z	W	z
4	Balance	K	P	\emptyset
5	Cabeceo	M	Q	θ
6	Guiñada	N	R	ψ

Tabla 1: Nomenclatura estándar AUV.

3.3.1 Sistemas de referencia.

Como se mencionó anteriormente, las posiciones y los ángulos requeridos son muy importantes para describir claramente los sistemas de referencia con el fin de entender las ecuaciones cinemáticas del movimiento. Hay dos sistemas de referencia ortogonales; el

primero es el sistema fijo X Y Z Tierra (Sistema Global) se define con respecto a la superficie de la tierra.

El Sistema Global de coordenadas que se utiliza en este proyecto se define con los tres ejes ortogonales, colocados en el centro de masa. En este proyecto el Sistema Global será también el Sistema Local. Estos ejes están alineados con las direcciones Norte, Este y Abajo. Se establece un sistema de referencia con vectores unitarios $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$.

Ignorando la tasa de rotación de la Tierra en comparación con las velocidades angulares producidas por el movimiento del vehículo, se puede decir que las coordenadas XYZ son un sistema de referencia inercial en el que las leyes del movimiento de Newton son válidas.

La posición de un vehículo en este sistema de referencia tendrá el siguiente vector:

$$r_o = [X\vec{i} + Y\vec{j} + Z\vec{k}]$$

3.3.2 Ángulos de Euler.

Cuando queremos cambiar de un sistema de coordenadas cartesianas a otro, se realizan tres rotaciones sucesivas. Según el teorema de rotación de Euler, una rotación arbitraria puede ser descrita por sólo tres parámetros. Esto significa que para dar a un objeto una orientación específica tiene que ser sometido a una secuencia de tres rotaciones descritas por los ángulos de Euler. Como resultado, la matriz de rotación se puede descomponer como un producto de tres rotaciones elementales.

Aunque el comportamiento de un vehículo puede ser descrito por varios métodos en un sistema de referencia fijo, el método más común es el método de Euler, que es el utilizado en este caso. Este método representa la orientación espacial de cualquier objeto del espacio como una composición de rotaciones desde un sistema de referencia.

El sistema de referencia Global dentro de la teoría de Euler define los ángulos de balance (ϕ), cabeceo (θ) y guiñada (ψ) los cuales requieren implícitamente que estas rotaciones se realicen en orden.

Para el "balanceo, cabeceo, guiñada" (Sistema Global), una transformación hacia adelante se realiza empleando una magnitud vectorial que originalmente hace referencia al sistema de referencia local. Entonces, a través de una secuencia de tres rotaciones se transforma en un sistema de referencia global.

Para iniciar la transformación, comenzar por definir una rotación ψ , como una rotación sobre el eje Z, a continuación definimos una posterior rotación θ , sobre el eje Y, seguido de una rotación ϕ , sobre el eje X, siendo todas las rotaciones positivas sobre los ejes en sentido anti-horario. La triple transformación rotacional en términos de estos tres ángulos es suficiente para describir la orientación angular del vehículo.

La rotación y velocidad angular del sistema de referencia local se pueden ver en la siguiente figura.

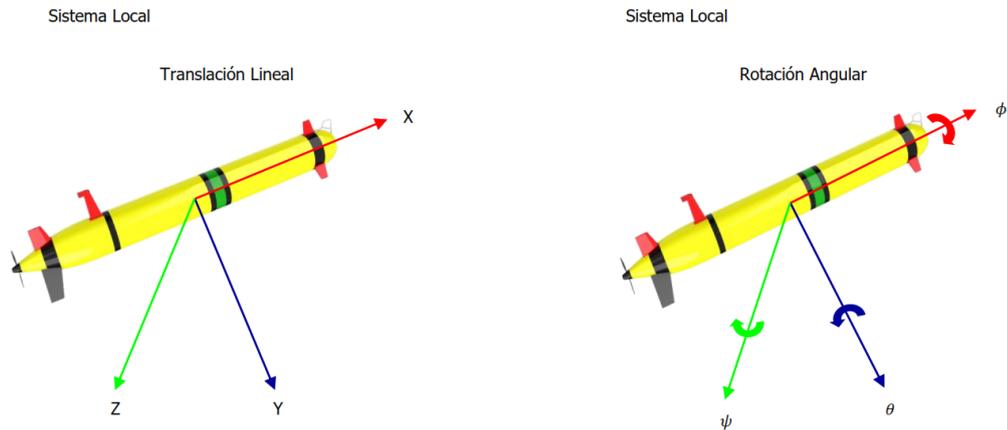


Figura 10: Sistema de referencia con ángulos de rotación.

Como ejemplo, cualquier vector de posición, r_0 , en un sistema de referencia global viene dado por $r_0 = [X_0, Y_0, Z_0]$, que tendrá coordenadas diferentes cuando se produce una rotación del ángulo ϕ , sobre el eje x_0 en el sistema local.

Si la nueva posición se define mediante: $r_1 = [X_1, Y_1, Z_1]$, se puede observar que el vector de coordenadas en el nuevo sistema de referencia puede ser escrito con las coordenadas del sistema de referencia anterior como:

$$Y_1 = Y_0 \cos \phi + Z_0 \sin \phi$$

$$Z_1 = -Y_0 \sin \phi + Z_0 \cos \phi$$

Cuando $Z_1 = Z_0$. Esta relación puede expresarse en forma de matriz, mediante la matriz de rotación.

$$r_1 = [R]^{-1}_{x_0, \phi} r_0$$

Donde la rotación $[R]$ es una matriz ortogonal y su inversa es igual a su transpuesta.

$$[R]^T = [R]^{-1}$$

La multiplicación de esta matriz de rotación por cualquier vector r_0 , da como resultado componentes del mismo vector en el sistema de referencia girado. A continuación se va a desarrollar las matrices de rotación en cada eje, empezamos por el plano XY, o lo que es lo mismo por la matriz de rotación en el eje Z_0 :

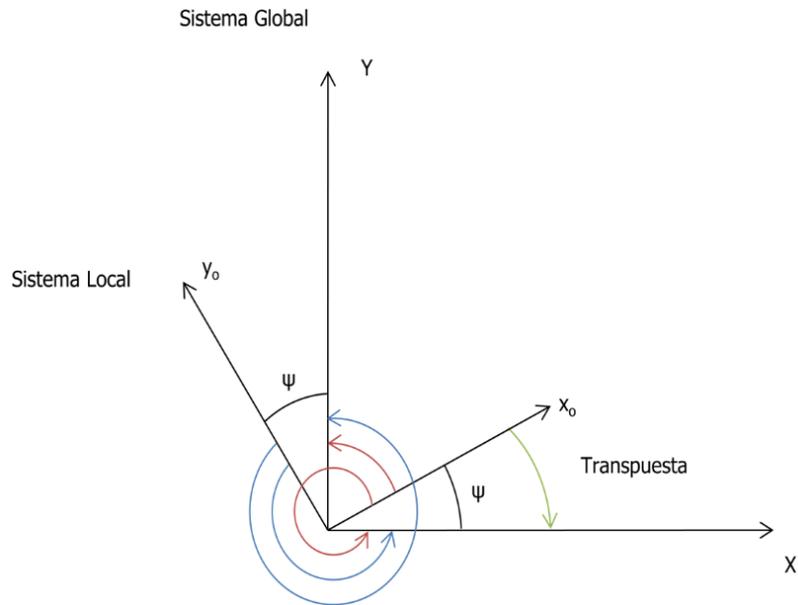


Figura 11: Transformación de coordenadas en el eje Z₀

Tomando sentido anti-horario positivo, realizamos las rotaciones del sistema local al global, simbolizadas en rojo las del eje x₀ (Local), y en azul las del eje y₀ (Local). Una vez realizados los cuatro giros tenemos que la matriz de rotación es igual a:

$$R_{Z_0, \psi} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \cos(90 + \psi) & 0 \\ \cos(90 - \psi) & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Donde el término $\cos \psi$ de la matriz corresponde a la rotación del eje x₀ (Local), al X(Global), el término $\sin \psi$ corresponde a la rotación del eje x₀ (Local), al Y(Global), el término $-\sin \psi$ corresponde a la rotación del eje y₀ (Local), al X(Global), y el término $\cos \psi$ corresponde a la rotación del eje y₀ (Local), al Y(Global).

Para referenciar las coordenadas del Sistema Local sobre el Global se gira el sistema Local en sentido horario sobre el sistema Global contrario al definido para la rotación de nuestros ángulos, por lo tanto hay que realizar la transpuesta a la matriz de rotación, obteniendo así nuestra auténtica matriz de rotación en coordenadas Globales:

$$R_{Z_0, \psi}^T = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Análogamente tenemos la matriz de rotación en el eje Y:

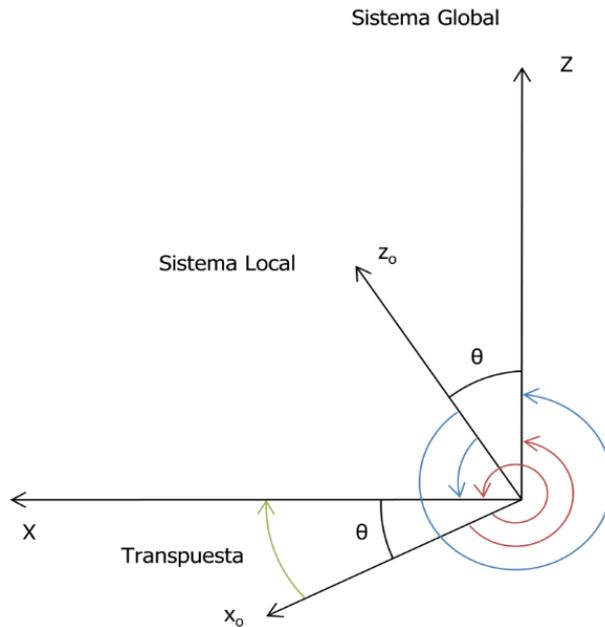


Figura 12: Transformación de coordenadas en el eje Y_0

$$R_{y_0, \theta} = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \cos (90 + \theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos (90 - \theta) & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix}$$

Su transpuesta viene dada por:

$$R_{y_0, \psi}^T = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix}$$

Finalmente la matriz de rotación del eje X:

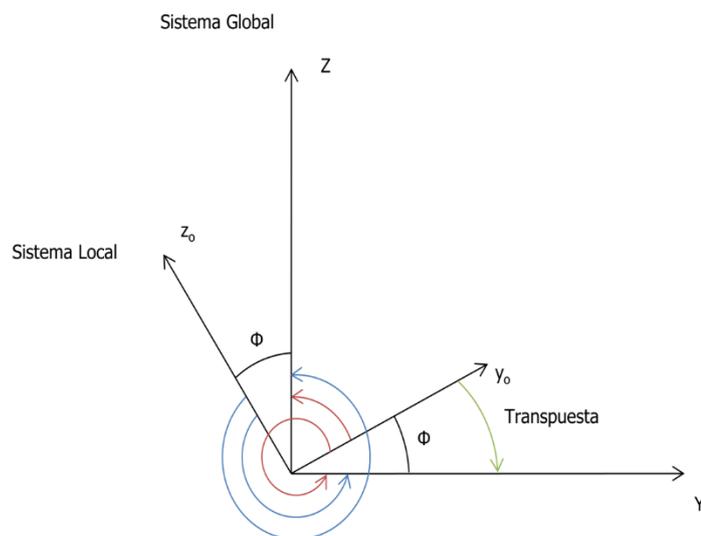


Figura 13: Transformación de coordenadas en el eje X_0

$$R_{x_0, \theta} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & \cos(90 - \phi) \\ 0 & \cos(90 + \phi) & \cos \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \\ 0 & -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix}$$

Su transpuesta viene dada por:

$$R_{x_0, \psi}^T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix}$$

Continuando con la serie de los resultados de las rotaciones, la rotación total viene dada por:

$$[R] = [R]_{z_0, \psi} [R]_{y_0, \theta}^T [R]_{x_0, \phi}^T$$

Si desarrollamos la ecuación anterior, quedará:

$$[R] = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix}$$

Si multiplicamos las matrices de la ecuación anterior, obtenemos [R] de la siguiente forma:

$$[R] = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & \cos \psi \sin \theta \sin \phi - \sin \psi \cos \phi & \cos \psi \sin \theta \cos \phi + \sin \psi \sin \phi \\ \sin \psi \cos \theta & \sin \psi \sin \theta \sin \phi + \cos \psi \cos \phi & \sin \psi \sin \theta \cos \phi - \cos \psi \sin \phi \\ -\sin \theta & \cos \theta \sin \phi & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix}$$

Se puede decir que cualquier vector de posición bajo un sistema de referencia rotado se puede expresar en términos de las coordenadas del sistema de referencia original, teniendo en cuenta que $[R] = [R]^{-1}$ podemos escribirlo de las dos maneras, de local a global o viceversa:

$$r_{v'j'k'} = [R]^{-1} r_{ijk} \quad \text{ó} \quad r_{v'j'k'} = [R]^T r_{ijk}$$

$$r_{ijk} = [R]^{-1} r_{v'j'k'} \quad \text{ó} \quad r_{ijk} = [R]^T r_{v'j'k'}$$

3.3.3 Cinemática.

La cinemática define el movimiento de un objeto sin tener en cuenta la masa y las fuerzas externas que actúan sobre el objeto durante su movimiento. Por lo tanto las velocidades lineal y angular del objeto se tienen en cuenta en la cinemática. Como se ha mencionado en el punto anterior, las velocidades lineal y angular se expresan bajo un sistema de coordenadas o de referencia fijo.

Como en nuestro caso el sistema de referencia que tenemos es el centro de masas y a la vez es el sistema de referencia global, las velocidades de nuestro sistema son las que le hemos medido en la simulación. Pero nosotros vamos a explicar la transformación de la velocidad lineal

y angular, así como la aceleración que sufre el cuerpo desde el sistema de referencia local hasta el sistema de referencia global, si no coincidieran.

Nosotros vamos a analizar cómo sería la transformación de la velocidad lineal y angular, así como la aceleración que sufre el cuerpo desde el sistema de referencia local hasta el sistema de referencia global.

Un vector velocidad bajo el sistema de referencia global puede ser escrito como,

$$\dot{r} = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix}$$

Estos tres componentes del sistema global se pueden obtener mediante la selección de los componentes lineales de la vector velocidad, multiplicados por la matriz de rotación, que es la matriz de transformación rotacional dada en la ecuación:

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} = [R] \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix}$$

Inversamente, el vector velocidad se puede obtener de una manera similar, multiplicando por la transpuesta de la matriz rotacional:

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = [R]^T \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix}$$

Las tres coordenadas del sistema de referencia global dentro del marco de la rotación angular del cuerpo (Euler), se obtienen de las tasas de rotación del sistema de coordenadas local mediante transformaciones lineales no ortogonales.

$$\dot{\phi} = p + q \sin(\phi) \cdot \tan(\theta) + r \cos(\phi) \cdot \tan(\theta)$$

$$\dot{\theta} = q \cos(\phi) - r \sin(\phi)$$

$$\dot{\psi} = \frac{q \sin(\phi) + r \cos(\phi)}{\cos(\theta)}$$

En notación matricial, podemos definir una nueva matriz de transformación del sistema local al sistema global, mediante la siguiente ecuación:

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix}$$

Donde T es:

$$[T] = \begin{bmatrix} 1 & \sin\phi \tan\theta & \cos\phi \tan\theta \\ 0 & \cos\phi & -\sin\phi \\ 0 & \sin\phi / \cos\theta & \cos\phi / \cos\theta \end{bmatrix}$$

Hay que tener en cuenta para pequeñas rotaciones angulares, (suponemos que el ángulo es pequeño).

$$\phi=p; \theta=q; \psi=r$$

Cabe destacar que a diferencia de la matriz de rotación [R], [T] no es ortogonal, por lo tanto, $[T]^{-1} \neq [T]^T$.

Las velocidades angulares en términos del sistema de referencia global del vector velocidad angular, puede obtenerse mediante la inversa de la ecuación de [T]:

$$\begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix} = [T]^{-1} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$$

$$[T]^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin\phi \\ 0 & \cos\phi & \sin\dot{\phi} \cos\theta \\ 0 & -\sin\phi & \cos\dot{\phi} \cos\theta \end{bmatrix}$$

En forma de matriz el conjunto de velocidades se define de la siguiente manera:

$$[V]_{Sist.local} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \\ q \\ r \end{bmatrix}$$

$$[V]_{Sist.global} = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$$

Transformación en forma matricial del sistema local al global:

$$[V]_{Sist.global} = \begin{bmatrix} [R] & 0 \\ 0 & [T] \end{bmatrix} [V]_{Sist.local}$$

Transformación en forma matricial del sistema global al local:

$$[V]_{Sist.local} = \begin{bmatrix} [R]^T & 0 \\ 0 & [T]^{-1} \end{bmatrix} [V]_{Sist.global}$$

Finalmente desarrollando la ecuación de la transformación del sistema local al global, sustituyendo las ecuaciones de [R], [T] y [V] del sistema local podemos ver las relaciones cinemáticas entre las velocidades, y las tasas de cambio de las posiciones globales y los ángulos de Euler de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \\ \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u \cos \dot{\theta} \cos \dot{\psi} + v(-\cos \phi \sin \psi + \sin \phi \sin \dot{\theta} \cos \psi) + w(\sin \phi \sin \psi + \cos \phi \sin \theta \cos \psi) \\ u \cos \dot{\theta} \sin \dot{\psi} + v(\cos \phi \cos \psi + \sin \phi \sin \dot{\theta} \sin \psi) + w(-\sin \phi \cos \psi + \cos \phi \sin \theta \sin \psi) \\ -u \sin \theta + v \sin \phi \cos \dot{\theta} + w \cos \phi \cos \dot{\theta} \\ p + q \sin \phi \tan \theta + r \cos \phi \tan \dot{\theta} \\ q \cos \phi - r \sin \phi \\ (q \sin \phi + r \cos \phi) / \cos \dot{\theta} \end{bmatrix}$$

3.4 Ecuaciones Dinámicas del Movimiento.

Las ecuaciones generales de traslación y de rotación del movimiento de un cuerpo rígido se desarrollan en este punto. Después de la obtención de los parámetros requeridos para las ecuaciones dinámicas de movimiento, se realiza una formulación matricial completa del sistema.

3.4.1 Ecuaciones del Movimiento de Traslación.

Para un vector de posición "r", bajo una velocidad de rotación angular "ω", su derivada respecto al tiempo viene dada por:

$$\frac{dr}{dt} = \dot{r} + \omega \times r$$

La variación de "r" respecto al tiempo y referido al c.d.g es:

$$\frac{dr_G}{dt} = \dot{r}_{O'} + \omega \times \rho_G$$

La expresión de "ṙ_{O'}" puede ser escrita ya sea bajo el sistema global o local como:

$$\dot{r}_{O'} = \left[\frac{dX}{dt} \vec{i} + \frac{dY}{dt} \vec{j} + \frac{dZ}{dt} \vec{k} \right] = [u\vec{i}' + v\vec{j}' + w\vec{k}']$$

El vector aceleración se considera aplicado en el centro de masas y se obtiene mediante la derivada del vector velocidad, $\frac{dr_G}{dt}$, teniéndose cuenta que el centro de masa se encuentra en un sistema de referencia giratorio. Considerando lo anterior, la derivada del vector aceleración viene dada por:

$$\ddot{r}_G = \ddot{r}_{O'} + \dot{\omega} \times \rho_G + \omega \times \omega \times \rho_G + \omega \times v_{O'}$$

Donde, $\ddot{r}_{O'}$, es la aceleración respecto al sistema de referencia o'.

Podemos observar que el término $\dot{\omega} \times \rho_G$ corresponde a la componente de la aceleración tangencial, $\omega \times \omega \times \rho_G$ a la aceleración normal, y por ultimo $\omega \times v_{O'}$ que corresponde a la derivada del vector velocidad debido a la rotación de los ejes. A continuación se desarrolla cada uno de estos términos.

$$\ddot{r}_{O'} = \ddot{u}\vec{i} + \ddot{v}\vec{j} + \ddot{w}\vec{k}$$

$$\dot{\omega} \times \rho_G = \begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \dot{p} & \dot{q} & \dot{r} \\ x_G & y_G & z_G \end{bmatrix} = (\dot{q}z_G - \dot{r}y_G)\vec{i} + (\dot{r}x_G - \dot{p}z_G)\vec{j} + (\dot{p}y_G - \dot{q}x_G)\vec{k}$$

$$\omega \times \rho_G = \begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ x_G & y_G & z_G \end{bmatrix} = (qz_G - ry_G)\vec{i} + (rx_G - pz_G)\vec{j} + (py_G - qx_G)\vec{k}$$

$$\omega \times \omega \times \rho_G = \begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ (qz_G - ry_G) & (rx_G - pz_G) & (py_G - qx_G) \end{bmatrix}$$

$$= (-x_G(q^2 + r^2) + pqy_G + prz_G)\vec{i} + (pqx_G - y_G(r^2 + p^2) + qrz_G)\vec{j} + (prx_G + qry_G - z_G(p^2 + q^2))\vec{k}$$

$$\omega \times v_{O'} = \begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ u & v & w \end{bmatrix} = (wq - vr)\vec{i} + (ur - wp)\vec{j} + (vp - uq)\vec{k}$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación \ddot{r}_G , se obtiene la aceleración del centro de masas. La ecuación del movimiento de translación se obtiene igualando esta aceleración por la masa del vehículo, a la suma neta de todas las fuerzas que actúan sobre dicho vehículo en tres grados de libertad de translación (X, Y, Z), que queda de la siguiente manera:

$$\sum F_{Translación} = m \ddot{r}_G = m(\ddot{r}_{O'} + \dot{\omega} \times \rho_G + \omega \times \omega \times \rho_G + \omega \times v_{O'})$$

Se puede descomponer esta ecuación y agruparla en sus diferentes componentes.

$$m\ddot{r}_{O'} = m[\ddot{u}\vec{i} + \ddot{v}\vec{j} + \ddot{w}\vec{k}]$$

$$m(\dot{\omega} \times \rho_G) = [(\dot{q}z_G - \dot{r}y_G)\vec{i} + (\dot{r}x_G - \dot{p}z_G)\vec{j} + (\dot{p}y_G - \dot{q}x_G)\vec{k}]$$

$$m(\omega \times \omega \times \rho_G) = m[(-x_G(q^2 + r^2) + pqy_G + prz_G)\vec{i} + (pqx_G - y_G(r^2 + p^2) + qrz_G)\vec{j} +$$

$$(prx_G + qry_G - z_G(p^2 + q^2))\vec{k}]$$

$$m(\omega \times v_{O'}) = [(wq - vr)\vec{i} + (ur - wp)\vec{j} + (vp - uq)\vec{k}]$$

$$\begin{aligned} \sum F_{\text{Traslación}} = m \ddot{r}_G = m[& [\dot{u} + wp - vr - x_G(q^2 + r^2) + y_G(pq - \dot{r}) + z_G(pr + \dot{q})]\vec{i} \\ & + [\dot{v} + ur - wp + x_G(pq + \dot{r}) - y_G(r^2 + p^2) + z_G(qr - \dot{p})]\vec{j} \\ & + [\dot{w} + vp - uq + x_G(pr - \dot{q}) + y_G(qr + \dot{p}) - z_G(p^2 + q^2)]\vec{k}] \end{aligned}$$

3.4.2 Ecuaciones del Movimiento de Rotación.

Para desarrollar las ecuaciones del movimiento de rotación, la suma de los momentos aplicados sobre el centro de masa del vehículo se iguala a la variación del momento angular del vehículo alrededor de su centro de masa. El tensor de inercia a calcular es:

$$I_{O'} = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}$$

Donde,

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^N dm_i(y^2 + z^2)$$

$$I_{xy} = I_{yy} = - \sum_{i=1}^N dm_i(xy)$$

$$I_{xz} = I_{zx} = \sum_{i=1}^N dm_i(xz)$$

$$I_{yy} = \sum_{i=1}^N dm_i(x^2 + z^2)$$

$$I_{yz} = I_{zy} = \sum_{i=1}^N dm_i(yz)$$

$$I_{zz} = \sum_{i=1}^N dm_i(x^2 + y^2)$$

Aquí, I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} son los momentos de inercia alrededor del cuerpo de ejes X_0 , Y_0 , Z_0 y el resto de términos de la ecuación son los productos de inercia, que son muy pequeños en comparación con los momentos de inercia, por lo tanto podemos suponer que son cero.

El tensor de inercia en forma vectorial puede definirse como:

$$I_{0'}\omega = \int \rho_G \times (\omega \times \rho_G) dm_i$$

El momento angular viene dado por:

$$H_{0'} = I_{0'} \cdot \omega$$

El momento de rotación total sobre el origen del sistema de referencia del vehículo viene dado por:

$$\sum M_{0'} = \dot{H}_{0'} + \rho_G \times (m\dot{v}_G)$$

Donde, $\dot{H}_{0'}$, es el término que corresponde a la derivada del momento angular. $\rho_G \times (m\dot{v}_G)$ es el término debido a que el centro de masas no está en el origen, el movimiento no es centroidal.

Derivando la ecuación del momento angular, la variación del momento angular viene dada:

$$\dot{H}_{0'} = I_{0'} \cdot \dot{\omega} + \omega \times H_{0'}$$

Donde, $I_{0'} \cdot \dot{\omega}$ es el término de la variación del módulo de cantidad de movimiento. $\omega \times H_{0'}$ es el término debido a la rotación de los ejes del vector momento angular.

La aceleración viene dada por la derivada del vector velocidad, $\dot{r}_{0'}$, mediante la siguiente expresión:

$$\dot{r}_{0'} = \dot{v}_{0'} + \omega \times v_{0'}$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores de $\dot{H}_{0'}$ y $\dot{r}_{0'}$ en la ecuación del momento de rotación total, la ecuación del movimiento rotacional en forma de vector viene dada por:

$$\sum M_{Rotación} = I_{0'} \cdot \dot{\omega} + \omega \times (I_{0'} \cdot \omega) + m(\rho_G \times \dot{v}_{0'} + \rho_G \times \omega \times v_{0'})$$

Donde, $\rho_G \times \dot{v}_{0'}$ es el término de la variación del módulo de velocidad debido a que el movimiento no es centroidal. $\rho_G \times \omega \times v_{0'}$ es el término debido a la rotación de los ejes del vector velocidad.

