



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL LITORAL
DOCTORADO EN INGENIERÍA

Análisis de la estabilidad de vehículos de gran porte mediante simulación computacional de interacción fluido-estructura

Facundo Pascual Inzeo

FICH

FACULTAD DE INGENIERÍA Y CIENCIAS HÍDRICAS

INTEC

INSTITUTO DE DESARROLLO TECNOLÓGICO PARA LA INDUSTRIA QUÍMICA

CIMEC

CENTRO DE INVESTIGACIÓN DE MÉTODOS COMPUTACIONALES

sinc(i)

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN SEÑALES, SISTEMAS E INTELIGENCIA
COMPUTACIONAL

Tesis de Doctorado **2026**



Doctorado en Ingeniería
mención Mecánica computacional

Título de la obra:

**Análisis de la estabilidad de vehículos de gran porte
mediante simulación computacional de interacción fluido-estructura**

Autor: Facundo Pascual Inzeo

Lugar: Santa Fe, Argentina

Palabras Claves:

Interacción fluido-estructura, vehículos de gran porte, dinámica de fluidos computacional, estabilidad lateral, dinámica vehicular, modelado de la turbulencia, aerodinámica, dinámica de sistemas multicuerpo, método de volúmenes finitos, mecánica computacional



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas
Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química
Centro de Investigación de Métodos Computacionales
Instituto de Investigación en Señales, Sistemas e Inteligencia Computacional

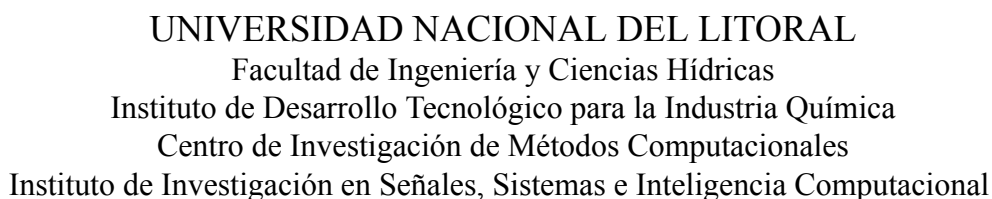
**ANÁLISIS DE LA ESTABILIDAD DE VEHÍCULOS DE
GRAN PORTE MEDIANTE SIMULACIÓN
COMPUTACIONAL DE INTERACCIÓN
FLUIDO-ESTRUCTURA**

Facundo Pascual Inzeo

Tesis remitida al Comité Académico del Doctorado
como parte de los requisitos para la obtención
del grado de
DOCTOR EN INGENIERÍA
Mención Mecánica Computacional
de la
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL LITORAL

2026

Secretaría de Posgrado, Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas, Ciudad Universitaria, Paraje “El Pozo”,
S3000, Santa Fe, Argentina



Facundo Pascual Inzeo

Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas
Universidad Nacional del Litoral

Dr. Mario Alberto Storti CIMEC (UNL-CONICET)

Dr. Hugo Guillermo Castro IMIT (UNNE-CONICET)

Dr. Sergio Preidikman	FCEFYN (UNC)
Dr. Juan Marcelo Gimenez	CIMNE
Dr. Sergio Amado Elaskar	FCEFYN (UNC)



ACTA DE DEFENSA DE TESIS DE DOCTORADO

En la sede de la Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas de la Universidad Nacional del Litoral, a los catorce días del mes de septiembre del año dos mil veintiséis, se reúnen en forma online sincrónica los miembros del Jurado designado para la evaluación de la Tesis de Doctorado en Ingeniería, Mención Mecánica Computacional, titulada *“Análisis de la estabilidad de vehículos de gran porte mediante simulación computacional de interacción fluido-estructura.”*, desarrollada por el **Ing. Facundo Pascual INZEO, DNI: 38.104.207**, bajo la dirección del Dr. Mario Storti y la codirección del Dr. Hugo Castro. Ellos son: Dr. Juan Marcelo Giménez, el Dr. Sergio Elaskar, y el Dr. Sergio Preidikman.-----

La Presentación oral y la defensa de la Tesis se efectúan bajo la modalidad online sincrónica según lo establecido por Resolución CS N° 382/21.

Luego de escuchar la Defensa Pública y de evaluar la Tesis, el Jurado dictamina:
Que se trata de un tema de interés, no sólo para la comunidad científica sino también para especialistas en transporte vial, con aplicación industrial en el diseño de este tipo de vehículos.

La tesis aborda desde un punto de vista multidisciplinar el problema, realizando aporte en los distintos tópicos investigados, integrando con éxito la mecánica de los fluidos computacional, la dinámica de sistemas multicuerpo rígido y técnicas de deformación de malla bajo un esquema particionado.

El doctorando, durante la presentación oral, mostró solvencia explicando los diferentes aspectos involucrados en el desarrollo de la tesis. El doctorando respondió de manera certera las preguntas formuladas por el jurado.

Por ello, el Jurado aprueba, de manera unánime, la tesis con calificación 10 (Diez) Sobresaliente.

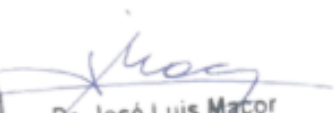
Sin más, se da por finalizado el Acto Académico con la firma de los miembros del Jurado al pie de la presente. -----

Dr. Juan Marcelo Giménez

Dr. Sergio Elaskar

Dr. Sergio Preidikman




Dr. José Luis Mator
Director de Posgrado
FICH - UNL

Universidad Nacional del Litoral
Facultad de Ingeniería y
Ciencias Hídricas

Secretaría de Posgrado

Ciudad Universitaria
C.C. 217
Ruta Nacional N° 168 – Km. 472,4
(3000) Santa Fe
Tel: (54) (0342) 4575 229
Fax: (54) (0342) 4575 224
E-mail: posgrado@fich.unl.edu.ar

Declaración legal del autor

La presente tesis ha sido remitida como parte de los requisitos para la obtención del grado de Doctor ante la Universidad Nacional del Litoral y ha sido depositada en la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas para que esté disponible a sus lectores bajo las condiciones estipuladas por el Reglamento de la mencionada Biblioteca.

Citaciones breves de esta disertación son permitidas sin la necesidad de un permiso especial, en la suposición de que la fuente sea correctamente citada. Solicitudes de permiso para una citación extendida o para la reproducción de este manuscrito en un todo o en parte serán exigidas por el portador legal del derecho de propiedad intelectual de la misma.

*A la memoria de mis padres Miguel y Lucía, por su esfuerzo;
y a la ciencia, por el compromiso ético de construir un futuro mejor.*

Agradecimientos

El desarrollo de una tesis doctoral, así como cualquier otro emprendimiento de gran exigencia profesional, se constituye inherentemente en un proceso colectivo: el esfuerzo estrictamente personal se ve limitado y requiere, desde múltiples focos, complementarse con un entorno eficiente. La concreción de esta tesis no fue la excepción.

Agradezco, en primer término, a las instituciones que permitieron formarme: al Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET); al Centro de Investigación de Métodos Computacionales (CIMEC) —en conjunto con la FICH-UNL— por proveerme un lugar de trabajo adecuado y con la infraestructura necesaria para llevar a cabo mis tareas; y a la UTN-FRSN, por haber sido mi casa en mi formación como ingeniero, mostrarme el camino de la investigación y acompañarme en el recorrido.

Agradezco especialmente a mi director, Mario Storti, por acompañarme tanto desde el lado profesional como personal en estos años, atravesando muchos desafíos y siendo de guía por su enorme conocimiento en la disciplina. Asimismo, a los investigadores de CIMEC y UNL, a mi co-director Guillermo Castro y a Luciano Garelli, por haber aportado con cada interacción en mi formación. Agradezco también a los docentes de la UTN-FRSN; particularmente al Ing. Fernando Palmieri por haber participado en mi acercamiento al CIMEC, en conjunto con el Dr. Rodrigo Paz. Agradezco a mis compañeros de instituto, por el acompañamiento mutuo tanto a nivel profesional como personal, y por los momentos compartidos, para quienes deseo un gran futuro luego de este desafío.

Finalmente, agradezco fundamentalmente a mis padres, que aunque no hayan estado ya físicamente conmigo durante gran parte del doctorado, fueron los pilares fundamentales para que hoy pueda estar donde estoy. A mis hermanas, por su apoyo incondicional en estos años, y al resto de mi familia. Adicionalmente, a mis amigos, por las charlas y las palabras de aliento. Y en general, a todas las personas que han sido parte sustancial, volviendo a la noción de que un desafío de este nivel no es posible abordarse solo.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Motivación general	1
1.2. Objetivos	9
1.2.1. Objetivo general	9
1.2.2. Objetivos específicos	9
1.3. Organización de la tesis	10
2. Estrategias en el contexto de la resolución del flujo de fluido	13
2.1. Antecedentes	14
2.2. Metodología	25
2.2.1. Desarrollos experimentales de referencia	25
2.2.2. Formulación numérica general	30
2.2.3. Variantes del modelo de turbulencia	34
2.2.4. Dominio computacional y malla	39
2.2.5. <i>Setup</i> general de las simulaciones	42
2.2.6. Recursos de cómputo	46
2.3. Resultados	46
2.3.1. Análisis de convergencia	46
2.3.2. Modelo GTS	50
2.3.3. Modelo Leyland DAF 45-130	66
2.4. Conclusiones parciales	78
3. Desarrollos en el ámbito de la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos	83
3.1. Antecedentes	84
3.1.1. Desarrollos fundacionales	84

3.1.2.	Abordaje numérico de la dinámica vehicular	86
3.1.3.	Antecedentes en materia de estandarización normativa	94
3.2.	Metodología	98
3.2.1.	Formulación teórico-computacional de la dinámica de sistemas multicuerpo	99
3.2.2.	Descripción de la arquitectura del código	107
3.2.3.	Descripción de casos de testeo/validación	112
3.2.4.	Desarrollo analítico asociado al modelo vehicular	119
3.2.5.	Extensión sobre el modelo vehicular base	125
3.3.	Resultados	130
3.4.	Conclusiones parciales	137
4.	Contribuciones en el marco de la interacción fluido-estructura	141
4.1.	Antecedentes	142
4.1.1.	Evolución pre-computacional de la disciplina	142
4.1.2.	Transición semi-analítica y ejes fundamentales del desarrollo compu- tacional	144
4.1.3.	Desarrollo histórico en torno a los esquemas de acoplamiento par- ticionado y monolítico	146
4.1.4.	Desarrollo histórico en torno a las estrategias de tratamiento nu- mérico de dominios físicos móviles	151
4.1.5.	Evolución histórica de la interacción fluido-estructura sobre vehícu- los terrestres	155
4.2.	Metodología	160
4.2.1.	Formulación teórica del problema del acoplamiento y selección de estrategias	162
4.2.2.	Formulación teórica del tratamiento de dominios físicos móviles en el subproblema fluido	172
4.2.3.	Descripción de la arquitectura y funcionamiento del código	179
4.2.4.	Descripción de los escenarios analizados	186
4.3.	Resultados	202
4.3.1.	Escenario de viento lateral	202
4.3.2.	Maniobras con entrada de dirección preestablecida	216

<i>ÍNDICE GENERAL</i>	III
4.4. Conclusiones parciales	237
5. Conclusiones generales	239
5.1. Publicaciones y presentaciones en eventos científicos	245
Bibliografía	247

Índice de figuras

1.1. Cantidad de accidentes fatales reportados en Estados Unidos que involucran a camiones pesados, y porcentaje del total (2016-2022).	4
1.2. Número de fallecimientos por cada 100 millones de kilómetros recorridos en Estados Unidos en accidentes que involucran a camiones pesados, en comparación con el total de vehículos.	5
2.1. Esquema del modelo Ground Transportation System (GTS) y de las secciones del túnel de viento utilizado en los experimentos de Storms et al. (2001).	27
2.2. Esquema del modelo Leyland DAF 45-130 1:10 y de las secciones del túnel de viento utilizado en los experimentos de Cheli et al. (2011a,b). . .	29
2.3. Perfiles experimentales normalizados de la componente de la velocidad en la dirección principal del flujo, asociados a los experimentos de Storms et al. (2001) y Cheli et al. (2011a).	40
2.4. Visualización de la malla asociada al modelo GTS y relativa al caso de ángulo de guiñada nulo.	41
2.5. Visualización de la malla asociada al modelo Leyland DAF 45-130 y relativa al caso de ángulo de guiñada nulo.	42
2.6. Corte horizontal de la malla utilizada para el caso del GTS para ángulos de guiñada de 0° y 10°.	42
2.7. Análisis de convergencia basado en la variación de la mediana del coeficiente de <i>drag</i> ($\tilde{C}_d$), para el GTS: (a) convergencia espacial; (b) convergencia temporal.	48

2.8. Campo promedio de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, sobre el plano vertical longitudinal medio en la zona trasera del GTS para el caso de ángulo de guiñada de 0° . Resultados obtenidos con diferentes mallas, junto con imagen experimental obtenida por PIV Storms et al. (2001).	49
2.9. Isosuperficies del campo promediado de helicidad ($H = 6900 \text{ m/s}^2$) coloreadas con el campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, para el caso de ángulo de guiñada de 0° del modelo GTS.	51
2.10. Isosuperficies del campo promediado de helicidad ($H = 6900 \text{ m/s}^2$) coloreadas con el campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, para el caso de ángulo de guiñada de 10° del modelo GTS.	52
2.11. Visualización del campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, sobre los planos medios vertical y horizontal en la región de la estela trasera del GTS para un ángulo de 0°	54
2.12. Visualización de la isosuperficie del coeficiente de presión promediado ($\bar{C}_p = -0.215$) en la región trasera del modelo GTS para un ángulo de guiñada de 0°	55
2.13. Campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, en la estela trasera próxima al modelo GTS, para un ángulo de incidencia del viento de 14° sobre: (a) plano vertical medio, y (b) plano horizontal medio.	56
2.14. Vista superior del campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, en la región próxima al borde de unión entre la superficie frontal y lateral del lado de sotavento, para el caso del modelo GTS en un ángulo de guiñada de: (a) 10° y (b) 14°	57
2.15. Medianas de los coeficientes de (a) arrastre y (b) fuerza lateral del modelo GTS en función del ángulo de guiñada, para diferentes <i>setups</i> y comparadas contra los resultados de Storms et al. (2001).	58

2.16. Vista superior del campo promediado de presión, con superposición de líneas de corriente, en la región en torno al borde que separa las superficies frontal y lateral del lado de sotavento del modelo GTS, para un ángulo de guiñada de 14° y para: (a) $a_1 = 0.31$ y (b) $a_1 = 0.40$	61
2.17. Perfiles promediados de coeficiente de presión sobre diferentes posiciones en la superficie del modelo GTS, para un ángulo de incidencia del viento de 0° y para diferentes <i>setups</i> relativos a la modelización de la turbulencia.	62
2.18. Perfiles promediados de coeficiente de presión sobre diferentes posiciones en la superficie del modelo GTS, para un ángulo de incidencia del viento de 10° y para diferentes <i>setups</i> relativos a la modelización de la turbulencia.	64
2.19. Curvas promediadas de coeficiente de fricción a lo largo de la línea media de la superficie superior del modelo GTS, para ángulos de incidencia del viento de: (a) 0° y (b) 10°	65
2.20. Isosuperficies del campo promediado de helicidad ($H = 70 \text{ m/s}^2$) para el caso de ángulo de guiñada de 0° del modelo Leyland DAF 45-130.	66
2.21. Isosuperficies del campo promediado de helicidad ($H = 70 \text{ m/s}^2$) para el caso de ángulo de guiñada de 30° del modelo Leyland DAF 45-130.	67
2.22. Campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, alrededor del modelo Leyland DAF 45-130 ($\psi = 0^\circ$).	69
2.23. Visualización del núcleo de la estructura vorticiosa promediada en el tiempo detrás del modelo Leyland DAF 45-130 a un ángulo de guiñada de 0°	70
2.24. Campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, alrededor del modelo Leyland DAF 45-130, para ángulos de guiñada de 15° y 30°	71
2.25. Isosuperficies del coeficiente de presión promediado en el tiempo ($\tilde{C}_p = -0.23$) en torno al modelo Leyland DAF 45-130 $\psi = 0^\circ$	72
2.26. Curvas de mediana temporal de coeficientes de arrastre, fuerza lateral, momento de guiñada y momento de rolido en función del ángulo de guiñada, para diferentes <i>setups</i> del caso del modelo Leyland DAF 45-130.	73

2.27. Perfiles de coeficiente de presión en diferentes posiciones sobre la superficie del modelo Leyland DAF 45-130 a un ángulo de guiñada de 0° y para cada formulación del modelo de turbulencia SST-DDES.	74
3.1. Esquema representativo de un sistema de partículas genérico utilizado por la librería <i>prtclsys</i>	103
3.2. Arquitectura del código de dinámica vehicular, con indicación de bloques y clases principales, en conjunto con sus relaciones.	108
3.3. Esquema del modelo <i>single-track</i> de un colectivo utilizado en los casos de evaluación del código de dinámica vehicular.	115
3.4. Magnitud de las fuerzas y momentos ejercidos en función del tiempo sobre el modelo vehicular en el escenario de ráfaga de viento lateral abordado por Tunay et al. (2020a).	119
3.5. Relación entre la fuerza lateral ejercida sobre un neumático y su ángulo de deslizamiento, de acuerdo al modelo de neumático de Pacejka utilizado.	128
3.6. Diagrama de clases asociado a la implementación de modelos particulares de neumático.	129
3.7. Curvas de ángulo de rolido, velocidad lateral y tasa de guiñada obtenidas para estados de sollicitación constantes en el tiempo, considerando diferentes valores de fuerza lateral (F_y) aplicada sobre el centro de masa del vehículo.	132
3.8. Curvas de ángulo de rolido, velocidad lateral y tasa de guiñada obtenidas para diferentes estados de sollicitación constantes en el tiempo.	133
3.9. Curvas de velocidad lateral, ángulo de rolido, tasa de rolido y tasa de guiñada en función del tiempo, asociadas a la aplicación de las señales de fuerza y momentos representadas en la Figura 3.4.	136
4.1. Esquema general del acoplamiento en códigos FSI particionados, relativos a sistemas multicuerpo rígidos y al uso de mallas <i>body-fitted</i>	164
4.2. Diagrama relativo al esquema particionado bidireccional (<i>two-way</i>) implícito.	168
4.3. Diagrama relativo al esquema particionado bidireccional (<i>two-way</i>) explícito.	169

4.4. Diagrama relativo al esquema particionado unidireccional (<i>one-way</i>) con comunicación fluido→sólido.	170
4.5. Diagrama relativo al esquema particionado unidireccional (<i>one-way</i>) con comunicación sólido→fluido.	171
4.6. Diagrama relativo al enfoque de resolución cuasi-estacionario.	171
4.7. Arquitectura del código FSI desarrollado para el abordaje de problemas de interacción fluido-estructura que involucran dinámica de sistemas multi-cuerpo rígidos.	180
4.8. Esquema general del escenario relativo al análisis del efecto de una ráfaga de viento lateral sobre un vehículo.	187
4.9. Esquema asociado a la estrategia de subdivisión del vehículo en el contexto del enfoque de resolución cuasi-estacionario.	195
4.10. Representación esquemática de las trayectorias asociadas a escenarios seleccionados para el análisis, con entrada de dirección predefinida.	196
4.11. Señal de dirección relativa a la maniobra de <i>slalom</i>	197
4.12. Señal de dirección relativa al ensayo con entrada de dirección tipo escalón (<i>step steer test</i>).	197
4.13. Señal de dirección relativa a la maniobra de cambio simple de carril en lazo abierto.	198
4.14. Señal de dirección relativa al ensayo con entrada de dirección sinusoidal con pausa (<i>sine with dwell test</i>).	199
4.15. Interfaz gráfica de usuario básica para la selección y configuración general de escenarios, relativa al código FSI desarrollado.	200
4.16. Curvas de fuerza lateral, momento de rolido y momento de guiñada obtenidas en el escenario de viento lateral a través de la aplicación del código FSI desarrollado.	203
4.17. Curvas de velocidad lateral, ángulo de rolido, tasa de rolido y tasa de guiñada obtenidas en el escenario de viento lateral a través de la aplicación del código FSI desarrollado.	204
4.18. Campos de tensiones normales obtenidos mediante los esquemas <i>two-way</i> y <i>one-way</i> sobre las superficies laterales en $t = 4.5$ s, en el escenario de viento lateral.	207

4.19. Isosuperficies del coeficiente de presión ($C_p = -1.2$) predichas en torno al vehículo en $t = 4.5$ s, en el escenario de viento lateral.	209
4.20. Evolución temporal de la calidad de la malla en términos de la cantidad de caras por encima de diferentes umbrales de no-ortogonalidad, en el escenario de viento lateral.	210
4.21. Vistas superiores de isosuperficies de no-ortogonalidad en los instantes $t = 5.4$ s y $t = 0$ s, para el escenario de viento lateral.	211
4.22. Vistas laterales de isosuperficies de no-ortogonalidad en los instantes $t = 5.4$ s y $t = 0$ s, para el escenario de viento lateral.	212
4.23. Evolución temporal de la calidad de la malla en términos de la cantidad de caras por encima de diferentes umbrales de <i>skewness</i> , en el escenario de viento lateral.	213
4.24. Vistas superiores de isosuperficie de <i>skewness</i> ($q_{sk} = 0.3$) en los instantes $t = 5.4$ s y $t = 0$ s, para el escenario de viento lateral.	215
4.25. Vistas laterales de isosuperficie de <i>skewness</i> ($q_{sk} = 0.3$) en los instantes $t = 5.4$ s y $t = 0$ s, para el escenario de viento lateral.	216
4.26. Representación gráfica del módulo de la función de transferencia $G_{\phi,\delta}$ aplicable al análisis del modelo vehicular tratado en la maniobra de <i>slalom</i>	218
4.27. Valores de $ G_{\phi,\delta} $ obtenidos mediante el uso del código FSI aplicado a la maniobra de <i>slalom</i> a diferentes frecuencias f de la señal de dirección.	220
4.28. Campo de tensiones normales sobre las superficies laterales izquierda y derecha del vehículo en una maniobra de <i>slalom</i> con $f = 0.2$ Hz en $t = 22$ s y $t = 25$ s.	223
4.29. Valores de $ G_{\psi,\delta} $ obtenidos mediante el uso del código FSI aplicado a la maniobra de <i>slalom</i> a diferentes frecuencias f de la señal de dirección.	224
4.30. Evolución temporal de la cantidad de caras por encima de diferentes umbrales de no-ortogonalidad, para la maniobra de <i>slalom</i> con amplitud $\delta_0 = 2^\circ$ y frecuencia $f = 0.2$ Hz.	224
4.31. Valores de ángulo de rolido y tasa de guiñada obtenidos con el código FSI para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo escalón de amplitud de <i>steering</i> 2.5°	227

4.32. Valores de ángulo de rolido y tasa de guiñada obtenidos con el código FSI para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo escalón de amplitud de <i>steering</i> 3.0°	229
4.33. Campo de tensiones normales sobre las superficies laterales del vehículo en un instante representativo durante la etapa de mantenimiento de una maniobra <i>step steer</i>	229
4.34. Curvas de ángulo de rolido y tasa de guiñada obtenidas con el código FSI para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo senoidal con amplitud de dirección $\delta_0 = 8^\circ$ y frecuencia $f = 0.5$ Hz.	231
4.35. Curvas de ángulo de rolido y tasa de guiñada obtenidas con el código FSI para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo senoidal con amplitud de dirección $\delta_0 = 6^\circ$ y frecuencia $f = 0.5$ Hz.	233
4.36. Curvas de ángulo de rolido y tasa de guiñada obtenidas con el código FSI para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo senoidal con amplitud de dirección $\delta_0 = 6^\circ$ y frecuencia $f = 1$ Hz.	234
4.37. Campo de tensiones normales sobre las superficies laterales del vehículo en un instante representativo previo a la fase de mantenimiento de dirección en una maniobra de tipo <i>sine with dwell</i>	235
4.38. Curvas de ángulo de rolido y tasa de guiñada obtenidas para una serie de maniobras <i>sine with dwell</i> con diferentes amplitudes de dirección, y con dos modelos diferentes de neumáticos (lineal y Pacejka).	236
4.39. Fuerza lateral sobre los neumáticos delanteros y traseros predicha por el modelo de neumático lineal y el de Pacejka, en función del ángulo de deslizamiento.	237

Índice de tablas

2.1. <i>Setup</i> general de los experimentos sobre el GTS (Storms et al., 2001) y sobre el Leyland DAF 45-130 (Cheli et al., 2011a,b), para un ángulo de guiñada de 0°	28
2.2. Nomenclatura relativa a las variables y coeficientes de las Ecs. 2.1-2.2. . .	31
2.3. Componente en x' de las fuerzas promediadas actuantes sobre las superficies frontal y trasera del modelo GTS para un ángulo de incidencia del viento de 14° y para diferentes valores del parámetro a_1 del modelo de turbulencia SST-DDES.	60
3.1. Parámetros fundamentales del modelo <i>single-track</i> utilizado en los casos de evaluación del código.	114
4.1. Parámetros relativos al perfil de viento lateral utilizados en el escenario de impacto de una ráfaga de viento.	189
4.2. Trabajo realizado por el momento de rolido ejercido por el aire sobre el vehículo para diferentes casos de maniobras de <i>slalom</i> , y diferencia de fase entre dicho momento y la tasa de rolido.	221
4.3. Diferencia entre los valores máximos de ángulo de rolido y tasa de guiñada reportados entre los esquemas <i>two-way</i> y <i>one-way</i> , para diferentes casos de la maniobra de entrada de dirección de tipo escalón.	228
4.4. Diferencia entre los valores máximos de ángulo de rolido y tasa de guiñada entre los esquemas <i>two-way</i> y <i>one-way</i> para diferentes casos de la maniobra con entrada de dirección de tipo senoidal con mantenimiento. .	232

Resumen

En el contexto de la problemática multiobjetivo relativa al diseño de vehículos, el tratamiento de la estabilidad en marcha constituye un aspecto de gran relevancia que involucra importantes esfuerzos en lo referido a la labor ingenieril. La presente tesis ha planteado formalizar una contribución en el marco del abordaje computacional de dicho tópico, enfocándose en un caso particularmente crítico en cuestión: los vehículos de gran porte. Concretamente, se establecieron aportes en el contexto del desarrollo y validación de una herramienta computacional para la resolución de problemas de interacción fluido-estructura (FSI) aplicada al análisis de la estabilidad lateral de dichas configuraciones.

El trabajo realizado involucró contribuciones en la predicción del flujo de aire alrededor de diferentes modelos de vehículos, en términos de criterios en la selección de estrategias y de implementaciones ligadas al tratamiento de la turbulencia. Asimismo, se destaca la concreción de un código para la resolución de la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos, haciendo énfasis en su aplicación sobre modelos vehiculares y en la consecución de un carácter modular. En general, se han contrastado predicciones contra resultados de referencia experimentales y analíticos. Finalmente, como núcleo procedimental, se ha implementado un código de interacción fluido-estructura que, bajo el enfoque de esquemas del tipo particionado, integra lo realizado previamente en módulos ligados a la resolución del fluido y de la dinámica vehicular, respectivamente, e incorpora de forma adicional —bajo el marco de utilización de discretizaciones *body-fitted*— la implementación de una estrategia para el tratamiento de la deformación de malla, con foco en su calidad.

En términos generales, la metodología desarrollada en el marco FSI se ha aplicado sobre un conjunto de casos que abarcan desde un escenario de viento lateral hasta diferentes maniobras típicas en estabilidad —*slalom*, *sine with dwell*, etc.—, destacándose, entre otros aspectos, el logro de resultados comparables a un trabajo de referencia que hace uso de *overset*, y robustez en la estrategia de deformación de malla ante maniobras exigentes.