Ahora vamos a desarrollar cada uno de los términos de la ecuación anterior:

$$I_{0'} \cdot \dot{\omega} = I_{xx}\dot{p} - I_{xy}\dot{q} - I_{xz}\dot{r} - I_{xy}\dot{p} + I_{yy}\dot{q} - I_{zy}\dot{r} - I_{xz}\dot{p} - I_{yz}\dot{q} + I_{zz}\dot{r}$$

$$\begin{aligned}\omega \times (I_{0'} \cdot \omega) &= \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ (I_{xx}p - I_{xy}q - I_{xz}r) & (-I_{xy}p + I_{yy}q - I_{zy}r) & (-I_{xz}p - I_{yz}q + I_{zz}r) \end{vmatrix} \\ &= [I_{yz}(r^2 - q^2) - I_{xy}pq + I_{zz}qr - I_{xy}pr - I_{yy}qr]\vec{i} \\ &\quad + [I_{xz}(p^2 - r^2) + I_{xx}pr - I_{xy}qr + I_{yz}pq - I_{zz}pr]\vec{j} \\ &\quad + [I_{xy}(q^2 - p^2) + I_{yy}pq - I_{yz}pr - I_{xx}pq + I_{xz}qr]\vec{k}\end{aligned}$$

$$\rho_G \times \dot{v}_{0'} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_G & y_G & z_G \\ \dot{u} & \dot{v} & \dot{w} \end{vmatrix} = (\dot{w}y_G - \dot{v}z_G)\vec{i} + (\dot{u}z_G - \dot{w}x_G)\vec{j} + (\dot{v}x_G - \dot{u}y_G)\vec{k}$$

$$\omega \times v_{0'} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ p & q & r \\ u & v & w \end{vmatrix} = (wq - vr)\vec{i} + (ur - wp)\vec{j} + (vp - uq)\vec{k}$$

$$\begin{aligned}\rho_G \times \omega \times v_{0'} &= \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_G & y_G & z_G \\ (wq - vr) & (ur - wp) & (vp - uq) \end{vmatrix} \\ &= [y_G(vp - uq) - z_G(ur - wp)]\vec{i} + [z_G(wq - vr) - x_G(vp - uq)]\vec{j} \\ &\quad + [x_G(ur - wp) - y_G(wq - vr)]\vec{k}\end{aligned}$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la ecuación del movimiento rotacional, obtenemos las ecuaciones rotacionales para los tres grados de libertad de rotación.

3.4.3 Ecuaciones generales del Movimiento.

En resumen tenemos tres ecuaciones de movimiento de translación y tres ecuaciones rotacionales obtenidas anteriormente. Las ecuaciones se pueden descomponer en sus componentes quedando de la siguiente manera:

$$m[\dot{u} + wp - vr - x_G(q^2 + r^2) + y_G(pq - \dot{r}) + z_G(pr + \dot{q})] = X_{ext}$$

$$m[\dot{v} + ur - wp + x_G(pq + \dot{r}) - y_G(r^2 + p^2) + z_G(qr - \dot{p})] = Y_{ext}$$

$$m[\dot{w} + vp - uq + x_G(pr - \dot{q}) + y_G(qr + \dot{p}) - z_G(p^2 + q^2)] = Z_{ext}$$

$$\begin{aligned}I_{xx}\dot{p} + (I_{zz} - I_{yy})qr - I_{xy}(pr - \dot{q}) - I_{yz}(q^2 - r^2) - I_{xz}(pq + \dot{r}) \\ + m[y_G(\dot{w} - uq + vp) - Z_G(\dot{v} + ur - wp)] = K_{ext}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}I_{yy}\dot{q} + (I_{xx} - I_{zz})pr - I_{xy}(qr + \dot{p}) + I_{xz}(p^2 - r^2) + I_{yz}(pq - \dot{r}) \\ + m[Z_G(\dot{u} - vr + wq) - X_G(\dot{w} + vp - uq)] = M_{ext}\end{aligned}$$

$$I_{zz}\dot{r} + (I_{yy} - I_{xx})pq - I_{yz}(pr + \dot{q}) - I_{xy}(p^2 - q^2) + I_{xz}(qr + \dot{p}) + m[X_G(\dot{v} + ur - wp) - y_G(\dot{u} - vr + wq)] = N_{ext}$$

La formulación escrita anteriormente, puede reescribirse de forma matricial bajo la Segunda Ley de Newton como:

$$[F]_{Global} = \frac{d}{dt}[MV]_{Global}$$

Para el cálculo de los componentes de la velocidad de un cuerpo en un sistema de coordenadas global, como se indica en la ecuación anterior, el cálculo del vector de velocidad en un sistema de referencia local, necesita la siguiente transformación del sistema de referencia.

$$\frac{d}{dt}[V]_{Global} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} [R] & 0 \\ 0 & [T] \end{bmatrix} [V]_{Local} + \begin{bmatrix} [R] & 0 \\ 0 & [T] \end{bmatrix} \frac{d}{dt}[V]_{Local}$$

Dado que para la simulación dinámica del movimiento de un cuerpo rígido se necesita sus velocidades para cada instante de tiempo, esto implica que la integración de las ecuaciones dinámicas del movimiento tiene que hacerse bajo un sistema de coordenadas locales.

La ecuación anterior puede ser redefinida en el sistema local como:

$$[F]_{Local} = \frac{d}{dt}([M]_{Local}[V]_{Local}) = \frac{d}{dt}([M]_{Local})[V]_{Local} + [M]_{Local} \frac{d}{dt}([V]_{Local})$$

Considerando la ecuación del vector de posición respecto al c.d.g., la ecuación anterior puede escribirse:

$$[F]_{Local} = [M]_{Local}[\dot{V}]_{Local} + \omega \times [V]_{Local}$$

Para obtener la aceleración del cuerpo, la inversa de la matriz de masa local se puede multiplicar a ambos lados de la ecuación.

$$[\dot{V}]_{Local} = [M]_{Local}^{-1}[F]_{Local} - \omega \times [V]_{Local}$$

La representación general de las ecuaciones de la dinámica del movimiento se hace dejando las fuerzas externas y momentos en el lado derecho y las aceleraciones del cuerpo, su masa, su inercia, y los términos de masa añadida en el lado izquierdo.

$$\begin{bmatrix} \text{Masa} \\ \text{Inercia} \\ \text{Masa añadida} \end{bmatrix} [\text{Aceleraciones}] = \begin{bmatrix} \text{Fuerzas Hidrostáticas y Momentos} \\ + \\ \text{Fuerzas Hidrodinámicas y Momentos} \\ + \\ \text{Fuerzas Propulsivas y Momentos} \end{bmatrix}$$

3.5 Fuerzas Hidrostáticas y Momentos.

Las fuerzas gravitatorias y de empuje generalmente se llaman fuerzas de restauración en la terminología usada en hidrodinámica. Los vectores de peso y de empuje no cambian las reacciones del vehículo para los cuerpos que están sumergidos. La expresión del empuje y del peso bajo el sistema de referencia global puede ser escrita como: $F_W=0\vec{i} +0\vec{j} +W\vec{k}$ y $F_B=0\vec{i} +0\vec{j} -B\vec{k}$. Como se mencionó anteriormente, las componentes del peso y empuje están actuando en la dirección vertical global y deben ser transformadas con el fin de ser añadidas a las ecuaciones de movimiento.

Mediante la aplicación de la transformación del sistema de referencia global al local, las componentes de la fuerza vertical y total se pueden obtener como:

$$F_{Hidrostática} = [R^{-1}][F_W] - [R^{-1}][F_B]$$

Donde $[R^{-1}]$ es la inversa de la matriz R multiplicada por el peso (W) y el empuje (B), quedando de la siguiente manera:

$$F_{Hidrostática} = \begin{bmatrix} \cos\psi\cos\theta & \sin\psi\cos\theta & -\sin\theta \\ \cos\psi\sin\theta\sin\phi - \sin\psi\cos\phi & \sin\psi\sin\theta\sin\phi + \cos\psi\cos\phi & \cos\theta\sin\phi \\ \cos\psi\sin\theta\cos\phi + \sin\psi\sin\phi & \sin\psi\sin\theta\cos\phi - \cos\psi\sin\phi & \cos\theta\cos\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ W \end{bmatrix}$$

$$- \begin{bmatrix} \cos\psi\cos\theta & \sin\psi\cos\theta & -\sin\theta \\ \cos\psi\sin\theta\sin\phi - \sin\psi\cos\phi & \sin\psi\sin\theta\sin\phi + \cos\psi\cos\phi & \cos\theta\sin\phi \\ \cos\psi\sin\theta\cos\phi + \sin\psi\sin\phi & \sin\psi\sin\theta\cos\phi - \cos\psi\sin\phi & \cos\theta\cos\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} -(W - B)\sin\theta \\ (W - B)\cos\theta\sin\phi \\ (W - B)\cos\theta\cos\phi \end{bmatrix}$$

La componente vertical del peso actúa en el c.d.g del vehículo, mientras que la componente vertical del empuje actúa en el c.d.c. los cuales no se encuentran en la misma vertical, por lo tanto el momento resultante respecto al centro del vehículo viene dado por:

$$M_{Hidrostática} = \rho_G \times ([R^{-1}] \cdot [W]) - \rho_B \times ([R^{-1}] \cdot [B])$$

A continuación se desarrolla los distintos término de la ecuación, empezamos por el producto matricial de $[R^{-1}] \cdot [W]$ y $[R^{-1}] \cdot [B]$.

$$[R^{-1}] \cdot [W] = \begin{bmatrix} \cos\psi\cos\theta & \sin\psi\cos\theta & -\sin\theta \\ \cos\psi\sin\theta\sin\phi - \sin\psi\cos\phi & \sin\psi\sin\theta\sin\phi + \cos\psi\cos\phi & \cos\theta\sin\phi \\ \cos\psi\sin\theta\cos\phi + \sin\psi\sin\phi & \sin\psi\sin\theta\cos\phi - \cos\psi\sin\phi & \cos\theta\cos\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ W \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} -W\sin\theta \\ W\cos\theta\sin\phi \\ W\cos\theta\cos\phi \end{bmatrix}$$

$$[R^{-1}] \cdot [B] = \begin{bmatrix} \cos\psi\cos\theta & \sin\psi\cos\theta & -\sin\theta \\ \cos\psi\sin\theta\sin\phi - \sin\psi\cos\phi & \sin\psi\sin\theta\sin\phi + \cos\psi\cos\phi & \cos\theta\sin\phi \\ \cos\psi\sin\theta\cos\phi + \sin\psi\sin\phi & \sin\psi\sin\theta\cos\phi - \cos\psi\sin\phi & \cos\theta\cos\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} -B\sin\theta \\ B\cos\theta\sin\phi \\ B\cos\theta\cos\phi \end{bmatrix}$$

Ahora los productos vectoriales:

$$\rho_G \times ([R^{-1}] \cdot [W]) = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_G & y_G & z_G \\ -W\sin\theta & W\cos\theta\sin\phi & W\cos\theta\cos\phi \end{vmatrix}$$

$$= (y_G W \cos\theta \cos\phi - z_G W \cos\theta \sin\phi)\vec{i} + (-z_G W \sin\theta - x_G W \cos\theta \cos\phi)\vec{j}$$

$$+ (x_G W \cos\theta \sin\phi + y_G W \sin\theta)\vec{k}$$

$$\rho_G \times ([R^{-1}] \cdot [B]) = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_G & y_G & z_G \\ -B\sin\theta & B\cos\theta\sin\phi & B\cos\theta\cos\phi \end{vmatrix}$$

$$= (y_G B \cos\theta \cos\phi - z_G B \cos\theta \sin\phi)\vec{i} + (-z_G B \sin\theta - x_G B \cos\theta \cos\phi)\vec{j}$$

$$+ (x_G B \cos\theta \sin\phi + y_G B \sin\theta)\vec{k}$$

Introduciendo estas últimas cuatro ecuaciones en la del momento resultante, tenemos que:

$$M_{Hidrostática}$$

$$= [(y_G W \cos\theta \cos\phi - z_G W \cos\theta \sin\phi)\vec{i} + (-z_G W \sin\theta - x_G W \cos\theta \cos\phi)\vec{j}$$

$$+ (x_G W \cos\theta \sin\phi + y_G W \sin\theta)\vec{k}]$$

$$- [(y_G B \cos\theta \cos\phi - z_G B \cos\theta \sin\phi)\vec{i} + (-z_G B \sin\theta - x_G B \cos\theta \cos\phi)\vec{j}$$

$$+ (x_G B \cos\theta \sin\phi + y_G B \sin\theta)\vec{k}]$$

$$= [(y_G W - y_G B) \cos\theta \cos\phi + (-z_G W + z_G B) \cos\theta \sin\phi]\vec{i}$$

$$+ [(-z_G W + z_G B) \sin\theta + (-x_G W + x_G B) \cos\theta \cos\phi]\vec{j}$$

$$+ [(x_G W - x_G B) \cos\theta \sin\phi + (y_G W - y_G B) \sin\theta]\vec{k}$$

Este momento será distinto de cero, incluso si W (peso) y B (empuje) son iguales o (c.d.g) y (c.d.c) son cero. El centro de gravedad (c.d.g) tiene que estar situado por debajo del centro de carena (c.d.c) para que el vehículo se mantenga estable. Las fuerzas hidrostáticas totales y sus momentos pueden ser escritas como:

$$\begin{bmatrix} F_{Hidrostáticas} \\ M_{Hidrostáticas} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(W - B)\sin \theta \\ (W - B)\cos\theta\sin \phi \\ (W - B)\cos\theta\cos \phi \\ [(y_G W - y_G B)\cos\theta \cos \phi + (-z_G W + z_G B)\cos\theta \sin \phi] \\ [(-z_G W + z_G B)\sin \theta + (-x_G W + x_G B)\cos\theta \cos \phi] \\ [(x_G W - x_G B)\cos\theta \sin \phi + (y_G W - y_G B)\sin \theta] \end{bmatrix}$$

3.6 Fuerzas Hidrodinámicas y Momentos.

Estas fuerzas hidrodinámicas se dividen en tres grupos:

- Amortiguamiento Hidrodinámico.
- Masa añadida.
- Sustentación del cuerpo.

Hay que tener también unas consideraciones iniciales que nos van a ayudar y que son necesarias para poder definir las fuerzas y momentos.

3.6.1 Consideraciones iniciales.

Es bien sabido que el amortiguamiento de un vehículo submarino no tripulado moviéndose a gran velocidad con sus seis grados de libertad es acoplado, altamente no lineal y que está formado por dos términos; uno cuadrático y otro lineal. Con el fin de simplificar el modelado del vehículo, se harán las siguientes suposiciones:

- No tener en cuenta los términos acoplados lineales y angulares. Se va a suponer que los términos como Y_{rv} y M_{rv} son relativamente pequeños. El cálculo de estos términos está más allá de este proyecto.
- Se considera que para el rango de velocidades en el que se mueve el vehículo, los coeficientes tienen valores constantes.
- Se supone que el vehículo es simétrico de babor-estribor (plano XZ). Esto permite simplificar e igualar algunos coeficientes.
- No se tendrá en cuenta ninguno de los términos de amortiguamiento mayores de segundo orden. Esto permitirá descartar los términos de orden superior como Y_{vww} .
- No se tendrá en cuenta el efecto de la hélice, el modelo se introduce sin tener en cuenta los efectos que esta produce, efectos tales como succión y también un par que obliga normalmente a este tipo de vehículos a navegar con un cierto ángulo de balance.

Los principales componentes de amortiguamiento hidrodinámico son el rozamiento superficial debido a la capa límite, que es fundamentalmente laminar y, turbulento el debido a la formación de remolinos. El análisis dimensional nos ayuda a predecir el tipo de flujo

alrededor del vehículo. El número de Reynolds representa la relación de inercia para fuerzas viscosas.

Hay que tener en cuenta que el arrastre viscoso siempre se opone al movimiento del vehículo. Con el fin de establecer el signo correcto, es necesario que en todas las ecuaciones donde se introduzcan términos de arrastre considerar v/v , en lugar de v^2 .

3.6.2 Amortiguamiento Hidrodinámico.

3.6.2.1 Fuerzas y Momentos debidos al movimiento axial.

Estas fuerzas y momentos aparecen cuando el vehículo se mueve con velocidad constante en una de las direcciones del espacio, es decir, el vehículo se mueve solo en la dirección X, Y o Z.

3.6.2.1.1 Fuerzas debidas al movimiento axial.

Cuando el vehículo se mueve en una de las tres direcciones de los ejes X, Y o Z. Aparecerán unas fuerzas hidrodinámicas sobre él. Esta fuerza las expresaremos en función de la velocidad mediante dos coeficientes, uno lineal y otro cuadrático como vemos a continuación.

$$F_{\text{Arrastre Avance X}} = X_{u|u} \cdot u|u| + X_u \cdot u$$

Donde;

$X_{u|u} u|u|$, corresponde al término de amortiguamiento cuadrático y es el dominante cuando la velocidad es media o elevada.

$X_u u$, corresponde al término de amortiguamiento lineal y es el dominante cuando la velocidad es pequeña.

Debido a la asimetría del vehículo entre la parte superior y la inferior se crea una fuerza de sustentación aunque el ángulo de ataque sea nulo, esta fuerza de sustentación se expresará como:

$$F_{\text{Sustentación Avance X}} = Z_{u|u} \cdot u|u| + Z_u \cdot u$$

De la misma manera se expresará para los términos en las direcciones Y Z.

$$F_{\text{Arrastre Deriva Y}} = Y_{v|v} \cdot v|v| + Y_v \cdot v$$

$$F_{\text{Arrastre Arfada Z}} = Z_{w|w} \cdot w|w| + Z_w \cdot w$$

3.6.2.1.2 Momentos debidos al movimiento axial.

Debido a que no se considera simetría de arriba abajo, (plano XY) aparecerá un momento de cabeceo cuando el vehículo se desplaza en la dirección X el cual se determinará como, aunque este momento será normalmente pequeño y a veces incluso despreciable.

$$M_{Arrastre\ avance} M = M_{u|u|} \cdot u|u| + M_u \cdot u$$

Debido a esta asimetría también aparecerá un momento de balance cuando vehículo se desplaza en la dirección Y.

$$K_{Arrastre\ deriva} K = K_{v|v|} \cdot v|v| + K_v \cdot v$$

Cuando el vehículo se desplaza en esta dirección, debido a la completa falta de simetría en la dirección proa, plano (YZ). Se crearán unos momentos que se definen como se determina a continuación:

$$N_{Arrastre\ Deriva} N = N_{v|v|} \cdot v|v| + N_v \cdot v$$

$$M_{Arrastre\ Arfada} M = M_{w|w|} \cdot w|w| + M_w \cdot w$$

3.6.2.2 Fuerzas y Momentos debido a la rotación.

Estas fuerzas y momentos se obtienen cuando el vehículo está girando con respecto alguno de los ejes a una velocidad angular constante, es decir los movimientos de balance, cabeceo y guiñada.

3.6.2.2.1 Balance.

Al igual que sucedía con las fuerzas anteriores se aproximará el momento mediante dos coeficientes uno cuadrático y otro lineal dependiendo de la velocidad, en este caso de giro del vehículo.

$$M_{Arrastre\ Balance} K = K_{p|p|} \cdot p|p| + K_p \cdot p$$

Al estar girando en el plano YZ, al giro se oponen fuerzas en las dos direcciones estas fuerzas las definimos como:

$$F_{Arrastre\ Balance\ Y} = Y_{pp} \cdot pp$$

$$F_{Arrastre\ Balance\ Z} = Z_{pp} \cdot pp$$

De igual manera se hará para los giros de cabeceo y guiñada.

3.6.2.2.2 Momento de cabeceo.

Cuando el vehículo gira con una velocidad constante de cabeceo deberá vencer las siguientes fuerzas y momentos.

$$M_{Arrastre\ Cabeceo} M = M_{q|q|} \cdot q|q| + M_q \cdot q$$

Al estar girando en el plano XZ, al giro se oponen fuerzas en las dos direcciones estas fuerzas las definimos como:

$$F_{Arrastre\ Cabeceo\ X} = X_{qq} \cdot qq$$

$$F_{\text{Arrastre Cabeceo}} = Z_{qq} \cdot qq$$

3.6.2.2.3 Momento de guiñada.

Cuando el vehículo gira con una velocidad constante de guiñada deberá vencer las siguientes fuerzas y momentos.

$$M_{\text{Arrastre Guiñada}} = N_{r|r} \cdot r|r + N_r \cdot r$$

Al estar girando en el plano XY, al giro se oponen fuerzas en las dos direcciones estas fuerzas las definimos como:

$$F_{\text{Arrastre Guiñada X}} = X_{rr} \cdot rr$$

$$F_{\text{Arrastre Guiñada Y}} = Y_{rr} \cdot rr$$

3.6.3 Masa añadida.

Debido a la aceleración de un cuerpo en un fluido esta crea un vacío mientras avanza, este vacío debe ser rellenado con el fluido que queda aguas abajo del vehículo, a la representación de esta masa se le llama masa virtual o añadida, esto se traduce en un aumento de la resistencia del vehículo. La masa añadida o virtual, no es en realidad una masa pero tiene las mismas unidades que esta, la masa añadida es otro coeficiente hidrodinámico que se debe calcular. Las fuerzas y momentos para un fluido ideal pueden ser expresadas mediante las siguientes ecuaciones:

$$F_j = -\dot{u}_i m_{ji} - \varepsilon_{jkl} u_i \Omega_k m_{li}$$

$$M_j = -\dot{u}_i m_{j+3,i} - \varepsilon_{jkl} u_i \Omega_k m_{l+3,i} - \varepsilon_{jkl} u_k u_i m_{li}$$

Donde $i = 1,2,3,4,5,6$ y $jkl = 1,2,3$.

Y donde el tensor ε_{jkl} es igual a +1 si los índices están en orden cíclico (123, 231, 312), -1 si los índices son acíclicos (132, 213 321), y cero si cualquier par de los índices son iguales. Para el desarrollo completo de estas ecuaciones consultar Newman [8] o Fossen [9]. Debido a la simetría que presenta el vehículo. Se obtienen las siguientes expresiones simples para M_A :

$$M_A = -diag [X_{\dot{u}}, Y_{\dot{v}}, Z_{\dot{w}}, K_{\dot{p}}, M_{\dot{q}}, N_{\dot{r}}] = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{22} & 0 & 0 & 0 & m_{26} \\ 0 & 0 & m_{33} & 0 & m_{35} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{53} & 0 & m_{55} & 0 \\ 0 & m_{62} & 0 & 0 & 0 & m_{66} \end{bmatrix}$$

Que es equivalente a:

$$M_A = - \begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_{\dot{v}} & 0 & 0 & 0 & N_{\dot{v}} \\ 0 & 0 & Z_{\dot{w}} & 0 & M_{\dot{w}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{\dot{p}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_{\dot{q}} & 0 & M_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & Y_{\dot{r}} & 0 & 0 & 0 & N_{\dot{r}} \end{bmatrix}$$

La estructura de la diagonal es muy importante ya que los elementos fuera de la diagonal son difíciles de determinar tanto de manera experimental como teórica. En la práctica, la aproximación de la diagonal se considera que es aceptable para muchas aplicaciones, esto es debido al hecho de que los elementos fuera de la diagonal de una matriz positiva (inercia) serán mucho más pequeños que sus homólogos diagonales.

Desarrollando las ecuaciones anteriores, fijando el valor de j en 1, 2, 3 en sus distintas combinaciones con los valores $i = 1,2,3,4,5,6$. Obtenemos las siguientes ecuaciones:

$$X_{añadida} = X_{\dot{u}}\dot{u} - Y_{\dot{v}}vr + Z_{\dot{w}}wq + Z_{\dot{q}}q^2 - Y_{\dot{r}}\dot{r}^2$$

$$Y_{añadida} = X_{\dot{u}}ur + Y_{\dot{v}}\dot{v} - Z_{\dot{w}}wp + Z_{\dot{q}}pq + Y_{\dot{r}}\dot{r}$$

$$Z_{añadida} = -X_{\dot{u}}uq + Y_{\dot{v}}vp + Z_{\dot{w}}\dot{w} + Z_{\dot{q}}\dot{q} + Y_{\dot{r}}rp$$

$$K_{añadida} = K_{\dot{p}}\dot{p}$$

$$M_{añadida} = M_{\dot{w}}\dot{w} + M_{\dot{q}}\dot{q} + (K_{\dot{p}} - N_{\dot{r}})rp - Y_{\dot{r}}vq - (Z_{\dot{w}} - X_{\dot{u}})uw - Z_{\dot{q}}uq$$

$$N_{añadida} = N_{\dot{v}}\dot{v} + N_{\dot{r}}\dot{r} - (X_{\dot{u}} - Y_{\dot{v}})uv + Z_{\dot{q}}wq - (K_{\dot{p}} - M_{\dot{q}})pq + Y_{\dot{r}}ur$$

Estas ecuaciones expresan las fuerzas y momentos añadidos debido a la aceleración del cuerpo, es decir, debido a lo que se ha llamado masa añadida o virtual. Estas fuerzas se deberán añadir a la fuerza que se obtenía en los apartados anteriores cuando no se tenía aceleración.