Abstract

Vehicle design is inherently a multi-objective undertaking, and ensuring adequate dynamic stability remains a central concern in engineering practice. This thesis addresses the computational analysis of this problem, focusing on large road vehicles, for which stability-related issues are particularly critical. Specifically, contributions were made through the development and validation of a computational tool for solving fluid-structure interaction (FSI) problems associated with the analysis of lateral stability in these configurations.

The work involved contributions to the prediction of airflow around different high-sided vehicle models, particularly through the selection and implementation of turbulence modelling strategies. It also included the development of a rigid multibody dynamics simulation code, with emphasis on its application to vehicle models and on establishing a modular architecture. Overall, these implementations were assessed against experimental and analytical reference results. Finally, the primary outcome of the work was a partitioned FSI code that incorporates the developments outlined above into the fluid and structural subproblem modules. In addition, the code includes a mesh-deformation module based on mesh-quality criteria for use within a body-fitted discretization framework.

The FSI methodology developed in this thesis was applied to a set of cases ranging from a crosswind scenario to different manoeuvres commonly used in vehicle-stability assessment—including slalom and sine with dwell. Notable outcomes include results comparable to those reported in another numerical study using overset meshes, as well as robust performance of the mesh-deformation strategy under demanding manoeuvres.

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación general

Desde una perspectiva formal, el diseño de un vehículo puede concebirse como un problema de optimización multiobjetivo cuyo fin es satisfacer una necesidad de transporte, maximizando la utilidad de las partes interesadas en su desarrollo y utilización (fabricantes, operadores, reguladores y usuarios), bajo un conjunto de requisitos y restricciones. Estos condicionantes, formulados como criterios de diseño, deben ponderarse dependiendo fundamentalmente de las necesidades técnicas que se buscan cubrir con el vehículo y su entorno operativo. Así, factores como costos de fabricación, economía de combustible, durabilidad, seguridad, impacto ambiental y capacidades técnicas se valoran criteriosamente para maximizar cierto valor global y satisfacer un conjunto de objetivos planteados.

Dentro de esta compleja matriz de decisión, la seguridad en operación —concretamente, en términos de la estabilidad del vehículo ante diferentes maniobras y escenarios— es un criterio de diseño transversal a las diferentes categorías de vehículos y entornos de uso, en tanto el transporte de personas y mercancías supone en todo caso riesgos de vida y materiales que buscan evitarse. Pese a esta transversalidad, existen ciertos tipos de transporte asociados a una mayor tendencia a riesgos de accidentes, ya sea por sus inherentes características constructivas como por sus condiciones de operación. Los vehículos terrestres de gran porte y, específicamente, aquellos de gran superficie lateral, constituyen un ejemplo paradigmático de esta particular condición —según se fundamenta con datos más adelante. Esta categoría, comúnmente referida en la literatura anglosajona bajo la denominación *high-sided vehicle*, comprende aquellas configuraciones de relativa gran altura y

significativa área lateral dentro del conjunto de vehículos terrestres —típicamente, colectivos, camiones (tanto en configuraciones con y sin unidades remolcadas), entre otras— utilizadas por economía para el transporte en masa de mercancías y personas, y funciones especiales. Las características intrínsecas a su concepción, relativas a presentar un centro de gravedad comparativamente más elevado, su distribución de masa, una influencia del viento eventualmente más marcada por su importante superficie lateral —entre otros aspectos dinámicos y constructivos más complejos a analizar en los capítulos siguientes— definen una mayor tendencia a riesgos de desestabilización, que se materializan en la incidencia de accidentes y en el incremento de su severidad.

En términos generales, no es posible identificar en la bibliografía una delimitación universalmente aceptada y no taxativa en lo que respecta a la categoría de vehículos de gran porte. Concretamente, en primer término, dicha denominación está asociada a un criterio variable en el ámbito técnico-vial para agrupar a un conjunto de clases de vehículos de grandes dimensiones, ya sea con aplicación en el transporte de bienes como de pasajeros, dependiente fundamentalmente del objetivo —análisis de accidentalidad, ordenamiento vial, evaluación de aspectos de diseño, etc.— y metodología abordada en cada trabajo, dando lugar así a demarcaciones contextualizadas. Así, por ejemplo, las delimitaciones y grupos comúnmente considerados por autores y organismos vinculados a la Unión Europea se apoyan en las categorizaciones de vehículos por peso y aplicación reglamentadas por el Comité de Transporte de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (UNECE, 2023), utilizando como objeto de estudio típicamente diferentes subconjuntos de entre las categorías N2, N3, M2 y M3 (Southall et al., 1998; Schubert et al., 2023) —relativas a vehículos para el transporte de bienes con una masa máxima mayor a 3500 kg, y de pasajeros superiores a 5000 kg. Aún más, en otras regiones y países, las clases reglamentadas suelen presentar diferencias, destacándose como caso representativo la delimitación de vehículos de gran porte para el transporte de bienes a aquellos por encima de 4500 kg por parte de organismos estatales de Estados Unidos (*e.g.*, *National Highway Traffic Safety Administration*, NHTSA) —a diferencia de los 3500 kg considerados comúnmente en el ámbito europeo— mientras que Corea del Sur, como otro ejemplo, utiliza un umbral de 5000 kg (Dukic et al., 2024). Además, existen posibles clasificaciones dependiendo de sus dimensiones máximas (Colorado General Assembly, 2024; U.S. Department of the Interior, 2026). En el ámbito del presente trabajo, la delimitación con-

siderada en torno al marco metodológico involucra un criterio amplio, *a priori* abarcando las categorías N2, N3, M2 y M3 del UNECE, según queda evidenciado más adelante en términos de la elección de los modelos vehiculares planteados, circunscriptos en dicho rango. Por su parte, en el análisis bibliográfico subsiguiente vinculado al tópico de la accidentalidad vial y estadísticas asociadas, para mayor claridad, se hace mención explícita y específica de las categorías reglamentadas y evaluadas en cada caso particular.

Ciertos aspectos relevantes vinculados a la accidentalidad quedan evidenciados a través de las estadísticas reportadas por diferentes organismos competentes. A enero de 2026, los últimos datos publicados por el Departamento de Transporte (DOT) del gobierno de Estados Unidos a través de sus agencias y oficinas (*National Highway Traffic Safety Administration*, NHTSA; *Federal Motor Carrier Safety Administration*, FMCSA; *Federal Highway Administration*, FHWA) muestran que la categoría de vehículos *large truck* constituye el 5 % de la flota registrada en el país y corresponde aproximadamente al 10 % del total de kilómetros recorridos anualmente (NHTSA, 2025). Bajo este contexto, el porcentaje de unidades involucradas en accidentes fatales es de aproximadamente el 10 % (FMCSA, 2025). La proximidad entre la participación porcentual en accidentes fatales y en distancia recorrida se reporta consistentemente a través de los últimos años (FHWA, 2022). La Figura 1.1 muestra la cantidad de accidentes fatales asociados a la categoría *large trucks* en los últimos siete años reportados en Estados Unidos —existe cierto retraso en la sistematización y presentación de datos— y la mencionada evolución de la participación en accidentes graves respecto del conjunto de vehículos. En el mismo período, el porcentaje de participación en kilómetros recorridos anuales se mantuvo aproximadamente entre el 9 % y 10 %. Si bien la flota de vehículos ha ido aumentando con los años —y esto en parte explica el incremento del número absoluto de accidentes— la cantidad de fatalidades/muertes por kilómetro recorrido ha ido incrementándose ligeramente en los últimos años, ubicándose siempre por encima de la tasa asociada al conjunto de vehículos (Figura 1.2). Esta última estadística resulta muy similar en caso de agrupar camiones pesados con colectivos en una misma categoría de análisis, y refleja en gran medida la severidad de los accidentes que involucran a estas configuraciones.

En la Unión Europea, las estadísticas de los últimos años asociadas a estas categorías de vehículos son similares, con porcentajes de incidencia en fatalidades y de participación en la flota total análogos a los de Estados Unidos (European Road Safety Observa-

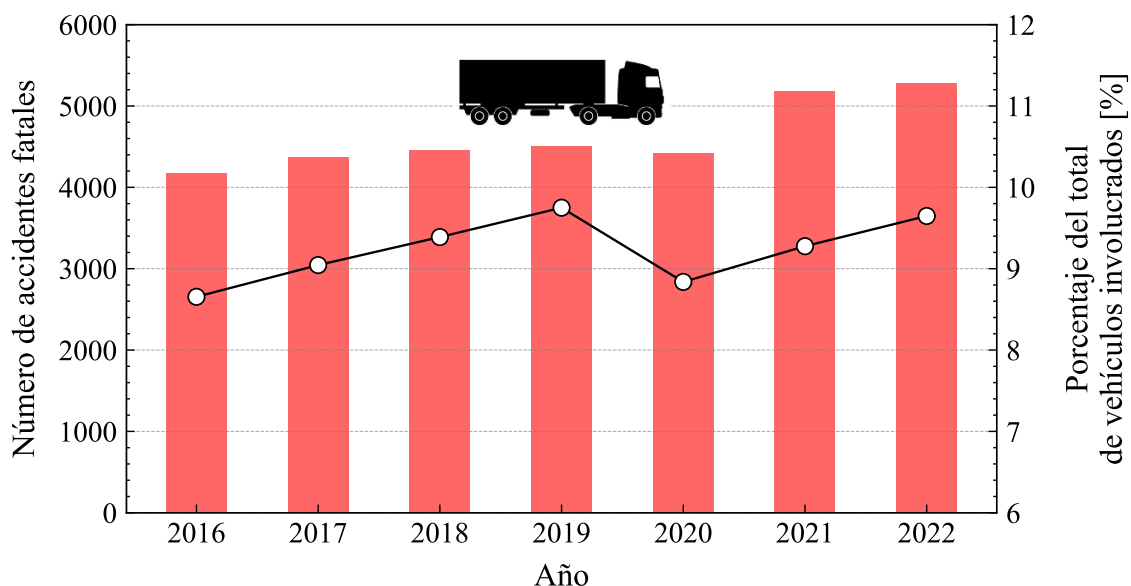


Figura 1.1: Cantidad de accidentes fatales reportados en Estados Unidos que involucran a camiones pesados, y porcentaje del total (2016-2022). El período considerado se seleccionó a fin de mostrar datos obtenidos con una misma metodología estadística de cálculo. Datos extraídos de NHTSA [2025] y FMCSA [2025].

tory, 2025). Más aún, estas configuraciones presentan un porcentaje mayor en accidentes graves/fatales que con respecto a leves o totales: la categoría *heavy goods vehicle* en Europa interviene solo en el 4.5 % de los siniestros totales, lo cual da cuenta —analizando comparativamente contra el porcentaje ligado a fatalidades— de una mayor tendencia a involucrarse en accidentes severos respecto a otras configuraciones.

En la Argentina, las estadísticas en torno a este tópico específico no cuentan con la sistematización y rigurosidad de los anteriores, existiendo ciertas estimaciones con datos no tan recientes; asimismo, las categorías no se corresponden exactamente con las utilizadas en Estados Unidos y la Unión Europea. Representando los camiones pesados aproximadamente un 3 % de la flota total registrada y un 9.7 % de los kilómetros recorridos totales en base a estimaciones [Cantillo, 2023], el porcentaje de participación en accidentes fatales se sitúa en torno al 30 % (CESVI, 2016). Organismos internacionales dan cuenta de las dificultades existentes en el país en relación a inversión en infraestructura vial y fiscalización (Banco Mundial, 2021). Sin embargo, pese a cierta diferencia con los valores porcentuales reportados para la Unión Europea y Estados Unidos, y a una eventual influencia parcial de los aspectos mencionados previamente, del análisis global resulta evidente una tendencia general de estos vehículos a una mayor incidencia sobre accidentes graves de forma transversal a las regiones consideradas. De esta forma, y como conclusión parcial en esta

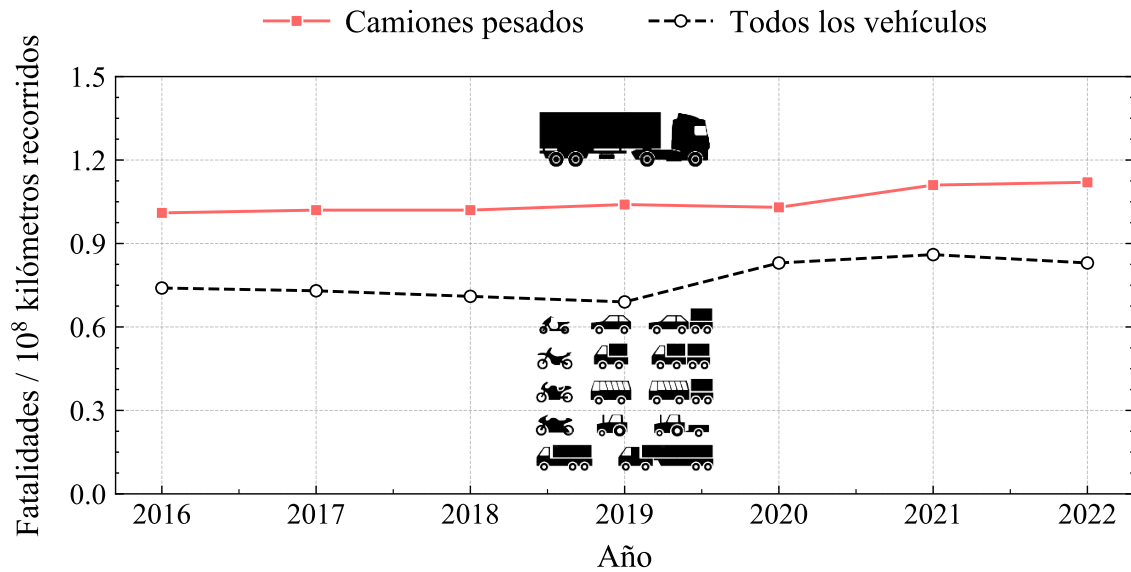


Figura 1.2: Número de fallecimientos por cada 100 millones de kilómetros recorridos en Estados Unidos en accidentes que involucran a camiones pesados, en comparación con el total de vehículos. El período reportado se seleccionó a fin de mostrar datos obtenidos con una misma metodología estadística de cálculo. Datos extraídos de NHTSA [2025].

sección de motivación de estudio, desde el ámbito ingenieril, surge la necesidad de favorecer de forma integral a la seguridad de este tipo de vehículos, considerando su impacto en las estadísticas de siniestralidad y en complementariedad con la aplicación estricta de normativas de seguridad e inversión en infraestructura vial.

Identificada la problemática asociada, queda establecida la utilidad de llevar a cabo tareas de análisis, evaluación y verificación del comportamiento dinámico vinculado a la seguridad en marcha de vehículos de gran porte. El interés investigativo, tanto desde el sector científico como del industrial, ha acompañado la evolución de la dinámica vehicular y su aplicación en estabilidad (Knothe y Böhm, 1999), desde el establecimiento de las nociones teóricas para su conceptualización (Whitcomb y Milliken, 1956; Segel, 1966) hasta el desarrollo experimental y de estrategias numéricas de análisis, junto con la innovación concreta en vehículos reales. A su vez, esto ha nutrido la elaboración de normas regulatorias, para la fundamentación, establecimiento y estandarización de ensayos y restricciones técnicas. Un ejemplo de esto es el *Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS) No. 136* en Estados Unidos, que establece exigencias sobre el comportamiento de vehículos pesados que incorporan sistemas de control de estabilidad, definiendo ensayos dinámicos normalizados —*sine with dwell*, pruebas de vuelco, entre otras— con el objetivo de reducir riesgos de desestabilización y pérdidas de control. Existe además normativa téc-

nica internacional asociada —ISO 14791 (ISO, 2000), 14793 (ISO, 2011a), 15037 (ISO, 2002), entre otras—, en donde se establecen aseveraciones base para las normas adoptadas por cada país. Así, por ejemplo, se describen diferentes pruebas de ensayo, tales como *single-lane change* y *pulse-input*, que serán debidamente descritas y abordadas en capítulos siguientes. En Argentina, las regulaciones parten de la Ley Nacional de Tránsito 24.449 y sus decretos reglamentarios, que alinean las exigencias locales con estándares globales. El Decreto 32/2018 asociado a esta normativa no solo habilitó la circulación de unidades de alta capacidad como los bitrenes, sino que condicionó su existencia a la incorporación de tecnologías avanzadas de estabilidad, creando un mecanismo regulatorio que fuerza la modernización de la flota.

Es preciso notar que la naturaleza multiobjetivo del problema de optimización mencionado en el primer párrafo complejiza la obtención de soluciones integralmente satisfactorias que permitan favorecer la estabilidad de estos vehículos. Concretamente, mejoras en ciertos factores de diseño eventualmente pueden significar un perjuicio en otras características del sistema. Así, por ejemplo, históricamente, tanto en configuraciones *high-sided* como en vehículos terrestres en general, se desarrolló un importante esfuerzo desde el sector industrial y científico para abordar el problema del arrastre aerodinámico y la economía de combustible, factores a su vez relacionados directamente con costos e impacto ambiental —existiendo una predominancia de publicaciones y trabajos sobre esta esfera (Sovran et al., 1978; Hucho, 1987; Cooper, 2003). De esta forma, a lo largo del siglo pasado y como datos cuantitativos estimados, el coeficiente de arrastre en promedio de los automóviles disminuyó en el orden del 70 %, pero el coeficiente de momento de guiñada en condiciones de viento lateral a 20° se incrementó en torno al 150 %, perjudicando así su estabilidad (Hucho, 1987). Más aún, la demanda global por una mayor eficiencia energética, impulsada tanto por costos operativos como por estrictas normativas ambientales, ha llevado a diseños aerodinámicos cada vez más sofisticados. De aquí que la tarea ingenieril de mejorar la estabilidad en marcha de vehículos involucra un análisis técnico global cada vez más complejo, articulando exigencias que se trasladan a metodologías rigurosas de experimentación y cálculo.

Los enfoques de análisis tradicionalmente utilizados en la industria para evaluar el comportamiento aerodinámico y estructural de vehículos han sido la experimentación en entornos controlados y ensayos en condiciones de operación real. La primera estrategia in-

volucra instalaciones tales como túneles de viento (Burgin et al., 1986; Baker y Robinson, 1990; Coleman y Baker, 1992) y simuladores de manejo dinámicos (Cioffi et al., 2023). Los túneles proporcionan un ámbito con condiciones repetibles para el análisis aerodinámico, involucrando el uso de sistemas de medición que proporcionan información relevante con incertidumbre relativamente determinada. Sin embargo, esta metodología debe lidiar con dificultades tales como importantes costos de construcción y operación, efectos de bloqueo —ligado a perturbaciones derivadas del hecho de que los modelos ocupan eventualmente un porcentaje no despreciable del área efectiva normal al flujo principal—, problemas de escala, entre otros. Por otro lado, la realización de ensayos sobre vehículos reales en condiciones de operación (Segel, 1956; Allen et al., 1990; Quinn et al., 2007) cuenta con ciertas ventajas intrínsecas: se eliminan los problemas de bloqueo, se trabaja con el prototipo y se eliminan en general los inconvenientes derivados del escalado, ofreciendo en este sentido una mayor confiabilidad. Adicionalmente, con esta metodología es posible detectar y analizar fenómenos complejos eventualmente desestimados o no contemplados al trabajar con experimentos sobre modelos (efectos de accesorios, resonancias, etc). Las pruebas en pista suelen implicar instrumentar un vehículo con anemómetros montados en un mástil frontal, sensores de posición, acelerómetros y giróscopos, el cual se conduce a través de condiciones de viento natural o artificial. Aún así, inevitablemente, se presentan dificultades, tales como la inherente variabilidad atmosférica —que impide establecer condiciones consistentemente idénticas en diferentes pruebas, llevando a la dificultad de diferenciar el “ruido ambiental” del eventual efecto provocado por cambios en un diseño—, importantes costos y tiempos de ensayo —la fabricación y posible destrucción de los prototipos—, incertidumbre no trivial en la medición de fuerzas y otras cantidades, y eventualmente problemas de seguridad en el caso de ensayar maniobras o condiciones críticas. Bajo este contexto, y de forma paralela —inicialmente como estrategia complementaria y cada vez con mayor incidencia suplementaria—, emerge con progresivo interés el uso de herramientas computacionales para la evaluación del comportamiento dinámico de vehículos.

Los avances tecnológicos en torno a la infraestructura y técnicas de experimentación, pero sobre todo en lo que respecta a las capacidades de cálculo y modelado computacional, han permitido enriquecer el impacto de las investigaciones en torno a la dinámica vehicular. En este contexto, se ha destacado la potencialidad de la mecánica computacional,

especialidad definida como un campo interdisciplinario que, sobre la base de los principios de la mecánica teórica, la matemática y la computación científica, aborda el modelado y la simulación numérica de fenómenos físicos relativos al movimiento y equilibrio de sistemas materiales. Su evolución y maduración se ha visto potenciada por el acelerado avance tecnológico de las últimas décadas en el desarrollo de infraestructura de cómputo. Concretamente, la computación de alto rendimiento (*high-performance computing*, HPC) ha permitido abordar con gran precisión problemas que, previamente, resultaban prohibitivamente costosos y/o sumamente demandantes en tiempo. La dinámica de fluidos computacional (CFD) ha sido capaz de transicionar desde el tratamiento limitado de problemas de flujo de fluido simples, a la utilización de modelos complejos que mejoraron enormemente la precisión en problemas industriales y su alcance (ver detalle en Sección 2.1), incluyendo la posibilidad de integrarse a la resolución de problemas en un marco multifísico. Al respecto, en vehículos en condiciones de operación, resulta evidente la interdependencia entre el comportamiento del flujo alrededor de estos y su dinámica estructural propia: las variables físicas que caracterizan al medio en el que se encuentra inmerso el sistema de transporte influyen en su movimiento, y este a su vez repercute en aquellas. Este fenómeno de interdependencia mutua del comportamiento dinámico entre un sistema estructural y un medio fluido se denomina formalmente interacción fluido-estructura (FSI) (Richter, 2017), y los problemas asociados planteados se formulan en base a la resolución de las ecuaciones que gobiernan ambas físicas. Según se detallada pormenorizadamente en la Sección 4.1, los códigos FSI típicamente utilizados en este tópico de aplicación suponen un marco metodológico que integra *solvers* de dinámica de fluidos computacional con códigos de dinámica de sistemas multicuerpo (MBD) —o, en general, *solvers* estructurales, en caso de considerar sólidos deformables. El tratamiento multifísico de problemas reales supone desafíos en el abordaje numérico pero permite dar conclusiones generalizadas y emergentes del comportamiento global de sistemas complejos.

De esta forma, motivado por su capacidad de análisis integral y la creciente capacidad de cómputo, ha existido una proliferación progresiva de estudios FSI asociados a sistemas materiales generales en las últimas décadas (Trivedia y Cervantes, 2017; Syed et al., 2023; Musharaf et al., 2024), de los cuales los vehículos de carretera no son la excepción: abordajes FSI de la dinámica de vehículos han crecido enormemente en años recientes, y han permitido, ante diferentes situaciones operativas, establecer criterios y obtener conclusio-

nes técnicas de mayor generalidad relativas al comportamiento vehicular (Carbonne et al., 2016; Zhang et al., 2020; Tunay et al., 2020a). Dado este carácter reciente, se identifican numerosos espacios de aporte investigativo en este campo, en lo que respecta a la resolución de problemas que condicionan estabilidad y robustez, mejoras en precisión y análisis de nuevos escenarios. El detalle del estado del arte de cada bloque del abordaje numérico de estos problemas, por motivos de organización del gran volumen de información pertinente, se incluyen en las secciones 2.1, 3.1 y 4.1, en conjunto con la identificación de espacios de contribuciones. Este apartado, en su objetivo de mostrar la motivación global del estudio y como nexo común de las secciones específicas de antecedentes dedicadas a cada capítulo, destaca en términos generales el carácter reciente del uso de FSI en problemas complejos de vehículos y su estabilidad, la necesidad de fondo que impulsa la investigación en este tópico, y la significativa utilidad de establecer aportes en herramientas computacionales de análisis y evaluación.

La convergencia entre la necesidad empíricamente identificada de mejorar indicadores de estabilidad y accidentalidad en vehículos pesados y los avances continuos en la esfera de la mecánica computacional ha creado un entorno propicio para el impulso en el desarrollo de herramientas computacionales que aborden dicha problemática. En este contexto, en un marco de contribución, la presente tesis doctoral formaliza los objetivos que se indican a continuación.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

El objetivo general de la presente tesis consiste en establecer contribuciones en el contexto del desarrollo de herramientas numéricas para el tratamiento de problemas de interacción fluido-estructura (FSI) orientados al análisis de la estabilidad de vehículos de gran porte, en términos de trabajos vinculados a cada subproblema físico y, adicionalmente, en relación a su integración en el marco FSI.

1.2.2. Objetivos específicos

En particular, esta tesis contempla los siguientes objetivos específicos:

1. Investigación, evaluación e implementación de estrategias de resolución del flujo de fluido en torno a diferentes geometrías estandarizadas de vehículos de gran porte, con énfasis en la obtención de resultados estadísticamente precisos en el contexto del análisis comparativo contra referencias experimentales, y sobre la base de *software* de código abierto.
2. Desarrollo de un código para la resolución numérica de la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos, de carácter modular y aplicable al análisis de diversas maniobras y escenarios de interés vinculados a la estabilidad de vehículos de gran porte.
3. Implementación de un código de interacción fluido-estructura orientado al análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte, articulando los desarrollos y contribuciones ligadas a los objetivos específicos anteriores, y evaluando su robustez y precisión en una aplicación sistemática sobre diferentes escenarios críticos, asociados a la práctica ingenieril y/o a ensayos estandarizados.

Cada uno de estos objetivos será tratado formalmente en capítulos diferenciados, según se indica en la Sección 1.3. En líneas generales, la estructura metodológica consistente en separar en diferentes capítulos el conjunto de contribuciones, implementaciones y demás tareas concretadas en relación a cada una de las físicas intervinientes —concretamente, la resolución del flujo de fluido, la dinámica vehicular y, como capítulo final central, el abordaje del acoplamiento— está vinculada a la noción conceptual de haber trabajado bajo un marco de esquemas particionados, en los que típicamente cada subproblema físico es resuelto por un código dedicado y especializado —que, por tanto, involucra *a priori* desafíos metodológicos específicos. Para más detalle sobre los tipos de esquemas de resolución utilizados en códigos FSI, se remite al lector a la Sección 4.1.

1.3. Organización de la tesis

La presente tesis está organizada en cinco capítulos, según se especifica a continuación:

- En el presente capítulo se incluye la introducción general, formalizando los aspectos ligados a la motivación y los objetivos a abordar, estableciendo de esta forma el marco global de estudio pertinente.

- En el capítulo 2, se detallan los desarrollos y contribuciones en el contexto de la resolución del flujo de fluido sobre diferentes modelos vehiculares, bajo los términos del objetivo específico N°1.
- En el capítulo 3, se describen los aspectos relevantes del desarrollo del código de dinámica de sistemas multicuerpo con aplicación al análisis de la estabilidad de vehículos de gran porte, de acuerdo a lo especificado en el objetivo específico N°2.
- En el capítulo 4, se abordan las contribuciones y cuestiones significativas obtenidas en el contexto del desarrollo del código de interacción fluido-estructura orientado al análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte, según lo especificado en el objetivo específico N°3.
- Finalmente, en el capítulo 5, se detallan las conclusiones derivadas del trabajo realizado y sobre la base de los objetivos planteados en cada bloque anterior.

En términos generales, los capítulos 2, 3 y 4 comparten una misma estructura explicativa general, involucrando secciones de antecedentes, metodología, descripción de resultados y conclusiones. El formato de presentación se corresponde con el de tesis monográfica tradicional, de acuerdo a las especificaciones del reglamento interno del doctorado.