Unos de los momentos que aparecen, aunque se calculan en relación con las masas añadidas no son debidos a las aceleraciones, estos son los llamados momentos de Munk, este momento se crea porque cualquier cuerpo que se mueve inclinado en un fluido sin viscosidad según la paradoja de Alembert's no tendrá una fuerza resultante pero si un momento. Este momento se crea por la posición asimétrica del punto de estancamiento, es decir por la asimetría del vehículo respecto de la sección media, donde la presión es más elevada en la proa que en la popa. El momento de Munk siempre es desestabilizador, en el sentido que tiende en mover el vehículo perpendicular al flujo, los momentos de Munk en los diferentes ejes se pueden expresar como:

$$M_{uwa} = -(Z_{\dot{w}} - X_{\dot{u}}) \quad N_{uva} = -(X_{\dot{u}} - Y_{\dot{v}}) \quad M_{rpa} = (K_{\dot{p}} - N_{\dot{r}}) \quad N_{pqa} = -(K_{\dot{p}} - M_{\dot{q}})$$

Sólo como una cuestión de nomenclatura y para que las ecuaciones finales de fuerzas y momentos sólo contengan coeficientes con las mismas letras y todos los términos sean

aditivos, añadiremos unos nuevos términos, para los términos cruzados de la masa añadida, donde se combinan velocidades angulares con velocidades lineales.

$$\begin{aligned}
X_{wq} &= Z_{\dot{w}} & X_{qq} &= Z_{\dot{q}} & X_{vr} &= -Y_{\dot{v}} & X_{rr} &= -Y_{\dot{r}} \\
Y_{ura} &= X_{\dot{u}} & Y_{wp} &= -Z_{\dot{w}} & Y_{pq} &= Z_{\dot{q}} \\
Z_{uqa} &= -X_{\dot{u}} & Z_{vp} &= Y_{\dot{v}} & Z_{rp} &= Y_{\dot{r}} \\
M_{vp} &= -Y_{\dot{r}} & M_{uq} &= -Z_{\dot{q}} \\
N_{wp} &= Z_{\dot{q}} & N_{ur} &= Y_{\dot{r}}
\end{aligned}$$

Sustituyendo estos términos en las ecuaciones de fuerzas y momentos añadidos obtenemos:

$$X_{añadida} = X_{\dot{u}}\dot{u} + X_{vr}vr + X_{wq}wq + X_{qq}q^2 + X_{rr}\dot{r}^2$$

$$Y_{añadida} = Y_{ura}ur + Y_{\dot{v}}\dot{v} + Y_{wp}wp + Y_{pq}pq + Y_{\dot{r}}\dot{r}$$

$$Z_{añadida} = Z_{uqa}uq + Z_{vp}vp + Z_{\dot{w}}\dot{w} + Z_{\dot{q}}\dot{q} + Z_{rp}rp$$

$$K_{añadida} = K_{\dot{p}}\dot{p}$$

$$M_{añadida} = M_{\dot{w}}\dot{w} + M_{\dot{q}}\dot{q} + M_{rp}rp + M_{vp}vp + M_{uwa}uw + M_{uq}uq$$

$$N_{añadida} = N_{\dot{v}}\dot{v} + N_{\dot{r}}\dot{r} + N_{uva}uv + N_{wp}wp + N_{pq}pq + N_{ur}ur$$

3.6.4 Fuerzas y Momentos de Sustentación.

Cuando el vehículo se mueve con un cierto ángulo de ataque con respecto al flujo, se genera una aceleración del flujo y por lo tanto una caída de presión en la cara de succión y el flujo se frena y por lo tanto se genera una sobre presión en la cara de presión, esta diferencia de presiones genera una fuerza de sustentación, esta fuerza está aplicada sobre el centro de presión, como este no está alineado con el centro de gravedad del vehículo la fuerza generará un momento de cabeceo o guiñada, dependiendo del plano en el que se produzca el ángulo de ataque.

El vehículo maniobra gracias a las fuerzas y momentos de sustentación que aparecen en las aletas y timones cuando estos se les da un cierto ángulo de ataque con respecto a la dirección que lleva el vehículo, esta es la razón de que tengamos que obtener unos coeficientes hidrodinámicos de sustentación de las aletas y el cuerpo por separado, ya que muchas veces el ángulo de ataque de las aletas y del vehículo serán distintos.

3.6.4.1 Fuerzas y Momentos de sustentación del cuerpo.

La fuerza de sustentación de un cuerpo de formas hidrodinámicas, es decir un cuerpo donde la eslora es bastante mayor que la manga depende linealmente del ángulo de ataque para pequeños ángulos de ataque y cuadráticamente de la velocidad en la dirección de avance. Por lo que para el vehículo sin las aletas definimos los coeficientes de fuerzas de sustentación como:

$$L_{cuerpo Y} = Y_{uvl} u^2 \beta$$

$$L_{cuerpo Z} = L_{cuerpo 0} + Z_{uwl} u^2 \beta$$

Donde β es el ángulo de ataque del vehículo, debido a que el vehículo no posee simetría entre la parte superior e inferior se crea una fuerza de sustentación cuando el vehículo navega con ángulo de ataque 0, esta fuerza se representa como $L_{cuerpo 0}$, normalmente los vehículos son simétricos de babor a estribor y su fuerza de sustentación en la dirección Y es 0 cuando no hay ángulo de ataque. Esta sustentación para un ángulo de cabeceo nulo ya se definió como:

$$L_{cuerpo 0} = Z_{u|u|} u|u| + Z_u u$$

El momento de sustentación será la fuerza de sustentación multiplicada por la distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el centro de presión. Ahora bien, como el origen se establece en el centro de carena que está alineado con el de gravedad, tan solo habrá que multiplicar por la coordenada del centro de presiones en X.

$$M_{cuerpo N} = Y_{uvl} \cdot u^2 \beta x_{cpY} = N_{uvl} \cdot u^2 \beta$$

$$M_{cuerpo M} = M_{cuerpo 0} + Z_{uwl} \cdot u^2 \beta x_{cpZ} = M_{u|u|} u|u| + M_u u + M_{uwl} \cdot u^2 \beta$$

3.6.4.2 Fuerzas y Momentos de superficies de control.

El movimiento del vehículo es controlado por dos aletas horizontales, o planos de popa y de dos apéndices verticales o timones. Los pares de aletas se mueven juntos, es decir, los planos de popa no se mueven independientemente uno del otro, ni tampoco los planos del timón.

La fuerza y el momento de sustentación de las aletas y timones se van a definir de la misma forma que se definieron los del cuerpo. Como ni los timones ni aletas se mueven independientemente los coeficientes aquí representados son para las dos aletas o los dos timones juntos.

$$L_{timón Y} = Y_{uvaleta} u^2 \delta_{re}$$

$$L_{aleta Z} = Z_{uwaleta} u^2 \delta_{se}$$

El momento será igual a multiplicar la fuerza de sustentación por la posición del centro de presiones en la aleta que llamaremos x_{aleta} .

$$M_{\text{timón } N} = Y_{u\text{aleta}} u^2 \delta_{re} x_{\text{aleta}} = N_{u\text{aleta}} u^2 \delta_{re}$$

$$M_{\text{aleta } M} = Z_{u\text{aleta}} u^2 \delta_{se} x_{\text{aleta}} = M_{u\text{aleta}} u^2 \delta_{se}$$

Donde δ_{se} y δ_{re} son los ángulos efectivos de la aleta y del timón respectivamente y quedan expresados en función del ángulo de ataque que tenga el vehículo con respecto al buque β y el ángulo de timón o de aleta que nosotros especifiquemos al vehículo $\delta_s \delta_r$.

$$\delta_{re} = \delta_r - \beta_{re}$$

$$\delta_{se} = \delta_s + \beta_{se}$$

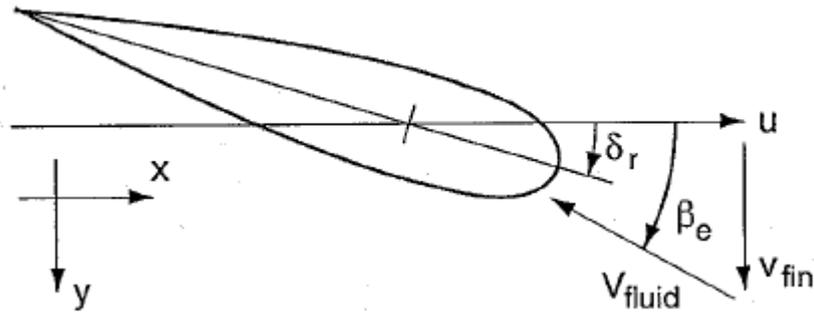


Figura 14: Ángulo de ataque efectivo del timón.

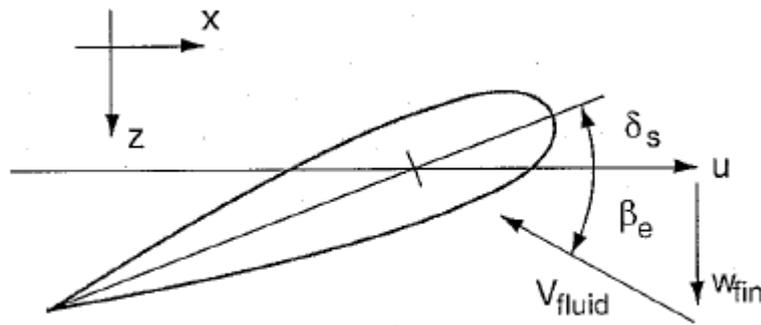


Figura 15: Ángulo de ataque efectivo de la aleta.

Se cumplirán las siguientes igualdades:

$$Y_{uu\delta r} = -Y_{u\text{aleta}}$$

$$Z_{uu\delta s} = Z_{u\text{aleta}}$$

$$M_{uu\delta s} = M_{u\text{aleta}} = Z_{u\text{aleta}}$$

$$N_{uu\delta r} = -N_{u\text{aleta}} = -Y_{u\text{aleta}}$$

$$M_{uqaleta} = Z_{uqaleta}x_{aleta}$$

$$N_{uraleta} = -Y_{uraleta}x_{aleta}$$

3.6.4.3 Términos Combinados.

Los coeficientes de fuerzas y momentos de sustentación globales del vehículo se obtendrán como:

$$Y_{uv} = Y_{uwl} + Y_{uwaleta}$$

$$Y_{ur} = Y_{ura} + Y_{uraleta}$$

$$Z_{uw} = Z_{uwl} + Z_{uwaleta}$$

$$Z_{uq} = Z_{uqa} + Z_{uqaleta}$$

$$M_{uw} = M_{uwa} + M_{uwl} + M_{uwaleta}$$

$$M_{uq} = M_{uqa} + M_{uqaleta}$$

$$N_{uv} = N_{uva} + N_{uwl} + N_{uwaleta}$$

$$N_{ur} = N_{ura} + N_{uraleta}$$

4 FUNDAMENTO DEL ANÁLISIS POR CFD.

Conocer una estimación de las resistencias al movimiento del vehículo a diseñar es muy importante, ya que esta nos ayudará a saber que potencia necesitamos instalar a bordo y el comportamiento que tendría el vehículo cuando actuemos sobre él mediante los propulsores.

La mecánica de fluidos computacional (CFD) es una de las ramas de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas sobre el flujo de gases y líquidos. Aun con ecuaciones simplificadas y superordenadores de alto rendimiento, solo se pueden alcanzar resultados aproximados en muchos casos. La continua investigación, sin embargo, permite la incorporación de software que reduce la velocidad de cálculo así como el margen de error al tiempo que permite analizar situaciones cada vez más complejas como los flujos turbulentos o casos con superficie libre. La verificación de los datos obtenidos por CFD suele ser realizada en túneles de viento u otros modelos físicos a escala como tanques de experiencias hidrodinámicas.

El método consiste en discretizar una región del espacio creando lo que se conoce por una malla espacial, dividiendo una región del espacio en pequeños volúmenes de control. Después se resuelve en cada uno de ellos las ecuaciones de conservación discretizadas, de forma que en realidad, se resuelve una matriz algebraica en cada celda de forma iterativa hasta que el residuo es suficientemente pequeño.

4.1 Historia de los CFD.

La utilización de los canales de Ensayos Hidrodinámicos y las pruebas en mar abierto, a través de la investigación experimental con modelos o el propio vehículo, ha sido desde hace tiempo el único medio de predicción del comportamiento del flujo y de las fuerzas que actúan sobre el buque. No obstante, la introducción de análisis matemáticos ha cuestionado la necesidad y prioridad de los ensayos realizados con modelos.

Aunque los primeros análisis matemáticos de un flujo fluido comenzaron a desarrollarse a principios del siglo XVIII, cuando Laplace, Bernoulli y Euler establecieron las ecuaciones básicas de la Mecánica de Fluidos, de hecho, su utilización para aplicaciones en ingeniería fue escasa debido a la complejidad de su estructura y falta de recursos numéricos en aquel momento.

En el siglo XIX fueron Navier y Stokes los que establecieron las ecuaciones fundamentales que describen un flujo real en fluidos viscosos. De igual manera seguía ocurriendo que, exceptuando unos pocos casos sencillos para los que podían encontrarse soluciones analíticas, la mayor parte de las veces las ecuaciones no pueden resolverse en los casos de interés práctico.

Prandtl desarrolló, a comienzos del siglo XX, la teoría de la capa límite como una simplificación de la solución de Reynolds para las ecuaciones de Navier-Stokes. Las ecuaciones de la capa límite constituyeron el primer medio de análisis de un flujo no sólo en casos de interés académico, sino en situaciones de interés técnico, con las limitaciones impuestas por los medios existentes en su día.

El concepto de capa límite presenta restricciones que limitan su rango de aplicación. En los casos en que existen fenómenos de turbulencias y separación de capa límite resulta obligatorio utilizar las soluciones de las ecuaciones de Navier-Stokes.

En 1945 fue cuando Neuman, en un congreso, propuso, por primera vez, usar el ordenador para integrar las ecuaciones de la mecánica de fluidos. La capacidad de cálculo había mejorado considerablemente y parecía posible encontrar soluciones matemáticas fiables. Con ello se recuperaba la vieja tesis de Lagrange sobre la posibilidad de resolver matemáticamente los problemas que plantea el estudio del movimiento de los fluidos.

Otro punto de partida de los nuevos métodos fue el trabajo de Hess y Smith, publicado en 1962 en donde por primera vez se podía calcular el flujo potencial, en tres dimensiones, alrededor de formas arbitrarias con condiciones en los límites. Dawson en 1977, introdujo la superficie libre, aunque apoyándose en una linealización de la condición de superficie libre. Para hacerlo se partía de una solución de modelo doble y luego se buscaba otra solución imponiendo la condición de superficie libre sobre la propia superficie deformada.

Estas soluciones iniciales se basan en los flujos potenciales asumiendo que el fluido no tiene viscosidad y que el flujo es irrotacional por lo que el campo de velocidades puede obtenerse como gradiente de una función potencial y la ecuación diferencial que rige el proceso es la ecuación de Laplace. Sin embargo, al no tener en cuenta la viscosidad, su alcance es limitado. De esta forma, al principio de los sesenta, el flujo viscoso se calculaba a partir de las ecuaciones de la capa límite bidimensional.

Se pasó posteriormente a considerar la capa límite tridimensional, pero los resultados no eran totalmente satisfactorios en la popa del buque donde el espesor de la capa límite es grande y donde también aparecen fenómenos de separación.

Desde entonces, el desarrollo de algoritmos para la solución no estacionaria de las ecuaciones de Navier-Stokes y para la solución mediante una estimación de un valor promedio de estas ecuaciones (RANSE: Reynolds Averaged Navier Stokes Equations) han avanzado considerablemente. Métodos numéricos como el de diferencias finitas, elementos finitos y volúmenes finitos se están utilizando con buenos resultados.

Todo esto ha dado lugar a la aparición de una nueva disciplina en el campo de la Mecánica de Fluidos, la "Mecánica de Fluidos Computacional" (CFD) en fase de desarrollo permanente.

4.2 Herramientas existentes (Información general).

Dentro del ámbito naval, las herramientas CFD, pueden ser clasificadas dentro de dos grandes grupos: aquellas que consideran flujo potencial y aquellas que consideran flujo viscoso.

4.2.1 Flujo potencial.

Los flujos potenciales asumen que el fluido no tiene viscosidad y que el flujo es irrotacional por lo que la vorticidad es cero, luego:

$$\omega = \nabla \times u = 0$$

Esto implica que el campo de velocidades puede obtenerse como gradiente de una función llamada potencial de velocidades y denotada como ϕ

$$u_i = \frac{\partial \phi}{\partial x_i}$$

Y la ecuación diferencial que rige el proceso es la ecuación de Laplace. Que para flujo incompresible debe cumplirse que:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i^2} = 0$$

Dentro de este grupo esta con y sin superficie libre.

4.2.2 Flujo viscoso.

En el otro grupo tendremos las herramientas que consideran flujo viscoso, que son aquellas que consideran la viscosidad del fluido, dividiéndose a su vez con o sin superficie libre.

En el desarrollo de este proyecto será necesario flujo viscoso pero no consideraremos el efecto de superficie libre ya que consideramos el vehículo completamente sumergido.

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0$$

Ecuación de cantidad de movimiento.

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} = \nu \Delta u_i$$

Ecuación de energía.

$$\frac{\partial E}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \phi + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right)$$

Donde:

- Δ es el operador laplaciano.
- E es la energía interna por unidad de masa.
- Ψ es el ratio de disipación de energía mecánica.
- ν es la viscosidad cinemática.
- k es el coeficiente de conductividad térmica.

- T es la temperatura.

4.3 Utilización de los CFD.

Este tipo de herramientas tienen aplicación en casi todos los campos de la técnica actual desde la medicina a la ingeniería. Así mismo ocurre en la hidrodinámica, aquí aparece en los siguientes campos:

- Flujos en el interior de tuberías y conductos.
- Maniobrabilidad: El análisis mediante herramientas CFD de los flujos alrededor de apéndices del buque permiten calcular los distintos momentos producidos y así, evaluar la maniobrabilidad del buque.
- Comportamiento en el mar: En este campo los CFD constituyen una parte poco madura. Una de las cosas es estudiar las cargas de oleaje y viento sobre las estructuras que resulta ser muy importante para un buen diseño.
- Resistencia y propulsión: Las aplicaciones CFD se centran fundamentalmente en ese campo. Aquí sobre todo, hasta finales de los 90 se solían utilizar cálculos potenciales donde se desprecian los efectos de la viscosidad y formación de olas en superficie libre. Esto proporciona cálculos simples, rápidos y más o menos acertados. Sin embargo, con el tiempo y ya a finales de los 90, empezaron a considerarse todos estos efectos siendo estos los puntos que plantean los mayores problemas en la actualidad.
- Diseño de propulsores: En campo de los CFD las técnicas utilizadas son viscosas ya que permiten un mejor cálculo del rendimiento del propulsor para una mejor aproximación a los resultados de experimentos reales. Aquí se emplean técnicas BEM ("Boundary Element Methods") u otras como superficies sustentadoras.

En este proyecto se van a utilizar los CFD tanto para el análisis de la resistencia al avance del modelo como para determinar los coeficientes que nos determinen como se va a comportar el vehículo.

4.4 ¿Por qué su elección?

Porque hoy en día los CFD son una ayuda a otras herramientas de análisis y experimentación, como los túneles de viento o canales hidrodinámicos, que deben ser usadas en conjunto.

4.4.1 Ventajas.

Las ventajas del análisis con técnicas CFD se resumen en las siguientes:

- Reducción sustancial en tiempo y costes en los nuevos diseños.

- Posibilidad de analizar sistemas y condiciones muy difíciles de simular experimentalmente.
- Capacidad de estudiar sistemas bajo condiciones peligrosas o más allá de sus condiciones límites de funcionamiento, por ejemplo, accidentes con sustancias tóxicas.
- Nivel de detalle prácticamente ilimitado. Los métodos experimentales son tanto más caros cuanto mayor es el número de puntos de medida, mientras que los programas CFD pueden generar gran cantidad de información sin coste añadido y con posibilidad de hacer estudios paramétricos.
- Valor añadido del producto. Existe la capacidad de generación de gráficos que permiten una mejor comprensión del resultado y así estimular la compra del producto.

4.4.2 Inconvenientes.

Los mayores inconvenientes son:

- Se precisa de un gran conocimiento de las ecuaciones que modelan ciertos fenómenos físicos, necesitando personal con grandes conocimientos en la materia.
- No siempre es posible llegar a resultados que sean suficientemente precisos, dando lugar a grandes errores en cuestiones básicas.
- Simplificación del fenómeno a estudiar para que el hardware y el software puedan abordarlo. El resultado será tanto más preciso cuanto más adecuadas hayan sido las hipótesis y simplificaciones realizadas.
- La existencia de insuficientes e incompletos modelos para simular el efecto de la turbulencia, fenómenos multifásicos o la combustión, entre otros.
- La tendencia humana a creerse todo lo procedente del ordenador, sobre todo cuando se presentan resultados de forma atractiva.

5 HERRAMIENTA UTILIZADA: SOLIDWORKS

SolidWorks es un programa de diseño mecánico en 3D que utiliza un entorno gráfico basado en Microsoft Windows, intuitivo y fácil de manejar. Su filosofía de trabajo permite plasmar sus ideas de forma rápida sin necesidad de realizar operaciones complejas y lentas.

Las principales características que hace de SolidWorks una herramienta versátil y precisa es su capacidad de ser asociativo, variacional y paramétrico de forma bidireccional con todas sus aplicaciones. Además utiliza el Gestor de diseño (FeatureManager) que facilita enormemente la modificación rápida de operaciones tridimensionales y de croquis de operación sin tener que rehacer los diseños ya plasmados en el resto de sus documentos asociados.

Junto con las herramientas de diseño de Pieza, Ensamblajes y Dibujo, SolidWorks incluye Herramientas de Productividad, de Gestión de Proyectos, de Presentación y de Análisis y Simulación que lo hacen uno de los estándares de diseño mecánico más competitivo del mercado.

5.1 Módulos.

SolidWorks usa muchos módulos como CAD 3D, Visualización, Simulation, Gestión de datos de productos, Comunicación técnica, Diseño eléctrico y 3DEXPERIENCE.

Este proyecto se va a centrar en el módulo de Simulation, el cual se divide en otros 4 módulos:

- Simulation Premium.
- Flow Simulation.
- Plastics.
- Sustainability.

De estos grupos se centrará en Flow Simulation que es la herramienta que se ha usado para el cálculo de los coeficientes hidrodinámicos, que se explican en los siguientes capítulos.

SolidWorks Flow Simulation es un nuevo tipo de software de análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD), denominado CFD concurrente, totalmente integrado en el entorno de diseño mecánico para todas las aplicaciones de ingeniería generales.

Todo el software de CFD incluye una representación de las ecuaciones de Navier-Stokes, modelos de turbulencia y modelos de fenómenos físicos. Desde principios de los años ochenta, la complejidad de los códigos de CFD ha ido en aumento, en especial en el modelado físico, pero con un menor énfasis en la gestión de la complejidad geométrica. En paralelo, los sistemas de CAD mecánicos se han convertido en la espina dorsal del proceso de creación de productos en prácticamente todos los sectores industriales, permitiendo construir geometrías muy complejas con relativa facilidad. En 1999, SolidWorks presentó la primera versión de FloWorks, que proporcionaba por primera vez la funcionalidad de simulación de CFD dentro de un programa de CAD mecánico que usaba directamente la geometría nativa del CAD como punto de partida para el proceso de CFD. Desde entonces, ha aparecido una serie de herramientas integradas en CAD y asociadas con CAD. Estas herramientas utilizan distintas tecnologías

numéricas para la CFD tradicional, desde generación de mallado hasta esquemas de diferenciación y tratamiento de paredes, pero no se ha publicado mucho sobre su funcionamiento interno. En este informe se examina en profundidad la base numérica de SolidWorks Flow Simulation, anteriormente llamado FloWorks.

La idea se basa en la elección de la tecnología de mallado en SolidWorks Flow Simulation y el impacto que la elección de una malla basada en coordenadas cartesianas tiene sobre la forma en que la geometría se gestiona, en concreto las interfaces sólidos-fluidos y sólidos-sólidos, el tratamiento de paredes utilizado para capturar la evolución de las capas de contorno y el cálculo de la fricción superficial y los flujos de calor. Un desafío concreto es el tratamiento de las paredes delgadas y los vaciados multicapa.

Por último, se muestra cómo los modelos de malla rectilínea y capa de contorno se han ampliado con un conjunto de modelos físicos que abarcan: gases reales; flujos supersónicos e hipersónicos; combustión premezclada y no premezclada de gases; ebullición; procesos de cavitación y condensación. También se presentarán brevemente los modelos de radiación que representan las características espectrales.

El enfoque de SolidWorks Flow Simulation se basa en dos principios fundamentales:

- Uso directo de datos nativos de CAD como origen de la información de la geometría.
- Combinación de modelado de CFD en 3D completo con métodos de ingeniería más sencillos en los casos en los que la resolución de la malla es insuficiente para la simulación completa en 3D.

La tecnología de SolidWorks Flow Simulation que funciona en el sistema de CAD, SolidWorks, incorpora una serie de tecnologías:

- Gestión de datos de CAD
- Generación de mallado
- Solvers de CFD
- Tecnologías de modelado de ingeniería; y
- Procesado de resultados

5.2 Capacidades.

Este programa tiene muchas herramientas y utilidades que abarcan una gran cantidad de soluciones. Desde hacer un ensamblaje a partir de una o varias piezas hasta poder simular un túnel de viento, corriente de agua, etc.

En este apartado se va a hablar sobre lo que se ha podido realizar con el programa y también lo que no se ha podido. Para explicarlo se va a ir paso por paso hablando sobre lo que se ha ido haciendo.

Primero se va a hablar de lo que se ha hecho con SolidWorks, en el cual se ha hecho un ensamblaje a partir de varias piezas y después, se ha elegido el sistema de referencia que se necesitaba para hacer los cálculos, el cual ha sido el centro de masas.

Después, se ha usado la herramienta Flow Simulation en el cual se han hecho las simulaciones necesarias para el cálculo de los coeficientes hidrodinámicos.

Esta herramienta ha permitido realizar un volumen alrededor del ensamblaje (con la opción de Wizard) en el cual dentro de dicho volumen se puede llenar de un fluido. Se ha podido elegir el Sistema de Unidades que a interesaba. También permite hacer análisis internos y externos, este último es el caso de este proyecto. Dentro de que sea interno o externo permite darle otras propiedades físicas al fluido como conducción de calor en sólidos, radiación, que dependa del tiempo, que tenga gravedad y que tenga rotación. Tiene una gran variedad de fluidos, los cuales se pueden seleccionar para cada ensayo. Permite darle rugosidad a las paredes y darle unas condiciones iniciales a la temperatura, presión y velocidad. También se puede elegir el régimen del fluido, laminar, turbulento o ambos.

Cuando se tiene todo esto seleccionado, se puede editar el volumen (Computational Domain) y las condiciones del fluido (Fluid Subdomain). Es aquí cuando el programa permite añadir unas condiciones de contorno (Boundary Conditions) a la simulación y también es donde se eligen los objetivos que se van a calcular (Goals). Y aquí permite hacer un mallado (Mesh) al ensamblaje para poder ser más exactos en los cálculos. Ahora seleccionamos Calculation Control Options que es donde se elige los objetivos que estén totalmente calculados y el número de iteraciones totales de la simulación. Cuando este todo correcto para comenzar la simulación se selecciona Run.

A la hora del poner el mallado no deja cambiar la forma de las celdas, sólo deja poner las celdas cuadradas o rectangulares, lo cual puede ser que en las zonas donde la pieza sea más compleja los resultados no sean del todo exactos.

En este instante comienza a funcionar el programa Solver, el cual comienza a simular el fluido en contacto con la pieza según se ha especificado. Este programa da la opción de visualizar el porcentaje que llevan completados los objetivos y también permite ver cómo va en cada momento las diferentes propiedades del fluido como la velocidad, presión, etc.

Después de acabar la simulación el programa Solver, Flow Simulation permite exportar todos los datos en una hoja Excel, que es lo que se ha ido haciendo. También, permite hacer animaciones sobre los resultados como ver la trayectoria de las partículas del fluido, seccionar la pieza y ver los valores de las propiedades, y hacer gráficas de los datos obtenidos, como algunas cosas más.

Por tanto, con todo lo que se ha explicado, este programa es capaz de calcular todos los coeficientes hidrodinámicos excepto el de la Masa añadida. Esto es debido a que no se puede o no se ha sabido dar aceleración al ensamblaje, lo que es necesario para poder calcular este coeficiente.

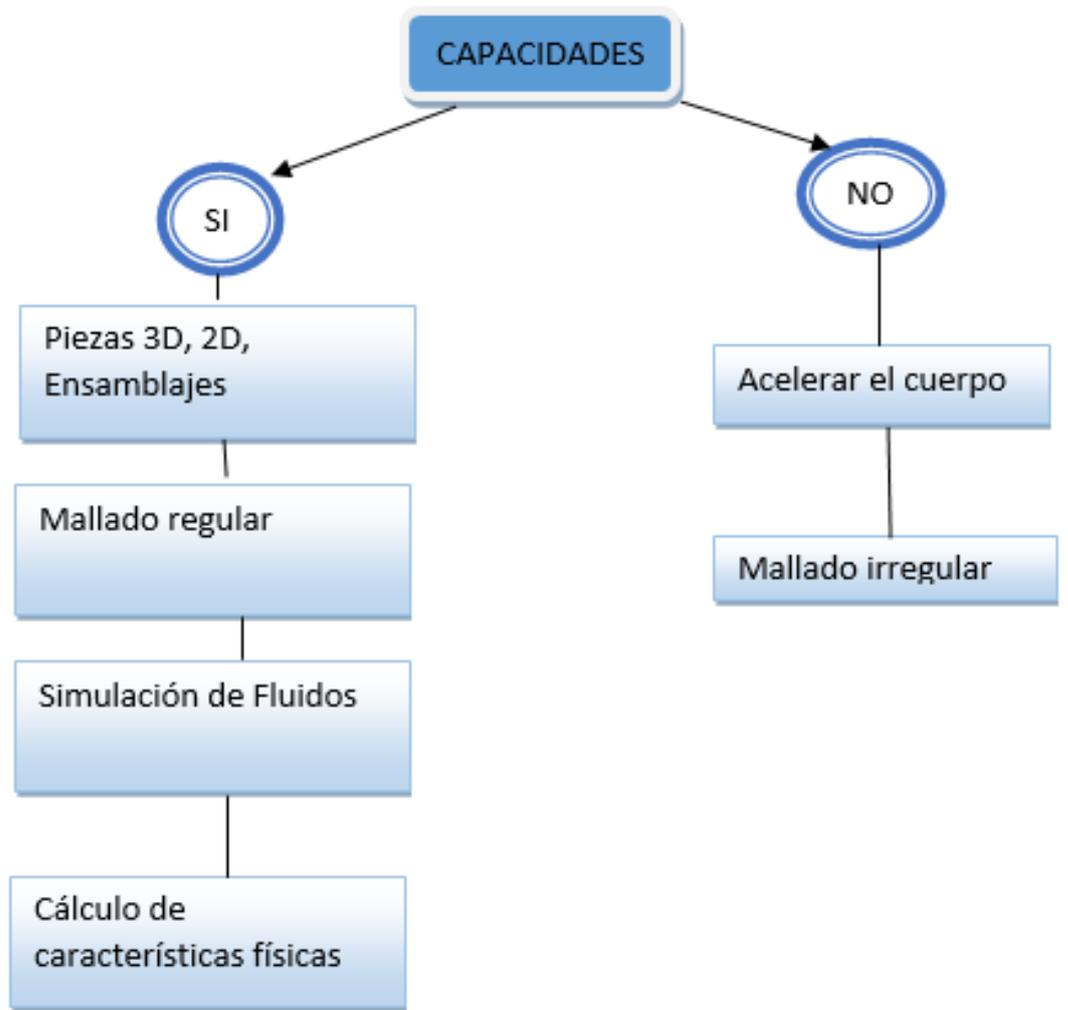


Figura 16: Capacidades de Solidworks

6 MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN PARA OBTENCIÓN DE COEFICIENTES HIDRODINÁMICOS.

En este capítulo se van a estimar los coeficientes de amortiguamiento o resistencia para un modelo de REMUS 100, se realizará esta estimación mediante los programas SolidWorks y Matlab. Los resultados obtenidos se compararán con los proyectos de Antonio Garrido [1] y con Hoerner [3].

Hay que destacar que el sistema de referencia que se ha utilizado en las simulaciones no es el mismo que el del convenio utilizado en los UUVs, ya explicado en el Capítulo 3. En el sistema de referencia utilizado la dirección “x” positiva se toma hacia delante, la dirección “y” positiva se toma hacia arriba y la dirección “z” positiva se toma hacia la derecha.

Las velocidades se han introducido contrarias a los ejes de referencia.

También hay que decir que se han pasado los resultados obtenidos al sistema de referencia del convenio utilizado en los UUV.

Después de tener claro esto, se explica los siguientes pasos para el cálculo de los coeficientes hidrodinámicos.

6.1 Objetivos.

Para obtener los coeficientes hidrodinámicos hay que simular el ensamblaje que se vaya a utilizar con el fluido a distintas velocidades, tanto lineales como de rotación. Lo que se ha hecho es calcular mediante la simulación las diferentes Fuerzas y Momentos que se producían en el ensamblaje dándole al fluido distintas velocidades. Antes de simular, se ha elegido el tipo de mallado a utilizar. Estos valores de las fuerzas y momentos se han agrupado y se ha hecho una regresión cuadrática, cuyos resultados son los coeficientes buscados, tanto cuadráticos como lineales.

6.2 Mallado.

En primer lugar se va a definir el tipo de mallado que se va poner para la realización de las simulaciones.

Se han realizado varias pruebas de mallado en las que al final se escogió un mallado que en relación tiempo de simulación y resultados ha sido el mejor.

El mallado es muy importante para la obtención de los datos, debido a que los resultados varían mucho según el mallado que se use.

SolidWorks no permite cambiar el estilo de las celdas de mallado, siempre suelen ser prismáticas o cúbicas. Tampoco deja mallar el vehículo por partes, para poder tener una malla más fina donde hay apéndices. Por lo que se ha intentado hacer un mallado en el que se tengan resultados razonables.

En el primer mallado utilizado (el número de celdas es 45292), los resultados difieren mucho de los que ya se tienen, por lo que se ha desechado este mallado. Al final se ha escogido el mallado que da los resultados más próximos a los que se tienen de la bibliografía (el número de celdas es 216765).

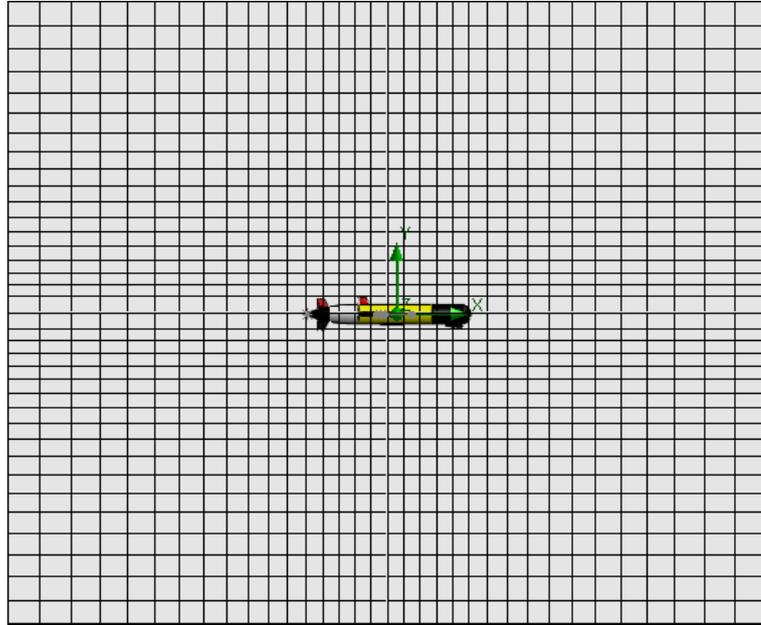


Figura 17: Mallado desechado por malos resultados.

En el mallado de la figura 17 hay un número total de celdas de 45292, las cuales del fluido son 44831 celdas y al vehículo simplemente unas 461 celdas. Nada más que viendo estos datos es fácil llegar a la conclusión de que los resultados que se obtienen pueden ser erróneos.

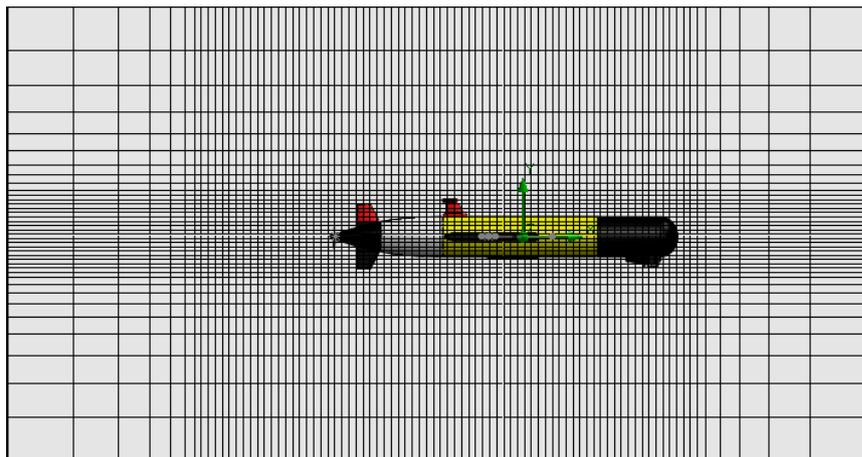
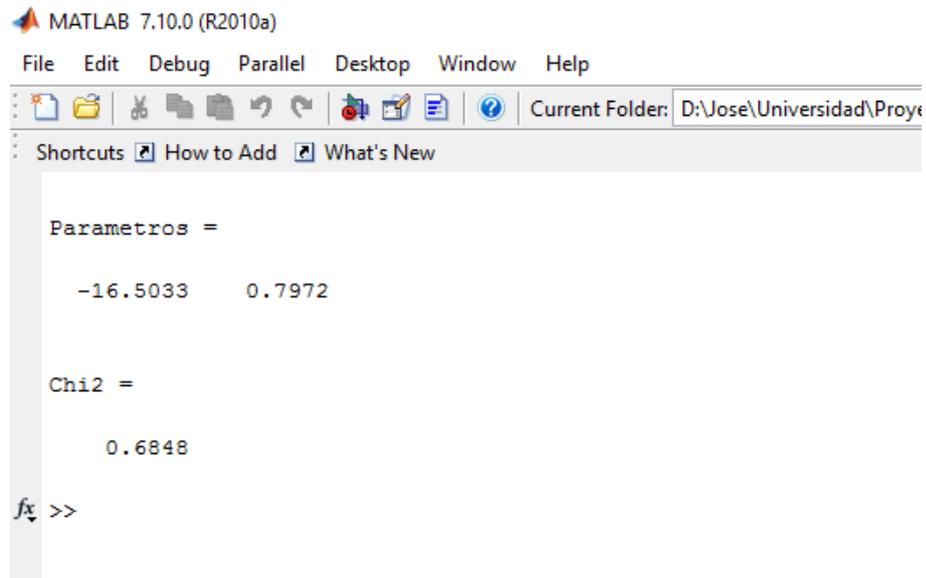


Figura 18: Mallado elegido para nuestras simulaciones.

Mientras que en la figura 18 el mallado tiene un total de 133838 celdas, las cuales 129013 corresponde al fluido y 4825 corresponden al vehículo. Se puede observar que las celdas referidas al vehículo son más de 10 veces el del anterior mallado. Por lo que se mejoran los resultados obtenidos con el anterior mallado.

Se puede observar como en X se pone las distintas velocidades y en Y si pone los resultados obtenidos para cada velocidad tanto en las Fuerzas como en los Momentos.



```
MATLAB 7.10.0 (R2010a)
File Edit Debug Parallel Desktop Window Help
Current Folder: D:\Jose\Universidad\Proye
Shortcuts How to Add What's New

Parametros =

    -16.5033    0.7972

Chi2 =

    0.6848

fx >>
```

Figura 21: Ejemplo de los resultados de la regresión del cálculo de los CFD.

En la figura 21 se puede observar los resultados obtenidos. En parámetros hay dos valores, el primero es el valor cuadrático por ejemplo el llamado $X_{u|u|}$ y el segundo es el valor lineal, por ejemplo el X_u . El Chi2 es el error de Chi cuadrado que se está cometiendo en cada regresión. Si los resultados del Chi cuadrado dan muy altos puede significar que se debe realizar la simulación con un mallado más fino que el que se ha utilizado.

Con este código se obtiene una gráfica con las Fuerzas y Momentos en función de la velocidad como se observa en la figura 22.

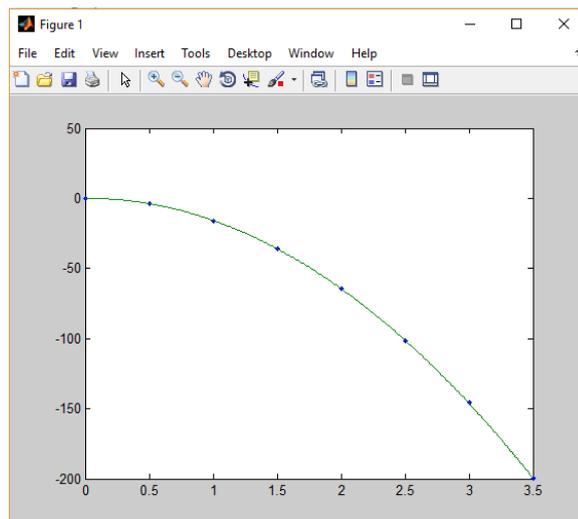


Figura 22: Ejemplo de representación de Velocidad frente a Fuerza.

7 RESULTADOS COMPARATIVOS PARA REMUS 100.

7.1 Amortiguamiento de Avance.

7.1.1 Movimiento de Avance.

7.1.1.1 Fuerzas y Momentos debidos al Arrastre axial en la dirección X.

Las fuerzas que aparecen son principalmente hidrostáticas y resistencia al avance. También aparecerá un momento de cabeceo, este momento se debe a que el vehículo no tiene simetría entre la parte superior y la inferior, esto hace que el centro de presiones no esté alineado con el centro de gravedad, además esta falta de simetría crea una fuerza de sustentación en la dirección Z, arfada, que tampoco está alineada con el centro de gravedad. Esta fuerza de sustentación es pequeña ya que también lo es la falta de simetría, por eso es de esperar un momento de cabeceo pequeño y una fuerza de arfada pequeña.

Sería interesante ver la distribución de velocidades en este caso.

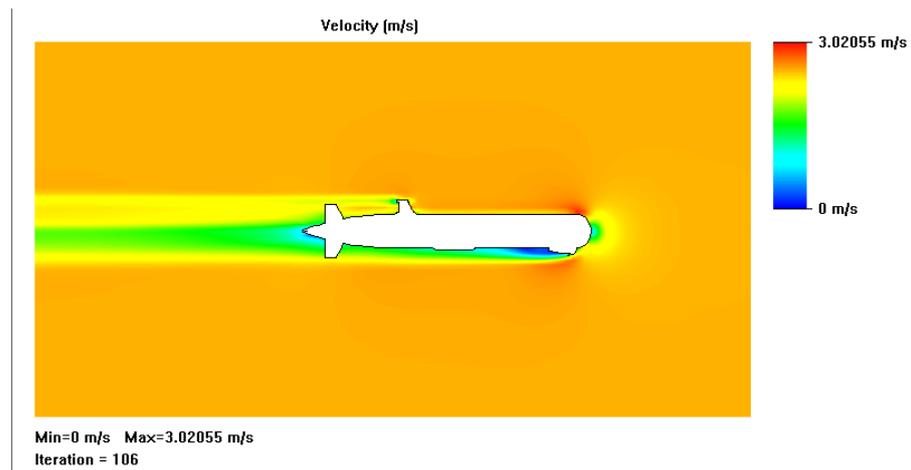


Figura 23: Distribución de velocidades vehículo a 2.5 m/s.

Velocidad (m/s)	Avance "X" (N)	Arfada "Z" (N)	Cabeceo "M" (N*m)
0	0	0	0
0.5	-1,0254	-0,18083	-0,0875
1	-4,0240	-0,6596	-0,2902
1.5	-9,1169	-1,4271	-0,6307
2	-16,3706	-2,0916	-0,8501
2.5	-25,8345	-3,1592	-1,2959
3	-37,4621	-3,6745	-1,2875
3.5	-51,1152	-4,4141	-1,3467

Tabla 2: Resultados de Resistencia de Arrastre, Sustentación y Momento Cabeceo en avance X.

Ahora sería interesante ver en una gráfica del avance, arfada y cabeceo producida por estas velocidades de avance como se observa en las figuras 24, 25 y 26.

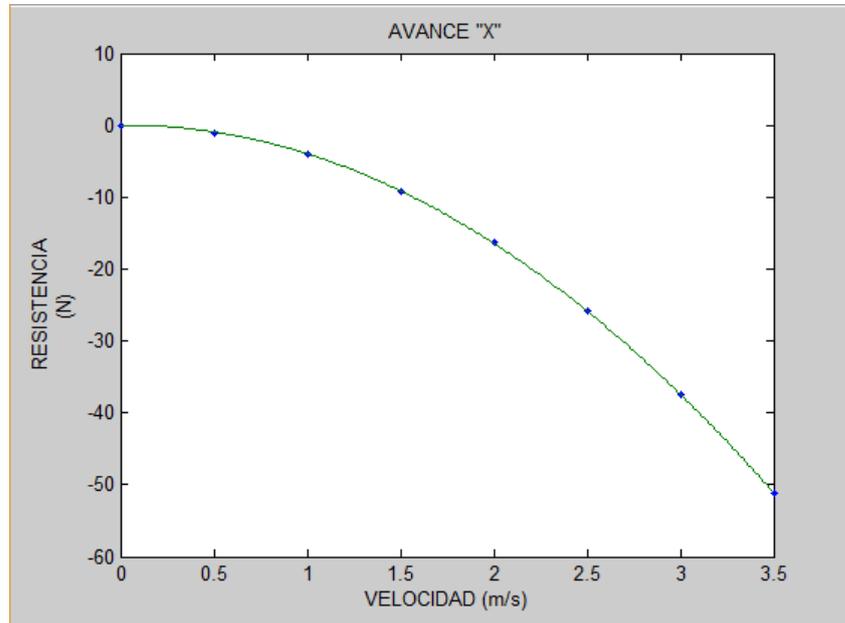


Figura 24: Resistencia del Avance vehículo moviéndose en X.

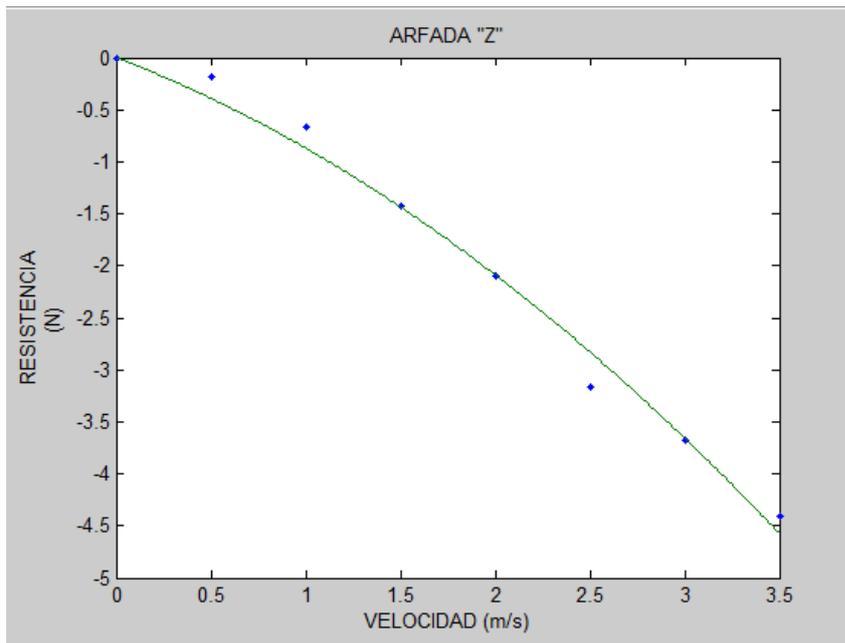


Figura 25: Resistencia de Arfada vehículo moviéndose en X.

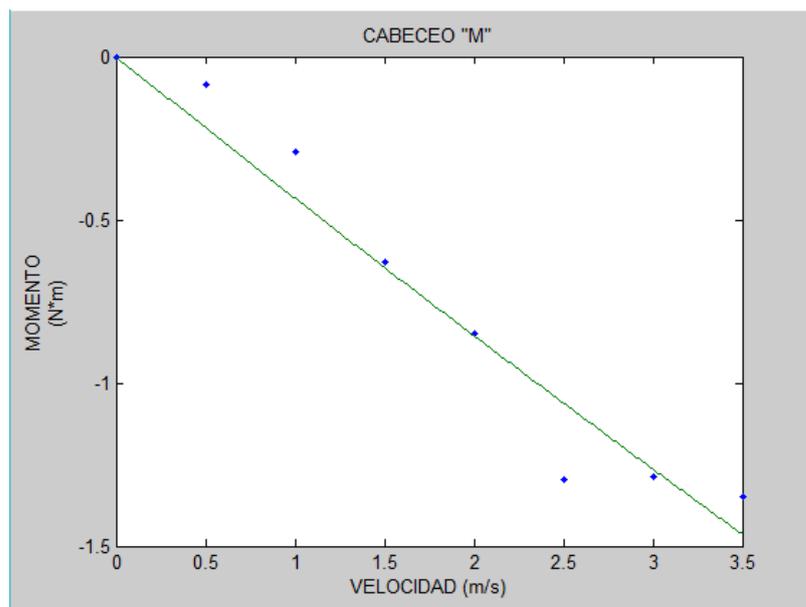


Figura 26: Momento de Cabeceo vehículo moviéndose en X.

7.1.1.2 Estimación de coeficientes.

Se puede ver en las gráficas 24,25 y 26 que la variación de la resistencia y los momentos se pueden aproximar bastante bien a una cuadrática en función de la velocidad, por lo que los términos de primer orden van a ser bastante pequeños y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

En la tabla 3 se van a representar el valor de los coeficientes calculados, tanto los valores cuadráticos como los valores lineales.

CFD	VALOR	UNIDADES
X_u	0.2885	(kg/s)
$X_{u u }$	-4.2544	(kg/m)
Z_u	-0.69339	(kg/s)
$Z_{u u }$	-0.1751	(kg/m)
M_u	-0.4405	(kg · m/s)
$M_{u u }$	0.0063	(kg)

Tabla 3: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en X en función de la Velocidad.

Debido a las simetrías del vehículo los coeficientes de arfada y cabeceo para el arrastre axial, deberían ser 0.

7.1.2 Movimiento de Deriva.

7.1.2.1 Fuerzas y Momentos debidos al Arrastre Axial en la dirección Y.

Principalmente la fuerza que aparece es resistencia a la Deriva. También aparecerá un momento de Guiñada y de Balance, esto es debido a que no hay simetría, es decir, que al tener las aletas se ejerce más resistencia y hace que el vehículo se pueda girar en el eje X y Z.

Se mostrará la distribución de velocidades en este caso.

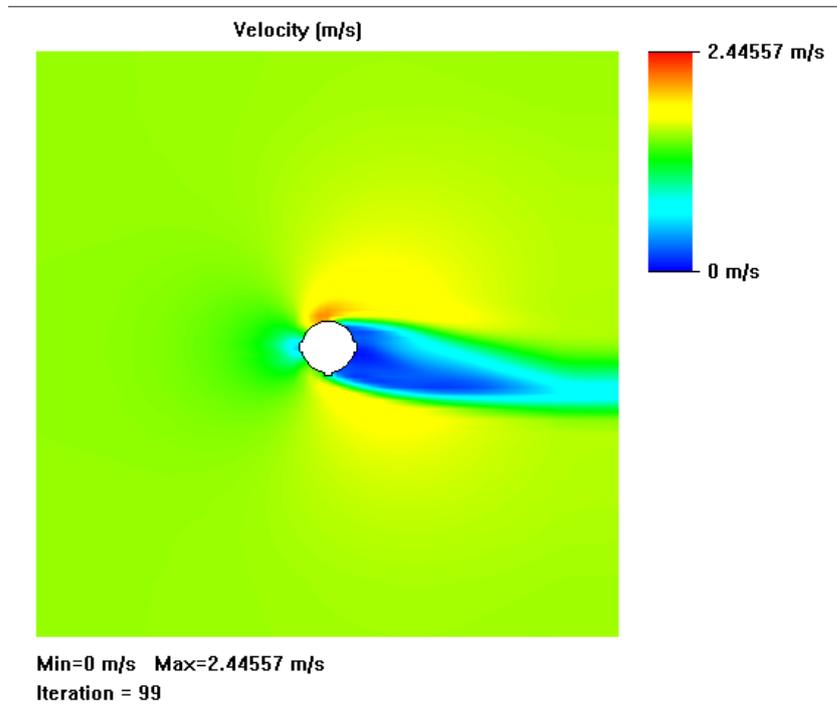


Figura 27: Distribución de velocidades vehículo moviéndose a 1.5 m/s.