Capítulo 2

Estrategias en el contexto de la resolución del flujo de fluido

El presente capítulo describe las contribuciones y desarrollos llevados a cabo en el marco de la resolución numérica del flujo en torno a modelos estandarizados de vehículos de gran porte, con énfasis en la implementación y selección de estrategias orientadas a la obtención de resultados estadísticamente precisos, contrastando contra mediciones experimentales de referencia. Se inicia con una revisión del estado del arte asociado al tópico, haciendo hincapié en la evolución histórica del abordaje numérico de problemas ligados a la aerodinámica, particularizando en gran medida el desarrollo hacia el estudio del flujo en torno a vehículos —y, específicamente, en relación a configuraciones de gran porte. Posteriormente, se continúa con la descripción de los aspectos metodológicos, incluyendo la formulación física y el marco computacional general, en conjunto con detalles de los escenarios seleccionados, para luego derivar en la consideración e implementación de estrategias numéricas con incidencia en la precisión, a evaluar en las secciones siguientes. Finalmente, se presentan los resultados obtenidos, seguidos de su discusión centrada en el análisis comparativo contra experimentos de referencia.

En términos generales, este bloque se desarrolla en correspondencia con un artículo publicado por el autor de esta tesis (Inzeo et al., 2026), relativo a un estudio sistemático en el marco de la resolución del flujo en torno a vehículos de gran porte, que comprendió la integración conjunta de varios aspectos de interés: abordar diferentes modelos estandarizados del mencionado tipo de vehículo —definiendo cierto rango de complejidad geométrica—, evaluar el impacto de diversas variantes en el modelado de la turbulencia

basadas en la formulación *Delayed Detached-Eddy Simulation* (DDES) —identificando aspectos importantes que serán destacados en este bloque—, y analizar un conjunto amplio de resultados cuantitativos y cualitativos de relevancia bajo diferentes condiciones de incidencia del viento. Las cuestiones derivadas de lo desarrollado en este capítulo resultan fundamentales en términos de favorecer parcialmente a la precisión y robustez del código FSI tratado en el capítulo 4, de acuerdo a lo indicado en el objetivo específico N°3 (Sección 1.2).

2.1. Antecedentes

La evolución histórica del tratamiento de problemas ligados a la aerodinámica se caracterizó, en términos generales, por un progreso inicial vinculado fundamentalmente a la experimentación y al abordaje analítico. De manera transversal, estos enfoques establecieron una base sólida en torno a la formulación teórico-matemática de la dinámica de fluidos, cuyo desarrollo involucró diversos hitos; entre ellos, las nociones generales de dinámica y las bases de su tratamiento matemático establecidas por Newton, aportes de Euler y Bernoulli en el campo de la hidrodinámica, y el marco general establecido por Navier y Stokes que derivó en las ecuaciones homónimas (Navier, 1823). Al respecto, desde la formulación de las ecuaciones de Navier-Stokes en la primera mitad del siglo XIX, resultó evidente la limitación del enfoque analítico en términos de abordar diversos problemas de flujo de fluidos de interés práctico, restringiéndose típicamente a soluciones simplificadas en condiciones físicas idealizadas. Bajo este marco, y sin gestarse aún en este momento histórico, se establece uno de los aspectos fundamentales que motivaron posteriormente la aplicación y desarrollo de herramientas computacionales en la resolución de problemas de este campo: su potencial para hacer frente a problemas prácticos complejos. Concretamente, el surgimiento e impulso de metodologías numéricas debió esperar al desarrollo de las primeras computadoras y, en general, de la infraestructura de cómputo necesaria para el tratamiento de flujo de fluidos.

Al respecto, formulaciones teóricas de métodos numéricos esbozadas previo al desarrollo de dicha infraestructura —tal como los estudios de Richardson sobre predicción del clima (Hunt, 1998), y análisis de problemas aerodinámicos sobre geometrías simples (Thom, 1933)— carecían del soporte de cálculo necesario para aprovecharse y explotarse

en la práctica. No fue sino hasta la invención de la ENIAC hacia la década de 1940 y el desarrollo de las primeras computadoras en centros de investigación militares y universitarios, que comenzaron a utilizarse estas herramientas para modelar diferentes fenómenos físicos (Harlow, 2004), con cierto impulso inicial en la investigación en tópicos militares y de aprovechamiento de energía, pero progresivamente ampliando su alcance. En líneas generales, se estableció allí el punto de partida del proceso de crecimiento exponencial en las capacidades de cálculo numérico y la masificación de estas tecnologías, que influyó transversalmente en la diversidad de disciplinas en ciencia e ingeniería. En el contexto de la aerodinámica, así como en otros campos, se erigió de esta forma un puente tecnológico que ha permitido hacer frente a problemas progresivamente más complejos.

Los inicios en la utilización de herramientas numéricas en el marco de la aerodinámica se caracterizaron, fundamentalmente, por el estudio de problemas simples bajo hipótesis fuertemente idealizadas, contexto en el cual fue desarrollándose su maduración. En este punto, se destacaron diferentes líneas metodológicas —algunas complementarias— en el ámbito de interés de flujos incompresibles. Un ejemplo relevante lo constituyeron los métodos de paneles aplicados a la resolución de flujos externos potenciales en perfiles alares (Hess y Smith, 1967), de gran importancia histórica en aeronáutica. Por otro lado, los métodos aproximados de capa límite —Kármán–Pohlhausen, Thwaites, entre otros—, involucraron la incorporación de efectos viscosos de forma simplificada, de utilidad en el estudio de este tipo de problemas. Adicionalmente, se destacó el enfoque de funciones de corriente y vorticidad para la resolución de flujo bidimensional, principalmente, sobre geometrías simples (Payne, 1958). Ya dentro de un marco metodológico de resolución de las ecuaciones de Navier–Stokes incompresibles en variables velocidad–presión, cabe mencionar el desarrollo del método *Marker-And-Cell* (MAC) (Harlow y Welch, 1965), formulado inicialmente en el contexto del método de diferencias finitas, que introdujo una estrategia para el tratamiento del acoplamiento entre dichas variables y sentó ciertas bases para el desarrollo posterior de metodologías más robustas. Concretamente, como hitos históricos siguientes, se destaca la introducción del método SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) (Patankar y Spalding, 1972) —que estableció una estrategia robusta en el contexto del problema del acoplamiento velocidad–presión—, y la consolidación del método de volúmenes finitos (MVF), sobre el cual se basaría en gran medida, con posterioridad, el abordaje numérico de problemas de flujo de fluidos. Esta

novedosa infraestructura numérica necesitó de cierta maduración y avances complementarios hasta poder ser aplicada a casos con separación masiva y régimen altamente turbulento sobre geometrías relativamente complejas (*e.g.*, en torno a vehículos de carretera) (Hucho, 1987), concentrándose los estudios iniciales, típicamente, en flujos internos en ductos y externos sobre cuerpos *streamlined*. Al respecto, el modelado de la turbulencia se encontraba en sus etapas iniciales —destacándose como hito el desarrollo del modelo $k - \epsilon$ (Launder y Spalding, 1974)—, restaban avances importantes en el uso robusto de esquemas colocados y mallas ajustadas al contorno, y fundamentalmente, en términos de capacidad de cómputo. Debido a esto, en torno a estos años y en este ámbito de aplicación, siguieron utilizándose ampliamente metodologías mencionadas al comienzo del párrafo, tales como los métodos de paneles (Crawford y Kays, 1976; Ahmed y Hucho, 1977).

De forma paralela a lo descrito previamente en relación al desarrollo de metodologías numéricas para la resolución del flujo de fluidos, el interés general por el estudio de la aerodinámica de vehículos terrestres tomó un importante impulso en torno a este punto histórico: factores externos como la crisis del petróleo hacia 1973 —con el consecuente incremento en los precios de combustibles—, el desarrollo notable de la infraestructura vial —vinculada en gran medida a un mayor tamaño del parque automotor— y la progresiva introducción de vehículos capaces de operar a velocidades cada vez más altas fueron las razones más significativas en este sentido (Hucho, 1987; Dominy, 2002). Este interés llevó a esfuerzos importantes en materia de investigación y desarrollo aplicados a la aerodinámica de vehículos; así, por ejemplo, hacia mediados y fines de la década de 1970, se destacaron varios trabajos experimentales relevantes asociados al objetivo de reducción del *drag* de vehículos (Hucho et al., 1976; Morel, 1978), que condujeron a cambios generales en diseños hacia configuraciones que integraron fundamentalmente economía de combustible con funcionalidad y seguridad. Al mismo tiempo, eventualmente, estos trabajos experimentales sirvieron de base para posteriores estudios numéricos, en términos de contrastación y validación de la capacidad predictiva de los códigos desarrollados —cuestión que se describirá más adelante.

La mencionada y necesaria maduración de la infraestructura numérica relativa a la resolución de flujos de fluidos incompresibles, y fundamentalmente en términos del abordaje de fenómenos de separación masiva, comenzó a materializarse hacia la década de 1980 en proyectos tales como el desarrollo de los códigos *PHOENICS* (Spalding, 1981) —

conocido por ser el primer *software* CFD comercial de propósito general— y *Fluent*, entre otros. En paralelo, algunos hitos relevantes en términos de avances numéricos de esta década se correspondieron con la introducción de los algoritmos SIMPLEC (Van Doormaal y Raithby, 1984) y PISO (Issa, 1986), y la interpolación de Rhie-Chow (Rhie y Chow, 1983), que fueron incorporándose en diversos códigos CFD, además de avances en el contexto del método de elementos finitos (Brooks y Hughes, 1982). En líneas generales, en base a estas herramientas de *software*, al desarrollo de mejoras en las metodologías numéricas y al progresivo avance en las capacidades de cómputo, trabajos como los de Rawnsley y Tatchell (1986) y Adey y Greaves (1988), en conjunto con contribuciones reunidas en Marino (1986), se correspondieron con algunas de las primeras aplicaciones relevantes en aerodinámica vehicular tridimensional que hacen uso de un código FVM robusto que incorpora modelos de turbulencia. Si bien, en este ámbito y contexto, se destacaron fundamentalmente estudios sobre automóviles, también comenzaron a surgir análisis ligados a vehículos pesados, como camiones y colectivos (Nishikawa et al., 1989). Particularmente, entre los trabajos citados previamente, se destaca que Rawnsley y Tatchell (1986) resolvieron el flujo en torno a un modelo simplificado de un automóvil bajo un régimen típicamente realista ($Re \approx 8 \times 10^6$), recurriendo a una malla del orden de 2×10^4 celdas, y utilizando el modelo $k - \epsilon$ como cierre en turbulencia. Se observa que el código es capaz de capturar razonablemente el comportamiento global del flujo en torno a un automóvil, obteniendo una regular correspondencia con curvas experimentales de coeficiente de presión (C_p), pero destacándose una predicción deficiente en regiones claves como zonas de separación y en la proximidad de las paredes del vehículo, además de una significativa sensibilidad de los resultados con respecto a la discretización espacial, debido al carácter *coarse* de la malla utilizada. Cuestiones análogas se identificaron en trabajos similares enmarcados en estos años (Hucho, 1987). De esta forma, estas observaciones permiten remarcar las características y limitaciones de los *setups* utilizados en torno a este momento histórico: aunque con un conjunto de métodos más robustos y con aplicabilidad a flujos complejos de alto Re con separación masiva, aún se veían limitados fundamentalmente por las capacidades de cálculo disponibles y por diversos aspectos de la metodología numérica, restringiéndose a discretizaciones espaciales *coarse* en relación a las necesarias para mejorar la predicción en zonas críticas y, en términos globales, para permitir mejores precisiones en aspectos cuantitativos del flujo.

En general, en el contexto de un abordaje sólido y estructurado, la contrastación de resultados numéricos contra mediciones experimentales ha caracterizado desde sus inicios a la aplicación de herramientas numéricas en problemas prácticos, entre los cuales los circunscriptos a la aerodinámica no son la excepción. Esto ha motivado, paralelamente, el desarrollo de trabajos experimentales que sirven a dicha finalidad. Un estudio fundamental y de relevancia en este aspecto ha sido el de Ahmed et al. (1984), el cual introduce una geometría simplificada de un automóvil y aborda diversas mediciones experimentales del flujo en torno a aquella. Su utilización y difusión en este ámbito se ha fundamentado, en primer término, en aspectos relativos a la representatividad física, permitiendo capturar las características principales del flujo alrededor de un automóvil típico, y evitando las dificultades numéricas que implican la adición de detalles geométricos con influencia parcial sobre el comportamiento global del flujo. La disponibilidad de datos experimentales reproducibles ha sido un factor importante para su uso como *benchmark*, a lo cual se le suma la capacidad de control geométrico del mecanismo de separación, asociado a la variación de la inclinación de la parte trasera del modelo: la predicción de las condiciones críticas de flujo en torno a un ángulo de $\sim 30^\circ$ de la superficie superior trasera resulta clave para evaluar las capacidades de diferentes códigos y *setups* para capturar de forma adecuada y/o aceptable fenómenos de desprendimiento y aplicarse así a geometrías similares. De manera adicional, a lo largo de los años fueron introduciéndose diferentes modelos canónicos, entre los que se identifican geometrías relativas a vehículos de gran porte —según se detalla más adelante.

Retornando a la evolución histórica de la aplicación de herramientas numéricas en el campo de interés, según se detalló previamente, algunas de las limitaciones fundamentales que se manifestaban se concentraban en la capacidad de cómputo y en aspectos de la metodología numérica ligados a la capacidad de predecir con precisión zonas de recirculación y otros fenómenos claves en aerodinámica vehicular. Al respecto, la introducción de los modelos de turbulencia $k - \omega$ de Wilcox (Wilcox, 1988) y $k - \omega$ SST (Menter, 1992, 1994) —circunscriptos al enfoque *Reynolds-averaged Navier–Stokes* (RANS)—, entre otros, constituyeron un paso fundamental en términos de mejorar el nivel de precisión en la captura de fenómenos turbulentos con las capacidades de cómputo existentes, que a su vez fueron avanzando y permitiendo incrementar notablemente el tamaño de las mallas utilizadas con respecto a lo mencionado en párrafos anteriores. En general, el modelado de la

turbulencia se evidenció como un factor limitante de relevancia para obtener una adecuada precisión, cuyo impacto relativo se volvió progresivamente más dominante a medida que las capacidades de cómputo aumentaron (Rodi, 1997; Choi y Park, 2014; Schuetz, 2015). En este ámbito, se fueron identificando limitaciones en los enfoques existentes y se propusieron diferentes modificaciones y/o correcciones, junto con nuevos modelos: así, por ejemplo, se destacan correcciones en modelos RANS por efectos de curvatura y rotación (Spalart y Shur, 1997; Hellsten, 1998), mejoras para la captura de efectos *low-Reynolds*, en flujos con separación altamente sensible a la transición entre régimen laminar y turbulento, y en flujos con marcada anisotropía en las tensiones de Reynolds (Wallin y Johansson, 2000; Spalart, 2000). Paralelamente a aquello, en el contexto de avances generales en la metodología numérica en este momento histórico, se destaca cierta maduración en las estrategias de mallado para geometrías complejas —posibilitando analizar, de forma más robusta y precisa, modelos cada vez más realistas—, la consolidación de las formulaciones colocadas, desarrollos vinculados a una mayor eficiencia numérica —asociados a la paralelización, la descomposición del dominio, aspectos del preconditionamiento, entre otros—, avances en esquemas convectivos y de estabilización, y dentro de la formulación de elementos finitos —no abordada en profundidad en esta revisión, debido al enfoque seleccionado en este trabajo en torno al FVM—, la consolidación de la línea de MEF estabilizados (Tezduyar, 1991), entre otras cuestiones de impacto. Bajo este contexto, las aplicaciones sobre aerodinámica vehicular experimentaron una expansión en la capacidad predictiva y su alcance: la utilización de geometrías con mayor nivel de detalle, el uso de discretizaciones más finas, la incorporación de los avances en el modelado de la turbulencia, entre otras cuestiones, posibilitaron el estudio de escenarios más realistas y con mayor precisión, favoreciendo la integración del CFD al proceso de diseño. Al respecto, algunos de los trabajos relevantes en este contexto histórico se corresponden con los de Kataoka et al. (1991), Wiedemann (1996) y Ramnefors et al. (1996), en relación a vehículos en general. En el marco de configuraciones de gran porte, se identifican asimismo una gran cantidad de trabajos, entre los que se destaca la serie vinculada al proyecto de reducción del *drag* en vehículos pesados del Departamento de Energía (DOE) de los Estados Unidos (Croll et al., 1996; Browand et al., 1998; Storms et al., 2001), que conjugan desarrollos experimentales y numéricos, para el análisis del impacto de accesorios y modificaciones geométricas tales como deflectores traseros y faldones laterales (*side skirts*). En el ám-

bito de este proyecto, se introdujo una geometría simplificada de un camión de clase 8 de acuerdo al estándar DOT denominada *Ground Transportation System* (GTS), que se ha difundido en gran medida en el desarrollo de estudios numéricos sobre este tipo de vehículos en los años siguientes (Maddox et al., 2004; Unaune et al., 2005; Ghuge, 2007) —incorporándose asimismo en el contexto de esta tesis.

Continuando con la evolución histórica del modelado de la turbulencia en el ámbito de interés, se exhibió un gran paso con la introducción de modelos híbridos entre los enfoques RANS —mencionados con anterioridad— y LES (Smagorinsky, 1963; Deardorff, 1970) —durante años restringido, en gran medida, al uso en turbulencia libre y/o casos extremadamente simples, por sus requerimientos de cómputo—, hacia un compromiso entre el nivel de precisión y el costo computacional asociados a ambas metodologías, resultando atractivo en términos de aplicabilidad general. En este sentido, se destaca el modelo *Detached-Eddy Simulation* (DES) (Spalart y Shur, 1997), caracterizado por un mecanismo de selección del comportamiento entre los enfoques RANS y LES basado en la definición de una escala de longitud turbulenta dependiente del tamaño de las celdas, del cual surgirán posteriormente diversas variantes atendiendo a ciertas limitaciones. En general y concretamente en el ámbito de aplicación tratado, en este momento histórico, el problema de la turbulencia se estableció como uno de los focos centrales hacia mejoras en el tratamiento numérico —de acuerdo a la gran relevancia relativa indicada en el párrafo anterior (Rodi, 1997; Choi y Park, 2014; Schuetz, 2015)—, siendo clave en la consecución de mayor precisión. De esta forma, a partir de la década del 2000 se identificaron numerosos trabajos que utilizaron el modelo DES y derivados aplicados a la aerodinámica vehicular, así como también casos con LES en condiciones acordes a los requerimientos del modelo. Al respecto, por ejemplo, Verzicco et al. (2002) estudiaron el flujo alrededor de una geometría simplificada de un vehículo en condiciones de $Re = 10^5$ —esto es, a un número de Reynolds comparativamente menor a los típicamente desarrollados en vehículos reales en marcha— a fin de poder utilizar LES. Los resultados mostraron que perfiles medios de velocidad, el arrastre total, distribuciones de presión y el espectro de componentes de velocidad en zonas características son en gran medida concordantes con mediciones experimentales. Esto refleja la evolución en el logro de mayores precisiones. Otros aportes en este momento histórico se corresponden con los de Krajnović y Davidson (2001) —asociado a la aerodinámica de un colectivo— y Kapadia et al. (2004) —relativo al cuerpo

de Ahmed. Por su parte, se desarrollaron varios trabajos en relación al modelo GTS mencionado previamente (Maddox et al., 2004; Unaune et al., 2005; Ghuge, 2007). Así, por ejemplo, Maddox et al. (2004) analizaron la aplicación del modelo DES en el flujo alrededor de dicha geometría, identificando una buena concordancia con experimentos para un ángulo de incidencia del viento nulo, pero discrepancias moderadas al variar dicho parámetro; conclusiones similares se derivan de los trabajos de Unaune et al. (2005) y Ghuge (2007). Estos resultados dan cuenta de ciertas limitaciones del modelo DES que se abordarían en Spalart et al. (2006): desde la formulación inicial propuesta para este modelo (Spalart y Shur, 1997), se reportaron diversas problemáticas con impacto en la capacidad predictiva de fenómenos turbulentos.

Una de las cuestiones identificadas se corresponde con la activación prematura de LES —típicamente, en proximidad a superficies sólidas—, dando lugar a regiones donde la transición RANS-LES ocurre sin desarrollarse la energía turbulenta resuelta necesaria para reemplazar la modelada en RANS, llevando típicamente a una reducción de la viscosidad turbulenta que no se compensa con estructuras resueltas; a este mecanismo se lo conoce como *modeled-stress depletion* (MSD), manifestado en muchos casos en términos de fenómenos de separación prematura (*grid-induced separation*). Otro problema comúnmente reportado, denominado *log-layer mismatch* (LLM), está asociado a un desajuste en el perfil medio de la velocidad dentro de la región logarítmica de la capa límite, que suele manifestarse cuando la interfaz RANS-LES se ubica dentro de dicha región y deriva en imprecisiones en la predicción de la fricción sobre las paredes. En respuesta parcial a estas limitaciones, Spalart et al. (2006) propusieron el modelo *Delayed Detached-Eddy Simulation* (DDES), el cual introduce una función de *shielding* modificada que tiende a preservar en mayor medida el comportamiento RANS cerca de la pared al retrasar el cambio a LES, mitigando el fenómeno de *modeled-stress depletion*, aunque sin resolverlo completamente. Adicionalmente, en este momento histórico, se desarrollaron ciertos avances en el resto del cuerpo metodológico numérico aplicable a la aerodinámica vehicular —aunque ya con cierta maduración en el contexto de la consolidación de formulaciones generales— entre los que cabe mencionar la difusión en la aplicación del método de Lattice-Boltzmann (LBM) (Fares, 2006) —ligado a ciertas ventajas respecto a la formulación FVM, aunque con desafíos abiertos—; la maduración operativa de la técnica *overset* asociada a fronteras móviles —tratada con detalle histórico en la Sección 4.1—; con respecto al ecosistema de

códigos, el desarrollo de *software* de código abierto de gran relevancia —destacándose, entre otros, los entornos pertinentes a *OpenFOAM* y *Code Saturne*; avances en la paralelización, y la integración de CFD en entornos multifísicos —lo cual involucra aspectos metodológicos a abordar en el capítulo 4. Sin embargo, según se explicó previamente, el foco central en el tópico de aerodinámica vehicular —fundamentalmente, en términos de precisión— estuvo dispuesto en gran medida en torno al problema del modelado de la turbulencia en formulaciones FVM. Así, adicionalmente, se han planteado otros modelos híbridos RANS-LES, tales como el *Improved Delayed Detached-Eddy Simulation* (IDDES) (Shur et al., 2006), DES zonal (ZDES), y el *Stress-Blended Eddy Simulation* (SBES), entre otros (Pratomo et al., 2019), además de estrategias diferenciadas a la formulación DES, tal como el enfoque *Scale-Adaptive Simulation* (SAS) —asociado a la utilización de un mismo modelo base que adapta su escala de resolución dependiendo de la malla y las características del flujo (Menter y Egorov, 2010)—, y todas ellas bajo un progresivo avance hacia mejores capacidades predictivas, en un contexto aún abierto hoy día.

Adicionalmente a la introducción y consolidación de nuevos modelos de turbulencia, fueron planteándose estudios vinculados a la proposición de modificaciones y formulaciones complementarias. En este sentido, por ejemplo, se identifican diversos trabajos asociados a la evaluación de la variación de parámetros de diferentes modelos de turbulencia, basados fundamentalmente en calibraciones contra *benchmarks* experimentales genéricos y en aspectos teóricos, a fin de mejorar la capacidad predictiva ya sea en aplicaciones específicas como generales. Así, es posible destacar, por ejemplo, el trabajo de Evans y Lardeau (2016), el cual evalúa el impacto de la modificación de la constante a_1 del modelo $k - \omega$ SST —coeficiente limitador del esfuerzo de corte— en la predicción de regiones separadas asociadas al análisis del flujo sobre perfiles alares y diferentes cuerpos romos. Concretamente, identificó que un incremento moderado de dicha constante proporciona resultados más precisos —comparando contra mediciones experimentales— en la predicción de la separación en diversos escenarios tratados. Esto se encuentra fundamentado, en gran medida, en las aseveraciones del trabajo de la formulación original del modelo (Menter, 1992), a fin de mitigar la sobrepredicción de separación identificada en flujos con importantes gradientes de presión adversos. Asimismo, Matyushenko y Garbaruk (2016) ajustaron este parámetro para la predicción de la separación en perfiles alares

entrando en pérdida, mientras que Fu et al. (2017) llevaron a cabo un análisis análogo para el caso de un auto de carrera. Adicionalmente, existen diversos trabajos vinculados a la modificación conjunta de varios parámetros de diferentes modelos, evaluando su impacto global en la predicción (Kato y Obayashi, 2012; Gimenez y Bre, 2023). En general, en la revisión bibliográfica realizada, no se han identificado trabajos análogos a la modificación tratada en Evans y Lardeau (2016) orientados específicamente a vehículos de gran porte y en términos de un estudio sistemático que evalúe su impacto en una serie detallada de resultados cualitativos y cuantitativos asociados a la predicción del flujo en diferentes geometrías de este tipo de vehículos —cuestión que ha abordado, como contribución particular, un artículo del autor de esta tesis (Inzeo et al., 2026), entre otros aspectos, según se analizará en este capítulo. Adicionalmente, en párrafos anteriores se han puntualizado otras modificaciones y/o correcciones relevantes —por ejemplo, en el contexto RANS, asociadas a efectos de curvatura y rotación, a mejoras en la predicción de la transición entre régimen laminar y turbulento, en la anisotropía de la turbulencia, entre otras—, las cuales han avanzado a lo largo de los años de forma paralela al desarrollo de los modelos (Arolla y Durbin, 2014; Menter et al., 2015; Asnaghi et al., 2019), además de otros aspectos tales como las formulaciones relativas a funciones de pared (Parente et al., 2011; Assam et al., 2018; Agrawal et al., 2024). En términos generales, y con foco en el ámbito práctico tratado, este ecosistema de aportes metodológicos ha contribuido en términos del progresivo avance hacia mejoras en la precisión y alcance de los problemas abordados.

A grandes rasgos, el modelo DES y sus derivados han experimentado una gran difusión en su aplicación sobre aerodinámica vehicular, y en general, en diferentes aplicaciones industriales, donde LES sigue siendo computacionalmente costoso y los modelos RANS exhiben importantes limitaciones de precisión en comparación, y en un contexto del tratamiento de la turbulencia —detallado en párrafos anteriores— que aún hoy presenta desafíos (Menter et al., 2024), orientados al ideal de lograr, con las capacidades de cómputo existentes, niveles de precisión cada vez más cercanos a los de simulaciones DNS (*Direct Numerical Simulation*). Por fuera del foco relevante del modelado de la turbulencia, entre los avances importantes en los últimos años en torno al CFD y aplicable a este ámbito práctico, se destaca un notable incremento en las capacidades de cálculo —alcanzando recientemente la barrera de la exaescala—, permitiendo utilizar discretizaciones cada vez más finas y ampliando el alcance de los problemas abordados. Adicionalmente, más allá

de la maduración en las formulaciones generales de la metodología numérica aplicable a CFD, caben mencionar avances sobre diferentes aspectos en los últimos años: en formulaciones de alto orden (Antoniadis et al., 2017; Jalali y Ollivier-Gooch, 2017; Tsoutsanis y Dumbser, 2021) —tanto en el contexto del método de volúmenes finitos como en formulaciones Galerkin discontinuo y métodos de elementos espectrales, entre otras—; en técnicas de adaptación de malla (Balan et al., 2022), estrategias de optimización basadas en el adjunto (Economon et al., 2016; He et al., 2018), además de los recientes y novedosos avances en torno a las capacidades de *machine learning* y estrategias asociadas, con diversa aplicabilidad (Parish y Duraisamy, 2016; Wang et al., 2017; Kochkov et al., 2021). En conjunto, la dirección general de los avances ligados a los desafíos actuales, está dada fundamentalmente por la obtención de predicciones numéricas de cada vez mayor fidelidad sobre geometrías realistas, ampliando asimismo el alcance en términos de escenarios y la integración con herramientas de diseño y operación. La difusión de trabajos de aplicación, actualmente, se centra en gran medida en condiciones operativas realistas, vinculadas por ejemplo al análisis del efecto de sobrepasos, *platooning*, el impacto de ráfagas de viento, maniobras evasivas, entre otras (Cheli et al., 2011a; He et al., 2022; Do Van et al., 2023), con un enfoque típicamente ligado a la interacción fluido-estructura —según se tratará en el capítulo 4.