Velocidad (m/s)	Deriva "Y" (N)	Balance "K" (N*m)	Guiñada "N" (N*m)
0	0	0	0
0.5	-27.6733	-0,0631	-3.9359
1	-110.7382	-0,2580	-15.9749
1.5	-248.9815	-0.5741	-35.9738
2	-444.5881	-1.0179	-64.1341
2.5	-693.4292	-1.5874	-101.3891
3	-998.7540	-2.3058	-145.5814
3.5	-1365.7819	-3.1364	-199.7228

Tabla 4: Fuerza de Deriva y Momentos de Guiñada y Balance debido al movimiento axial en la dirección Y.

A continuación, se representará la fuerza de Deriva y los momentos de Guiñada y Balance con respecto a la velocidad en la dirección Y.

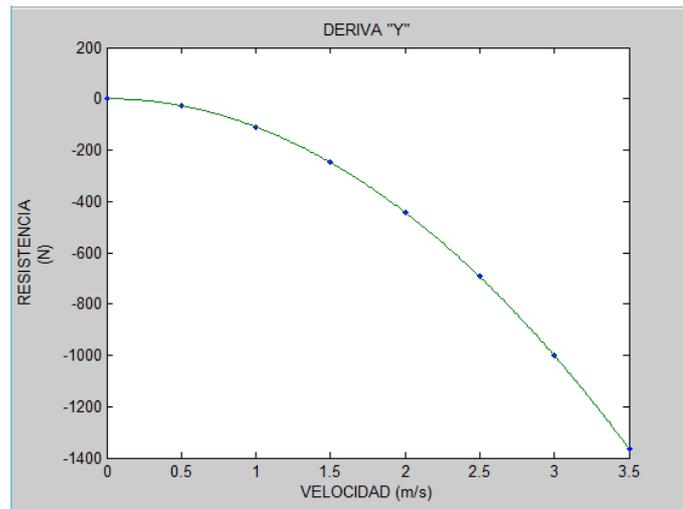


Figura 28: Resistencia de Deriva vehículo moviéndose en dirección Y.

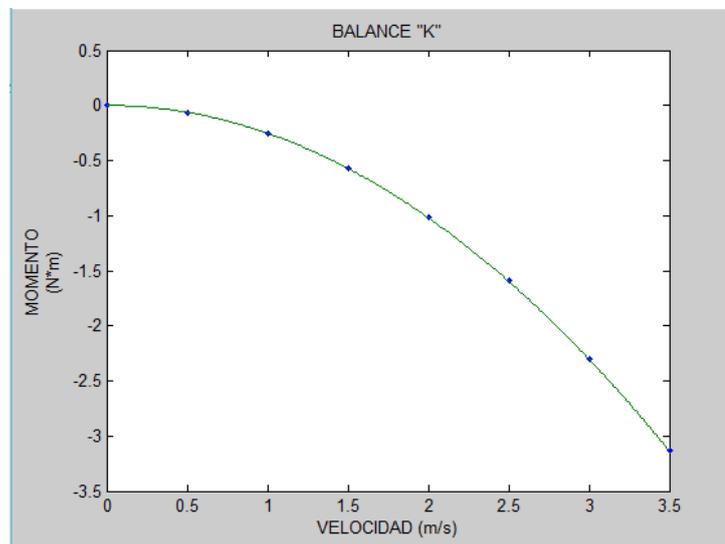


Figura 29: Momento de Balance vehículo moviéndose en dirección Y.

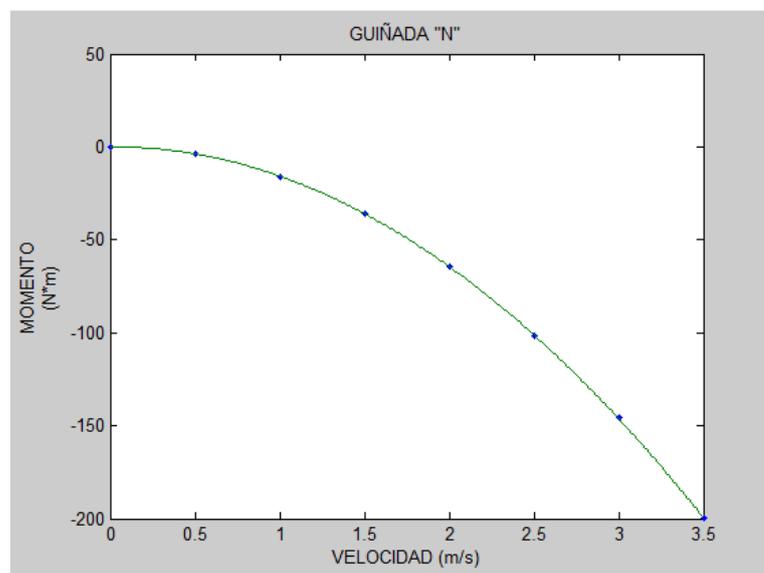


Figura 30: Momento de Guiñada vehículo moviéndose en dirección Y.

7.1.2.2 Estimación de coeficientes.

Se puede ver en las gráficas anteriores que la variación de la resistencia y los momentos se pueden aproximar bastante bien a una cuadrática en función de la velocidad, por lo que los términos de primer orden van a ser bastante pequeños y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

En la tabla 5 se van a representar el valor de los coeficientes calculados, tanto los valores cuadráticos como los valores lineales.

CFD	VALOR	UNIDADES
Y_v	1.9567	(kg/s)
$Y_{v v }$	-111.8957	(kg/m)
K_v	0.0046	(kg · m/s)
$K_{v v }$	-0.2573	(kg)
N_v	-0.7972	(kg · m/s)
$N_{v v }$	-16.5033	(kg)

Tabla 5: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Y en función de la Velocidad.

7.1.3 Movimiento de Arfada.

7.1.3.1 Fuerzas y Momentos debidos al Arrastre axial en la dirección Z.

Se espera que los resultados obtenidos sean similares a los obtenidos cuando el vehículo se desplaza en el eje Y, pero algo menores ya que el sonar de proa y el GPS tienen menos influencia. Tampoco se espera que haya un momento de balance ya que el vehículo es simétrico de babor a estribor.

En la tabla 5 se exponen los resultados para la resistencia de arrastre axial para el vehículo a varias velocidades en el eje Z.

Se mostrará la distribución de velocidades en este caso.

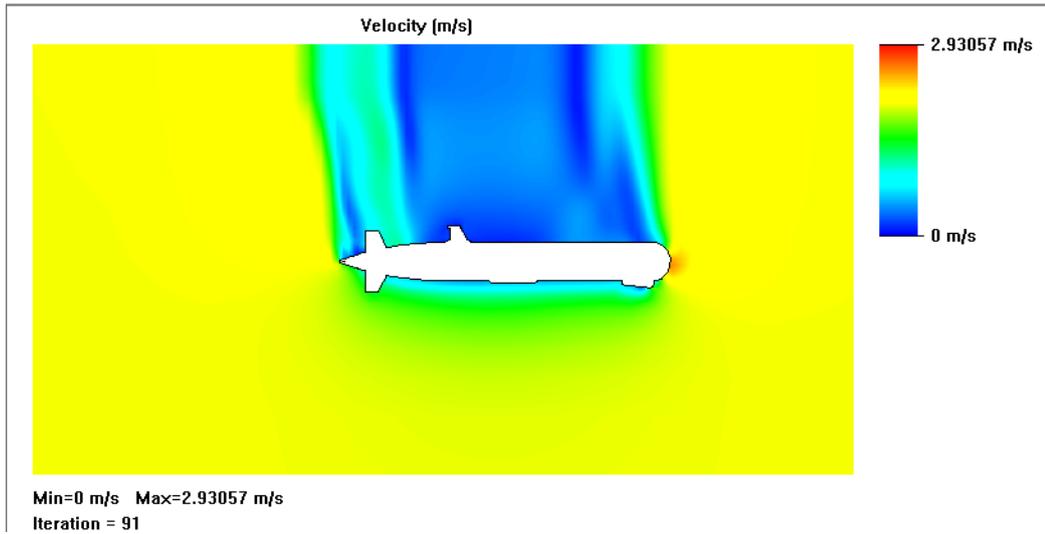


Figura 31: Distribución de velocidades vehículo a 2 m/s.

Velocidad (m/s)	Arfada "Z" (N)	Cabeceo "M" (N*m)
0	0	0
0.5	-25.1463	3.8007
1	-102.0634	15.4597
1.5	-229.1790	35.3359
2	-404.4278	63.6876
2.5	-634.0602	101.1077
3	-915.6702	146.8175
3.5	-1253.3192	202.9565

Tabla 6: Fuerza de Arfada y Momento de Cabeceo debido al movimiento axial en la dirección Z.

Se puede observar como el momento de cabeceo es del orden del momento de guiñada cuando el vehículo se mueve en la dirección Y, lo más probable que sea debido por las aletas.

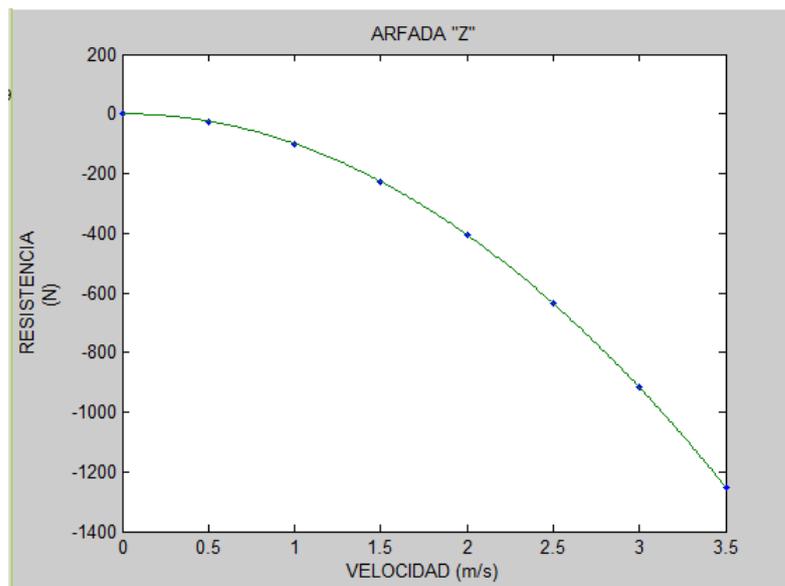


Figura 32: Resistencia de Arfada vehículo moviéndose en dirección Z.

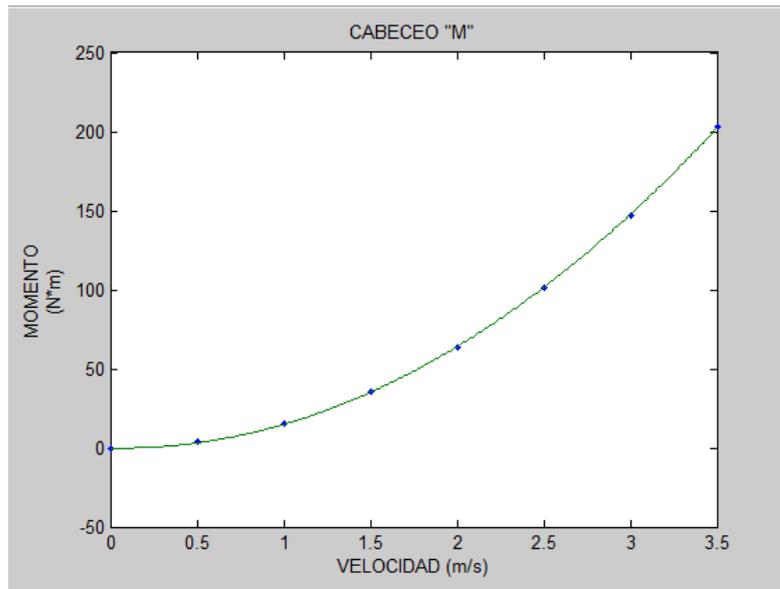


Figura 33: Momento de Cabeceo vehículo moviéndose en dirección Z

7.1.3.2 Estimación de coeficientes.

Al igual que sucede en el caso del movimiento en Y, se puede ver como la variación tanto de la resistencia como el momento se pueden aproximar a una regresión cuadrática en función de la velocidad y los términos lineales serán muy bajos y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

En la tabla 7 se observa el valor de los coeficientes, tanto cuadráticos como lineales.

CFD	VALOR	UNIDADES
Z_w	2.9784	(kg/s)
$Z_{w w }$	-102.9621	(kg/m)
M_w	-0.0205	(kg · m/s)
$M_{w w }$	17.1708	(kg)

Tabla 7: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Z en función de la Velocidad.

7.1.4 Movimiento de Balance.

Se puede estimar la resistencia de balance del vehículo asumiendo que al ser el cuerpo del vehículo de revolución, su resistencia al balance sólo se deberá a fricción y será despreciable. La principal componente del balance proviene de las aletas y timones al oponerse al giro. Por lo que simplemente se calculará el momento de Balance $K_{p|p|}$.

Primero, se mostrará los diferentes valores de este momento para cada velocidad angular del fluido en el eje X.

Velocidad de giro (rad/s)	Balance "K" (N*m)
0	0
0.5	-0.0129
1	-0.0510
1.5	-0.1140
2	-0.2015
2.5	-0.3145
3	-0.4514
3.5	-0.6141

Tabla 8: Momento de Balance debido al movimiento rotacional en la dirección X.

A continuación, se muestra estos valores de este momento de Balance respecto a la velocidad angular en el eje X.

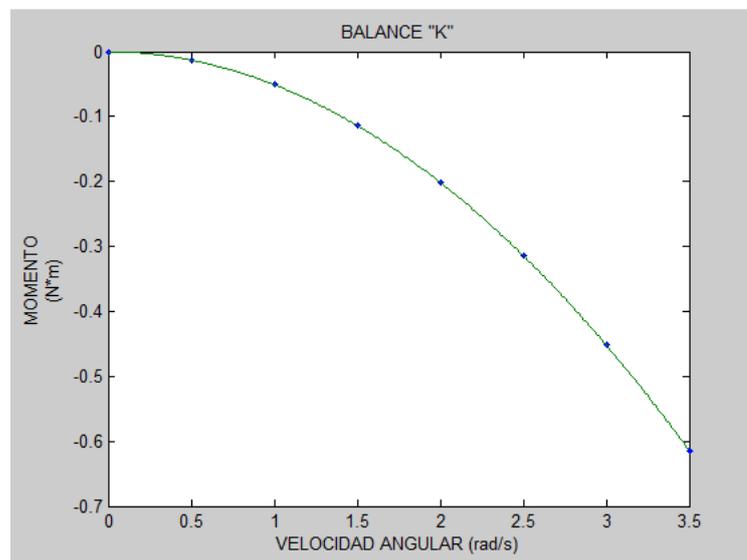


Figura 34: Momento de Balance vehículo rotando en eje X.

Por lo que después de efectuar la regresión se obtienen unos valores de nuestro coeficiente de orden cuadrático y lineal, siendo este último muy cercano a cero y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

CFD	VALOR	UNIDADES
K_p	-0.0013	$(kg \cdot rad/s)$
$K_p p $	-0.0498	$(kg \cdot m^2/rad^2)$

Tabla 9: Coeficientes debidos al Movimiento de Balance en X en función de la Velocidad.

7.1.5 Movimiento de Cabeceo.

Cuando el vehículo se mueve con la velocidad angular constante de cabeceo aparece un momento de cabeceo. Por lo que a continuación se mostrarán los valores de este momento para cada velocidad angular utilizada.

Velocidad (rad/s)	Cabeceo "M" (N*m)
0	0
0.5	-4.8424
1	-19.2611
1.5	-43.2868
2	-77.1666
2.5	-120.1178
3	-173.4288
3.5	-235.3568

Tabla 10: Momento de Cabeceo debido al movimiento rotacional en la dirección Y.

En la gráfica 35 se representa este momento respecto a la velocidad angular.

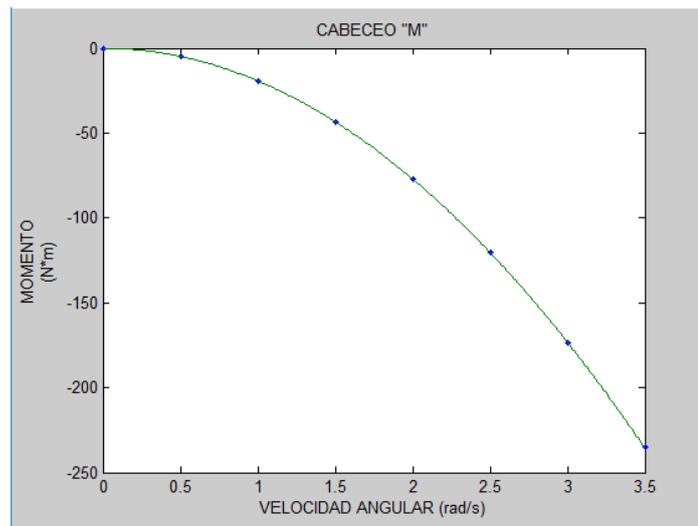


Figura 35: Momento de Cabeceo vehículo rotando en eje Y.

Por lo que después de efectuar la regresión, se obtienen unos valores de nuestros coeficientes de orden cuadrático y lineal, siendo estos últimos muy cercanos a cero.

CFD	VALOR	UNIDADES
M_q	-0.1429	(kg · rad/s)
$M_{q q}$	-19.1865	(kg · m²/rad²)

Tabla 11: Coeficientes debidos al Movimiento de Cabeceo en Y en función de la Velocidad

7.1.6 Movimiento de Guiñada.

Cuando el vehículo se mueve con la velocidad angular constante de Guiñada aparece un momento de guiñada y una fuerza en la dirección Y. Por lo que a continuación se mostrarán los valores de este momento y esta fuerza para cada velocidad angular utilizada.

Velocidad (rad/s)	Deriva "Y" (N)	Guiñada "N" (N*m)
0	0	0
0.5	-3.9598	-4.9378
1	-15.1920	-19.4204
1.5	-34.0789	-43.6219
2	-60.6016	-77.5927
2.5	-94.7622	-121.2176
3	-136.4814	-174.5312
3.5	-185.6432	-237.4914

Tabla 12: Fuerza de Deriva y Momento de Guiñada debido al movimiento rotacional en la dirección Z.

En las gráficas 36 y 37 se representa esta fuerza y este momento respecto a la velocidad angular.

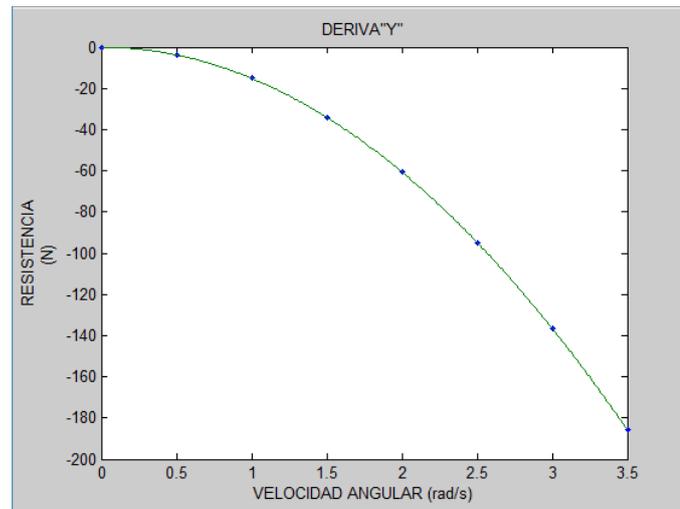


Figura 36: Fuerza de Deriva vehículo rotando en eje Z.

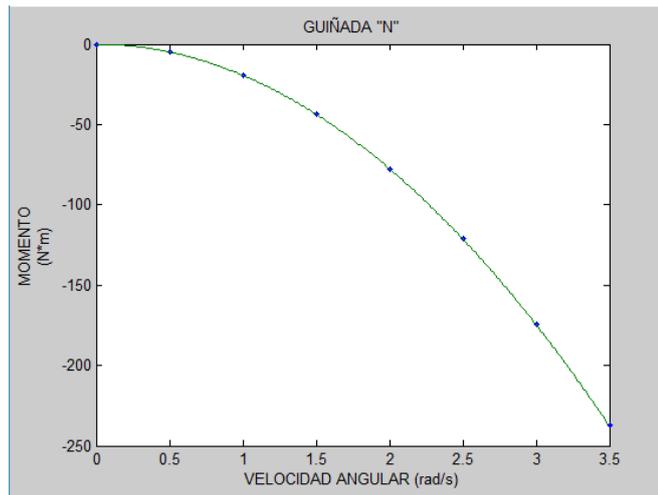


Figura 37: Momento de Guiñada vehículo rotando en eje Z.

Por lo que después de efectuar la regresión, se obtienen unos valores de nuestros coeficientes de orden cuadrático y lineal, siendo estos últimos muy cercanos a cero y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

CFD	VALOR	UNIDADES
Y_r	-0.0413	$(kg \cdot rad/s)$
$Y_{r r }$	-15.1444	$(kg \cdot m^2/rad^2)$
N_r	-0.0509	$(kg \cdot rad/s)$
$N_{r r }$	-19.3733	$(kg \cdot m^2/rad^2)$

Tabla 13: Coeficientes debidos al Movimiento de Guiñada en Z en función de la Velocidad.

7.2 Fuerzas y Momentos Cruzados.

Para el cálculo de estas fuerzas y momentos se han realizado unas simulaciones similares a las anteriores, pero ahora se han hecho con velocidades cruzadas donde se han usado velocidades lineales conjuntas en el eje X y Z y en el eje X e Y.

Con estas simulaciones lo que se quiere conseguir es calcular los coeficientes de sustentación de todo el vehículo.

Se han hecho diferentes simulaciones a distintas velocidades para los dos casos que se quieren calcular.

7.2.1 Simulaciones en el eje X e Y.

En este apartado se han realizado cuatro simulaciones con velocidades lineales en el eje X y en el eje Y. Debido a estas velocidades se produce una fuerza de Deriva y un momento de Guiñada, de los cuales se calcularán dos de los coeficientes hidrodinámicos cruzados.

A continuación se pueden observar la distribución de velocidades y los valores de esta fuerza y este momento para las cuatro simulaciones realizadas.

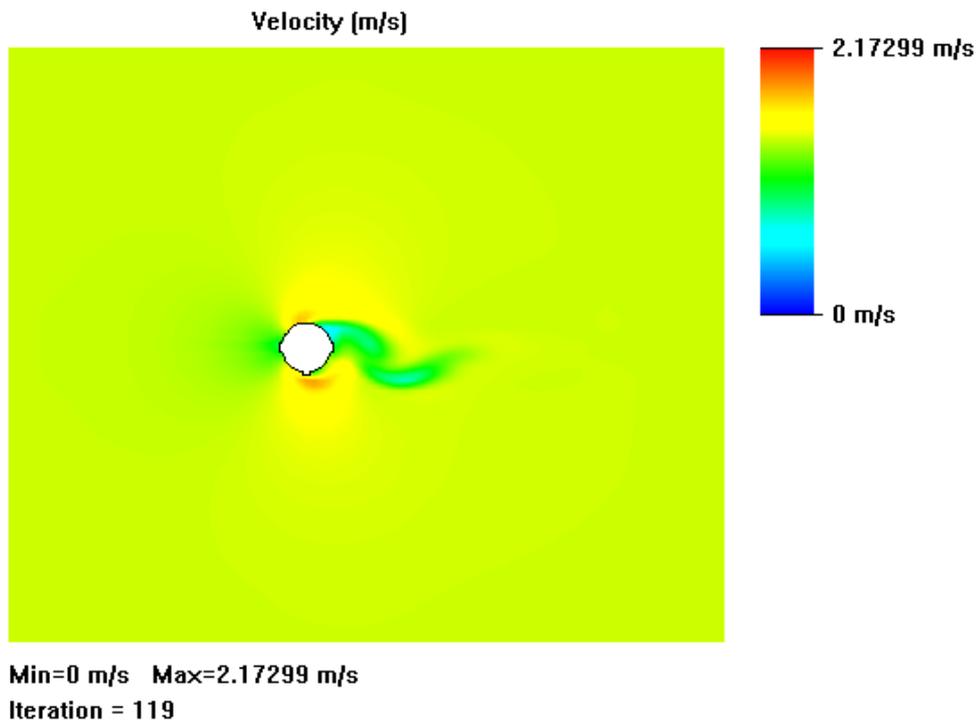


Figura 38: Distribución de velocidades cruzadas en X e Y a 1m/s visto de perfil.

Velocidad (m/s)	Deriva "Y" (N)	Guiñada "N" (N*m)
u=0.5 v=0.5	-37.5982	0.7540
u=1 v=1	-149.7794	3.0072
u=0.5 v=1	-129.5586	-4.3715
u=1 v=0.5	-46.4252	2.1796

Tabla 14: Fuerza de Deriva y Momento de Guiñada con velocidades cruzadas X e Y.

Siendo los valores de la tabla los totales. Ahora para calcular el coeficiente hidrodinámico, lo que hay que hacer es despejar de la siguiente ecuación el coeficiente hidrodinámico cruzado.

$$Y_{uv \text{ total}} = Y_{uu}u^2 + Y_uu + Y_{vv}v^2 + Y_vv + Y_{uv}uv$$

$$N_{uv \text{ total}} = N_{uu}u^2 + N_uu + N_{vv}v^2 + N_vv + N_{uv}uv$$

De las anteriores simulaciones y cálculos se obtuvieron todos los coeficientes cuadráticos y lineales, por lo que simplemente habría que despejar en las ecuaciones anteriores los coeficientes cruzados.

Habrá que dejar claro el valor de los coeficientes que no se han indicado anteriormente y luego se calcularán cuatro coeficientes cruzados para cada caso. Por lo que se hará la media de los cuatro valores para obtener el coeficiente buscado.

CFD	VALOR	UNIDADES
Y_u	0.3859	$(kg \cdot rad/s)$
$Y_{u u }$	-0.323	$(kg \cdot m^2/rad^2)$
N_u	-0.2413	$(kg \cdot rad/s)$
$N_{u u }$	0.1912	$(kg \cdot m^2/rad^2)$

Tabla 15: Coeficientes de Deriva y Guiñada en velocidad X.

Por lo que estos valores y los ya observados en los apartados anteriores, se despejan de la ecuación y obtenemos los términos Y_{uv} y N_{uv} .

Velocidad	CFD	CFD
(m/s)	Y_{uv}	N_{uv}
$u=0.5$ $v=0.5$	-42.8593	-18.21
$u=1$ $v=1$	-39.9033	-18.7634
$u=0.5$ $v=1$	-39.4636	-22.8149
$u=1$ $v=0.5$	-38.9851	-11.91
Valor Medio	-40.3028	-17.9008

Tabla 16: Coeficientes de Deriva y Guiñada cruzados del vehículo.

7.2.2 Simulaciones en el eje X y Z.

En este apartado se han realizado cuatro simulaciones con velocidades lineales en el eje X y en el eje Z. Debido a estas velocidades se produce una fuerza de Arfada y un momento de Cabeceo, de los cuales se calcularán dos de los coeficientes hidrodinámicos cruzados.

A continuación se pueden observar la distribución de velocidades y los valores de esta fuerza y este momento para las cuatro simulaciones realizadas.

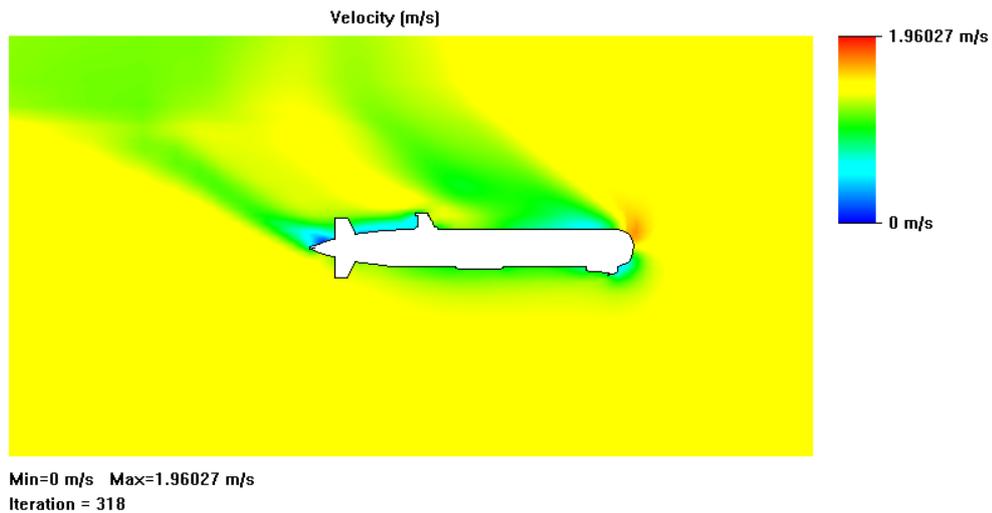


Figura 39: Distribución de velocidades cruzadas en X y Z a 1 m/s visto desde alzado.

Velocidad (m/s)	Arfada "Z" (N)	Cabeceo "M" (N*m)
u=0.5 w=0.5	-34.1526	-0.7233
u=1 w=1	-136.1103	-3.0875
u=0.5 w=1	-115.8728	-5.3096
u=1 w=0.5	-42.558	-0.1017

Tabla 17: Fuerza de Arfada y Momento de Cabeceo con velocidades cruzadas X e Z.

Siendo los valores de la tabla los totales. Ahora para calcular el coeficiente hidrodinámico, lo que hay que hacer es despejar de la siguiente ecuación el coeficiente hidrodinámico cruzado.

$$Z_{uw \text{ total}} = Z_{uu}u^2 + Z_uu + Z_{ww}w^2 + Z_ww + Y_{uw}uw$$

$$M_{uw \text{ total}} = M_{uu}u^2 + M_uu + M_{ww}w^2 + M_ww + M_{uw}uw$$

De las anteriores simulaciones y cálculos se obtuvieron todos los coeficientes cuadráticos y lineales, por lo que simplemente habría que despejar en las ecuaciones anteriores los coeficientes cruzados.

Todos los valores que se necesitan ya se han mostrado en apartados anteriores.

Por lo que sustituyendo valores, se despejan de la ecuación los términos Z_{uw} y M_{uw} .

Velocidad	CFD	CFD
(m/s)	Z_{uw}	M_{uw}
$u=0.5$ $w=0.5$	-38.0422	-14.5359
$u=1$ $w=1$	-35.2576	-17.4974
$u=0.5$ $w=1$	-30.9968	-39.8701
$u=1$ $w=0.5$	-34.8753	-5.5937
Valor Medio	-34.7930	19.3743

Tabla 18: Coeficientes de Arfada y Cabeceo cruzados del vehículo.

7.3 Resultados comparativos.

En este apartado se van a comparar los resultados que se han obtenido con las obtenidas por Hoerner [3] y el compañero Antonio Garrido [1]. Los cuales aparecerán en la siguiente tabla.

COEFICIENTES	CFD	GARRIDO	EMPÍRICAS	UNIDADES
$X_{u u}$	-4.2544	-3.851	-3.801	Kg/m
$Y_{v v}$	-111.8957	-121.05	-131	Kg/m
$Z_{u u}$	-0.1751	-0.34	0	Kg/m
$Z_{w w}$	-102.9621	-105.93	-131	Kg/m
K_{vv}	-0.2573	-0.56	0	Kg
$K_{p p}$	-0.0498	-0.14	-0.13	(kg · m ² /rad ²)
$M_{u u}$	0.0063	0.04	0	Kg
$M_{w w}$	17.1708	38.79	3.18	Kg
$M_{q q}$	-19.1865	-10.35	-9.4	(kg · m ² /rad ²)
$N_{v v}$	-16.5033	-37.89	-3.18	Kg
$N_{r r}$	-19.3733	-11.76	-9.4	(kg · m ² /rad ²)

Tabla 19: Comparativa de coeficientes de amortiguamiento debido al movimiento axial.

Aquí se observa que los resultados de los coeficientes de amortiguamiento obtenidos son buenos, ya que se asemejan mucho a los obtenidos por el compañero Antonio Garrido [1]. En algunos casos los cálculos realizados en este proyecto se asemejan más a los de Hoerner [3] que los de Antonio, pero en otros es al contrario. Esto es debido al mallado que se ha usado en este proyecto, ya que no es del todo fino en algunos casos para la obtención de los resultados.

COEFICIENTES	CFD	GARRIDO	EMPÍRICAS	UNIDADES
Y_{uv}	-40.3024	-76.43	-45.44	Kg/m
Z_{uw}	-34.793	-51.37	-45.44	Kg/m
M_{uw}	19.3743	5.75	11.58	Kg
N_{uv}	-17.9008	-20.21	-11.58	Kg

Tabla 20: Comparativa de coeficientes cruzados del vehículo.

En los resultados de los coeficientes cruzados se puede observar que se asemejan más a los obtenidos empíricamente por Hoerner [3] que los obtenidos por Antonio Garrido [1]. Esto puede ser debido a que los cálculos realizados han sido con el vehículo completo, mientras que Antonio ha calculado aletas y cuerpo por separado, por lo que este hecho puede haberle hecho tener más error en los cálculos.

Si se comparan en una misma gráfica los valores obtenidos en este proyecto con los obtenidos anteriormente. Figuras 40 y 41.

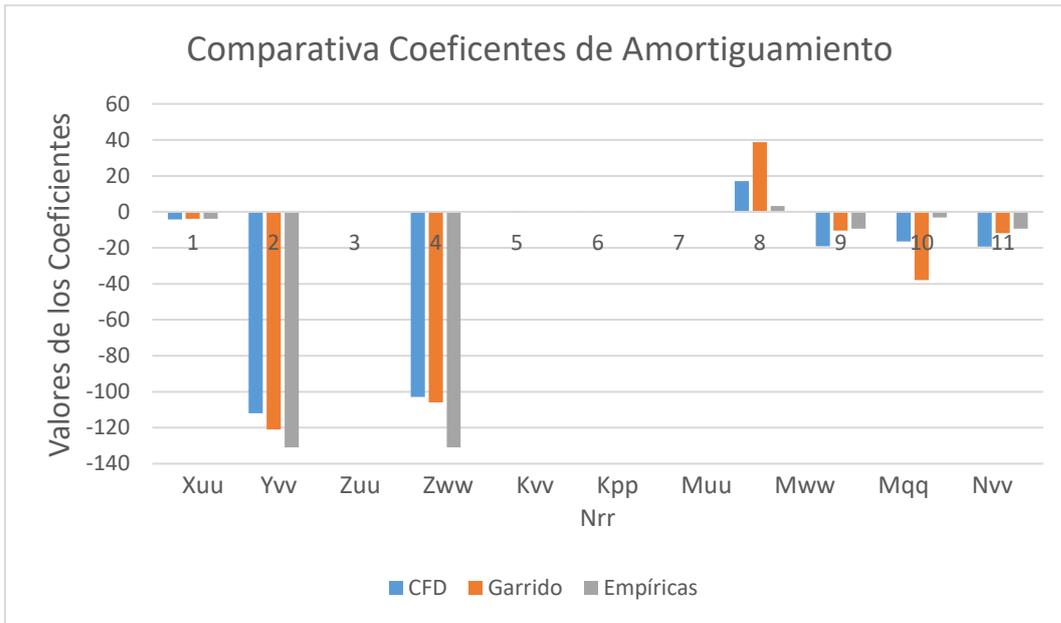


Figura 40: Comparativa Coeficientes de Amortiguamiento.

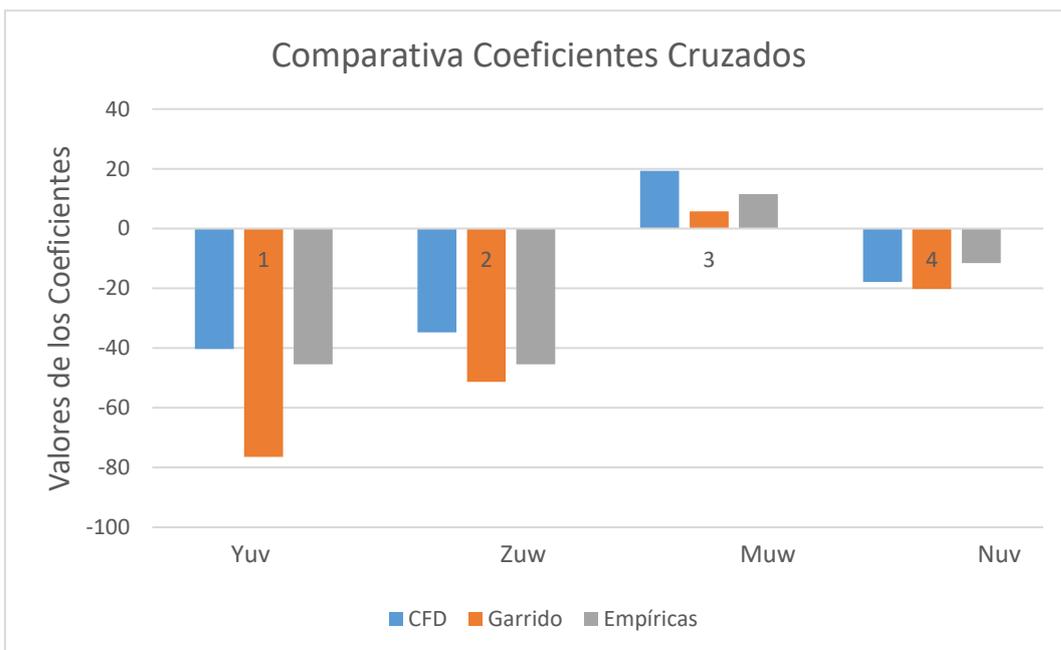


Figura 41: Comparativa Coeficientes Cruzados

8 SISTEMATIZACION DEL ANÁLISIS CON LAS HERRAMIENTAS USADAS.

Para la sistematización del proceso de cálculo y simulación mediante de CFD, se han hecho varias pruebas con macros, pero para la herramienta de Flow Simulation de Solidwork aún no es compatible esta opción. Por lo que simplemente se abre y se reproduce los movimientos que se han realizado en la pieza que se ha grabado el macro.

A continuación, se muestra el ejemplo del código usado para intentar reproducir las simulaciones de Flow Simulation que se han hecho en el REMUS 100:



```
(General) | main
' *****
' C:\Users\JoséAntonio\AppData\Local\Temp\swx4020\Macro1.swb - macro recorded on 09/21/16 by José Antonio
' *****
Dim swApp As Object
Dim Part As Object
Dim boolstatus As Boolean
Dim longstatus As Long, longwarnings As Long

Sub main ()
Set swApp = Application.SldWorks
Set Part = swApp.ActiveDoc
Set Part = swApp.OpenDoc6("D:\Jose\Universidad\Proyecto\Macros\cuadrado y hexagono.SLDASM", 2, 0, "", longstatus, longwarnings)
swApp.ActivateDoc2 "cuadrado y hexagono.SLDASM", False, longstatus
Set Part = swApp.ActiveDoc
Set Part = swApp.ActiveDoc
Dim myModelView As Object
Set myModelView = Part.ActiveView
myModelView.FrameLeft = 0
myModelView.FrameTop = 22
Set myModelView = Part.ActiveView
myModelView.FrameState = swWindowState_e.swWindowMaximized
Part.WindowRedraw
Part.WindowRedraw
Set myModelView = Part.ActiveView
myModelView.FrameState = swWindowState_e.swWindowMaximized
Set myModelView = Part.ActiveView
myModelView.FrameState = swWindowState_e.swWindowMaximized
End Sub
```

Figura 42: Código del macro.

Al no poder hacerlo mediante macros se ha hecho normalmente de la forma más sistemática y sencilla que se ha podido para que se pueda estudiar cualquier vehículo.

Los pasos realizados con el REMUS 100 como ejemplo son los siguientes:

1. Abrir el REMUS 100 como pieza.
2. Ir a: Archivo\Crear ensamblaje desde pieza.
3. Cuando se tiene el ensamblaje hay que irse a la herramienta de Flow Simulation para hacer una simulación con el fluido.
4. Se le da a Wizard y sale una ventana donde hay que meter las características del fluido que se van a utilizar para calcular los coeficientes.
5. En la primera pestaña pide el nombre del proyecto y comentar la simulación.

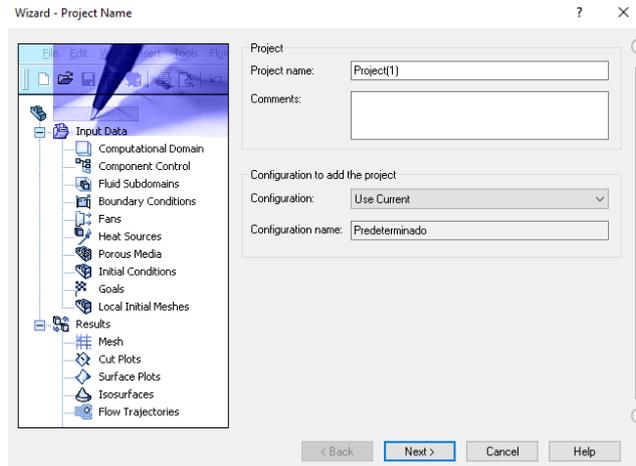


Figura 43: Nombre del proyecto.

6. Elegir el sistema de unidades que se va a usar. En este caso será el sistema internacional (S.I.).

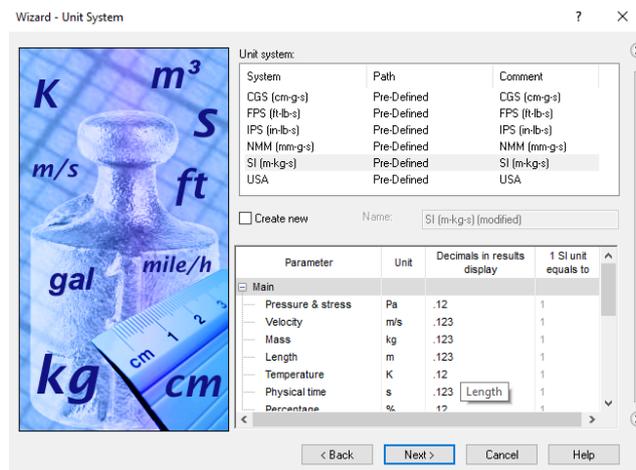


Figura 44: Sistema de unidades.

7. En el siguiente pide el tipo de análisis que se va a hacer. En este caso es un análisis externo. Con el sistema referenciado en X. Tenemos dos casos:
 - 7.1. Velocidad lineal: por lo que en esta pestaña no hay que señalar nada más.

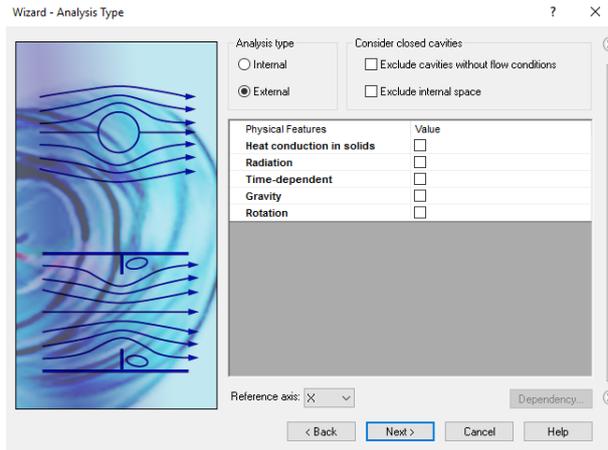


Figura 45: Tipo de análisis.

7.2 En este caso se ha elegido la opción de rotación donde salen tres pestañas para elegir las características de dicha rotación. Aquí se puede elegir el tipo de rotación, el eje de referencia y la velocidad angular.

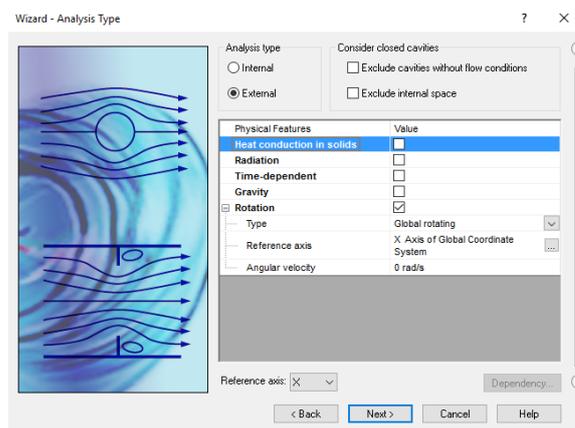


Figura 46: Características de la rotación.

8. Elegir el fluido que se va a utilizar en el proyecto. En este caso será el agua.

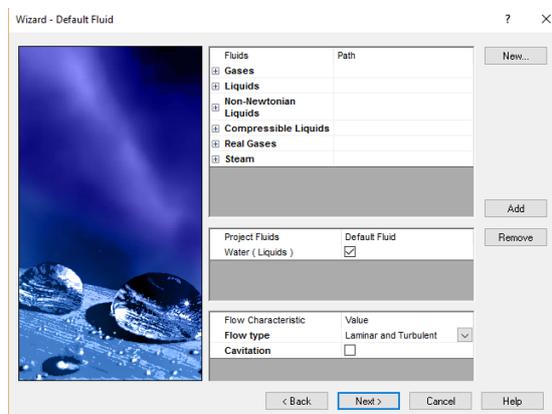


Figura 47: Elección del fluido.

9. Se eligen las condiciones de la pared. Si se conoce, se indica su valor, si no se conoce se dejan sin rugosidad.

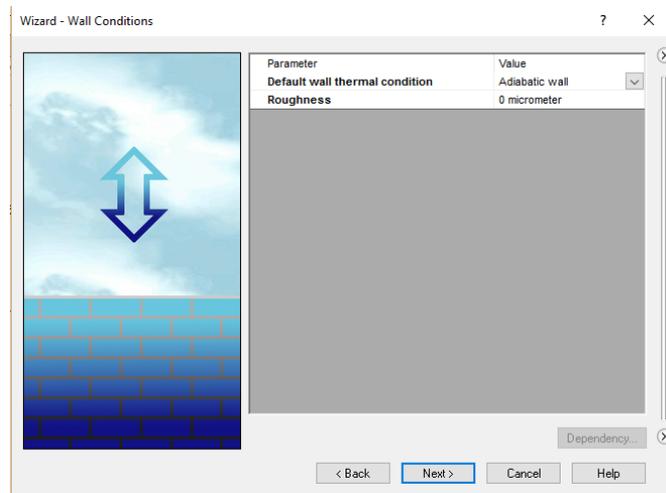


Figura 48: Condiciones de la pared.

10. Elegir las condiciones iniciales y ambientales del fluido. Cuando se está estudiando el ensamblaje con velocidad lineal, es aquí donde se le da valor a la velocidad en las distintas direcciones.

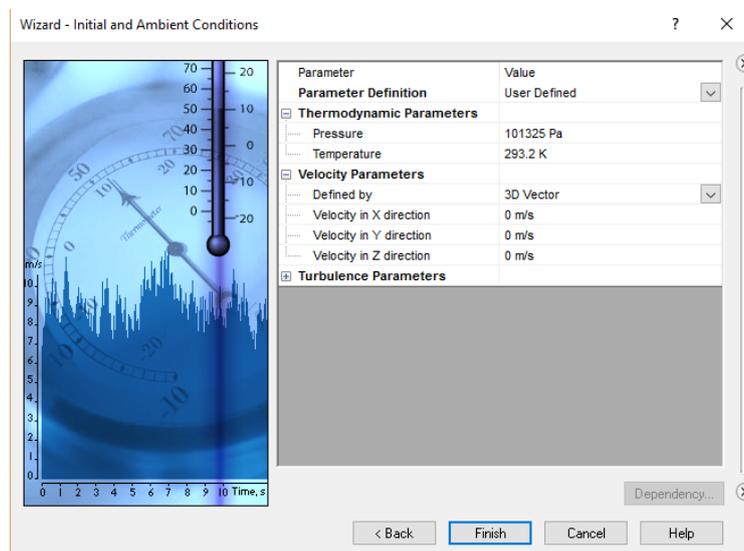


Figura 49: Condiciones iniciales y ambientales.

11. Se tiene la pieza caracterizada con el fluido.
12. Para introducir los objetivos hay que ir a Goals\ Insert Global Goals y elegir los que se necesitan para los cálculos. En este caso las distintas fuerzas y momentos.

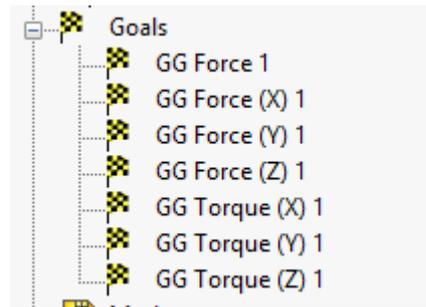


Figura 50: Objetivos a calcular.

13. Después de meter los objetivos, hay que definir la malla que se quiere usar en Mesh\Basic Global Mesh\Edit. Aquí se puede refinar el mallado hasta ajustarlo a un mallado que sea útil para los cálculos.

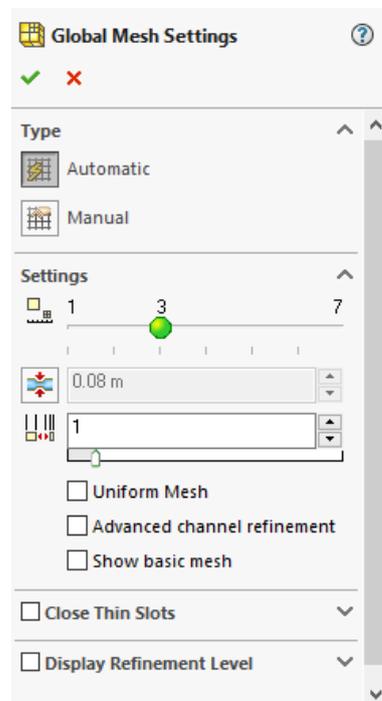


Figura 51: Opciones de refinamiento del mallado.

14. Pulsar Run y saldrá una pestaña nueva donde se ve como el programa está haciendo iteraciones y calculando los objetivos anteriormente marcados.

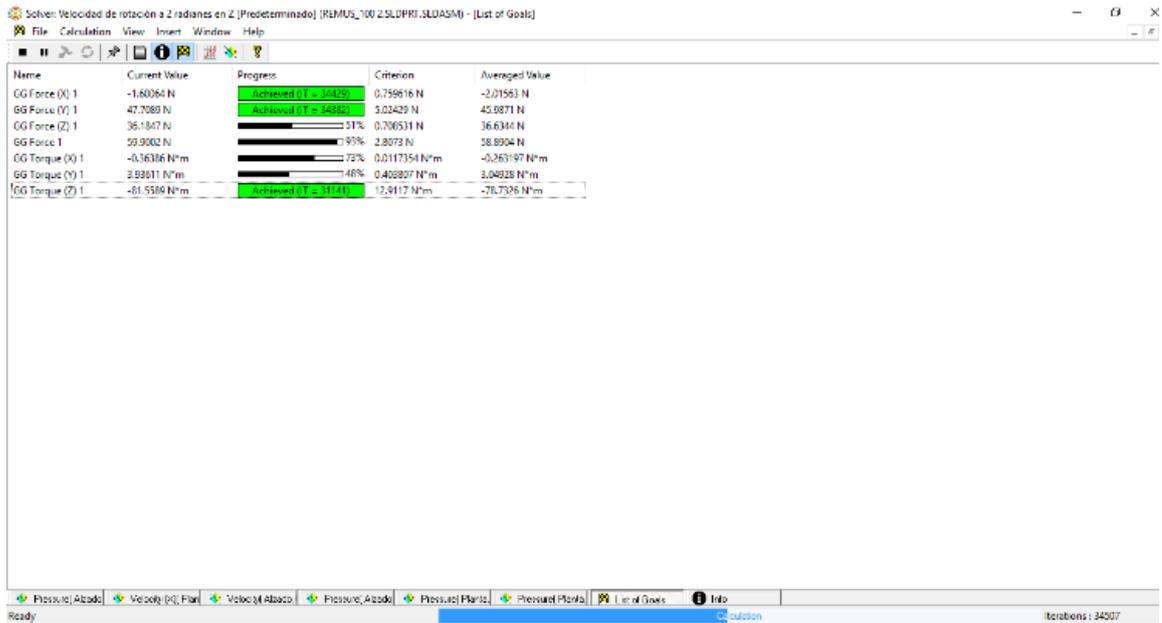


Figura 52: Solver (Cálculo de objetivos)

- Para exportarlos a Excel, ir a Results\Goal Plots\Insert... Saldrá una pestaña como la siguiente y la opción de exportarlo a excel.