En líneas generales, del análisis bibliográfico desarrollado previamente, y en vista al objetivo específico del presente bloque de la tesis, surge una noción importante vinculada a la finalidad general de proveer criterios de selección de estrategias y *setups* contrastados aplicables al ámbito de la aerodinámica de vehículos de gran porte. A grandes rasgos, a lo largo de la evolución histórica descrita, se destaca el impacto del tratamiento de la turbulencia sobre la precisión y alcance en dicho ámbito. En este sentido, una evaluación sistemática de diferentes variantes de modelos de turbulencia, en términos de un conjunto amplio de resultados cuantitativos y cualitativos asociados a diversas geometrías representativas de vehículos de gran porte, se configura como una tarea de relevancia en términos del objetivo mencionado. Establecido este marco de contribución, el abordaje de otros aspectos del tratamiento numérico —ligados a los desafíos actuales explicados en el párrafo anterior— se plantea, eventualmente, incorporar en futuros trabajos y escapan al alcance de esta tesis, fundamentalmente centrada en el desarrollo del código FSI. De esta manera, el enfoque descrito define la base metodológica que se desarrolla a continuación.

2.2. Metodología

En correspondencia con lo descrito en el párrafo final de la Sección 2.1, el presente capítulo aborda un estudio sistemático en el marco de la resolución del flujo en torno a vehículos de gran porte, comprendiendo la integración conjunta de varios aspectos de interés: el análisis de diferentes modelos estandarizados del mencionado tipo de vehículo —definiendo cierto rango de complejidad geométrica, a fin de lograr cierta representatividad general—, la evaluación del impacto de diversas variantes en el modelado de la turbulencia basadas en la formulación DDES —de gran relevancia en trabajos recientes dentro de este ámbito de aplicación (Sección 2.1)—, y la obtención de un conjunto amplio de resultados cuantitativos y cualitativos, para diferentes condiciones de incidencia de viento y validando contra mediciones experimentales de referencia.

En primer lugar, se describen los aspectos relevantes de los trabajos experimentales de referencia seleccionados como base comparativa, para luego proceder con la explicación de la formulación general considerada en la resolución del flujo, involucrando a las diferentes variantes seleccionadas en el modelado de la turbulencia. Posteriormente, se detalla el *setup* general de las simulaciones. Seguidamente, se desarrolla el análisis de convergencia en malla y temporal realizado, en términos de la selección de discretizaciones espaciales y pasos de tiempo adecuados. Luego, se presentan los resultados obtenidos en relación a cada variante en el modelado de la turbulencia y a cada geometría, involucrando aspectos cualitativos y cuantitativos del flujo, y detallando la discusión pertinente. Finalmente, se describen las conclusiones obtenidas y orientadas al objetivo específico del bloque.

2.2.1. Desarrollos experimentales de referencia

En líneas generales, la fiabilidad de las conclusiones y aseveraciones derivadas del desarrollo de este capítulo depende, en gran medida, de la elección de un conjunto confiable y robusto de datos experimentales a servir para validación y análisis comparativo de los resultados numéricos. Al respecto, se identificaron criterios determinantes para la adopción, destacándose la selección preferencial de trabajos ampliamente citados, que involucren ciertas geometrías representativas de diseños de vehículos pesados. La orientación general consiste en elegir modelos que permitan abarcar cierto rango de complejidad geométrica,

comprendiendo desde una geometría simple —asociada al análisis de los aspectos más generales del flujo—, hasta una configuración realista —vinculada a aspectos emergentes de la existencia de detalles geométricos. Por otro lado, resulta relevante que los trabajos contemplen el análisis de diferentes casos y/o escenarios físicos —*e.g.*, variaciones en el ángulo de incidencia del viento—, proporcionen una descripción detallada y completa de las condiciones del ensayo —en términos de su reproducibilidad— y reporten un *set* de resultados relativamente voluminoso —en conjunto con los correspondientes márgenes de incertidumbre experimental—, a fin de favorecer no solo a un proceso de validación integral y robusto, sino a la capacidad de abordar el análisis de una gran cantidad de aspectos del flujo, enriqueciendo la discusión de los resultados. Bajo estas premisas, luego de un riguroso análisis bibliográfico, se seleccionaron los estudios experimentales de Storms et al. (2001) y Cheli et al. (2011a,b), para los casos simplificado y realista, respectivamente.

Comenzando con la descripción de los estudios experimentales, se destaca que Storms et al. (2001) desarrollaron experimentos en un túnel de viento del centro Ames de la NASA, sobre un modelo simplificado representativo a escala 1:8 de un camión de clase 8 de acuerdo a la clasificación utilizada por el Departamento de Transporte de los Estados Unidos (Federal Highway Administration, 2013), correspondiente a un camión articulado con diseño de cabina sobre motor (*cab-over-engine*), denominado Ground Transportation System (GTS). Su diseño, ideado para análisis comparativos experimentales y numéricos en el contexto de un proyecto de reducción del arrastre en vehículos pesados (McCallen et al., 2007), omite detalles geométricos tales como el espacio entre la unidad tractora y la unidad acoplada, ruedas (en cambio, utilizan soportes cilíndricos) y espejos laterales, con el objetivo de aislar las estructuras de flujo dominantes en este tipo de vehículos y evitando la complejidad que aquellos detalles introducirían en la resolución numérica. Detalles de la configuración geométrica del túnel de viento y del *setup* experimental en Storms et al. (2001) se observan en la Figura 2.1.

El túnel utilizado en el experimento es del tipo atmosférico, de circuito cerrado, con una sección de prueba que cuenta con una altura de 2.134 m (7 ft), un ancho nominal de 3.048 m (10 ft) con un ángulo de divergencia de 0.255° , y una longitud de 4.572 m (15 ft). Por su parte, el modelo vehicular cuenta con 2.476 m de largo, 0.324 m de ancho y 0.451 m de alto —obteniéndose un *blockage ratio* de $\sim 2.2\%$ — y se monta a una distancia de 0.076 m del nivel del suelo del túnel, mediante cuatro soportes cilíndricos que lo vinculan

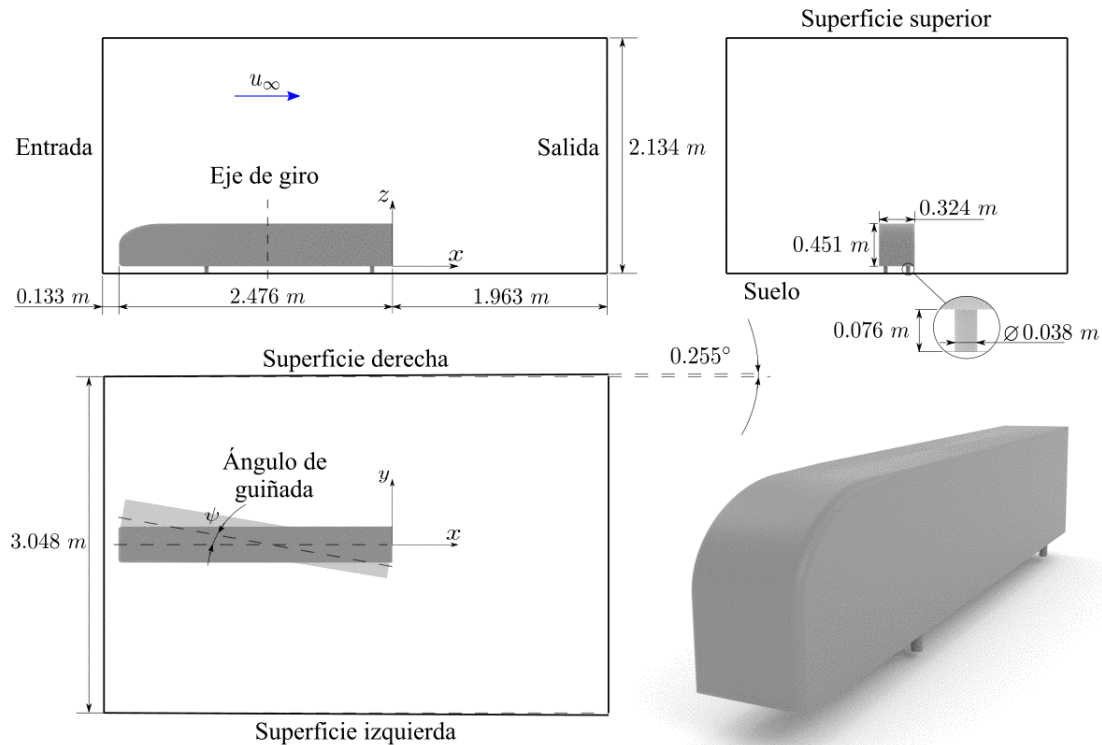


Figura 2.1: Esquema del modelo Ground Transportation System (GTS) y de las secciones del túnel de viento utilizado en los experimentos de Storms et al. (2001), mostrando las dimensiones y medidas fundamentales. Para más detalles, consultar Storms et al. (2001).

a un sistema de soporte y medición protegido del viento. Este sistema es capaz de rotar respecto a un eje vertical, pudiendo controlar el ángulo que forma el eje del vehículo con la dirección del viento incidente y que fluye desde la entrada de la sección de prueba. El modelo se instrumentó con 79 tomas de presión sobre su superficie, y 43 tomas adicionales se dispusieron sobre la pared derecha del túnel ($y > 0$), una de las cuales se utilizó para establecer la presión de referencia del experimento. Adicionalmente, se obtuvo información relevante utilizando velocimetría de imagen de partículas (PIV), en lo que respecta a la determinación de campos de velocidades instantáneos y promediados; interferometría de película de aceite para llevar a cabo mediciones cuantitativas de la tensión de corte sobre las paredes del modelo y visualizar de forma cualitativa los patrones de flujo sobre ellas; y anemometría de película caliente, a fin de determinar la existencia y la extensión de zonas de separación del flujo en zonas críticas. Los ensayos experimentales se centraron en recolectar y analizar las características del flujo para diferentes ángulos de incidencia del viento —concretamente, entre -14° y 14° , con incrementos de $\pm 2.5^\circ$ desde 0° hasta $\pm 12.5^\circ$, y luego un incremento final de $\pm 1.5^\circ$. La Tabla 2.1 resume los parámetros carac-

terísticos del experimento de Storms et al. (2001) para un ángulo de incidencia del viento nulo —debido a la variabilidad experimental, solo ligeras diferencias se reportaron para los restantes ángulos. El número de Reynolds correspondiente a estas condiciones, basado en el ancho del vehículo ($w = 0.324$ m), es de 2×10^6 . Los autores indicaron una incertidumbre en la medición de fuerzas de ± 4.45 N y de ± 0.002 para coeficientes de presión. Si bien se informaron los coeficientes de fuerza obtenidos para cada ángulo de guiñada, solo se reportaron datos de presión y fricción para 0° y 10° .

Tabla 2.1: *Setup* general de los experimentos sobre el GTS (Storms et al., 2001) y sobre el Leyland DAF 45-130 (Cheli et al., 2011a,b), para un ángulo de guiñada de 0° .

Parámetro	GTS	Leyland DAF 45-130
Presión estática de referencia	97.297 kPa	101.325 kPa
Densidad	1.201 kg/m^3	1.179 kg/m^3
Velocidad en la entrada	94.244 m/s	6.645 m/s
Viscosidad dinámica	$1.771 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$	$1.830 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Intensidad turbulenta del flujo libre	0.250 %	2.000 %
Presión dinámica de referencia	5.329 kPa	26.022 Pa
Temperatura estática	281.65 K	293.15 K
Longitud del túnel	4.572 m	35.000 m
Ancho del túnel	3.048 m	13.840 m
Altura del túnel	2.134 m	3.840 m
Longitud del modelo	2.476 m	0.809 m
Ancho del modelo	0.324 m	0.250 m
Altura del modelo	0.451 m	0.352 m

Por su parte, el trabajo experimental de Cheli et al. (2011a,b) se enmarcó dentro del proyecto WEATHER (*Wind Early Alarm System for Terrestrial Transportation, Handling the Evaluation of Risks*) financiado por la Comisión Europea, y centrado en la evaluación de riesgos de accidentes influidos por la acción del viento. El modelo utilizado corresponde a una representación realista a escala 1:10 del vehículo comercial Leyland DAF 45-130, del fabricante neerlandés *DAF Trucks*. Se caracteriza por un diseño de cabina sobre motor, que incorpora detalles como espejos laterales, ruedas, paragolpes, espacio entre la unidad tractora y la de carga, y detalles realistas del chasis, con dimensiones máximas de $0.809 \text{ m} \times 0.25 \text{ m} \times 0.352 \text{ m}$. El túnel de viento utilizado en Cheli et al. (2011a,b), perte-

neciente al Politécnico de Milán, cuenta con una sección transversal de $3.84 \text{ m} \times 13.84 \text{ m}$, definiendo así un *blockage ratio* de 0.16 %. El modelo se vinculó a un soporte rotatorio y un sistema de medición de fuerzas, ambos protegidos del viento, mediante soportes. Adicionalmente, se dispusieron tomas de presión a lo largo de la superficie del modelo. Se llevaron a cabo mediciones a diferentes ángulos de guiñada: desde 0° hasta 90° , con incrementos de 5° . Aunque los autores no indicaron explícitamente incertidumbres de medición de fuerzas y presiones, reportaron directamente en sus resultados desviaciones estándar para estas magnitudes. La Tabla 2.1 explicita las condiciones generales del experimento llevado a cabo por Cheli et al. (2011a,b); éstas definen un número de Reynolds de $\sim 1.07 \times 10^5$ basado en el ancho del modelo.

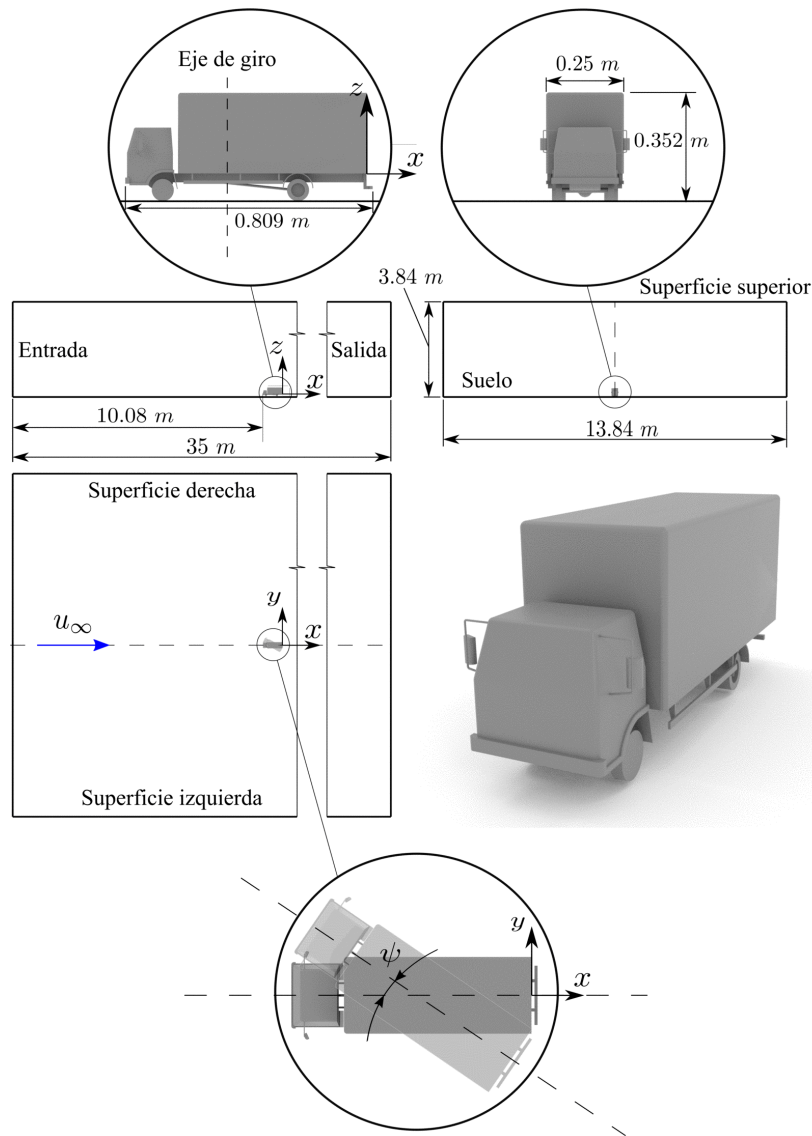


Figura 2.2: Esquema del modelo Leyland DAF 45-130 1:10 y de las secciones del túnel de viento utilizado en los experimentos de Cheli et al. (2011a,b), mostrando las dimensiones y medidas fundamentales. Por detalles, consultar Cheli et al. (2011a,b).

2.2.2. Formulación numérica general

En términos del desarrollo de la metodología de cálculo numérico del flujo de fluido, se estableció como prioridad inicial la elección del código CFD a utilizar. De acuerdo a aseveraciones que se indican a continuación, se decidió optar por el *software Code Saturne*, de código abierto y desarrollado fundamentalmente por la división de investigación y desarrollo de la empresa *Électricité de France* (EDF). Diversos trabajos (Fournier et al., 2011, 2013; Liu et al., 2023) dan cuenta de la excelente *performance* del *software* en términos de escalabilidad y robustez, contando asimismo con un ecosistema de programas asociados a cálculo numérico, incluyendo módulos de pre- y post-procesamiento, integrado en la plataforma *Salome* (*Code Aster*, *Neptune*, *SMESH*, etcétera). *Code Saturne* —escrito fundamentalmente en C y Fortran— está basado en el método de volúmenes finitos (MVF), es de carácter multipropósito y es capaz de manejar flujos laminares y turbulentos, incompresibles o débilmente compresibles. De acuerdo a aspectos que se detallan en el capítulo 4, el código FSI a desarrollar en dicho bloque se articula convenientemente sobre el marco de ejecución del mencionado *software*.

La formulación numérica general se basa en la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos de fluidos viscosos e incompresibles, utilizando el algoritmo SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent*) y acopladas a las ecuaciones pertinentes al modelo de turbulencia (Ecs. 2.1 y 2.2, con nomenclatura detallada en la Tabla 2.2). La elección de este último se basó en el relevamiento bibliográfico detallado en la Sección 2.1, donde se destaca la masiva adopción en la actualidad de modelos híbridos RANS/LES para aplicaciones de aerodinámica vehicular, se aseveran las mejoras realizadas sobre la formulación original del modelo DES y se identifica cierta difusión en la adopción del modelo $k - \omega$ SST como modelo RANS asociado dentro del ámbito práctico abordado (Maddox et al., 2004; Unaune et al., 2005; Roy et al., 2006; Ghuge, 2007). De esta forma, se optó por la selección del modelo de turbulencia $k - \omega$ SST-DDES como formulación base, de acuerdo al desarrollo de DDES de Spalart et al. (2006) y las posteriores modificaciones de Gritskevich y Menter (2012) para su adaptación al uso de $k - \omega$ SST como modelo RANS base (Ec. 2.2). La magnitud k —energía cinética turbulenta— representa la energía cinética asociada a las fluctuaciones de la velocidad por unidad de masa, mientras que ω es la tasa de disipación específica de energía cinética turbulenta.

$$\begin{cases} \rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \nabla \cdot [(\mu + \mu_t) (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)] + \mathbf{f} \\ \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] \\ \quad + P_k - \rho k^{3/2} / l_{DDES} \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \omega) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] \\ \quad + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{\nabla k \cdot \nabla \omega}{\omega} \\ \quad + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 \end{cases} \quad (2.2)$$

Tabla 2.2: Nomenclatura relativa a las variables y coeficientes de las Ecs. 2.1-2.2.

Designación	Símbolo
Energía cinética turbulenta	k
Tasa de disipación específica de energía cinética turbulenta	ω
Densidad del fluido	ρ
Velocidad del fluido	$\mathbf{u}$
Presión del fluido	p
Viscosidad dinámica del fluido	μ
Viscosidad turbulenta	μ_t
Fuerza por unidad de volumen ejercida sobre el fluido	$\mathbf{f}$
Coefficiente de difusión turbulenta de k	σ_k
Coefficiente de difusión turbulenta de ω	σ_ω
Producción de energía cinética turbulenta	P_k
Escala de longitud del modelo DDES	l_{DDES}
Primera función de <i>blending</i> del modelo $k - \omega$ SST	F_1
Coefficiente de difusión turbulenta de ω en región externa	$\sigma_{\omega 2}$
Coefficiente del término de producción de ω	α
Coefficiente del término de destrucción de ω	β

Por la hipótesis de *Boussinesq*, en la Ec. 2.1 interviene la denominada viscosidad turbulenta, la cual —de acuerdo al modelo en cuestión— se calcula mediante la Ec. 2.3:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, F_2 S)} \quad (2.3)$$

Esta expresión de cálculo de la viscosidad turbulenta incluye una constante de proporcionalidad entre la energía cinética turbulenta y el esfuerzo de corte, correspondiente al coeficiente limitador de la tensión de corte (a_1), cuyo valor típico —de acuerdo a la formulación original del SST (Menter, 1994)— es 0.31. Por su parte, F_2 es la denominada segunda función de *blending* de dicho modelo, y S se corresponde con la magnitud del tensor de tasa de deformación.

La función de *blending* F_1 , presente en la Ec. 2.2, controla la transición entre la formulación del modelo $k - \omega$ cercana a la pared y el enfoque de flujo libre del modelo $k - \epsilon$. Su expresión, en conjunto con la de la función F_2 —interviniente en la Ec. 2.3 en términos del cálculo de la viscosidad turbulenta— se indica en la Ec. 2.4.

$$\begin{cases} F_1 = \tanh(\arg_1^4) \\ F_2 = \tanh(\arg_2^2) \\ \arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{C_\mu \omega d_w}, \frac{500\nu}{d_w^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} d_w^2} \right] \\ \arg_2 = \max \left(\frac{2\sqrt{k}}{C_\mu \omega d_w}, \frac{500\nu}{d_w^2 \omega} \right) \\ CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{\nabla k \cdot \nabla \omega}{\omega}, 10^{-10} \right) \end{cases} \quad (2.4)$$

En la Ec. 2.4, d_w se corresponde con la distancia a la pared, ν es la viscosidad cinemática del fluido, C_μ es el coeficiente de viscosidad turbulenta, y $CD_{k\omega}$ es la parte positiva del término de difusión cruzada entre k y ω . Por su parte, la producción de energía cinética turbulenta, presente en la Ec. 2.2, está dada por la Ec. 2.5.

$$P_k = \min(\mu_t S^2, 10 C_\mu \rho k \omega) \quad (2.5)$$

Las ecuaciones anteriores comparten, en gran medida, la estructura general de las pertinentes a la formulación del modelo RANS $k - \omega$ SST; la incorporación del enfoque híbrido con DDES se establece a través de la introducción de la cantidad l_{DDES} en el término fuente de la ecuación de k , la cual define el *blending* entre el comportamiento RANS y LES. Esta escala de longitud del modelo DDES está dada por la Ec. 2.6.

$$\begin{cases} l_{DDES} = l_{RANS} - f_d \max(0, l_{RANS} - l_{LES}) \\ l_{RANS} = \sqrt{k}/(C_\mu \omega) \\ l_{LES} = C_{DES} h_{max} \\ f_d = 1 - \tanh \left[\left(C_{d1} \frac{\nu_t + \nu}{\kappa^2 d_w^2 \sqrt{0.5 S^2 + 0.5 \Omega^2}} \right)^{C_{d2}} \right] \end{cases} \quad (2.6)$$

La cantidad l_{DDES} se define en términos de las escalas de longitud asociadas a RANS y LES, y de la función empírica de *delay* (f_d). En la Ec. 2.6, κ es la constante de von Kármán, C_{DES} es el coeficiente de calibración del modelo DES, h_{max} es la longitud máxima de arista de cada celda, Ω es la magnitud del tensor de vorticidad, y C_{d1} —junto con C_{d2} — se corresponden con constantes empíricas de la función de *delay*, puntualizadas más adelante.

En líneas generales, l_{RANS} representa una escala de longitud efectiva asociada a las estructuras turbulentas modeladas mediante RANS, mientras que l_{LES} —definida en función del tamaño local de malla— se corresponde con una longitud característica que establece cierta escala efectiva de filtrado, por encima de la cual las estructuras asociadas son potencialmente resolubles, mientras que por debajo, los efectos relativos a aquellas permanecen modelados. La comparación entre l_{RANS} y l_{LES} establece un criterio, dado por las respectivas expresiones, por medio del cual se determina si debe reducirse o no la contribución turbulenta modelada y asignarse así una fracción del contenido turbulento al campo resuelto, en términos de un comportamiento tendiente a una representación precisa de la turbulencia. Concretamente, si $l_{LES} \geq l_{RANS}$, de acuerdo a la Ec. 2.6, el modelo conserva el comportamiento RANS ($l_{DDES} = l_{RANS}$). Si, en cambio, $l_{LES} < l_{RANS}$, el modelo considera que el tamaño local de celda es suficientemente pequeño para habilitar la reducción de la contribución turbulenta modelada, lo cual se encuentra controlado por la función de *delay*. Por su parte, f_d adopta valores próximos a cero cerca de las paredes, mientras que tiende a la unidad a medida que se incrementa la distancia a aquellas. De acuerdo a esto, su inclusión en la Ec. 2.6 favorece el mantenimiento del comportamiento RANS cerca de las paredes, el cual es un aspecto típicamente conveniente en regiones de flujo adherido, considerando que, en caso de utilizarse LES, la resolución precisa del flujo en capas límites —que involucra estructuras turbulentas relevantes de tamaño muy reducido, anisótropas, con escalas muy diferentes en las direcciones normal, longitudinal y transversal—, exige mallas considerablemente finas, incrementándose las exigencias con

la proximidad a la pared. Lo anterior se fundamenta en términos de evitar fenómenos indeseados tales como el mencionado *modeled-stress depletion*, vinculado esencialmente a una subpredicción del contenido turbulento y manifestado en muchos casos en fenómenos de separación prematura (*grid-induced separation*), según ya se abordó en la Sección 2.1.

De acuerdo a lo explicado en el párrafo anterior, la función f_d establece cierto control en el comportamiento de cambio entre los enfoques RANS y LES. En la formulación original del modelo DDES (Spalart et al., 2006), se propusieron en su expresión las constantes $C_{d1} = 8$ y $C_{d2} = 3$, basándose en comparaciones contra resultados experimentales utilizando el modelo *Spalart-Allmaras* como RANS base; sin embargo, Gritskevich y Menter (2012), en términos de la adaptación y ajuste del modelo DDES al uso de $k - \omega$ SST, adoptaron $C_{d1} = 20$ y $C_{d2} = 3$ —valores utilizados en el presente trabajo y asociados a favorecer una mayor tendencia a presentarse comportamiento RANS cerca de las paredes.

Por otro lado, Gritskevich y Menter (2012) propusieron que el parámetro C_{DES} , típicamente fijado en 0.65, sea calculado localmente en función de F_1 (Ec. 2.7).

$$C_{DES} = 0.78 F_1 + 0.61 (1 - F_1) \quad (2.7)$$

Finalmente, los valores de las constantes C_μ , σ_k , σ_ω , $\sigma_{\omega 2}$, α , κ y β se mantienen de acuerdo a la formulación original de Menter (1994).

2.2.3. Variantes del modelo de turbulencia

De acuerdo a lo discutido en la Sección 2.1, la formulación original del modelo DES (Spalart y Shur, 1997) presenta ciertas limitaciones inherentes —relativas a los fenómenos de *modeled stress depletion* y *log-layer mismatch*, como aspectos relevantes identificados— que afectan su capacidad predictiva y que han motivado el desarrollo de nuevas formulaciones. En la bibliografía analizada de aerodinámica vehicular, y específica de modelos de vehículos pesados, varios autores han obtenido una buena correspondencia con resultados experimentales para un ángulo de incidencia del viento nulo, pero tendieron a mostrar mayores discrepancias —en ciertos casos, significativa— con el incremento del ángulo de guiñada, debido a la creciente complejidad del flujo y las características de la separación (Maddox et al., 2004; McCallen et al., 2007; Levin y Chen, 2022). En términos de abordar este problema de precisión, se propuso la evaluación de variantes en la formulación

del modelo de turbulencia descrito en la Sección 2.2.2, configuración a la que de aquí en adelante se referirá como *setup* de referencia.

Una modificación fundamentada en el trabajo original de Menter (1992) se corresponde con la variación del coeficiente limitador del esfuerzo de corte (a_1) (Ec. 2.3). Las constantes del modelo $k-\omega$ SST fueron calibradas utilizando mediciones experimentales relativas a varios casos típicos de flujo, a fin de asegurar robustez y una capacidad de predicción general del modelo; sin embargo, desde su concepción, Menter (1992) reconoce que ciertas condiciones de flujo podrían beneficiarse del ajuste de este parámetro —originalmente, $a_1 = 0.31$ —, explicitando concretamente el caso de fuertes gradientes de presión adversos, donde la formulación original —notó— tiende a sobrepredecir la separación. De un análisis de la Ec. 2.3, donde a_1 aparece tanto en el numerador como en el denominador de la expresión de μ_t , se obtiene que un incremento de este parámetro estrecha la región sobre la cual el término F_2S está activo cerca de las paredes, el cual cumple la función de limitar μ_t . Adicionalmente, dentro de aquella zona, se incrementa el valor de μ_t . En consecuencia, se verifica una energización de la capa límite y, consecuentemente, se reduce de forma eventual la tendencia a verificarse separación de flujo. Así, por ejemplo, Evans y Lardeau (2016) cambiaron el valor original de a_1 a 0.36 en simulaciones sobre alas y cuerpos romos, reportando una mayor correspondencia con experimentos tanto para casos simples como complejos de separación de flujo. Según se especificó en la Sección 2.1, en el contexto de la revisión bibliográfica realizada, no se han identificado trabajos que contemplen esta modificación orientados específicamente a vehículos de gran porte y en términos de un estudio sistemático que evalúe su impacto en una serie detallada de resultados cualitativos y cuantitativos asociados a la predicción del flujo en diferentes geometrías de este tipo de vehículos. De esta forma, en la presente tesis y en línea con lo abordado en Inzeo et al. (2026), se evaluó si un incremento en el valor de esta constante provoca mejoras en la predicción del flujo, fundamentalmente, en las críticas condiciones a elevados ángulos de incidencia del viento.

En términos de la elección del rango de variación a considerar para el coeficiente a_1 , es necesario destacar los siguientes puntos. En primer término, Menter (1992) concretamente sugiere, sin establecer un límite cuantitativo concreto y de acuerdo a palabras textuales, un ligero incremento de dicha constante a fin de favorecer la precisión en regiones de fuertes gradientes de presión adversos. Adicionalmente, los ejemplos de trabajos que

abordaron análisis similares en la bibliografía muestran típicamente valores en el rango de $[0.31, 0.40]$: tal como se mencionó, Evans y Lardeau (2016) evaluaron la utilización de $a_1 = 0.36$ sobre alas y cuerpos romos; por otro lado, Fu et al. (2017) consideraron los valores 0.31, 0.35, 0.36 y 0.40; asimismo, Georgiadis y Yoder (2013) abordaron el rango $[0.31, 0.40]$, al igual que Schaefer et al. (2017) —en donde se argumenta que su elección fue analizada de forma conjunta con Menter. Más aún, de acuerdo a aseveraciones de este último, existe cierta fundamentación para no considerar un decrecimiento de a_1 respecto de su valor original, basada en la solución de equilibrio en la región logarítmica de la capa límite (Schaefer et al., 2017). De esta forma, en base al análisis previo, fundamentado en las aseveraciones generales de Menter (1992) y en base a trabajos de aplicación de referencia, se considerarán valores dentro del rango $[0.31, 0.40]$. Concretamente, a fin de limitar el número de simulaciones a realizar pero al mismo tiempo abarcar el rango planteado, se seleccionarán —además del valor original $a_1 = 0.31$ — los casos $a_1 = 0.35$ y $a_1 = 0.40$.

Por otro lado, una cuestión relevante a destacar es que el modelo SST-DDES, tal como cualquier modelo de turbulencia que hace uso de la hipótesis de *Boussinesq*, implícitamente asume turbulencia isotrópica al considerar que la viscosidad turbulenta es un factor de proporcionalidad escalar. Sucede que en flujos complejos con fuerte recirculación y separación masiva, la turbulencia exhibe un carácter anisotrópico; este es el caso de, por ejemplo, el flujo alrededor de vehículos, siendo típicamente más relevante aún cuanto más detalles geométricos se incluyen, al tender a presentar mayores fuentes de separación del flujo. Los modelos algebraicos explícitos de tensiones de Reynolds (EARS), formulados sobre la base de los modelos de tensiones de Reynolds (RSM), son capaces de captar anisotropía en el flujo turbulento y pueden acoplarse a modelos tales como el $k - \omega$ SST proveyendo una expresión explícita no-lineal para el cálculo de las tensiones de Reynolds, mejorando así las capacidades predictivas del $k - \omega$ SST asociadas a fenómenos de carácter anisotrópico (Rodi, 1976; Wallin y Johansson, 2000). Existen varias formulaciones; para flujos tridimensionales, Wallin y Johansson (2000) propusieron la dada por la Ec. 2.8:

$$\begin{aligned} \tau_{nl} = -\rho k \left[\beta_3 \left(\mathbf{W}^{*2} - \frac{1}{3} II_{\Omega} \mathbf{I} \right) + \beta_4 (\mathbf{S}^* \mathbf{W}^* - \mathbf{W}^* \mathbf{S}^*) \right. \\ \left. + \beta_6 \left(\mathbf{S}^* \mathbf{W}^{*2} + \mathbf{W}^{*2} \mathbf{S}^* - II_{\Omega} \mathbf{S}^* - \frac{2}{3} IV \mathbf{I} \right) \right. \\ \left. + \beta_9 (\mathbf{W}^* \mathbf{S}^* \mathbf{W}^{*2} - \mathbf{W}^{*2} \mathbf{S}^* \mathbf{W}^*) \right] \end{aligned} \quad (2.8)$$

Concretamente, la Ec. 2.8 establece el cálculo de la parte no lineal del tensor de tensiones de Reynolds asociada a la formulación de Wallin y Johansson (2000). Las cantidades $\mathbf{S}^*$ y $\mathbf{W}^*$ se corresponden con los tensores de tasa de deformación y tasa de rotación, respectivamente, escalados según la Ec. 2.9.

$$\begin{aligned}\mathbf{S}^* &= \frac{1}{\beta^* \omega} \mathbf{S} \\ \mathbf{W}^* &= \frac{1}{\beta^* \omega} \mathbf{W}\end{aligned}\quad (2.9)$$

En estas ecuaciones, β^* es el coeficiente de destrucción de energía cinética turbulenta. Por su parte, II_Ω y IV son cantidades escalares invariantes, definidas por la Ec. 2.10

$$\begin{aligned}II_\Omega &= \text{tr}(\mathbf{W}^{*2}) \\ IV &= \text{tr}(\mathbf{S}^* \mathbf{W}^{*2})\end{aligned}\quad (2.10)$$

Los coeficientes β_i están dados por la Ec. 2.11.

$$\left\{ \begin{aligned}\beta_1 &= -\frac{N(2N^2 - 7II_\Omega)}{Q} \\ \beta_3 &= -\frac{12 IV}{N Q} \\ \beta_4 &= -\frac{2(N^2 - 2II_\Omega)}{Q} \\ \beta_6 &= -\frac{6 N}{Q} \\ \beta_9 &= \frac{6}{Q}\end{aligned}\right. \quad (2.11)$$

Las cantidades Q y N son calculadas mediante la Ec. 2.12.

$$\begin{aligned}Q &= \frac{5}{6}(N^2 - 2II_\Omega)(2N^2 - II_\Omega) \\ N &= \begin{cases} \frac{A'_3}{3} + \sqrt[3]{P_1 + \sqrt{P_2}} + \text{sign}(P_1 - \sqrt{P_2}) \sqrt[3]{|P_1 - \sqrt{P_2}|} & \text{for } P_2 \geq 0 \\ \frac{A'_3}{3} + 2\sqrt[6]{P_1^2 - P_2} \cos \left[\frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\frac{P_1}{\sqrt{P_1^2 - P_2}} \right) \right] & \text{for } P_2 < 0 \end{cases}\end{aligned}\quad (2.12)$$

Finalmente, por completitud, las restantes expresiones asociadas al modelo (Ec. 2.13):.

$$\begin{aligned}
P_1 &= A'_3 \left(\frac{A'^2_3}{27} + \frac{9}{20} II_S - \frac{2}{3} II_\Omega \right) \\
P_2 &= P_1^2 - \left(\frac{A'^2_3}{9} + \frac{9}{10} II_S - \frac{2}{3} II_\Omega \right)^3 \\
A'_3 &= \frac{9}{5} + \frac{99}{20} \max(1 + \beta_1^{eq} II_S, 0) \\
\beta_1^{eq} &= -\frac{6}{5} \left(\frac{81/20}{(81/20)^2 - 2II_\Omega} \right) \\
II_S &= \text{tr}(\mathbf{S}^{*2})
\end{aligned} \tag{2.13}$$

Mediante las Ecs. 2.8-2.13 se computa de forma explícita el tensor de tensiones de Reynolds utilizando el campo de velocidad del paso anterior, adicionándose como término fuente en las ecuaciones de cantidad de movimiento (Ec. 2.14).

$$\boldsymbol{\tau} = \underbrace{-2\mu_t \mathbf{S}}_{\text{Implicito}} + \underbrace{\boldsymbol{\tau}_{nl}}_{\text{Explicito}} \tag{2.14}$$

Es preciso notar que esta formulación (WJ-EARSM) no se encuentra de forma nativa en *Code Saturne*, por lo que se procedió a implementarla específicamente para este estudio, siguiendo el desarrollo de Wallin y Johansson (2000) asociado a las ecuaciones aquí presentadas, y aplicada directamente al modelo de turbulencia elegido. Las modificaciones involucraron archivos ubicados en las carpetas `turb` y `base` del código fuente de *Code Saturne*, teniendo su bloque principal en el fuente `/turb/cs_turbulence_kw.c`, desde el cual se establece la lógica general para la aplicación del modelo $k - \omega$ SST (ya sea asociado o no a DDES).

De forma similar, en *Code Saturne* se encuentra implementada la formulación original del modelo DDES (Spalart et al., 2006), sin las modificaciones propuestas por Gritskevich y Menter (2012) asociadas a su adaptación al modelo $k - \omega$ SST como RANS base; esto obligó a la modificación del código fuente, en lo que respecta a la función f_d (Ec. 2.6) y demás diferencias remarcadas entre ambos trabajos en la Sección 2.2.2.

2.2.4. Dominio computacional y malla

Un objetivo lógico del proceso de validación del *setup* propuesto consiste en reproducir numéricamente las condiciones experimentales relevantes en los túneles de viento de los trabajos de referencia mencionados (Sección 2.2.1). En base a este objetivo, para el caso del GTS y siguiendo los lineamientos metodológicos de Maddox et al. (2004) —trabajo numérico también vinculado al experimento de Storms et al. (2001)—, se consideró una extensión del dominio computacional con respecto a las dimensiones experimentales a fin de que, al imponer un perfil de velocidad uniforme en la frontera de entrada, se verifique que la distribución de velocidad reportada experimentalmente en una posición específica ($x = -2.61$ m) (Figura 2.3a) —asociada al sistema de ejes de la Figura 2.1— se corresponda con la predicha numéricamente, lo cual fue comprobado a través de simulaciones preliminares. Concretamente, Maddox et al. (2004) definieron la ubicación de la frontera de entrada a $15w$ de la superficie frontal del GTS, y la de la salida a $13.5w$ de la superficie trasera de aquel —con w correspondiente al ancho del modelo. Esta extensión, a su vez, favorece a que las fluctuaciones asociadas a la estela trasera decaigan a niveles despreciables hacia la frontera de salida, permitiendo imponer allí condiciones de borde de gradiente nulo de manera más rigurosa. Para el caso del modelo Leyland DAF 45-130, se llevó a cabo una modificación dimensional con objetivos análogos (Figura 2.3b), con la consideración adicional de que el túnel utilizado en los experimentos posee medidas considerablemente más grandes que las del GTS —aún con dimensiones similares de los modelos—, lo cual implica *a priori* un costo computacional mayor. Para resolver este inconveniente, se propuso reducir proporcionalmente las dimensiones del túnel con la restricción de preservar la relación de aspecto de su sección transversal, obteniéndose —a través de simulaciones de prueba/error comparativas entre las medidas originales y las modificadas con un factor de 0.5 en cada dimensión— una influencia despreciable en la predicción de coeficientes de fuerza y presión, lo cual motivó la adopción de estas nuevas dimensiones para las subsiguientes simulaciones del modelo.

Los dominios computacionales descritos previamente para el GTS y el Leyland DAF 45-130 fueron discretizados recurriendo a las utilidades *blockMesh* y *snappyHexMesh* del *software open-source OpenFOAM*, obteniéndose mallas hex-dominantes con múltiples niveles de refinamiento progresivo alrededor del vehículo y con capas de celdas delgadas en torno a las paredes, generadas por extrusión a partir de su discretización superficial —a

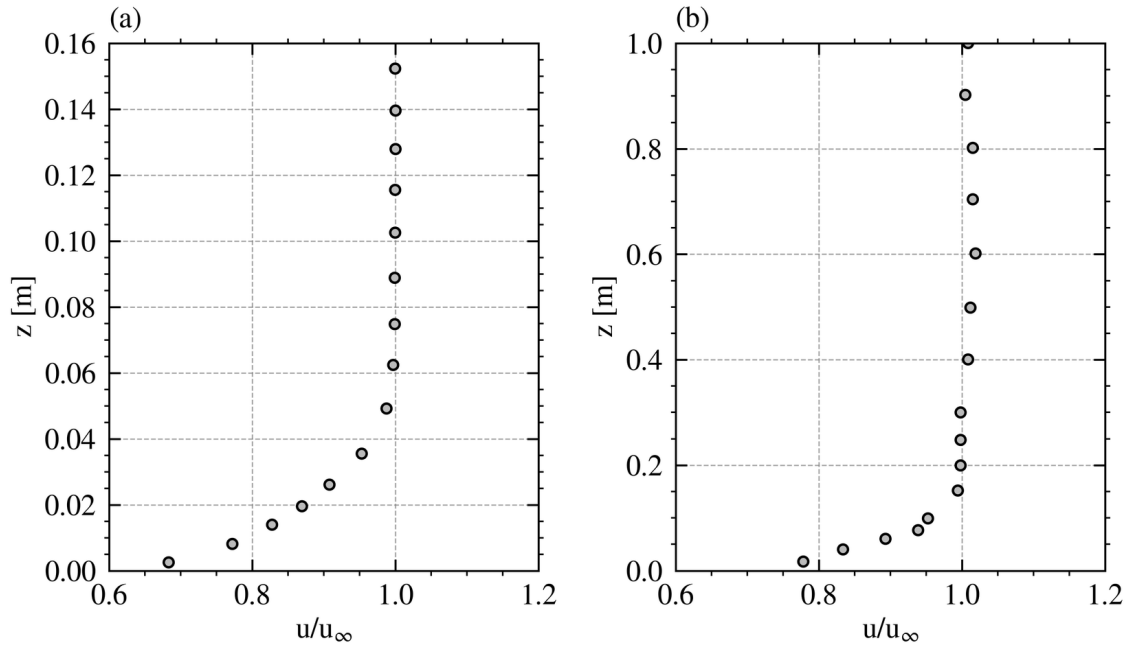


Figura 2.3: Perfiles experimentales normalizados de la componente de la velocidad en la dirección principal del flujo, asociados a los experimentos de (a) Storms et al. (2001) ($x = -2.61$ m) y (b) Cheli et al. (2011a) ($x = -1.79$ m). Datos extraídos de Storms et al. (2001) y Cheli et al. (2011a).

fin de favorecer una adecuada predicción del flujo en la región próxima a las paredes. El detalle de las regiones de refinamiento progresivo para el caso del GTS y del Leyland DAF 45-130 se observan en las Figuras 2.4 y 2.5, respectivamente; éstas priorizan la resolución en la vecindad del vehículo y sobre las regiones asociadas a la estela. Algunos aspectos a destacar en la definición de las mallas refieren a consideraciones sobre la distancia adimensional a la pared de las celdas adyacentes a aquella, dada por $y^+ = u_\tau y / \nu$ —con $u_\tau = \sqrt{|\tau_w| / \rho}$ correspondiente a la velocidad de fricción, y τ_w a la magnitud de la tensión de corte sobre la pared. Mediante simulaciones preliminares sobre diferentes mallas, fue ajustándose progresivamente el tamaño de las capas de celdas en torno a la superficie de los vehículos, a fin de verificar $y^+ \sim 1$ en las celdas adyacentes —ubicándose, por tanto, dentro de la subcapa viscosa— y, además, una transición geométrica suave hacia la región externa de la malla. A lo largo de las paredes del túnel de viento, se consideraron capas más gruesas a fin de lograr $y^+ > 30$ —valores asociados a la región logarítmica—, para reducción del costo computacional a través del uso de leyes de pared —concretamente, se usó el tratamiento *all- y^+* estándar disponible en *Code Saturne* (EDF, 2023).

Las mallas utilizadas para simulaciones con ángulo de incidencia del viento no nulo se obtuvieron a partir de las correspondientes a 0° , utilizando un código de deformación

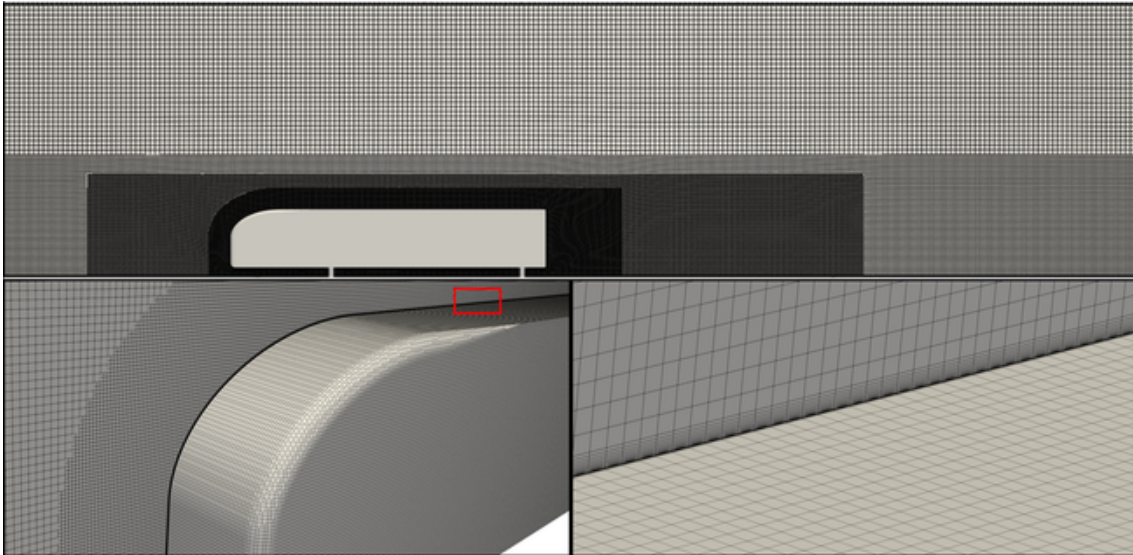


Figura 2.4: Visualización de detalles de malla asociada al caso del modelo GTS, de ~ 25 millones de celdas, para ángulo de guiñada nulo: corte sobre el plano vertical longitudinal medio mostrando los diferentes niveles de refinamiento alrededor del vehículo (imagen superior); imagen en perspectiva del corte anterior mostrando la malla sobre la superficie del modelo (imagen inferior izquierda); *zoom* sobre las capas de refinamiento en torno a la superficie del modelo (imagen inferior derecha).

que recurre a la metodología desarrollada y explicada pormenorizadamente en la Sección 4.2.2, en el contexto de las contribuciones en FSI —siendo utilizada por el módulo de dinámica de mallas pertinente. Concretamente, la estrategia de deformación se basa en la resolución de un problema de minimización de un funcional global asociado a una métrica de distorsión de celdas (Ec. 4.16), aplicado primeramente a una malla auxiliar conforme geométricamente a la principal —la utilizada efectivamente en CFD. Dicha metodología está basada en el trabajo de López et al. (2007), adaptado al contexto del método de volúmenes finitos. Una vez obtenidos los desplazamientos nodales en dicha malla auxiliar, se calculan los pertinentes a la principal por interpolación. Para más detalles sobre la formulación del método y los aspectos diferenciados en relación al trabajo de López et al. (2007), consultar la Sección 4.2.2. En el contexto de este capítulo, el código se adaptó respecto al del módulo de deformación del código FSI, para ejecutarse de manera previa al desarrollo de la simulación CFD, y generar un archivo de malla a utilizar posteriormente. El método se desarrolla sobre pasos de tiempo ficticios, imponiendo un giro en guiñada gradual del vehículo, hasta la obtención de un ángulo *target* (Figura 2.6). Así, en general, la formulación relativa al criterio de minimización mencionado y la consideración de ciertas adaptaciones respecto al método de López et al. (2007) posibilitó, ante desplazamientos y

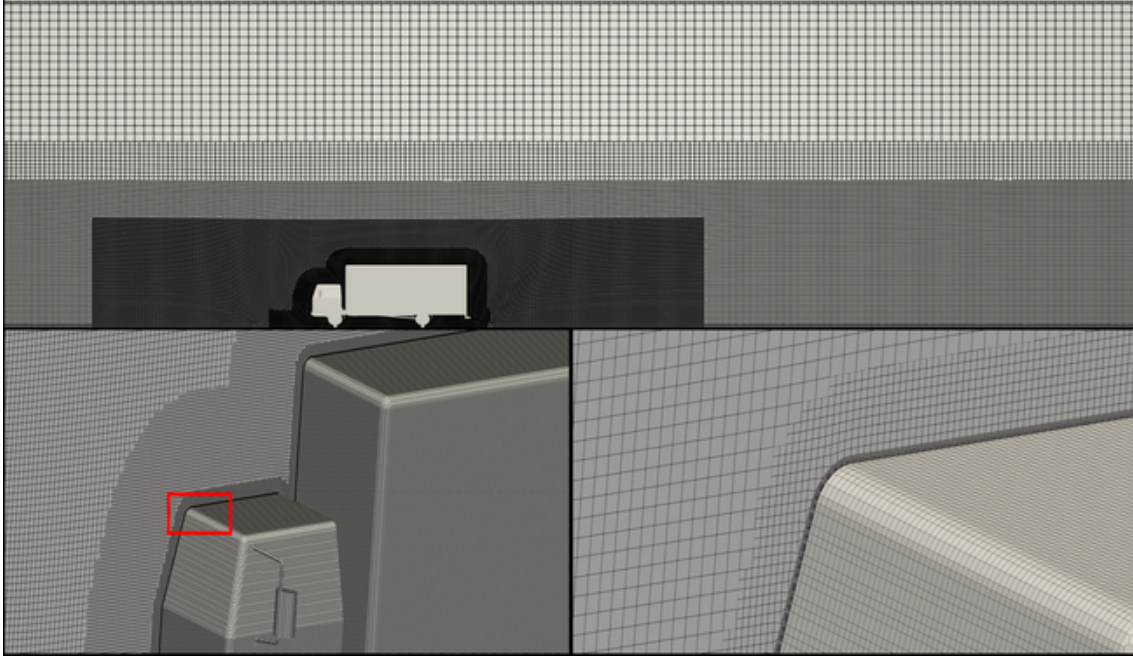


Figura 2.5: Visualización de detalles de malla asociada al caso del modelo Leyland, de ~ 30 millones de celdas, para ángulo de guiñada nulo: corte sobre el plano vertical longitudinal medio mostrando los diferentes niveles de refinamiento alrededor del vehículo (imagen superior); imagen en perspectiva del corte anterior mostrando la malla sobre la superficie del modelo (imagen inferior izquierda); *zoom* sobre las capas de refinamiento en torno a la superficie del modelo (imagen inferior derecha).

deformaciones laterales moderadas, obtener mallas de calidad próxima a la original.

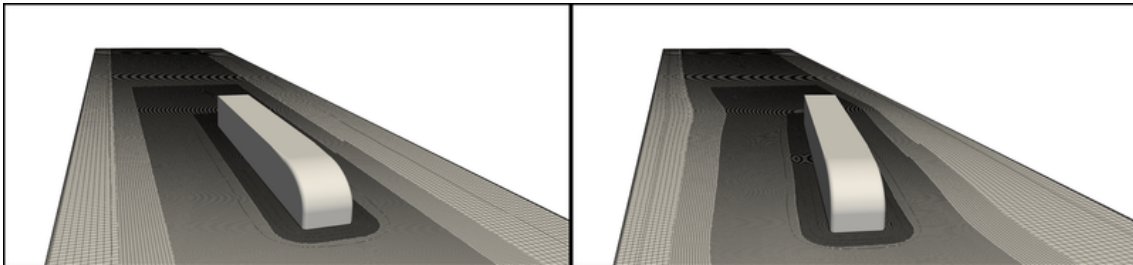


Figura 2.6: Corte horizontal de la malla utilizada para el caso del GTS para ángulos de guiñada de 0° (imagen izquierda) y 10° (imagen derecha).

2.2.5. Setup general de las simulaciones

En este apartado se describe la configuración general del código utilizado para simular el flujo en los casos relativos a los modelos GTS y Leyland DAF 45-130. Según se explicó previamente, las simulaciones se realizaron con el *software open-source Code Saturne*, en su versión 8.0 (Électricité de France R&D, 2023), basado en el método de volúmenes finitos centrado en celdas. Se recurrió a la utilización del algoritmo SIMPLEC (*Semi-Implicit*

Method for Pressure Linked Equations-Consistent) en la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes incompresibles (Ec. 2.1), acopladas a las ecuaciones del modelo de turbulencia $k - \omega$ SST-DDES (Ec. 2.2). El flujo es considerado incompresible, con densidad (ρ) y viscosidad dinámica (μ) constantes y uniformes.

Las ecuaciones de velocidad y de transporte de cantidades turbulentas se resolvieron utilizando el algoritmo *Gauss-Seidel* simétrico, mientras que para la presión se recurrió a GMRES (*generalized minimal residual method*). No se empleó relajación en la resolución de ningún campo. En lo que respecta al caso del GTS, los términos advectivos se discretizaron mediante el esquema de diferencias centradas —sin *blending* con *upwind* u otro esquema— para todas las variables con excepción de ω , recurriéndose en este caso al esquema SMART (*Sharp and Monotonic Algorithm for Realistic Transport*), a fin de evitar oscilaciones significativas en los residuos asociados a dicha variable. En el caso del modelo Leyland DAF 45-130, caracterizado por una geometría más compleja, se recurrió a un *blending* 90 % de *second-order linear upwind* y 10 % de *upwind* para todas las variables. Por otro lado, se utilizó el enfoque *least-squares* para la reconstrucción de gradientes, con un limitador de segundo orden y aplicando una tolerancia de 1×10^{-7} .