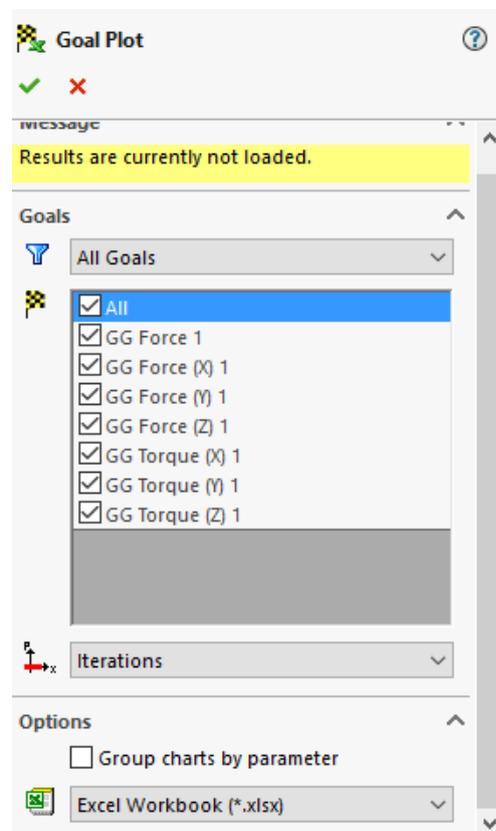


Figura 53: Exportar los objetivos a Excel.

Estos pasos hay que repetirlos para las diferentes velocidades tanto lineales como de rotación utilizadas.

Después de hacer las pruebas de un mismo caso a diferente velocidad, se pasan los datos al programa de MATLAB, en el archivo Prueba_Regre explicado en el Capítulo 6. Este archivo lo que hace es una regresión cuadrática a los datos obtenidos, de cuyos resultados se obtienen los coeficientes hidrodinámicos. Estos coeficientes son el objetivo principal de este proyecto.

De esta manera se ha sistematizado de una forma sencilla los pasos a seguir para el cálculo de los coeficientes hidrodinámicos.

9 RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL ROV.

En este capítulo se van a hacer las mismas simulaciones y cálculos realizados en los apartados anteriores pero ahora con el ROV hecho en el departamento de mecánica. Por lo que en este capítulo simplemente vamos a dar los resultados de los coeficientes calculados para este vehículo.

A continuación se observa el ROV, donde todos los detalles del mismo se encuentran en el Resina [5].

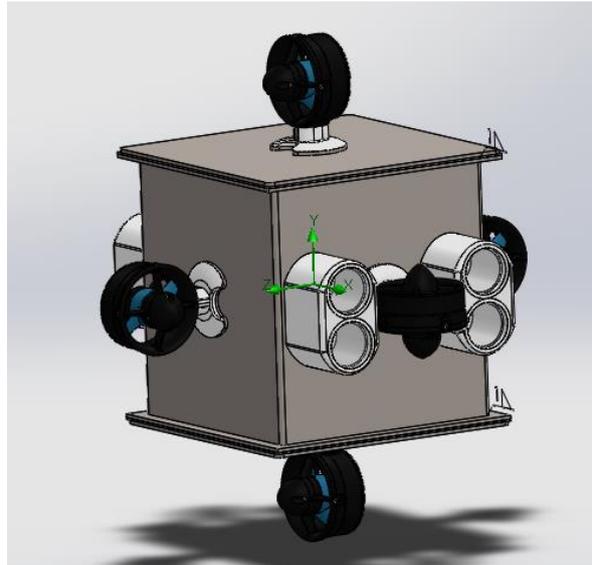


Figura 54: ROV creado en el departamento.

9.1 Sistema de referencia y mallado.

El sistema de referencia utilizado será el mismo que se ha utilizado en las simulaciones del REMUS 100. Por lo que los resultados obtenidos se han tenido que modificar para que concuerden con el sistema de referencia del convenio de los UUVs.

Con el ROV se han utilizado diferentes mallados debido a la complejidad de la pieza. Si se utilizaba una malla muy fina el sistema no converge y no se obtiene solución. Por lo que para cada caso se ha usado el mallado adecuado para poder calcular los objetivos.

A continuación se observan un par de ejemplos de los mallados usados.

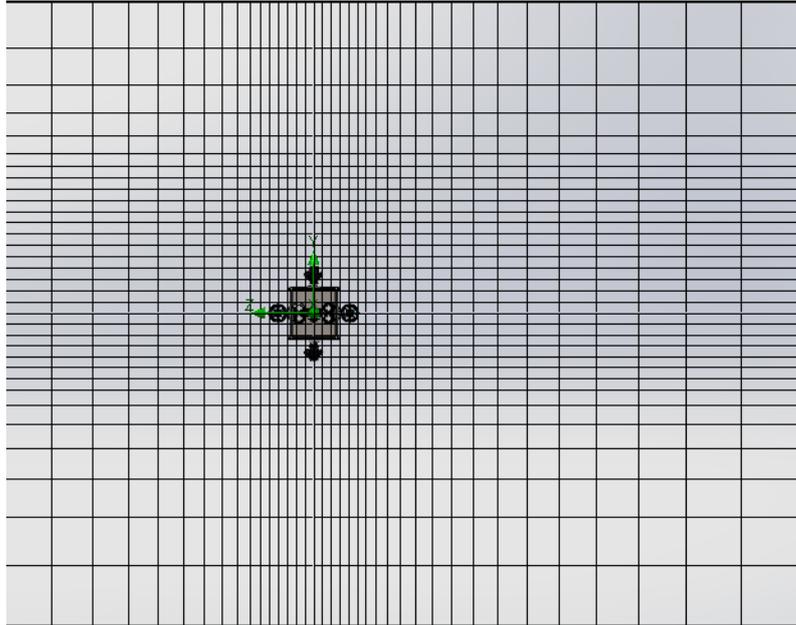


Figura 55: Mallado usado en simulaciones tipo 1.

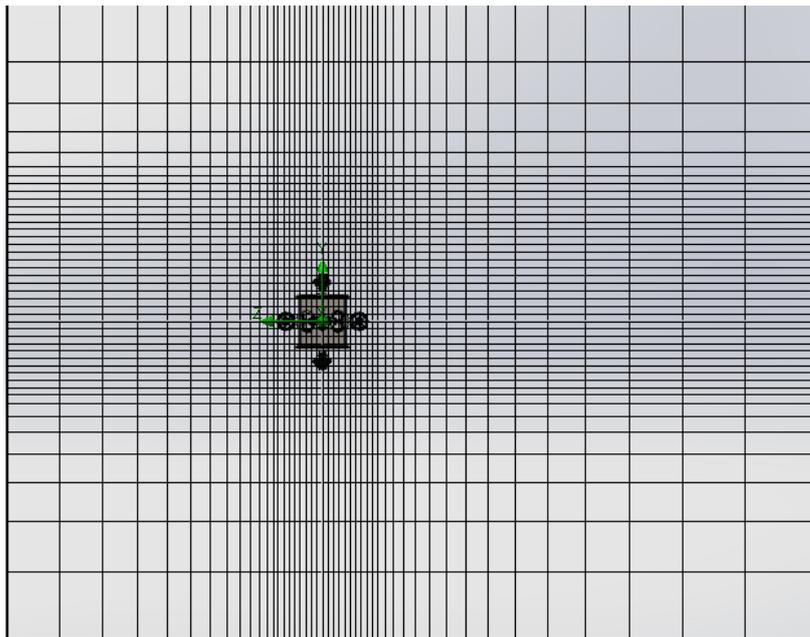


Figura 56: Mallado usado en simulaciones tipo 2.

Como se puede observar en el mallado tipo 2 la malla es muy fina, lo que hace que en algunos casos se den fallos debido a la complejidad de los elementos del ROV como son las hélices y los tornillos. El mallado de tipo 1 es el que menos problemas ha dado a la hora de simular.

9.2 Amortiguamiento de Avance.

9.2.1 Movimiento de Avance.

9.2.1.1 Fuerzas y Momentos debidos al Arrastre axial en la dirección X.

La distribución de velocidades sería interesante observarla para este vehículo.

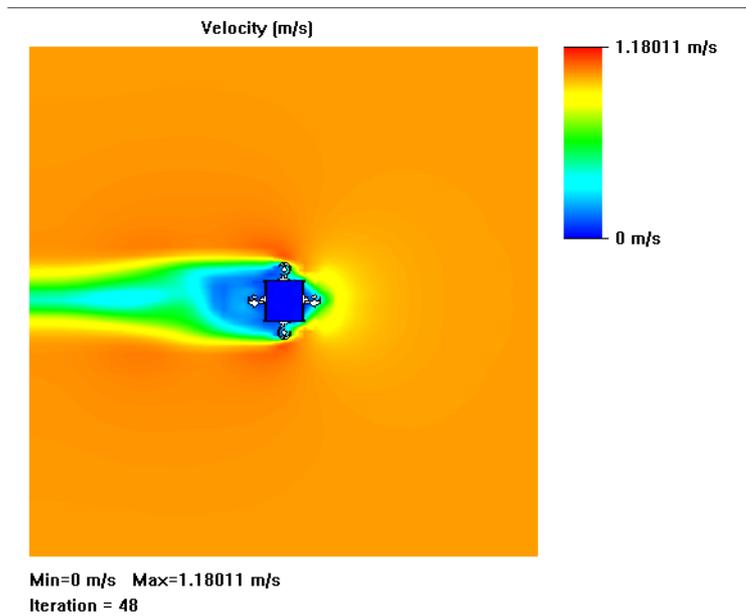


Figura 57: Distribución de velocidades ROV a 1m/s.

Los valores de las fuerzas y momentos se recogen en la tabla 21.

Velocidad (m/s)	Avance "X" (N)	Arfada "Z" (N)	Cabeceo "M" (N*m)
0	0	0	0
0.5	-9.7155	-0,0143	-0,0143
1	-38.7522	-0,1301	-0,0505
1.5	-87.0317	-0.1775	-0,1096
2	-154.2817	-0.2815	-0,2083
2.5	-241.4031	-0.6385	-0.3424
3	-347.4882	-0.7338	-0.4986
3.5	-472.7828	-----	-0.6907

Tabla 21: Resultados de Resistencia Arrastre, Sustentación y Momento de Cabeceo en avance X ROV.

Ahora sería interesante ver en una gráfica del avance, arfada y cabeceo producida por esta velocidad de avance.

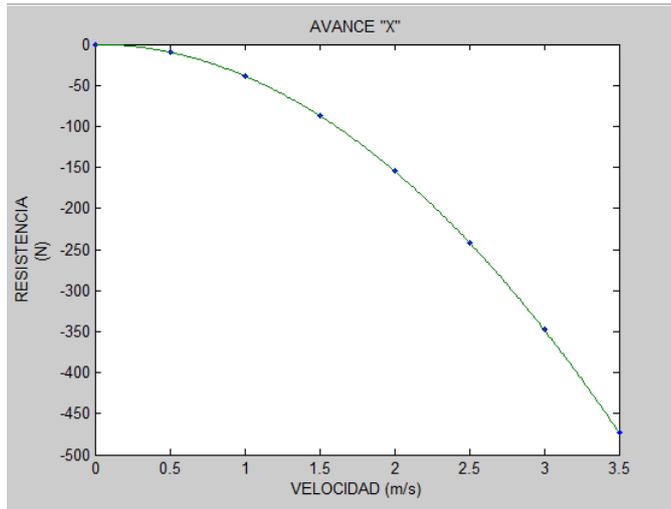


Figura 58: Resistencia del Avance ROV moviéndose en X.

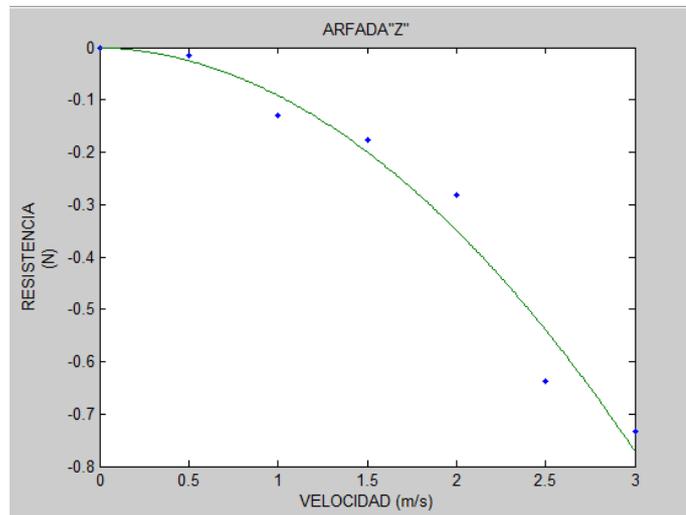


Figura 59: Resistencia de Arfada ROV moviéndose en X.

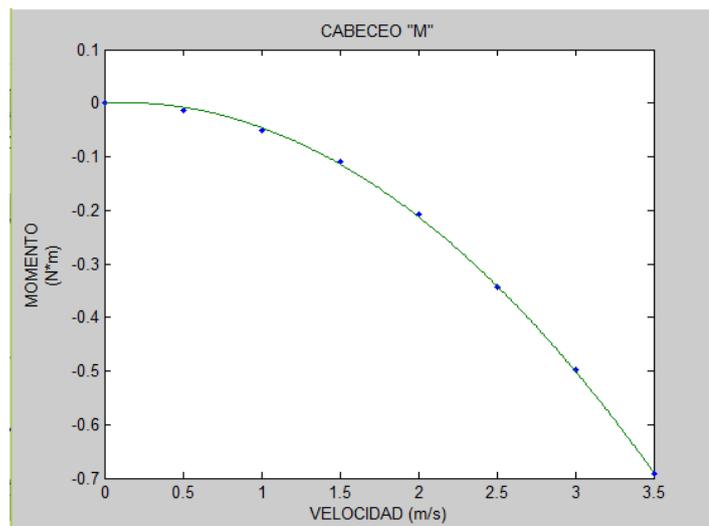


Figura 60: Momento de Cabeceo ROV moviéndose en X.

9.2.1.2 Estimación de coeficientes hidrodinámicos.

Se puede ver en las gráficas anteriores que la variación de la resistencia y los momentos se pueden aproximar bastante bien a una cuadrática en función de la velocidad, por lo que los términos de primer orden van a ser bastante pequeños y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

En la tabla 22 se representa el valor de los coeficientes calculados, tanto los valores cuadráticos como los valores lineales.

CFD	VALOR	UNIDADES
X_u	-0.1343	(kg/s)
$X_{u u }$	-38.5585	(kg/m)
Z_u	-0.0097	(kg/s)
$Z_{u u }$	-0.0824	(kg/m)
M_u	0.015	(kg · m/s)
$M_{u u }$	-0.0605	(kg)

Tabla 22: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en X en función de la Velocidad ROV.

9.2.2 Movimiento de Deriva.

9.2.2.1 Fuerzas y Momentos debidos al Arrastre axial en la dirección Y.

Se mostrará la distribución de velocidades en este caso.

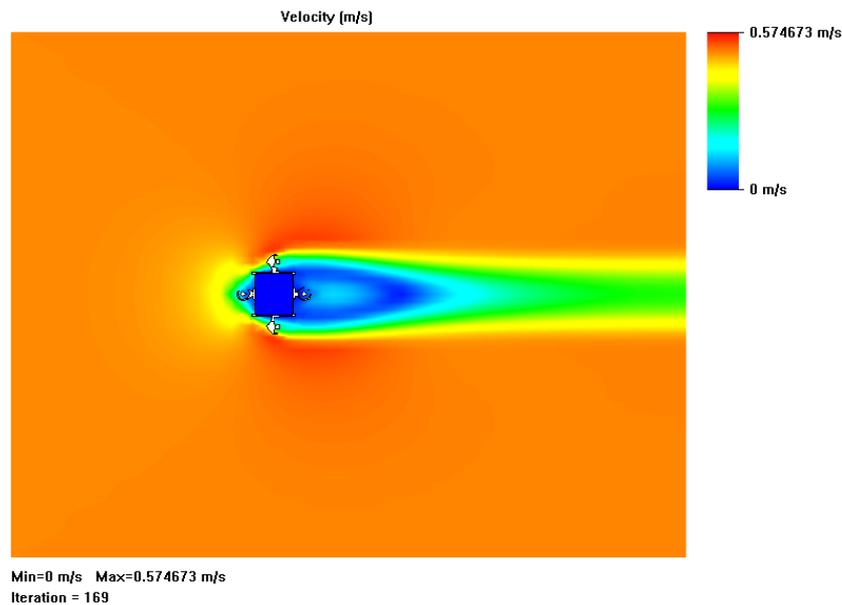


Figura 61: Distribución de velocidades ROV moviéndose a 0,5 m/s.

Velocidad (m/s)	Deriva "Y" (N)	Balace "K" (N*m)	Guiñada "N" (N*m)
0	0	0	0
0.5	-11.1356	0.0261	-0.0112
1	-44.4141	0.1058	-0.0371
1.5	-99.9076	0.2632	-0.0842
2	-177.6577	0.4349	-0.1522
2.5	-277.4598	0.7356	-0.2046
3	-399.6780	1.0672	-0.3348
3.5	-544.6043	1.4539	-0.3879

Tabla 23: Fuerza de Deriva y Momentos de Guiñada y Balace debido al movimiento axial en la dirección Y ROV.

A continuación, en las figuras 62, 63 y 64 se representará la fuerza de Deriva y los momentos de Guiñada y Balace con respecto a la velocidad en la dirección Y.

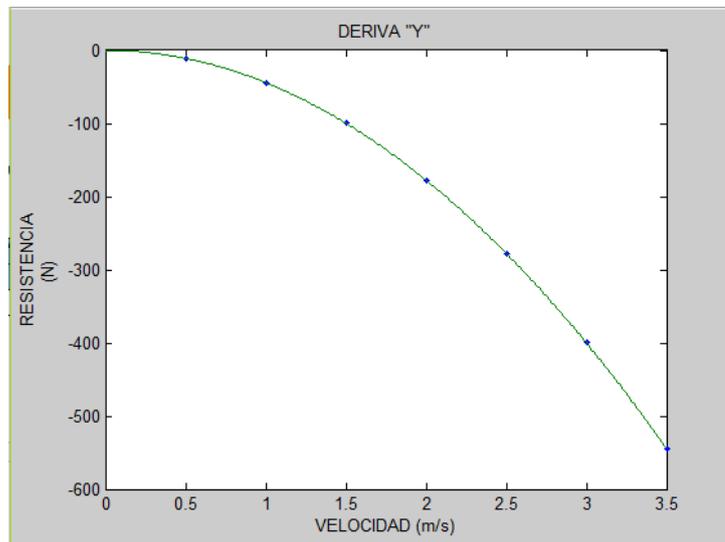


Figura 62: Resistencia de Deriva ROV moviéndose en dirección Y.

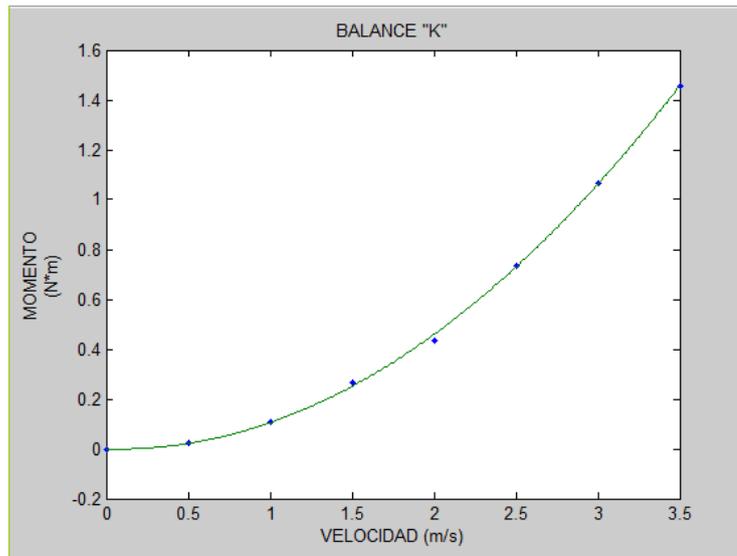


Figura 63: Momento de Balance ROV moviéndose en dirección Y.

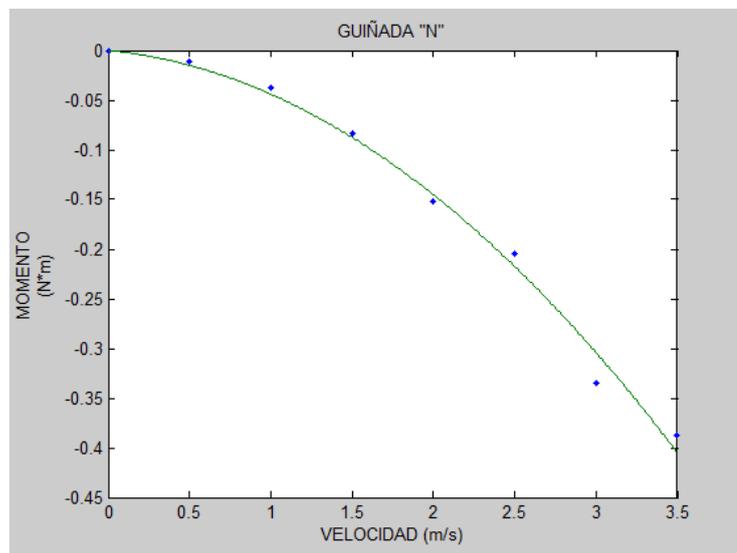


Figura 64: Momento de Guiñada ROV moviéndose en dirección Y.

9.2.2.2 Estimación de coeficientes hidrodinámicos.

Se puede ver en las gráficas anteriores que la variación de la fuerza y los momentos se pueden aproximar bastante bien a una cuadrática en función de la velocidad, por lo que los términos de primer orden van a ser bastante pequeños y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

En la tabla 24 se representa el valor de los coeficientes calculados, tanto los valores cuadráticos como los valores lineales.

CFD	VALOR	UNIDADES
Y_v	0.1767	(kg/s)
$Y_{v/ v }$	-44.4913	(kg/m)
K_v	-0.0195	(kg · m/s)
$K_{v/ v }$	0.1244	(kg)
N_v	-0.0155	(kg · m/s)
$N_{v/ v }$	-0.0286	(kg)

Tabla 24: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Y en función de la Velocidad ROV.

9.2.3 Movimiento de Arfada.

9.2.3.1 Fuerzas y Momentos debidos al Arrastre axial en la dirección Z.

Se mostrará la distribución de velocidades en este caso.

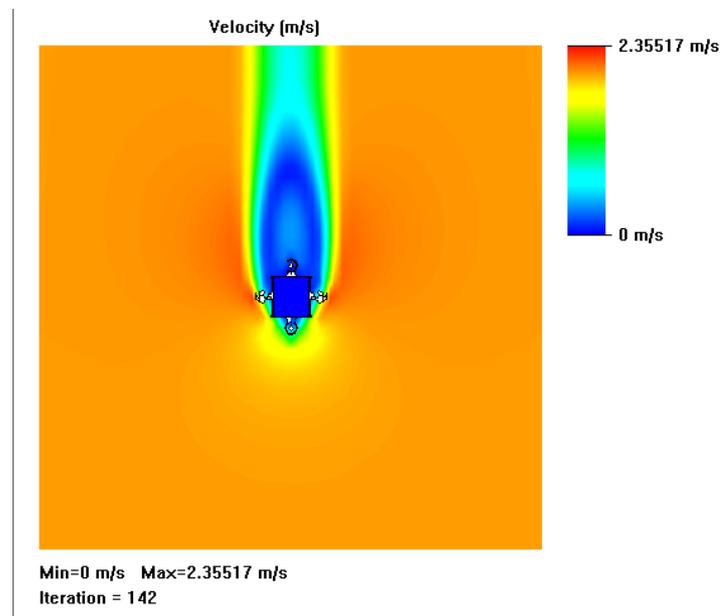


Figura 65: Distribución de velocidades ROV a 2m/s.

En la tabla 25 se exponen los resultados para la resistencia de arrastre axial para el vehículo a varias velocidades en el eje Z.

Velocidad (m/s)	Arfada "Z" (N)	Cabeceo "M" (N*m)
0	0	0
0.5	-10.4007	-0.0142
1	-41.4402	-0.0595
1.5	-93.1268	-0.1357
2	-165.8143	-0.2319
2.5	-258.546	-0.373

Tabla 25: Fuerza de Arfada y Momento de Cabeceo debido al movimiento axial en la dirección Z ROV.

A continuación se representará la Arfada y el Cabeceo frente a la velocidad (figura 66 y 67).

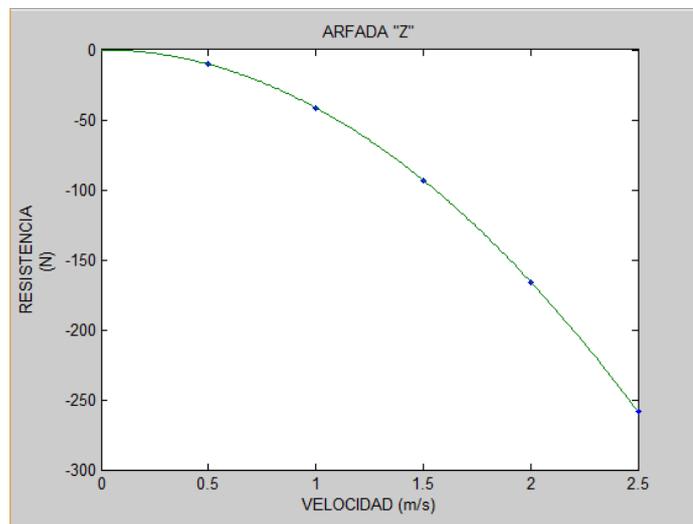


Figura 66: Resistencia de Arfada ROV moviéndose en dirección Z.