La determinación de un paso de tiempo (Δt) óptimo en cada caso se detalla en el apartado pertinente al análisis de convergencia (Sección 2.3.1). La integración temporal se llevó a cabo utilizando *backward Euler*, restringiéndose a primer orden debido a que la implementación del modelo SST-DDES en *Code Saturne*, aún en su versión actual y en la utilizada en este estudio, no soporta el uso de esquemas de segundo orden en el tiempo. Como consecuencia, un Δt suficientemente pequeño debió ser adoptado a fin de lograr fidelidad y convergencia en los resultados —tal como se reporta en la Sección 2.3.1.

En lo referido a las condiciones de borde, para el caso del modelo GTS, se utilizaron condiciones *no-slip* para todas las paredes del túnel y la superficie del vehículo (Figura 2.1). En la frontera de entrada, se impuso un perfil de velocidad uniforme, de magnitud igual a la velocidad media medida en la región de flujo libre del experimento para cada ángulo de guiñada. Las cantidades turbulentas en la entrada se seleccionaron acordes a lo reportado en Storms et al. (2001), involucrando una intensidad turbulenta de 0.25 %. Sobre la frontera de salida, se impusieron condiciones de gradiente nulo para todas las variables, en tanto que se fijó la presión en una cara arbitraria de este *patch* al valor de presión de referencia de la Tabla 2.1 —de acuerdo a la implementación por defecto de la

condición CS_OUTLET en *Code Saturne*. En el caso del modelo Leyland, las condiciones de borde fueron análogas a las descritas, excepto por las correspondientes a los *patches* laterales y superior del túnel computacional, para los cuales se consideraron condiciones de borde de simetría —asociado al hecho de trabajar con dimensiones reducidas del túnel y haber comprobado una variación despreciable en los resultados de fuerzas y presión ante tal reducción (Sección 2.2.4). En lo que respecta a las condiciones iniciales, se impusieron valores de velocidad uniforme y cantidades turbulentas análogos a los de la entrada.

Diversas cantidades fueron computadas durante la etapa de post-proceso, a fin de servir para la caracterización del flujo y posibilitar el análisis comparativo contra los respectivos experimentos, siendo las magnitudes principales a contrastar los coeficientes de fuerza, momento, presión y fricción; a esto se adiciona el análisis cualitativo de estructuras de flujo vinculadas a campos como la vorticidad ($\omega = \nabla \times \mathbf{u}$) y la helicidad ($H = \mathbf{u} \cdot \omega$). En cada caso, los cálculos de cada magnitud se alinean con las definiciones reportadas para cada experimento (Storms et al., 2001; Cheli et al., 2011a,b).

Dado que las simulaciones realizadas con el modelo DDES no alcanzan estrictamente un estado estacionario, fue preciso determinar intervalos de tiempo mínimos de promediado y de transición inicial que permitieran aseverar que los resultados promediados fueran estadísticamente representativos en la caracterización del flujo en cada caso. A diferencia de los experimentos —los cuales pueden realizarse, sin grandes dificultades, durante tiempos suficientemente grandes con el objetivo de conseguir valores medios representativos—, las simulaciones numéricas están usualmente limitadas en lo que respecta al tiempo total simulado debido fundamentalmente al costo computacional. Esta cuestión se magnifica al abordar casos que involucran regímenes con números de Reynolds considerablemente altos —tal como sucede en los escenarios en estudio—, en términos de exigencias crecientes en las discretizaciones espacial y temporal requeridas para una representación precisa del flujo. Un aspecto relevante en este contexto, con gran impacto en el tamaño de la malla, se corresponde con el nivel de refinamiento requerido cerca de las paredes —región que concentra una proporción relevante de celdas— a fin de mantener $y^+ \sim 1$ sobre las celdas adyacentes a aquellas —aspecto planteado, en términos de precisión, en el contexto de la formulación numérica general (Sección 2.2.4)— debido a la disminución efectiva del espesor de capa límite con el Re . A su vez, un mayor nivel de refinamiento exige típicamente menores pasos de tiempo, a fin de mantener controlado

el número de Courant ($Co = u \Delta t / \Delta x$), para favorecer de esta forma la precisión y la estabilidad, lo cual lleva a la necesidad de ejecutar una mayor cantidad de pasos temporales para cubrir cierta ventana mínima de promediado. En este contexto, Ghuge (2007) llevó adelante un análisis de convergencia estadística para el caso del GTS —aplicado también a replicar numéricamente el experimento de Storms et al. (2001)—, determinando los tiempos de inicio y fin mínimos para un intervalo temporal de promediado que permitiera obtener resultados estadísticamente representativos. En concreto, utilizando una escala de tiempo $\tau_t = w / u_\infty$ basada en el ancho del vehículo (w) y la velocidad media del flujo libre (u_∞), determinó una *ventana* temporal mínima requerida de $\Delta\tau_t \approx 177$ y un tiempo de inicio de promediado mínimo de $\tau_t \approx 301$. Esto se corresponde con el intervalo de tiempo $[1.03, 1.64]$ s, el cual excede el considerado por varios autores que han replicado numéricamente el trabajo de Storms et al. (2001) (Maddox et al., 2004; Unaune et al., 2005). En lo que respecta al modelo Leyland DAF 45-130, es relevante aseverar que aunque involucra detalles geométricos más finos que el GTS, las estructuras de baja frecuencia dominantes y responsables de la necesidad de requerir mayores tiempos de promediado se infieren asociadas a las dimensiones generales del vehículo, las cuales son comparables a las del GTS. Esto permite estimar una *ventana* mínima de promediado adimensional análoga a la de dicho modelo, la cual se corresponde con el intervalo $[4.68, 7.43]$ s —de acuerdo a los valores de w y u_∞ pertinentes. Simulaciones de prueba con pequeños cambios en esta *ventana* de promediado han evidenciado una influencia despreciable en resultados promediados de interés, confirmando la idoneidad de este enfoque.

A fin de compatibilizar el elevado costo computacional de llevar adelante el conjunto de simulaciones —siendo necesario, *a priori*, por cada vehículo, una ejecución por cada ángulo de guiñada y, a su vez, por cada variante del modelo de turbulencia— con la capacidad de cubrir de forma representativa las condiciones del experimento, se seleccionó un subconjunto de ángulos de guiñada en cada caso, a fin de evitar un costo total excesivo y, al mismo tiempo, obtener resultados representativos y relevantes en diferentes condiciones de flujo. En lo que respecta al GTS, se consideraron los ángulos de incidencia de 0° , 5° , 10° y 14° , cubriendo el rango experimental; en tanto que para el modelo Leyland se seleccionaron los ángulos 0° , 15° y 30° . Para cada geometría y cada ángulo, se llevó a cabo una simulación utilizando el *setup* de referencia del modelo de turbulencia SST-DDES descrito en la Sección 2.2.2, y otras por cada variante detallada en la Sección 2.2.3.

2.2.6. Recursos de cómputo

La totalidad de las simulaciones desarrolladas en el contexto de este bloque de la tesis utilizaron el *cluster* Pirayu, administrado por el Centro de Investigación de Métodos Computacionales (CIMEC) (CONICET-UNL), que forma parte del Sistema Nacional de Computación de Alto Desempeño de la Secretaría de Innovación, Ciencia y Tecnología de Argentina. Se utilizaron nodos de una partición equipada con procesadores *Intel Xeon Gold 6226R* (2 CPUs x 16 núcleos, 192 GB RAM, conexión InfiniBand). El cluster posee un total de 2656 núcleos, 15 TB de memoria RAM y una *performance* teórica pico de aproximadamente 85 TFLOPS. Cada una de las simulaciones utilizó entre 96 y 128 núcleos, y el tiempo de cómputo total —incluyendo tanto corridas preliminares como finales— se estimó en aproximadamente 2.9 millones de horas-CPU.

2.3. Resultados

2.3.1. Análisis de convergencia

En esta sección se describe y fundamenta la selección de un adecuado nivel de resolución en la discretización espacial y en el valor del paso de tiempo para la obtención de resultados estadísticamente precisos, en base a un análisis de convergencia de malla y temporal. En lo que respecta al caso del GTS, se generó un conjunto de nueve mallas —abarcando un rango de aproximadamente 2 a 41 millones de celdas— con idéntica configuración de regiones de refinamiento y consistentes con las presentadas en la Figura 2.4, diferenciándose entre sí por la aplicación de un factor de escala del tamaño de celda. Concretamente, este factor de escala afecta a la totalidad de la malla, con excepción de la región asociada a las capas de celdas delgadas en torno a las paredes —donde se mantiene, en todos los casos, una misma configuración con $y^+ \sim 1$ y una transición suave hacia la región de malla exterior. Una vez seleccionada, en términos del análisis de convergencia, la resolución relativa a la malla exterior, la discretización de la región próxima a la pared utilizada específicamente en dicho estudio se verificó mediante un análisis de sensibilidad posterior —basado en el uso de la malla exterior elegida—, el cual confirmó la suficiencia de la configuración empleada, al reportarse diferencias despreciables en los resultados obtenidos al variar el nivel de refinamiento en un entorno dentro del rango $y^+ \sim 1$. En tér-

minos generales, el estudio se enfocó en el caso de ángulo nulo de incidencia del viento, con el uso del *setup* de referencia del modelo SST-DDES. Como variable de análisis, se consideró la mediana del coeficiente de *drag* ($\tilde{C}_d$) sobre el intervalo de tiempo definido en la Sección 2.2.5. En la Figura 2.7 se muestran los resultados de convergencia para el caso del GTS, basados en la variación del *drag*. A fin de aportar información a la estimación y servir en términos del análisis de la dispersión temporal, de forma arbitraria se consideró la representación gráfica del intervalo interpercentil comprendido entre los percentiles 10 y 90 asociado a cada valor de $\tilde{C}_d$ obtenido. La convergencia espacial se llevó a cabo con un paso de tiempo de 7.5×10^{-6} s —correspondiente a $\sim 2.85 \times 10^{-4}$ unidades convectivas basadas en la longitud del vehículo—, con el cual se reportó, en una simulación preliminar realizada sobre la malla más fina, valores del número de Courant-Friedrichs-Lewy menores a la unidad a lo largo del dominio —con excepción de una cantidad despreciable de celdas— y, por tanto, valores incluso más bajos en las restantes mallas. Adicionalmente se verá, en base al análisis de convergencia temporal, que el paso de tiempo planteado previamente se corresponde con un valor adecuado. De la Figura 2.7a, se observa una primera etapa de disminución monótona y una posterior estabilización —en torno a ~ 10 millones de celdas, hasta la malla más fina— dentro del rango de ± 5 % en torno al valor experimental reportado (0.249). En términos generales, el hecho de no identificarse una variación estrictamente monótona en torno al rango relativo a las mallas más finas se asocia, en parte, a la observación de que la propia variabilidad de los datos pertinentes a cada malla resulta ser, en términos comparativos, significativa en relación a la variación del valor central entre diferentes mallas —analizado a través del cálculo de intervalos de confianza no presentados aquí—, además de aspectos vinculados al uso del modelo DDES en el contexto de un refinamiento progresivo (Spalart et al., 2006) —asociados típicamente a cambios en la proporción de turbulencia modelada y resuelta en regiones críticas durante el refinamiento, pudiendo alterar el mencionado comportamiento asintótico monótono. En la Figura 2.7b se muestran los resultados relativos al análisis de convergencia temporal para el GTS, basados en la misma métrica. En este caso, se utilizó la malla —dentro del rango de discretización espacial ya convergido— de ~ 16 millones de celdas. Aquí se observa un comportamiento análogo de la curva en análisis en relación a lo descrito para la convergencia en malla: un período inicial de variación monótona hasta una estabilización con fluctuaciones limitadas dentro del rango ± 5 % en torno al valor experimental. En

términos generales, la identificación de dicho comportamiento en relación a los pasos de tiempo más pequeños se asocia, en parte, al hecho —mencionado también en el contexto de la convergencia espacial— de que la dispersión asociada a los datos reportados para cada Δt es significativa en relación a la variación del valor central entre casos sucesivos.

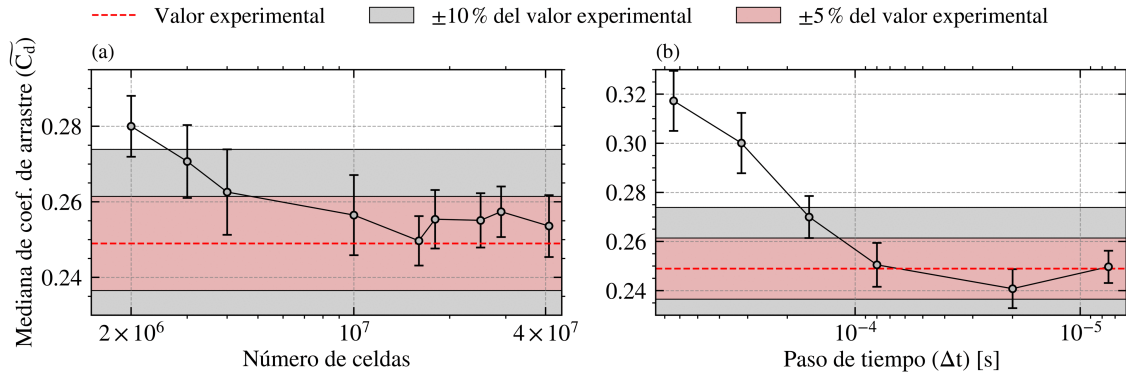


Figura 2.7: Análisis de convergencia basado en la variación de la mediana del coeficiente de *drag* ($\tilde{C}_d$), para el GTS: (a) convergencia espacial; (b) convergencia temporal. Los valores de mediana del coeficiente de *drag* se representan con barras de error asociadas al intervalo interpercentil comprendido entre los percentiles 10 y 90.

La evaluación de la convergencia en malla se complementó con un análisis cualitativo del flujo en la región de la estela trasera cercana al vehículo. Esta zona, caracterizada por un fenómeno caótico de recirculación, es crítica para la predicción del *drag* y representa un desafío en términos de lograr una adecuada precisión. La Figura 2.8 muestra el campo promedio de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, sobre el plano vertical longitudinal medio en la zona anteriormente nombrada, para el caso del GTS con ángulo de guiñada de 0° . Los resultados involucran cuatro mallas con diferentes niveles de refinamiento, capaces de compararse con una imagen PIV experimental reportada por Storms et al. (2001). En todos los casos, sobre el plano mencionado se identifica un par de vórtices. En el caso de la malla más gruesa (Figura 2.8a), este par de vórtices se dispone de forma aproximadamente simétrica respecto al plano medio horizontal. A medida que se incrementa el nivel de refinamiento (Figuras 2.8b-d), se observa una tendencia de predicción de una topología de flujo progresivamente más asimétrica, con el vórtice inferior de mayor tamaño, y el superior más pequeño y alejado de la superficie trasera del vehículo, en concordancia con el resultado experimental (Figura 2.8e). En el resultado obtenido por PIV, el vórtice superior —ubicado próximo a esquina superior derecha de la ventana de medición— no se visualiza directamente. Estos resultados son

consistentes con estudios numéricos previos sobre el GTS —e incluso con otras geometrías de cuerpos romos similares—, en donde *setups* de baja resolución (*e.g.*, basados en modelos RANS puros y con mallas relativamente *coarse*) tienden a predecir una topología de flujo simétrica en este plano (Unaune et al., 2005; Roy et al., 2006), tal como se observa aquí con la malla de 4×10^6 celdas, mientras que configuraciones de mayor resolución capturan la asimetría esperada y reportada experimentalmente (Rao et al., 2018).

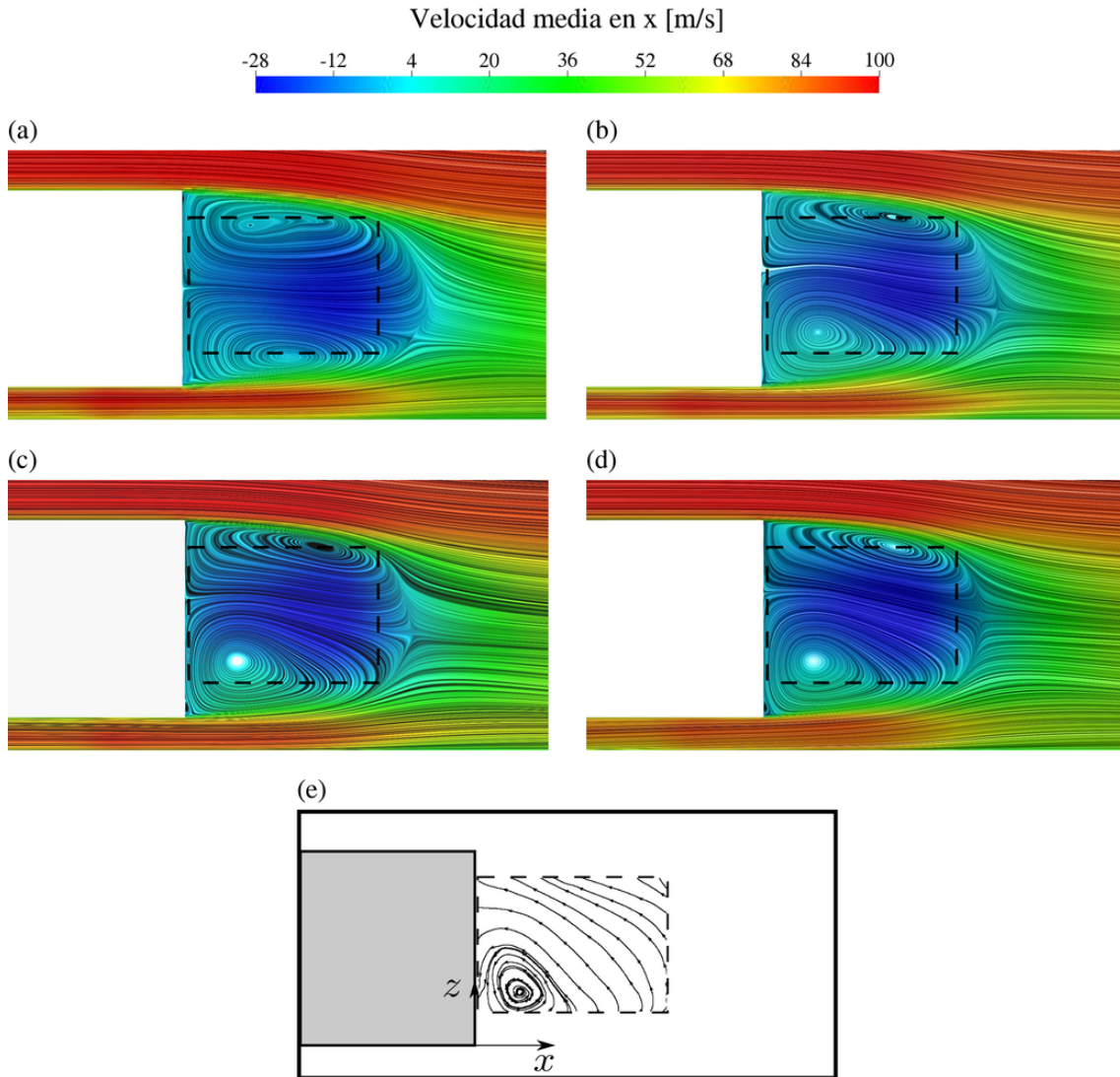


Figura 2.8: Campo promedio de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, sobre el plano vertical longitudinal medio en la zona trasera del GTS para el caso de ángulo de guiñada de 0° . Resultados con mallas de (a) 4 millones, (b) 10 millones, (c) 16 millones y (d) 25 millones de celdas, junto con (e) imagen experimental obtenida por PIV (Storms et al., 2001). El sentido principal del flujo en estas imágenes es de izquierda a derecha. El rectángulo con líneas a trazos en cada subfigura se corresponde con la extensión de la ventana de medición PIV del experimento. La subfigura (e) fue adaptada desde los resultados de Storms et al. (2001).

Del análisis anteriormente descrito, se concluye que se obtienen resultados suficientemente convergidos para el caso de utilización de la malla de 10 millones de celdas y un paso de tiempo de 8×10^{-5} s. Los resultados presentados en las siguientes secciones se corresponden —salvo indicación contraria— al uso de la malla de 29 millones de celdas y un paso de tiempo de 7.5×10^{-6} s, por mayor rigor y mayor detalle visual en las imágenes generadas.

Con un procedimiento de análisis análogo, se llevó a cabo la determinación del nivel de refinamiento y paso de tiempos requeridos para resultados suficientemente convergidos con el modelo Leyland DAF 45-130, enfocados en el caso de ángulo de guiñada de 0° y con uso del *setup* de referencia del modelo de turbulencia. Bajo un mismo criterio de rigor y mayor detalle visual, se llegó a la selección de una malla de 30 millones de celdas y un paso de tiempo de 1×10^{-4} s. En términos generales, la obtención de un paso temporal mayor en este caso —en comparación al del GTS— se fundamenta en que el escenario está asociado a un número de Reynolds menor —en torno a un orden de magnitud, debido en gran medida a una menor velocidad de ensayo—, lo cual deriva en el desarrollo de estructuras de flujo con una evolución más lenta. De esta forma, bajo una estructura metodológica que involucra el uso de discretizaciones temporal y espacial fundamentadas en un análisis de convergencia, se procedió a llevar a cabo el conjunto de simulaciones planteadas en la Sección 2.2.5, cuyos resultados se presentan y discuten a continuación.

2.3.2. Modelo GTS

Siguiendo las directivas metodológicas descritas en la Sección 2.2, se llevaron a cabo una serie de simulaciones que replican las condiciones experimentales del trabajo de Storms et al. (2001). La primera parte de esta sección se centra en la descripción cualitativa del flujo, involucrando el análisis de las principales estructuras coherentes y de las características claves relativas a la topología del flujo. Este análisis sirve como fundamento físico para la subsiguiente interpretación de los resultados cuantitativos —correspondiente a la segunda parte de la sección—, que incluye la evaluación comparativa de coeficientes de fuerzas y fricción, junto con distribuciones de presión, contra los resultados experimentales.

Las Figuras 2.9 y 2.10 muestran estructuras de flujo coherentes pertinentes a isosuperficies del campo de helicidad ($H = 6900 \text{ m/s}^2$), coloreadas con el campo promedio de

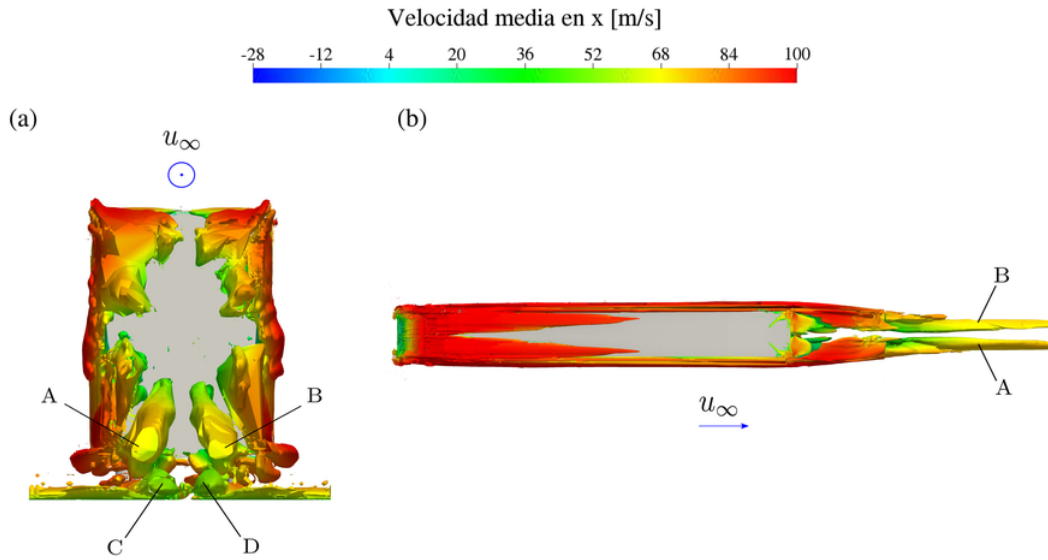


Figura 2.9: Isosuperficies del campo promediado de helicidad ($H = 6900 \text{ m/s}^2$) coloreadas con el campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, para el caso de ángulo de guiñada de 0° del modelo GTS: (a) vista trasera; (b) vista superior. Las estructuras principales del flujo identificadas fueron etiquetadas. Las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES.

velocidad en la dirección principal del flujo, alrededor del GTS para los casos de ángulo de guiñada nulo y 10° , respectivamente. De acuerdo a la Figura 2.9, en el caso de 0° , la estela trasera presenta un par de vórtices contrarrotantes —designados A y B—, característica del flujo clave e identificada consistentemente por otros autores numéricos para el modelo GTS (Ortega et al., 2004; Schmidt et al., 2018; Levin y Chen, 2022) y para geometrías similares, tales como el cuerpo de Ahmed y otros modelos de vehículos simplificados con sección transversal rectangular (Ahmed et al., 1984; Krajnović y Davidson, 2003; Evrard et al., 2016). Estos vórtices están posicionados simétricamente con respecto al plano vertical medio y se extienden aguas abajo más allá de la región de la estela cercana al vehículo. Adicionalmente, se identifican otros dos vórtices (C y D), que se originan del desprendimiento en torno a los soportes inferiores del vehículo más cercanos a la parte frontal; estos también alineados con la dirección principal del flujo y dispuestos de forma simétrica con respecto al plano vertical medio, presentando una coherencia menor en su evolución aguas abajo en relación a los vórtices A y B.

A medida que crece el ángulo de incidencia del viento, comienza a formarse un nuevo par de vórtices (E y F) a lo largo y en proximidad de la superficie superior y del lado de sotavento (*leeward*), debido a la separación del flujo que ocurre en torno a los bordes

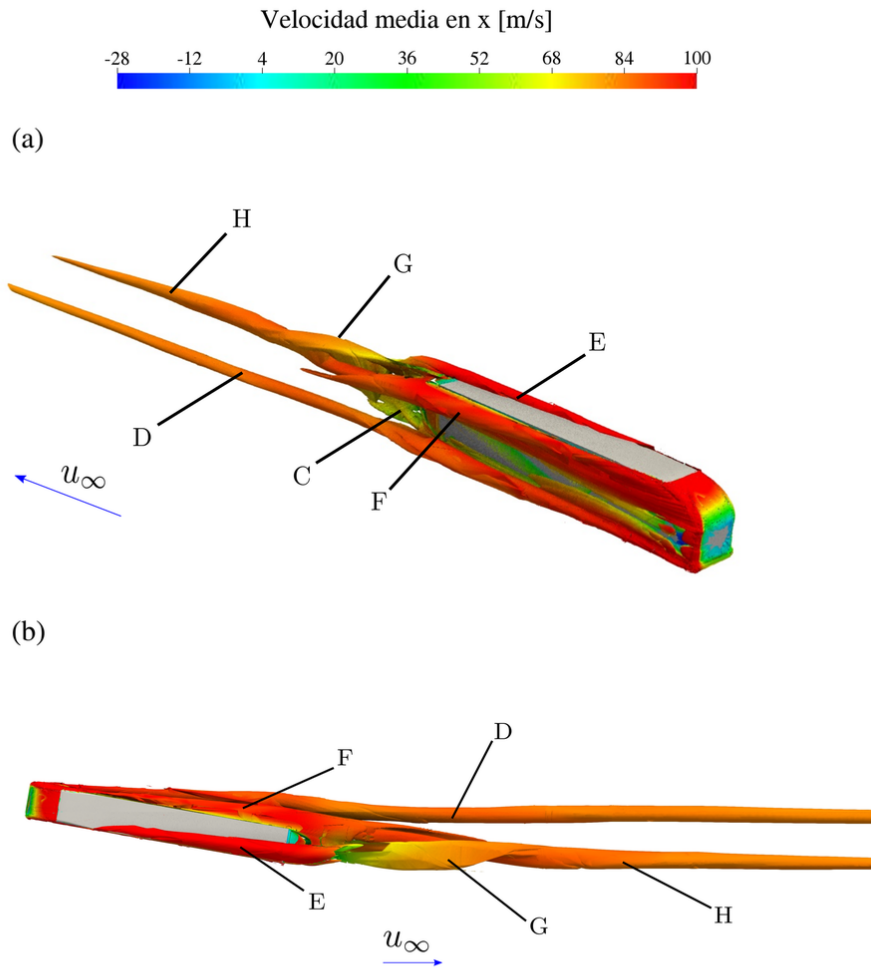


Figura 2.10: Isosuperficies del campo promediado de helicidad ($H = 6900 \text{ m/s}^2$) coloreadas con el campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, para el caso de ángulo de guiñada de 10° del modelo GTS: (a) vista en perspectiva; (b) vista superior. Las estructuras principales del flujo identificadas fueron etiquetadas. Las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES.

que separan cada lateral con la superficie superior del vehículo. Estos crecen en tamaño en su evolución aguas abajo, fundamentalmente, debido a la difusión de la vorticidad. El vórtice E interactúa con la estela trasera, provocando su reorientación y la formación del vórtice G, el cual va orientándose hacia la dirección principal del flujo libre. Finalmente, el vórtice G interactúa con F, dando lugar a una única estructura H que se extiende aguas abajo. Adicionalmente, uno de los anteriormente nombrados vórtices originados de los soportes inferiores (D) se desarrolla ahora hacia el lado de sotavento sin interactuar con la estela trasera, mientras el restante (C) sí lo hace.

En general, para el caso a 0° , se observa un conjunto de estructuras vorticosas en la estela trasera simétricas respecto al plano vertical longitudinal medio. Cabe mencionar que esta simetría particular no necesariamente se presenta en la estela de cuerpos romos similares. Así, por ejemplo, típicamente el cuerpo de Ahmed exhibe simetría respecto al plano medio horizontal (Evrard et al., 2016). En general, la manifestación de una u otra configuración depende de diversos factores, tales como la distancia del modelo al suelo y la relación de aspecto de la sección transversal (Grandemange et al., 2013).

Un mayor detalle de la topología del flujo en la estela trasera próxima al vehículo puede analizarse a través de la Figura 2.11. Concretamente, las Figuras 2.11b y 2.11c muestran el campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente promediadas, para el GTS en ángulo de guiñada nulo, sobre los planos medio vertical y horizontal, respectivamente. En el primero de ellos (Figura 2.11b), las líneas de corriente promediadas revelan una topología de flujo asimétrica, ya analizada en el contexto del análisis de convergencia (Sección 2.3.1): en la parte inferior, un gran vórtice de forma aproximadamente triangular, y en la superior, un pequeño vórtice más alejado de la superficie trasera y de menor tamaño, con forma aproximadamente elíptica. Adicionalmente, puede observarse un tercer vórtice de un tamaño considerablemente menor a los anteriores, ubicado próximo a la esquina inferior trasera del vehículo. En contraste, sobre el plano medio horizontal (Figura 2.11c) se tiene una configuración simétrica de vórtices, consistente con la simetría vertical anteriormente discutida. Como referencia, la Figura 2.11a muestra los resultados en los dos planos analizados previamente, en conjunto con una visión general tridimensional del núcleo de la estructura vorticiosa asociada, obtenida mediante el criterio λ_2 con un umbral elevado de *swirl strength*. Esta región presenta una forma aproximadamente toroidal, simétrica con respecto al plano vertical medio y ligeramente inclinada (de forma que su porción inferior se encuentra más próxima a la superficie trasera del vehículo).

Una característica a destacar del flujo en la región de la estela trasera del GTS, típicamente no identificada de forma numérica pero sí de forma experimental, es su comportamiento bi-estable, presente asimismo en vehículos similares (Grandemange et al., 2013; Perry et al., 2016; Rao et al., 2018). El comportamiento bi-estable se caracteriza por la existencia de dos estados estadísticamente estacionarios distintos entre sí y estables (atractores) para una misma configuración física (geometría, propiedades del fluido,

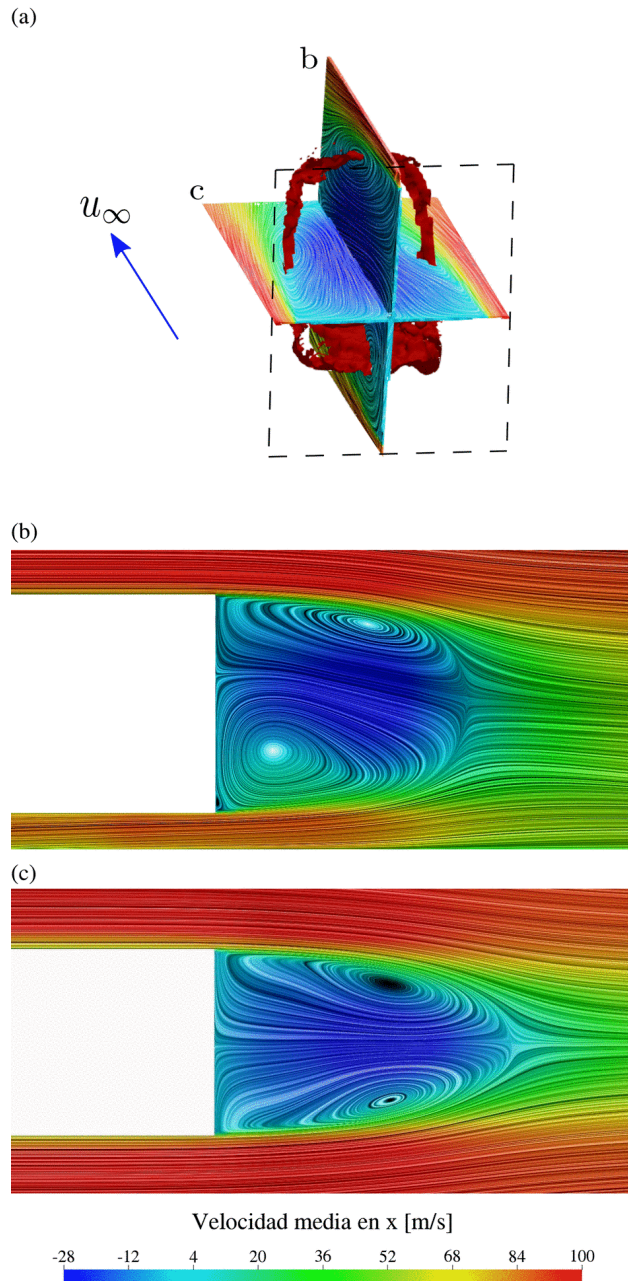


Figura 2.11: Visualización del campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, sobre los planos medios vertical y horizontal en la región de la estela trasera del GTS para un ángulo de 0° : (a) vista en perspectiva sobre ambos planos, con representación del núcleo de la estructura vorticosa asociada (la línea a trazos delimita la superficie trasera del GTS); (b) vista sobre el plano medio vertical; (c) vista sobre el plano medio horizontal.

fuerzas, etc.); el sistema, fuertemente no lineal y dependiente de las condiciones iniciales, puede presentar uno u otro estado, desarrollándose eventualmente un cambio entre ellos. En estudios experimentales, este fenómeno se ha observado en la estela del GTS en escalas de tiempo mucho mayores al tiempo total de simulación en estudios numéricos típicos —lo cual implicaría un costo computacional prohibitivamente alto. Este comportamiento

se manifiesta en la topología del flujo observable en el plano medio vertical —la analizada en la Figura 2.11b—: se verifica una inversión en la configuración de los vórtices, respecto del plano medio horizontal. Algunos autores han analizado la posibilidad de provocar, mediante modificaciones durante la ejecución en el *setup* numérico y el consecuente ruido generado, el mencionado cambio de estado (Rao et al., 2018).

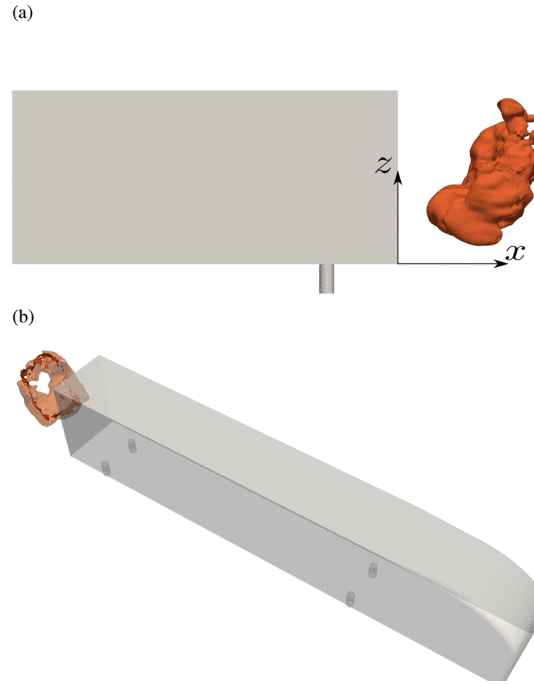


Figura 2.12: Visualización de la isosuperficie del coeficiente de presión promediado ($\bar{C}_p = -0.215$) en la región trasera del modelo GTS para un ángulo de guiñada de 0° : (a) vista lateral, y (b) vista en perspectiva (con isosuperficie y modelo traslúcidos, y núcleo de región de vórtices en rojo). Las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES. Solo se muestra la isosuperficie dentro de la región de estela trasera próxima al modelo.

En términos generales, la estructura vorticosa cuyo núcleo se representa en la Figura 2.11a está vinculada a la presencia de regiones de baja presión en torno a la estela trasera del vehículo. Esto puede observarse a través de la representación de isosuperficies del coeficiente de presión promediado. Como ejemplo, para una clara visualización de este aspecto, en la Figura 2.12 se representa la isosuperficie correspondiente a $\bar{C}_p = -0.215$, la cual circunscribe al núcleo de la estructura vorticosa de la Figura 2.11a, presentando en términos similares una forma aproximadamente toroidal y simétrica respecto al plano vertical medio. Otras referencias asociadas también a estudios sobre el GTS —*e.g.*, Rao et al. (2018) con el mismo valor de $\bar{C}_p$ que el considerado en este trabajo y Zhang et al. (2022a) con $\bar{C}_p = -0.20$ — reportan asimismo isosuperficies con la morfología descrita.

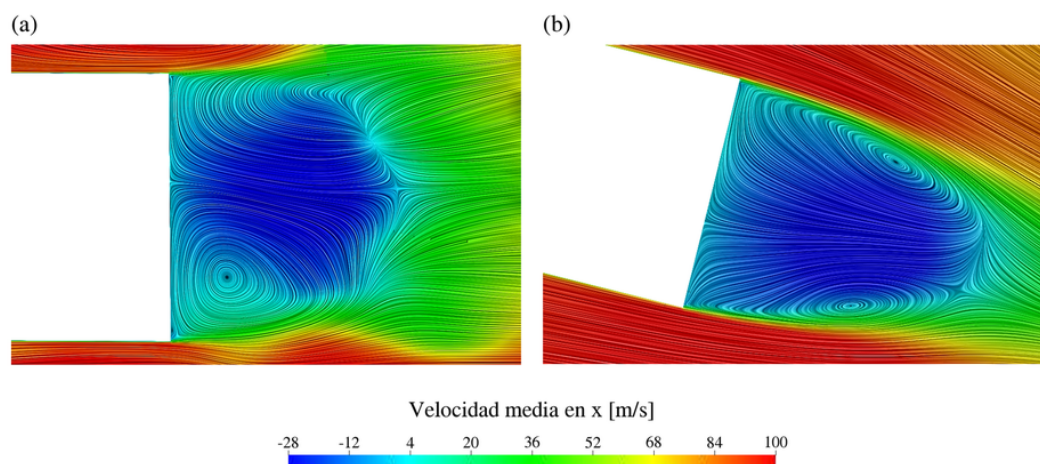


Figura 2.13: Campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, en la estela trasera próxima al modelo GTS, para un ángulo de incidencia del viento de 14° sobre: (a) plano vertical medio, y (b) plano horizontal medio. Las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES.

Tal como se analizó previamente (Figura 2.10), a medida que el ángulo de incidencia del viento crece, las estructuras del flujo ligadas a las separaciones en los bordes que separan los laterales con la superficie superior interactúan con la estela trasera, alterándola respecto al estado observado en 0° . La Figura 2.13 muestra las líneas de corriente promediadas para un ángulo de guiñada de 14° , evidenciando este punto: sobre el plano vertical medio (Figura 2.13a, se comprueba la influencia del vórtice E al interactuar con la estela desde la parte superior, reduciendo la coherencia —no se exhibe un vórtice superior—; sobre el plano horizontal medio (Figura 2.13b), se rompe la simetría: los vórtices —simétricos en el caso de 0° — manifiestan una asimetría, siendo de mayor tamaño aquel ubicado más próximamente al lado de sotavento que el de barlovento.

Una cuestión relevante de la topología del flujo que emerge con el giro del vehículo es la presencia de una acotada zona de separación de flujo en el entorno del borde de unión entre la superficie frontal y lateral del lado de sotavento. Storms et al. (2001) reporta el desarrollo de una reducida burbuja de separación en dicha región; utilizando un anemómetro de hilo caliente mide su extensión: para un ángulo de 10° —el único reportado—, su longitud es de aproximadamente 0.026 m. En contraste, las simulaciones realizadas con el *setup* de referencia predijeron una región de separación más extensa (Figura 2.14). Este resultado sugiere cierta tendencia a sobrepredecir la separación, cuestión ya abordada en la Sección 2.1 entre las limitaciones de la formulación del modelo DES y derivados, y

reportada comúnmente en flujos que presentan importantes gradientes de presión adversos (Spalart et al., 2006). A un ángulo de 14° , la extensión de la región separada predicha numéricamente es incluso considerablemente mayor. El interés en esta cuestión se fundamenta, como se analizará posteriormente, en que este comportamiento está vinculado a una creciente desviación en la predicción del coeficiente de *drag*, fenómeno que será abordado a través de variaciones en la formulación del modelo de turbulencia utilizado.

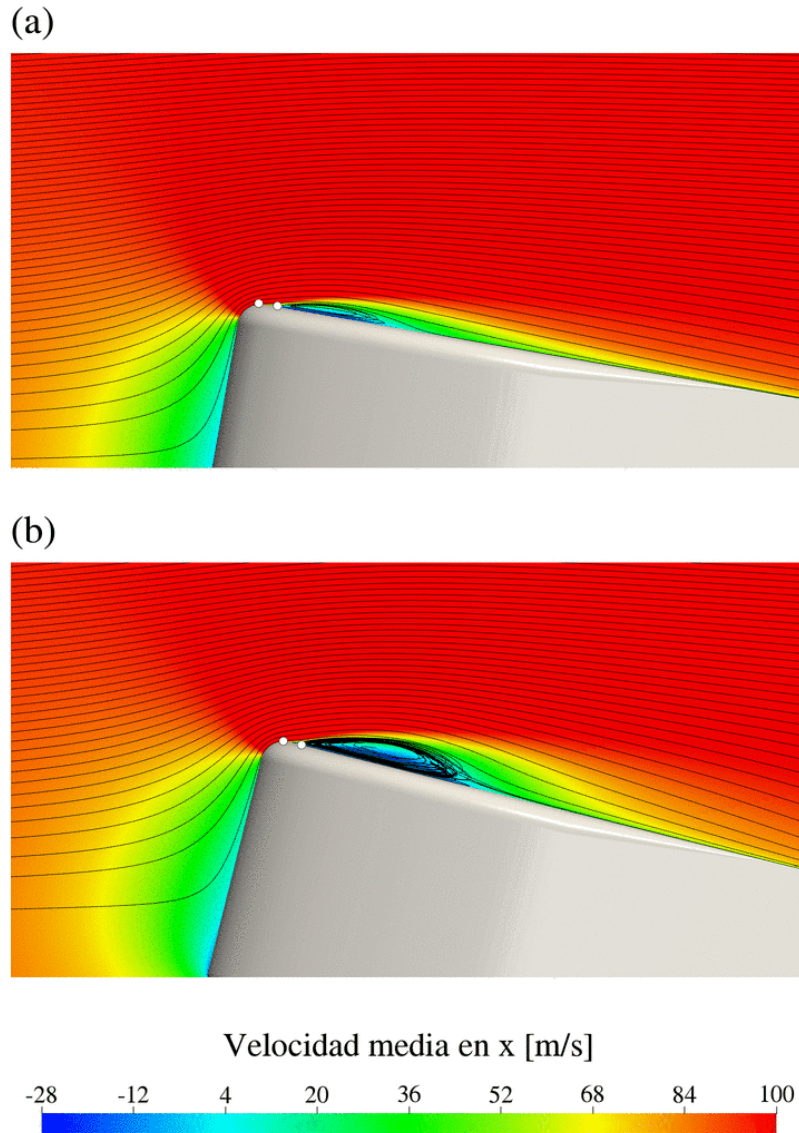


Figura 2.14: Vista superior del campo promediado de presión, con superposición de líneas de corriente, en la región próxima al borde entre la superficie frontal y lateral del lado de sotavento, para el caso del modelo GTS en un ángulo de guiñada de: (a) 10° y (b) 14° . Los marcas blancas delimitan la extensión de la zona de separación experimentalmente reportada en Storms et al. (2001) sobre la superficie del vehículo para el caso de 10° .

En general, el análisis cualitativo de las estructuras coherentes del flujo arrojó una caracterización similar en lo que respecta a lo analizado para las Figuras 2.9-2.13 para las diferentes variantes de la formulación del modelo de turbulencia descritas en las secciones 2.2.2 y 2.2.3, evidenciándose en cambio diferencias de forma significativa en lo relativo a la zona de separación del borde frontal-lado de sotavento (Figura 2.14), según se analizará de forma general y detallada a continuación, en conjunto con los resultados cuantitativos pertinentes.

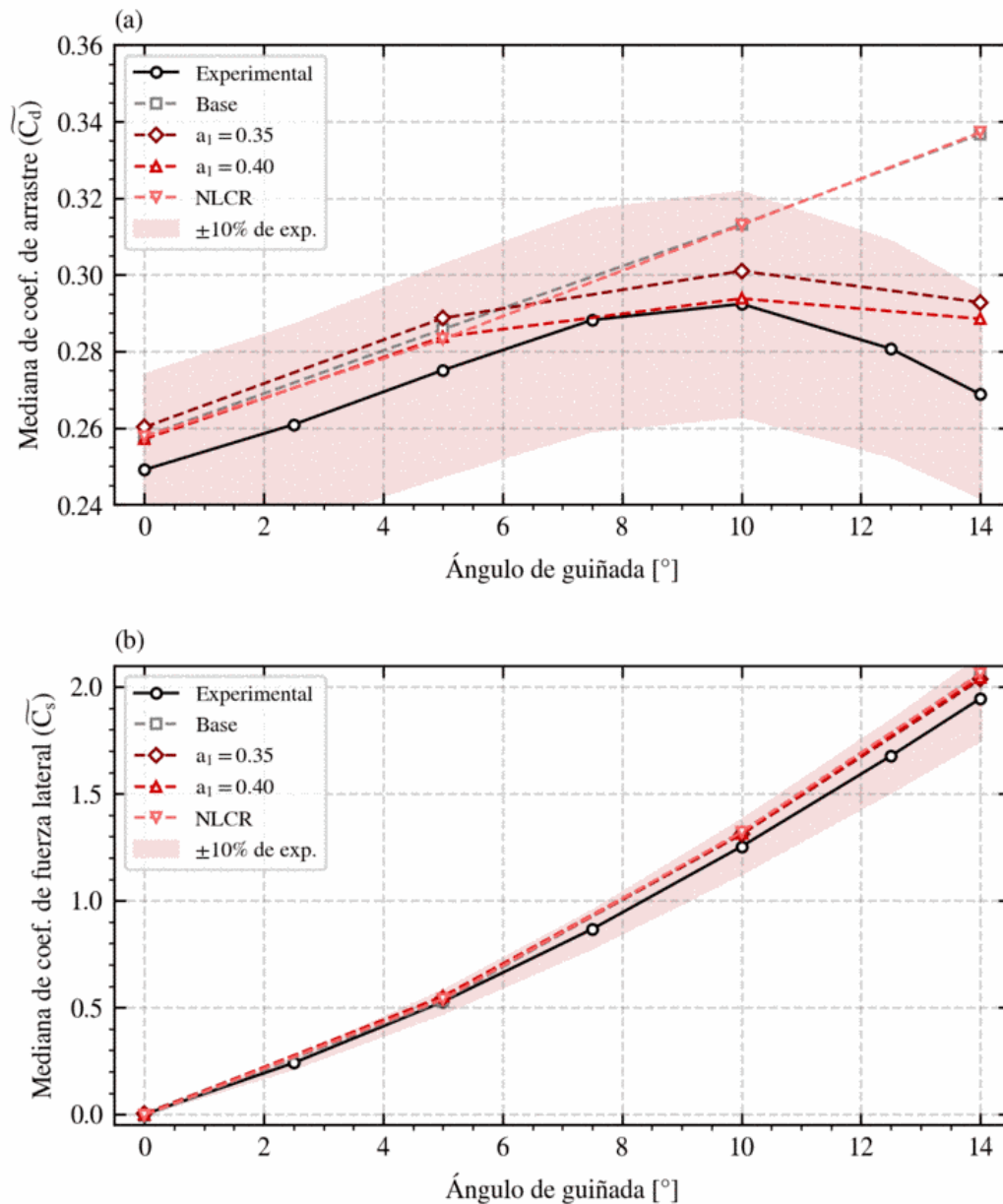


Figura 2.15: Medianas de los coeficientes de (a) arrastre y (b) fuerza lateral del modelo GTS en función del ángulo de guiñada, para diferentes *setups*. Los resultados obtenidos numéricamente se comparan contra la curva experimental reportada por Storms et al. (2001).

La Figura 2.15 muestra las curvas de las medianas de los coeficientes de *drag* y fuerza lateral para el GTS en función del ángulo de guiñada y para diferentes *setups* numéricos. Para el análisis comparativo contra el experimento de Storms et al. (2001), se incluye una zona sombreada representativa de desviaciones menores al 10 % respecto a la curva experimental. En general, todos los *setups* muestran un buen acuerdo con el experimento para un ángulo de incidencia de 0° . Sin embargo, a medida que el ángulo crece, comienzan a presentarse mayores discrepancias. La curva experimental exhibe una tendencia inicial lineal seguida de una disminución de su pendiente hasta alcanzar un máximo local en torno a 10° . Las curvas numéricas predicen correctamente el tramo inicial, pero algunas de ellas —las correspondientes al *setup* de referencia y al cálculo de las tensiones de Reynolds no lineales (NLCR)— no capturan el mencionado cambio en la pendiente, manteniéndose aproximadamente lineales en el rango de estudio. En cambio, los casos en donde se modificó el valor del parámetro a_1 del modelo de turbulencia SST-DDES sí predicen la tendencia general de la curva experimental, verificando un máximo local próximo a aquella y manteniéndose en todo momento por debajo del 10 % de desviación en relación al experimento. Concretamente, un incremento de a_1 consistente con el orden de magnitud adoptado en otros trabajos numéricos (Evans y Lardeau, 2016; Matyushenko y Garbaruk, 2016) ya permite obtener la mejora descrita. En lo que respecta al coeficiente de fuerza lateral, todos los *setups* presentan una desviación porcentual reducida respecto al experimento —permaneciendo consistentemente dentro del $\pm 5\%$ —, si bien se observa una ligera mejora con el incremento de a_1 , aunque menos pronunciada que en la predicción del arrastre.

El resultado destacable asociado al análisis de la Figura 2.15 es, indudablemente, la notable mejora en la predicción del *drag* con el incremento del parámetro a_1 , en relación a la formulación estándar del modelo SST-DDES. Este resultado puede entenderse a través del análisis de cómo dicho parámetro influye en la topología general del flujo, en base a conceptualizaciones teóricas ya abordadas en la Sección 2.2.3: Menter (1992), ya en la formulación original del modelo $k - \omega$ SST, indicaba la necesidad de modificar este parámetro para mejorar la predicción en casos de flujos con importantes gradientes de presión adversos, en términos de mitigar la tendencia a la sobrepredicción de separación. Dado que el modelo de turbulencia empleado en este trabajo recurre al $k - \omega$ SST en regiones cercanas a la pared, determinantes en la predicción de fenómenos de separación, éste he-

reda naturalmente aquella aseveración de sobrepredicción. Según se analizó previamente, un incremento en a_1 tiende a energizar la capa límite y reducir la tendencia a la separación del flujo en aquellas regiones críticas, pudiendo impactar en una eventual reducción del *drag*. Para evidenciar esta cuestión, se procedió a cuantificar las fuerzas ejercidas sobre las superficies frontal y trasera del cuerpo —magnitudes que principalmente determinan el arrastre del modelo—, según se muestra en la Tabla 2.3, proyectadas en la dirección longitudinal del vehículo (x').

Tabla 2.3: Componente en x' de las fuerzas promediadas actuantes sobre las superficies frontal y trasera del modelo GTS para un ángulo de incidencia del viento de 14° y para diferentes valores del parámetro a_1 del modelo de turbulencia SST-DDES. El eje x' se corresponde con el eje longitudinal del vehículo, dirigido aguas abajo.

Caso	Fuerza sobre superficie frontal [N]	Fuerza sobre superficie trasera [N]	Fuerza neta [N]
$a_1 = 0.31$	-30.3	262.7	232.4
$a_1 = 0.40$	-61.2	253.0	191.8

Estos resultados muestran que el incremento de a_1 se traduce en una menor fuerza de arrastre, fundamentalmente, sobre la superficie frontal del vehículo —si bien hay un impacto de menor magnitud sobre la fuerza trasera. Aunque un análisis sobre el campo de tensiones normales de la superficie frontal no muestra un cambio notable sobre la mayor parte de dicha área, se identifican diferencias significativas justamente en torno al borde entre las caras frontal y lateral del lado de sotavento. En la Figura 2.16 se observa que, en esta región crítica, existe una marcada disminución de la presión, vinculada a la posterior separación del flujo; para el caso de $a_1 = 0.31$, la separación es más intensa, con una región de baja presión más extendida aguas abajo a lo largo de la superficie lateral —asociada a una mayor área de color verde—. Para $a_1 = 0.40$, en contraste, la caída de presión está más localizada en el borde, resultando en una caída de presión más concentrada y con mayor influencia sobre la superficie frontal. Al integrar las fuerzas sobre la superficie del borde curvo y proyectarla sobre el eje x' , se obtiene una fuerza de -136 N, magnitud que da cuenta de la notable influencia que posee esta superficie relativamente pequeña en la contribución al *drag*. Así, la diferencia en la fuerza de arrastre total entre los dos casos es de aproximadamente 40.6 N, que se corresponde con una reducción del *drag* de aproximadamente 0.052 , consistente con lo observado en la Figura 2.15.

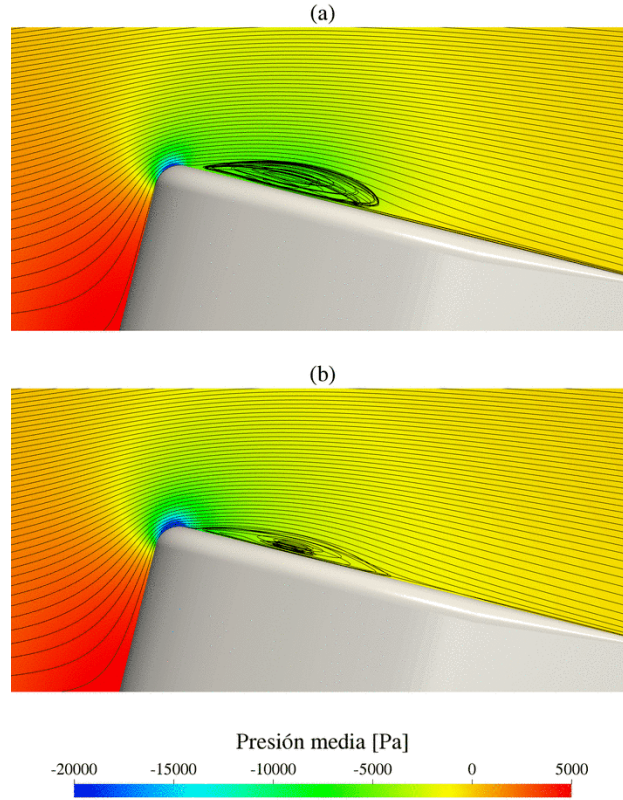


Figura 2.16: Vista superior del campo promediado de presión, con superposición de líneas de corriente, en la región en torno al borde entre las superficies frontal y lateral del lado de sotavento del modelo GTS, para un ángulo de guiñada de 14° y para: (a) $a_1 = 0.31$ y (b) $a_1 = 0.40$.