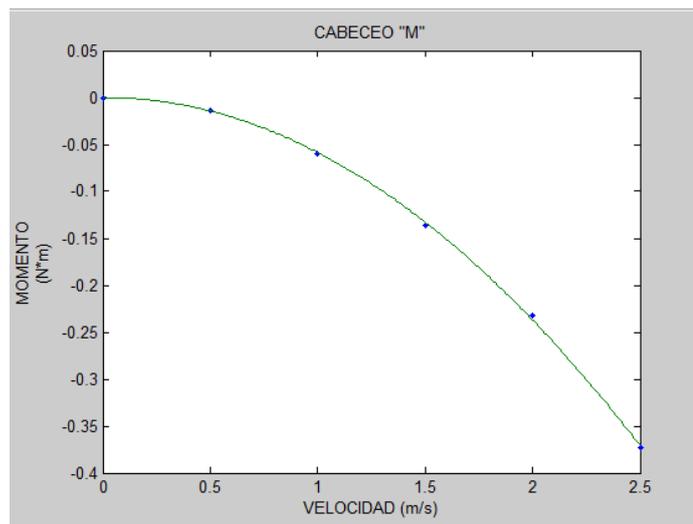


Figura 67: Momento de Cabeceo ROV moviéndose en dirección Z.

9.2.3.2 Estimación de coeficientes hidrodinámicos.

Al igual que sucede en el caso del movimiento en Y, se puede ver como la variación tanto de la resistencia como el momento se pueden aproximar a una regresión cuadrática en función de la velocidad y los términos lineales serán muy bajos y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

En la tabla 26 se observa el valor de los coeficientes, tanto cuadráticos como lineales.

CFD	VALOR	UNIDADES
Z_w	-0.1716	(kg/s)
$Z_w/w $	-41.3143	(kg/m)
M_w	0.0009	(kg · m/s)
$M_w/w $	-0.0597	(kg)

Tabla 26: Coeficientes debidos al Arrastre Axial en Z en función de la Velocidad.

9.2.4 Movimiento de Balance.

Primero, se mostrará los diferentes valores de este momento para cada velocidad angular del fluido en el eje X (Tabla 27).

Velocidad de giro (rad/s)	Balance "K" (N*m)
0	0
0.5	-0.0597
1	-0.1339
1.5	-0.2975
2	-0.4988
2.5	-0.7771
3	-1.117
3.5	-1.52

Tabla 27: Momento de Balance debido al movimiento rotacional en la dirección X ROV.

A continuación, se muestra estos valores de este momento de Balance respecto a la velocidad angular en el eje X (figura 68).

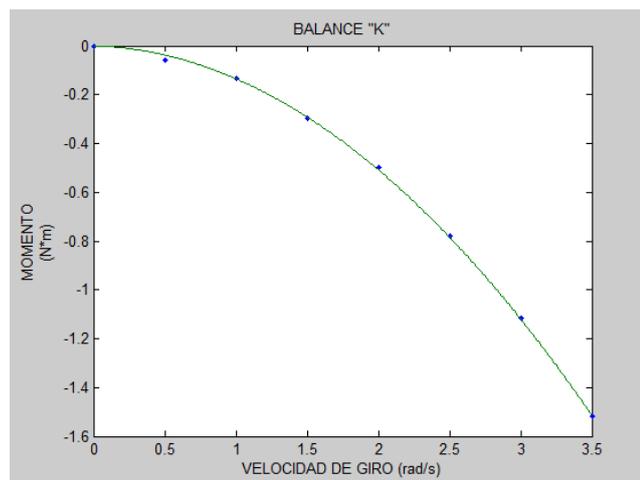


Figura 68: Momento de Balance vehículo rotando en eje X ROV.

Por lo que después de efectuar la regresión se obtienen unos valores de los coeficientes de orden cuadrático y lineal, siendo este último muy cercano a cero y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

CFD	VALOR	UNIDADES
K_p	-0.0161	$(kg \cdot rad/s)$
$K_{p p }$	-0.119	$(kg \cdot m^2/rad^2)$

Tabla 28: Coeficientes debidos al Movimiento de Balance en X en función de la Velocidad ROV.

9.2.5 Movimiento de Cabeceo.

Cuando el vehículo se mueve con la velocidad angular constante de cabeceo aparece un momento de cabeceo. Por lo que a continuación se mostrarán los valores de este momento para cada velocidad angular utilizada.

Velocidad (rad/s)	Cabeceo "M" (N*m)
0	0
0.5	-0.0321
1	-0.1207
1.5	-0.2477
2	-0.4339
2.5	-0.6737
3	-0.9661
3.5	-1.3121

Tabla 29: Momento de Cabeceo debido al movimiento rotacional en la dirección Y ROV.

En la gráfica 69 se representa este momento respecto a la velocidad angular.

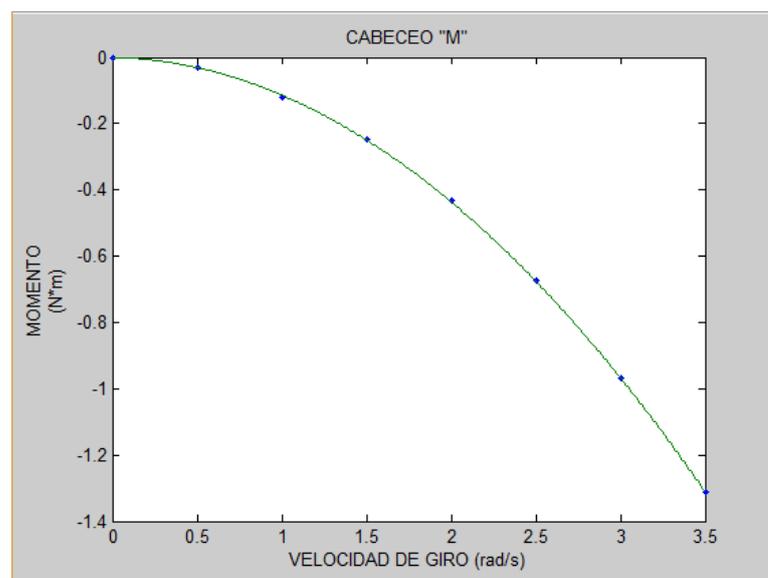


Figura 69: Momento de Cabeceo ROV rotando en eje Y.

Por lo que después de efectuar la regresión, se obtienen unos valores de nuestros coeficientes de orden cuadrático y lineal, siendo estos últimos muy cercanos a cero.

CFD	VALOR	UNIDADES
M_q	-0.01	$(kg \cdot rad/s)$
$M_{q q }$	-0.1041	$(kg \cdot m^2/rad^2)$

Tabla 30: Coeficientes debidos al Movimiento de Cabeceo en Y en función de la Velocidad ROV.

9.2.6 Movimiento de Guiñada.

Cuando el vehículo se mueve con la velocidad angular constante de Guiñada aparece un momento de guiñada y una fuerza en la dirección Y. Por lo que a continuación se mostrarán los valores de este momento y esta fuerza para cada velocidad angular utilizada.

Velocidad (rad/s)	Deriva "Y" (N)	Guiñada "N" (N*m)
0	0	0
0.5	0.0004	0.0412
1	-0.036	0.1668
1.5	-0.0793	0.3656
2	-0.1413	0.6376
2.5	-0.2058	0.9846
3	-0.3377	1.3998
3.5	-0.4557	1.8937

Tabla 31: Fuerza de Deriva y Momento de Guiñada debido al movimiento rotacional en la dirección Z ROV.

En las siguientes gráficas 70 y 71 se representa esta fuerza y este momento respecto a la velocidad angular.

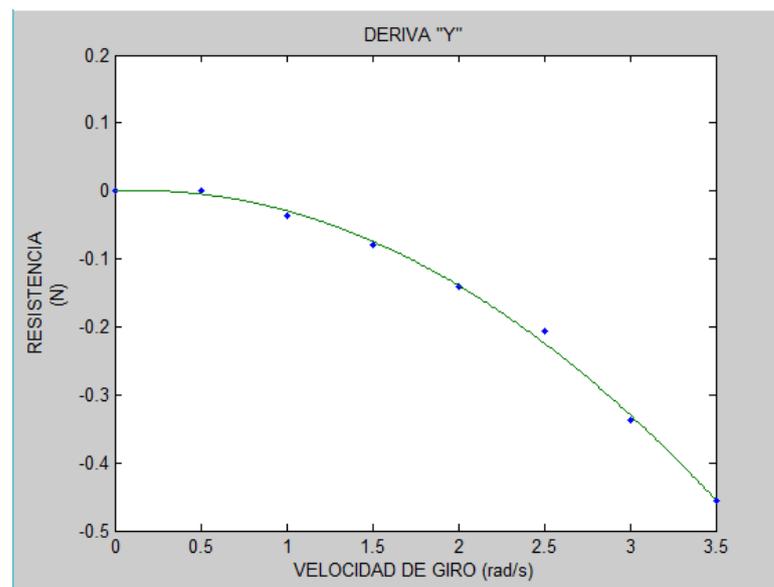


Figura 70: Fuerza de Deriva ROV rotando en eje Z.

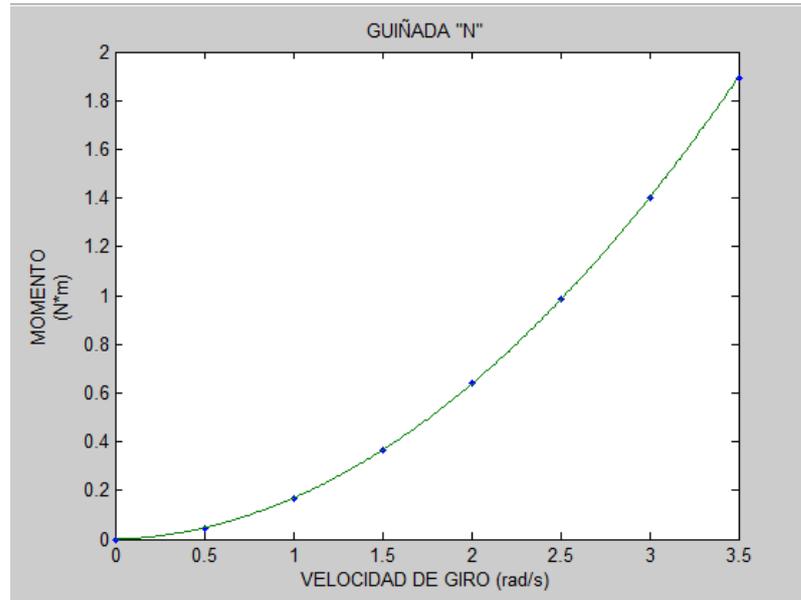


Figura 71: Momento de Guiñada ROV rotando en eje Z.

Por lo que después de efectuar la regresión, se obtienen unos valores de coeficientes de orden cuadrático y lineal, siendo estos últimos muy cercanos a cero y en algunos casos pueden ser nulos. Aunque a bajas velocidades habría que tenerlos en cuenta.

CFD	VALOR	UNIDADES
Y_r	0.0112	$(kg \cdot rad/s)$
$Y_{r r }$	-0.0403	$(kg \cdot m^2/rad^2)$
N_r	0.0199	$(kg \cdot rad/s)$
$N_{r r }$	0.149	$(kg \cdot m^2/rad^2)$

Tabla 32: Coeficientes debidos al Movimiento de Guiñada en Z en función de la Velocidad ROV.

9.3 Fuerzas y Momentos Cruzados.

Para el cálculo de estas fuerzas y momentos se han realizado unas simulaciones similares a las anteriores, pero ahora se han hecho con velocidades cruzadas donde se han usado velocidades lineales conjuntas en el eje X y Z y en el eje X e Y.

Con estas simulaciones lo que se quiere conseguir es calcular los coeficientes cruzados de todo el vehículo.

Se han hecho diferentes simulaciones a distintas velocidades para los dos casos que se quieren calcular.

9.3.1 Simulaciones en el eje X e Y.

En este apartado se han realizado cuatro simulaciones con velocidades lineales en el eje X y en el eje Y. Debido a estas velocidades se produce una fuerza de Deriva y un momento de Guiñada, de los cuales se calcularán dos de los coeficientes hidrodinámicos cruzados.

A continuación se pueden observar la distribución de velocidades y los valores de esta fuerza y este momento para las cuatro simulaciones realizadas.

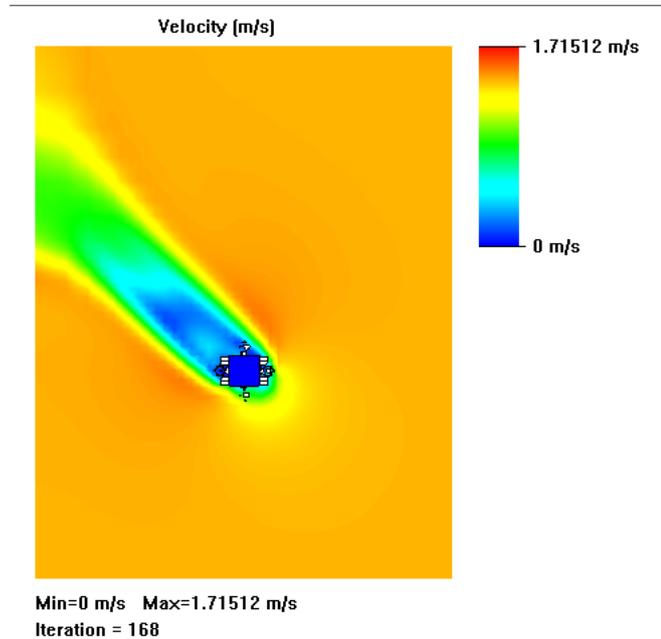


Figura 72: Distribución de velocidades cruzadas en X e Y a 1m/s visto desde planta.

Velocidad (m/s)	Deriva "Y" (N)	Guiñada "N" (N*m)
u=0.5 v=0.5	-17.8909	-0.2959
u=1 v=1	-71.1734	-1.1286
u=0.5 v=1	-62.4928	-1.1002
u=1 v=0.5	-20.1996	-0.3769

Tabla 33: Fuerza de Deriva y Momento de Guiñada con velocidades cruzadas X e Y ROV.

Siendo los valores de la tabla los totales. Ahora para calcular el coeficiente hidrodinámico, lo que hay que hacer es despejar de la siguiente ecuación el coeficiente hidrodinámico cruzado.

$$Y_{uv\ total} = Y_{uu}u^2 + Y_uu + Y_{vv}v^2 + Y_vv + Y_{uv}uv$$

$$N_{uv\ total} = N_{uu}u^2 + N_uu + N_{vv}v^2 + N_vv + N_{uv}uv$$

De las anteriores simulaciones y cálculos se obtuvieron todos los coeficientes cuadráticos y lineales, por lo que simplemente habría que despejar en las ecuaciones anteriores los coeficientes cruzados.

Habría que dejar claro el valor de los coeficientes que no se han indicado anteriormente y luego se calcularán cuatro coeficientes cruzados para cada caso. Por lo que se hará la media de los cuatro valores para obtener el coeficiente buscado.

CFD	VALOR	UNIDADES
Y_u	0.1017	$(kg \cdot rad/s)$
$Y_{u u }$	-0.3161	$(kg \cdot m^2/rad^2)$
N_u	0.0293	$(kg \cdot rad/s)$
$N_{u u }$	0.0063	$(kg \cdot m^2/rad^2)$

Tabla 34: Coeficientes de Deriva y Guiñada en velocidad X ROV.

Por lo que estos valores y los ya observados en los apartados anteriores, se despejan de la ecuación y obtenemos los términos Y_{uv} y N_{uv} .

Velocidad	Coeficiente	Coeficiente
(m/s)	Y_{uv}	N_{uv}
$u=0.5$ $v=0.5$	-27.3133	-1.1889
$u=1$ $v=1$	-26.6446	-1.1201
$u=0.5$ $v=1$	-36.3004	-2.1446
$u=1$ $v=0.5$	-17.9016	-0.7952
Valor Medio	-27.04	-1.3122

Tabla 35: Coeficientes de Deriva y Guiñada cruzados del ROV.

9.3.2 Simulaciones en el eje X y Z.

En este apartado se han realizado cuatro simulaciones con velocidades lineales en el eje X y en el eje Z. Debido a estas velocidades se produce una fuerza de Arfada y un momento de Cabeceo, de los cuales se calcularán dos de los coeficientes hidrodinámicos cruzados.

A continuación se pueden observar la distribución de velocidades y los valores de esta fuerza y este momento para las cuatro simulaciones realizadas.

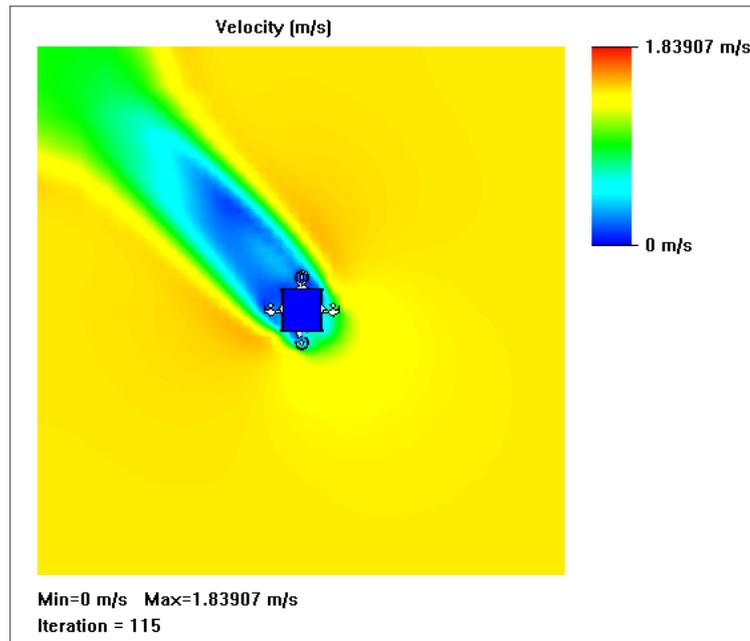


Figura 73: Distribución de velocidades cruzadas en X y Z a 1 m/s visto desde el alzado.

Velocidad (m/s)	Arfada "Z" (N)	Cabeceo "M" (N*m)
u=0.5 w=0.5	-13.6122	0.0711
u=1 w=1	-53.9852	0.2746
u=0.5 w=1	-42.4630	0.4275
u=1 w=0.5	-13.4383	-0.5434

Tabla 36: Fuerza de Arfada y Momento de Cabeceo con velocidades cruzadas X e Z ROV.

Siendo los valores de la tabla los totales. Ahora para calcular el coeficiente hidrodinámico, lo que hay que hacer es despejar de la siguiente ecuación el coeficiente hidrodinámico cruzado.

$$Z_{uw \text{ total}} = Z_{uu}u^2 + Z_u u + Z_{ww}w^2 + Z_w w + Y_{uw}uw$$

$$M_{uw \text{ total}} = M_{uu}u^2 + M_u u + M_{ww}w^2 + M_w w + M_{uw}uw$$

De las anteriores simulaciones y cálculos se obtuvieron todos los coeficientes cuadráticos y lineales, por lo que simplemente habría que despejar en las ecuaciones anteriores los coeficientes cruzados.

Todos los valores que se necesitan ya se han mostrado en apartados anteriores.

Por lo que sustituyendo valores, se despejan de la ecuación los términos Z_{uw} y M_{uw} .

Velocidad (m/s)	Coficiente Z_{uw}	Coficiente M_{uw}
$u=0.5$ $w=0.5$	-12.3408	0.3728
$u=1$ $w=1$	-12.2883	0.3789
$u=0.5$ $w=1$	-1.7289	0.9878
$u=1$ $w=0.5$	-5.6258	-0.9668
Valor Medio	7.9959	0.1932

Tabla 37: Coeficientes de Arfada y Cabeceo cruzados del ROV.

10 CONCLUSIONES.

En este capítulo se presentan las conclusiones del proyecto, las que se obtienen de los métodos utilizados para la estimación de la resistencia al avance y de los coeficientes hidrodinámicos de vehículos submarinos, así como las obtenciones de los resultados y su comparación con los coeficientes calculados por otros autores mencionados en la bibliografía de referencia [1] [3]. Por último se ofrece una serie de cuestiones que serían de gran interés para desarrollos futuros.

10.1 Conclusiones.

Acerca de la formulación, Newtoniana, de las ecuaciones de movimiento para los seis grados de libertad de vehículos submarinos no tripulados se ha presentado de forma concisa, detallada y completamente general. Partiendo de esta formulación se obtiene la definición de cada uno de los coeficientes hidrodinámicos de este tipo de vehículos.

Se ha utilizado el software SolidWorks en el que se han simulado dos vehículos diferentes como son el REMUS 100 y el ROV, que está desarrollando el departamento de mecánica. Para ello se ha simulado el movimiento de los vehículos en diferentes direcciones, con la herramienta Flow Simulation, en un rango de velocidades, tanto lineales como rotativas.

Con las simulaciones realizadas a distintas velocidades se han obtenido los coeficientes hidrodinámicos de vehículos submarinos no tripulados mediante CFD.

Se ha simulado el movimiento del vehículo a velocidad lineal constante en los tres ejes, obteniéndose los coeficientes de amortiguamiento hidrodinámico de arrastre axial, tanto para fuerzas y para momentos, en un rango de velocidades. De igual manera se ha simulado el movimiento del fluido con velocidad rotativa y velocidades lineales cruzadas en los ejes XY y XZ.

Para calcular los coeficientes se han hecho regresiones cuadráticas con las fuerzas y momentos obtenidos de las simulaciones.

De los resultados obtenidos de las pruebas realizadas se obtienen las siguientes conclusiones:

- Mediante un mallado muy fino se puede conseguir una precisión excelente en los resultados, pero el gasto de tiempo computacional es muy grande. En la mayor parte de los casos no hace falta un mallado muy fino para que los resultados sean buenos.
- En el caso del ROV el mallado hay que modificarlo para cada simulación de debido a la cantidad de detalles y cavidades que tiene.
- Los resultados obtenidos para el REMUS 100 son muy parecidos a los calculados por Hoerner [3].
- El coeficiente de arrastre axial en la dirección del avance se ajusta bastante al calculado mediante pruebas de canal.

- Los coeficientes de arrastre axial en la dirección de deriva y de arfada es muy parecido entre ellos, aunque el de deriva es un poco mayor debido a las aletas.
- En las direcciones de balance, cabeceo y guiñada los resultados se asemejan a los de Hoerner [3]. Aunque los resultados son mayores posiblemente debido al número de apéndices.
- Para los coeficientes cruzados, los resultados son muy parecidos a los obtenidos por Hoerner [3] y difieren un poco de Garrido [1] debido a que los coeficientes lineales no se han simplificado por lo que se ajusta mejor a los resultados que se tenían que obtener y en este proyecto se ha simulado el vehículo completo y no por partes como Garrido.
- Se hace una regresión cuadrática porque al hacer la regresión cúbica, los valores cúbicos no eran significativos.
- Para los coeficientes de avance, deriva y arfada del ROV se puede comprobar que son muy parecidos, debido a la simetría de este. La diferencia de estos resultados es debido a los focos del ROV.
- Debido a la simetría del ROV, los demás coeficientes son muy pequeños.

Se puede concluir que para la estimación de la resistencia al avance los resultados obtenidos mediante software CFD pueden sustituir a los ensayos en canales de experiencias hidrodinámicas, sobre todo en las fases preliminares del diseño, ya que introducir cambios geométricos en el modelo no es tan caro como en estos. Pero para ello se necesita a un usuario experto.

También se puede concluir que mediante el uso de un software CFD se obtienen resultados aproximados para el cálculo de los coeficientes hidrodinámicos ya que los resultados obtenidos se aproximan a los de la bibliografía.

La conclusión más importante es que para el cálculo de los coeficientes hidrodinámicos, SolidWorks con su herramienta Flow Simulation es válida y suficientemente precisa a la hora de obtener los resultados.

10.2 Desarrollos futuros.

Existen diferentes aspectos en los que habría que seguir trabajando para mejorar el desarrollo realizado. Se pueden considerar los siguientes aspectos a realizar:

- Obtener mediante CFD los coeficientes correspondientes a la masa añadida. Esto precisa de la aceleración del vehículo y contrastar los resultados con los de la bibliografía. Con estos se tendrían todos los coeficientes hidrodinámicos del vehículo.

- Para mejorar la sistematización, intentar en versiones futuras de SolidWorks hacer macros para la herramienta Flow Simulation. De esta forma se podrían calcular los coeficientes hidrodinámicos sencillamente.
- Realizar simulaciones más largas y utilizando un hardware más potente para así poder usar un mallado muy fino, el cual daría unos resultados más fiables.
- Contrastar los resultados obtenidos para el ROV con otro programa tal y como se ha hecho con el REMUS 100.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Garrido Pellicer, Antonio: *Estimación de los coeficientes hidrodinámicos de vehículos submarinos mediante CFD*. Proyecto fin de carrera, UPCT, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica, 2015.
- [2] García García, Jorge Juan: *Desarrollo de una herramienta informática para la simulación dinámica de vehículos submarinos no tripulados*. Proyecto fin de carrera, UPCT, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica, 2013.
- [3] Hoerner Sighard F. *Fluid Dynamic Drag*. Published by autor, 1965, pp 25-26-43.
- [4] Hoerner Sighard F. and Borst Henry V. *Fluid Dynamic Lift*. Published by autor, second edition, 1985, pp 30-31-99.
- [5] Resina Sánchez, Antonio: *Diseño mecánico de detalle y fabricación de un ROV*. Proyecto fin de carrera, UPCT, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, 2016.
- [6] Video para simulación de CFD en SolidWorks:
<https://www.youtube.com/watch?v=RuTy7K9YsoU>
- [7] Galisteo Streeksoff, Héctor: *Propuesta de nuevos dispositivos, mejoras de circuitos y sistemas implementados en ROVs para trabajos de búsqueda y rescate*. Proyecto fin de carrera, UPC, 2011.
- [8] Newman J.M: *Marine Hydrodynamics*. MIT Press, Massachusetts, 1997, pp 25-27-28.
- [9] Fossen Thor I. *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. John Wiley & Sons, New York, second edition, 1994.
- [10] Mahtani Michandani, Anil Motilal: *Diseño e implementación de una arquitectura de control de un ROV*. Proyecto fin de carrera, Universidad de Las Palmas de G. C., Escuela de Ingeniería de Informática, 2012.
- [11] Características y propiedades de SolidWorks:
http://www.marcombo.com/Descargas/9788426714589-SolidWorks/descarga_primer_capitulo_libro_solidworks.pdf
- [12] CFD en SolidWorks:
http://www.solidworks.es/sw/docs/Flow_Basis_of_CAD_Embedded_CFD_Whitepaper_ESP.pdf
- [13] Hall, Raewyn and Anstee, Stuart: *Trim Calculation Methods for a Dynamical Model of the REMUS 100 Autonomous Underwater Vehicle*. Australian Government, Department of Defence, 2011.