Por otro lado, el uso de la relación constitutiva no lineal para las tensiones de Reynolds (NLCR) no llevó a cambios apreciables en los resultados con respecto a la formulación de referencia —tanto en la predicción del arrastre como en las estructuras descritas en el análisis cualitativo del flujo—, aunque, como se verá a continuación, posibilitaron obtener un ligero acercamiento a los resultados experimentales en lo que respecta a la distribución de presión sobre la superficie trasera del GTS —región donde la anisotropía del flujo es más significativa. Este impacto limitado se atribuye, en parte, a la naturaleza propia de la formulación DDES: la implementación del cálculo explícito de un tensor no lineal de tensiones de Reynolds afecta, dentro del comportamiento global del modelo DDES, a las regiones resueltas con RANS, no teniendo entonces un impacto directo en la resolución del flujo en las zonas asociadas a LES. Los potenciales beneficios del uso de la variante NLCR están confinados entonces a las regiones RANS que, si bien son determinantes en la adecuada predicción del flujo cercano a las paredes, y así, en la ocurrencia de fenómenos de

separación —fundamentales en la predicción de los coeficientes de fuerzas en este caso—, no mostraron un impacto sensible en la predicción de la separación en torno al borde crítico analizado. En otras configuraciones de flujos, donde una mayor porción de las regiones de separación se encuentran dentro del régimen RANS —debido a una resolución de la malla relativamente más baja o una transición RANS-LES más gradual—, el uso de la variante NLCR podría potencialmente tener mayor impacto predictivo.

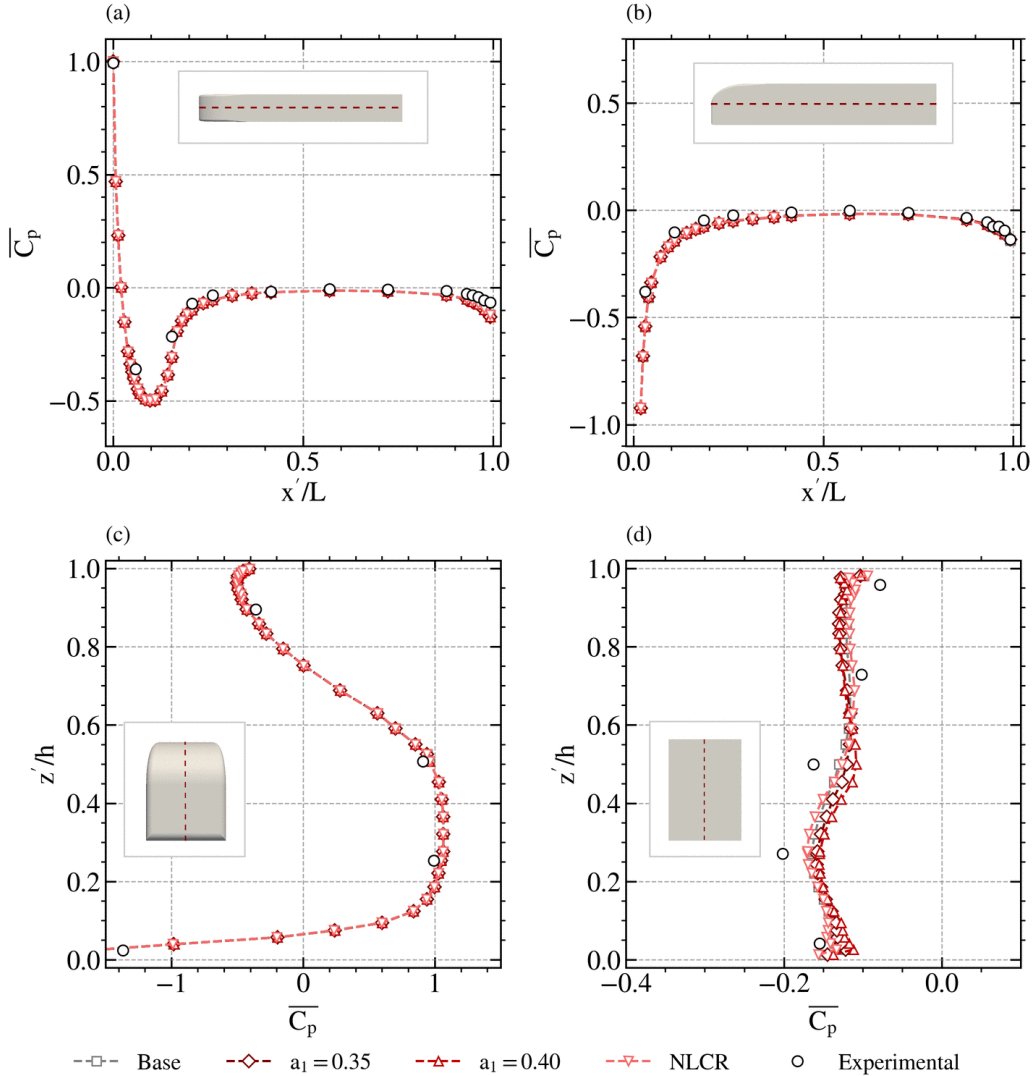


Figura 2.17: Perfiles promediados de coeficiente de presión sobre: (a) línea longitudinal media de la superficie superior, (b) línea longitudinal media de la superficie lateral izquierda ($y < 0$), (c) línea vertical media de la superficie frontal y (d) línea vertical media de la superficie trasera del modelo GTS, para un ángulo de incidencia del viento de 0° y para diferentes *setups* relativos a la modelización de la turbulencia, comparados contra las mediciones experimentales de Storms et al. (2001). Para estos gráficos, los ejes x' y z' tienen su origen en el punto medio del borde frontal inferior del vehículo, y están alineados con las direcciones longitudinal y vertical del vehículo, respectivamente. Las variables h y L se corresponden con la altura y longitud del vehículo, respectivamente.

En la Figura 2.17 se analiza la distribución de presión en diferentes porciones de la superficie del modelo GTS a 0° de guiñada, a través de perfiles de coeficiente de presión promediados. Se presentan resultados para las diferentes variantes de la modelización de la turbulencia y los experimentales de Storms et al. (2001). En general, se observa una gran correspondencia entre los resultados numéricos y los experimentales, con consistencia entre los diferentes *setups*. Entre las diferentes ubicaciones, se presenta una ligera mayor discrepancia con el experimento sobre la cara trasera —si bien debe tenerse en cuenta que las escalas de los diferentes subplots pueden exagerar las magnitudes visualmente aparentes en cada caso. La curva correspondiente a la variante NLCR en esta región muestra un acuerdo ligeramente mejor contra los datos experimentales, si bien debe remarcarse que es mínima la mejora. La Figura 2.18 presenta perfiles de coeficientes de presión de forma análoga a la anterior, pero asociada al caso de 10° . El análisis realizado previamente para 0° es extensible para esta configuración: correspondencia general con el experimento y mayores discrepancias sobre la superficie trasera. Considerando que, en términos de los coeficientes de presión sobre estas regiones, no se verifica un incremento sensible en las desviaciones al pasar de 0° a 10° (pese a que sí sucede esto en el coeficiente de arrastre), se infiere que la pérdida de precisión en el *drag* se vincula fundamentalmente a la predicción del flujo fuera de las zonas centrales de las superficies, cerca de los bordes geométricos —en línea con lo analizado al evaluar la influencia del parámetro a_1 .

La Figura 2.19 muestra las curvas promediadas de coeficiente de fricción a lo largo de la línea media longitudinal de la superficie superior del modelo, obtenidas con las diferentes variantes en el *setup* para ángulos de incidencia del viento de 0° y 10° , contrastadas contra datos experimentales obtenidos por interferometría de película de aceite. Para el caso de 0° , el experimento revela, en torno a la porción curva inicial de la superficie superior y según se explica en Storms et al. (2001), el desarrollo de una capa límite laminar —región asociada al primer dato experimental representado en la Figura 2.19, en $x'/L \sim 0.09$ —, seguida de un tramo de transición laminar-turbulento en el que el coeficiente de fricción alcanza un máximo local (en torno a $x'/L \sim 0.12$), luego del cual desciende rápidamente y se estabiliza aguas abajo, a un valor superior al correspondiente a la región laminar. Aunque los resultados numéricos, en sus diferentes variantes y de forma análoga a otros trabajos de referencia —*e.g.*, Maddox et al. (2004)— no capturan la porción laminar de la capa límite dentro del rango de medición, el coeficiente se estabiliza aguas abajo en torno

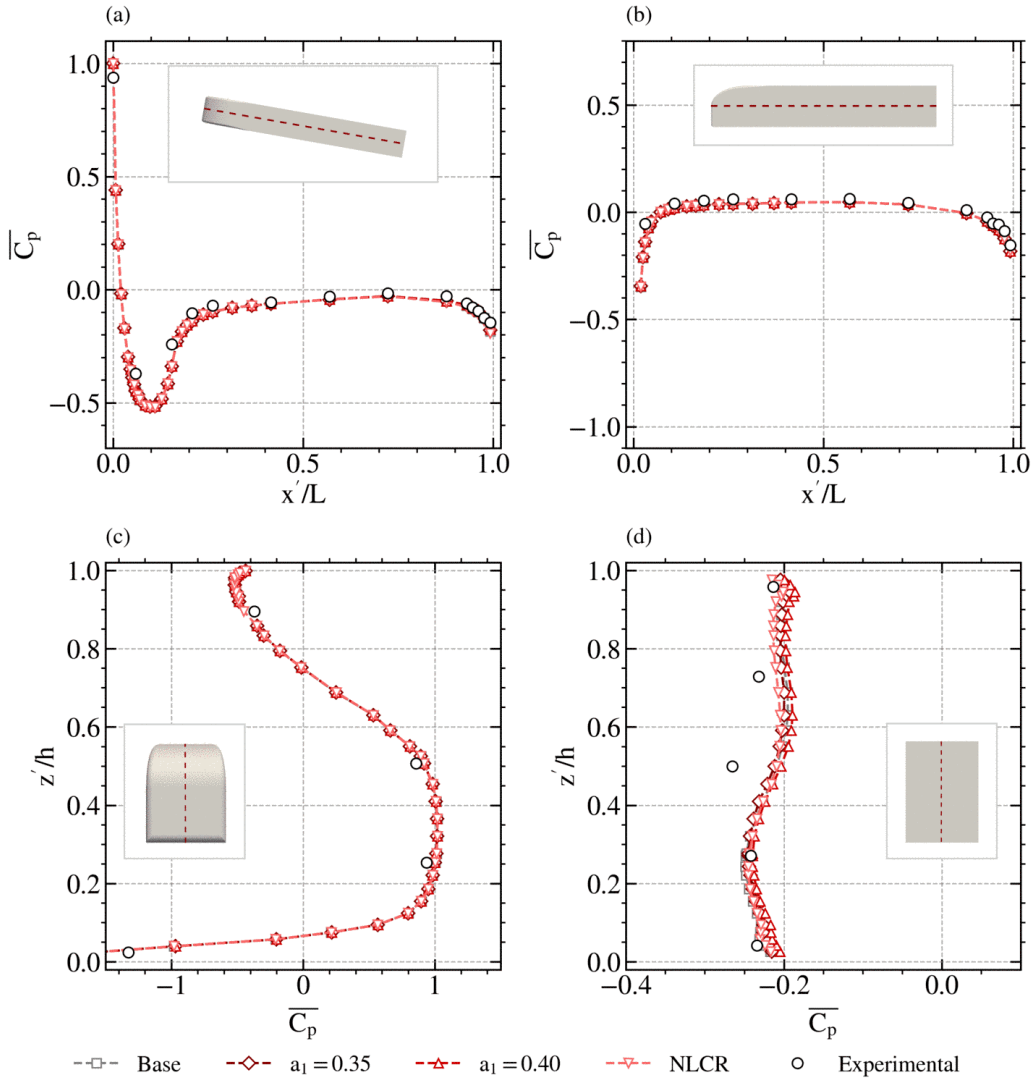


Figura 2.18: Perfiles promediados de coeficiente de presión sobre: (a) línea longitudinal media de la superficie superior, (b) línea longitudinal media de la superficie lateral izquierda ($y < 0$), (c) línea vertical media de la superficie frontal y (d) línea vertical media de la superficie trasera del modelo GTS, para un ángulo de incidencia del viento de 10° y para diferentes *setups* relativos a la modelización de la turbulencia, comparados contra las mediciones experimentales de Storms et al. (2001). Para estos gráficos, los ejes x' y z' tienen su origen en el punto medio del borde frontal inferior del vehículo, y están alineados con las direcciones longitudinal y vertical del vehículo, respectivamente. Las variables h y L se corresponden con la altura y longitud del vehículo, respectivamente.

a aproximadamente el mismo valor experimental. En términos generales, la dificultad asociada a la predicción de la región laminar y su posterior transición se fundamenta, en gran medida, en el hecho de que la formulación estándar del modelo $k - \omega$ SST —activo en la zona próxima a la pared y sin un modelo de transición asociado— tiende a sobreestimar la producción de energía cinética turbulenta en regiones de capa límite donde, físicamente, se desarrolla un régimen laminar —aspecto que justamente limitan, de forma típica, los

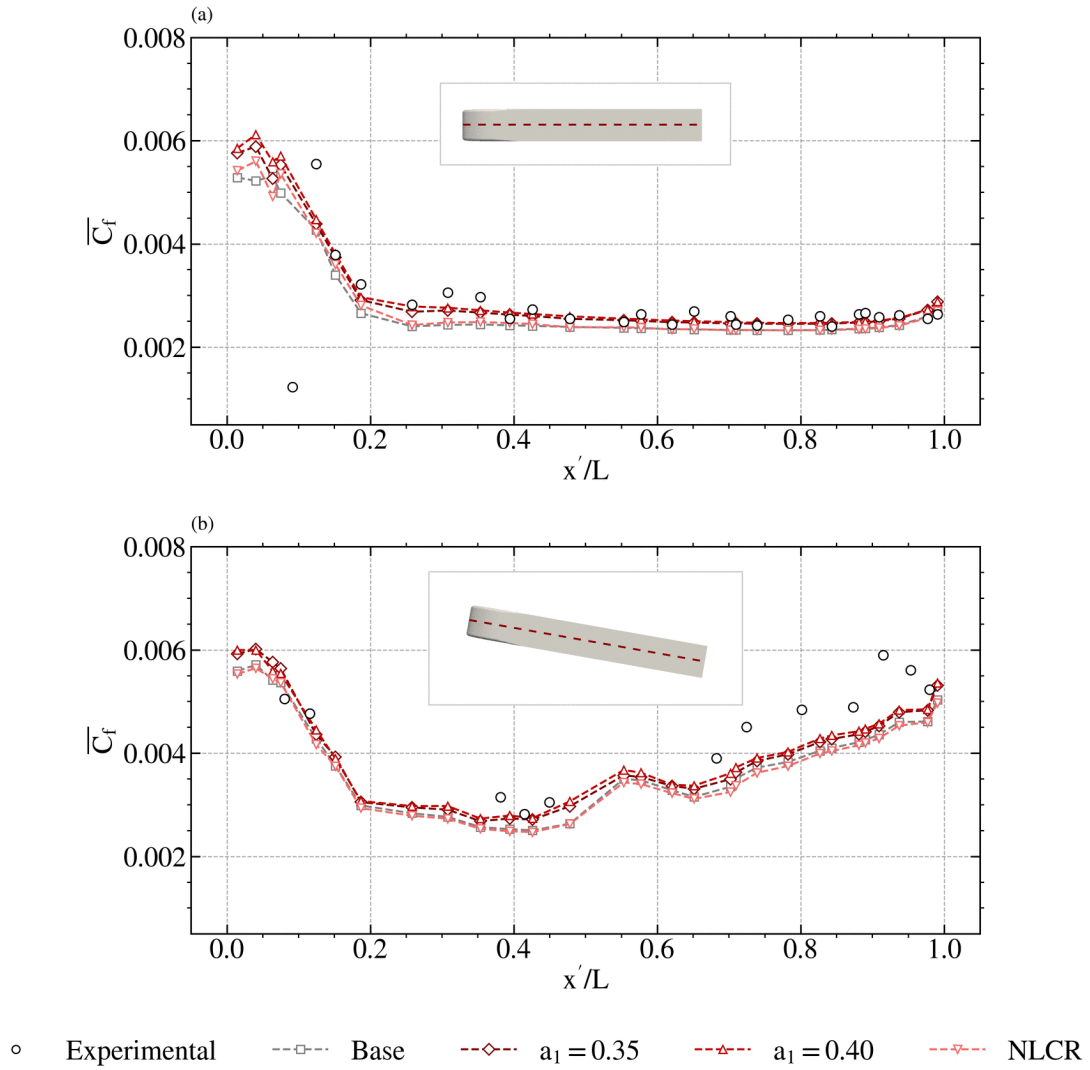


Figura 2.19: Curvas promediadas de coeficiente de fricción a lo largo de la línea media de la superficie superior del modelo GTS, para ángulos de incidencia del viento de: (a) 0° y (b) 10° obtenidas con diferentes formulaciones del modelo de turbulencia SST-DDES y comparadas con mediciones experimentales (Storms et al., 2001). El eje x' en estas figuras se corresponde con el eje longitudinal del vehículo, con origen sobre el punto medio del borde frontal inferior. La variable L refiere a la longitud del modelo.

modelos de transición basados en intermitencia. Nuevamente, aunque sin capturar esta zona de transición, las variantes asociadas al incremento de a_1 se ajustan en mejor medida al experimento: las curvas correspondientes presentan una desviación menor en la zona estabilizada. Para un ángulo de 10°, la influencia del vórtice E sobre el flujo en torno a la superficie superior se vuelve evidente (Figura 2.10), elevando el esfuerzo de corte hacia el final del tramo medido. Si bien los resultados numéricos capturan la ruptura en la estabilización del coeficiente de fricción a 10°, subpredicen la intensidad del incremento en relación al experimento. Esta subpredicción es mitigada con el incremento de a_1 .

2.3.3. Modelo Leyland DAF 45-130

De forma análoga al caso del modelo GTS, en base a la metodología descrita en la Sección 2.2, se llevó a cabo una serie de simulaciones que replican las condiciones experimentales del trabajo de Cheli et al. (2011a,b) sobre el modelo Leyland DAF 45-130. Nuevamente, en primer término, se hace foco en lo relativo a la descripción cualitativa del flujo, involucrando el análisis de estructuras coherentes y características claves relativas a la topología del flujo. Este análisis sirve como fundamento físico para la subsiguiente interpretación de los resultados cuantitativos, que incluye fundamentalmente la evaluación comparativa de coeficientes de fuerzas y momentos —junto con la de distribuciones de presión— para diferentes ángulos de incidencia del viento, contra los resultados experimentales.

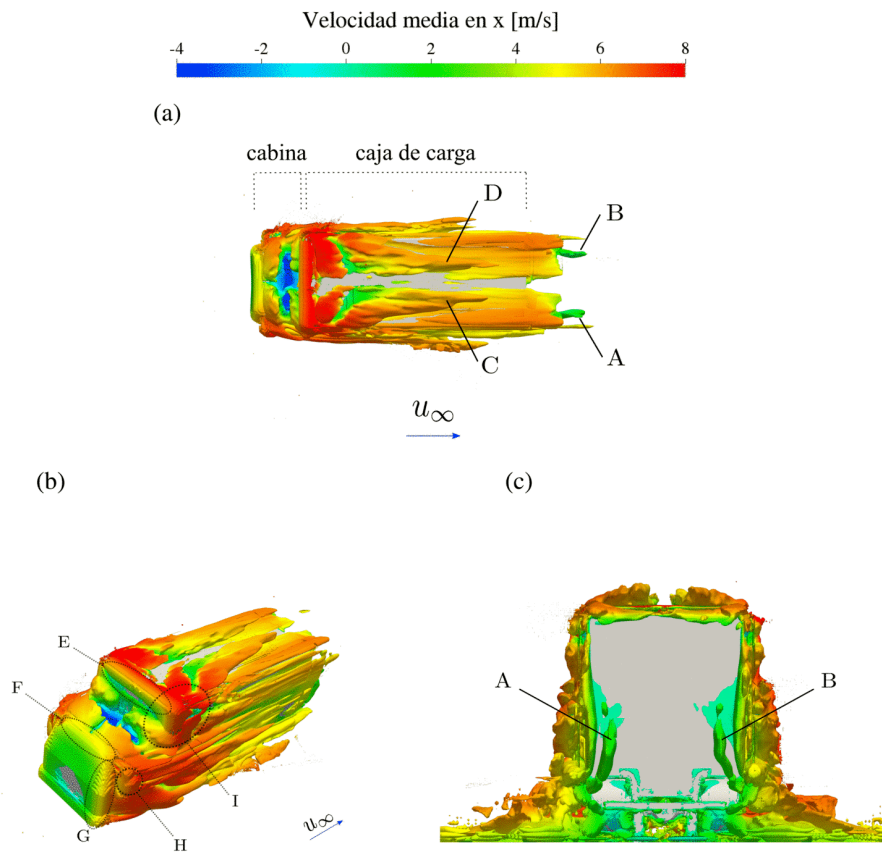


Figura 2.20: Isosuperficies del campo promediado de helicidad ($H = 70 \text{ m/s}^2$) coloreadas con el campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, para el caso de ángulo de guiñada de 0° del modelo Leyland DAF 45-130: (a) vista superior, (b) vista en perspectiva y (c) vista trasera. Las estructuras principales del flujo identificadas fueron etiquetadas. Las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES.

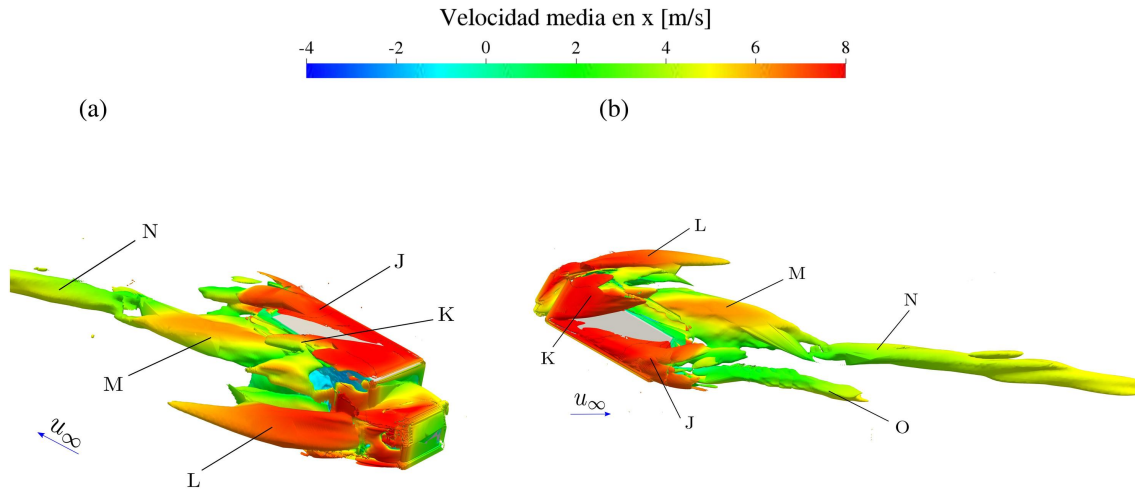


Figura 2.21: Isosuperficies del campo promediado de helicidad ($H = 70 \text{ m/s}^2$) coloreadas con el campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, para el caso de ángulo de guiñada de 30° del modelo Leyland DAF 45-130: (a) vista en perspectiva; (b) vista superior. Las estructuras principales del flujo identificadas fueron etiquetadas. Las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES.

Las Figuras 2.20 y 2.21 muestran isosuperficies del campo promediado de helicidad ($H = 70 \text{ m/s}^2$), coloreadas con el campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, para ángulos de incidencia del viento de 0° y 30° , respectivamente, obtenidas utilizando el *setup* de referencia. Una evaluación comparativa contra el caso del modelo GTS evidencia inmediatamente que las estructuras de flujo, en este caso, son más difusas, indicando una menor coherencia para el caso del modelo actual. Este comportamiento se atribuye a la presencia de mayores detalles geométricos —incluyendo una mayor cantidad de elementos salientes (espejos, paragolpes, etc.), espacio entre la cabina y la carga, etc. En conjunto, estas características geométricas promueven la existencia de separación difusa y una interacción más caótica, dando lugar a estructuras vorticosas con menor coherencia y menor extensión aguas abajo que las presentes en vehículos más sencillos como el cuerpo de Ahmed y el modelo GTS. Pese a esto, pueden identificarse ciertas analogías con la topología de flujo relativa a este último.

Para un ángulo de incidencia del viento nulo (Figura 2.20), la estela trasera exhibe una estructura análoga al par de vórtices contrarrotantes identificados previamente para el modelo GTS y geometrías simples similares (Ahmed et al., 1984; Krajnović y Davidson,

2003; Evrard et al., 2016), aunque caracterizada por una menor coherencia: su extensión en la dirección principal del flujo es menor, debido a los anteriormente descritos mecanismos de separación difusa y las intensas interacciones de flujo. Además, se identifica un par de estructuras vorticosas simétricas sobre la superficie superior de la caja de carga que se originan de la separación del flujo que ocurre en torno al borde frontal delantero de dicho bloque y de su interacción con la separación lateral asociada a las regiones E y I. Adicionalmente, las regiones F (borde delantero del techo de la cabina), G (bordes laterales frontales de la cabina) y H (espejos laterales) se corresponden con otras fuentes de separación de flujo que se convecta aguas abajo, favoreciendo fenómenos de interacción caótica y mecanismos de pérdida de coherencia.

A medida que el ángulo de incidencia del viento crece, emergen nuevas estructuras de flujo debido a la separación en torno a los bordes laterales del cuerpo. A un ángulo de 30° (Figura 2.21), se identifican dos vórtices J y M, análogos a los designados E y F, respectivamente, en la Figura 2.10 para el modelo GTS. El vórtice M, a diferencia del caso anterior, es alimentado además por la estructura K que surge de la separación del flujo sobre el borde delantero del techo de la caja de carga, y de otras provenientes de separaciones laterales del lado de sotavento. Asimismo, se forma una estructura separada L sobre el lado de sotavento que no interactúa con M y que se origina de la separación en bordes laterales de la cabina y en el espacio entre la cabina y la carga. La estructura J interactúa con la estela trasera y se fusiona con M para formar la estructura N, que se extiende aguas abajo alineada aproximadamente con una ligera inclinación respecto a la dirección principal del flujo. Sobre el lado de barlovento, la separación en el borde lateral trasero origina una estructura O que, aunque inicialmente alineada con la corriente libre, se curva en su interacción con la estela trasera hacia la dirección longitudinal del vehículo. En contraste al caso del GTS, y atribuido fundamentalmente a la gran cantidad de detalles geométricos sobre la parte inferior, no se identifican estructuras coherentes de interés asociadas a fenómenos de separación en dicha región del vehículo.

La Figura 2.22 muestra el campo de velocidad en la dirección principal del flujo promediado en el tiempo, con superposición de líneas de corriente, sobre planos representativos del modelo Leyland DAF 45-130 dispuesto con un ángulo de guiñada de 0° . Sobre el plano medio vertical (Figura 2.22a), se identifica una topología de flujo sobre la estela trasera con ciertas analogías a la observada para el modelo GTS: una configuración asimétrica

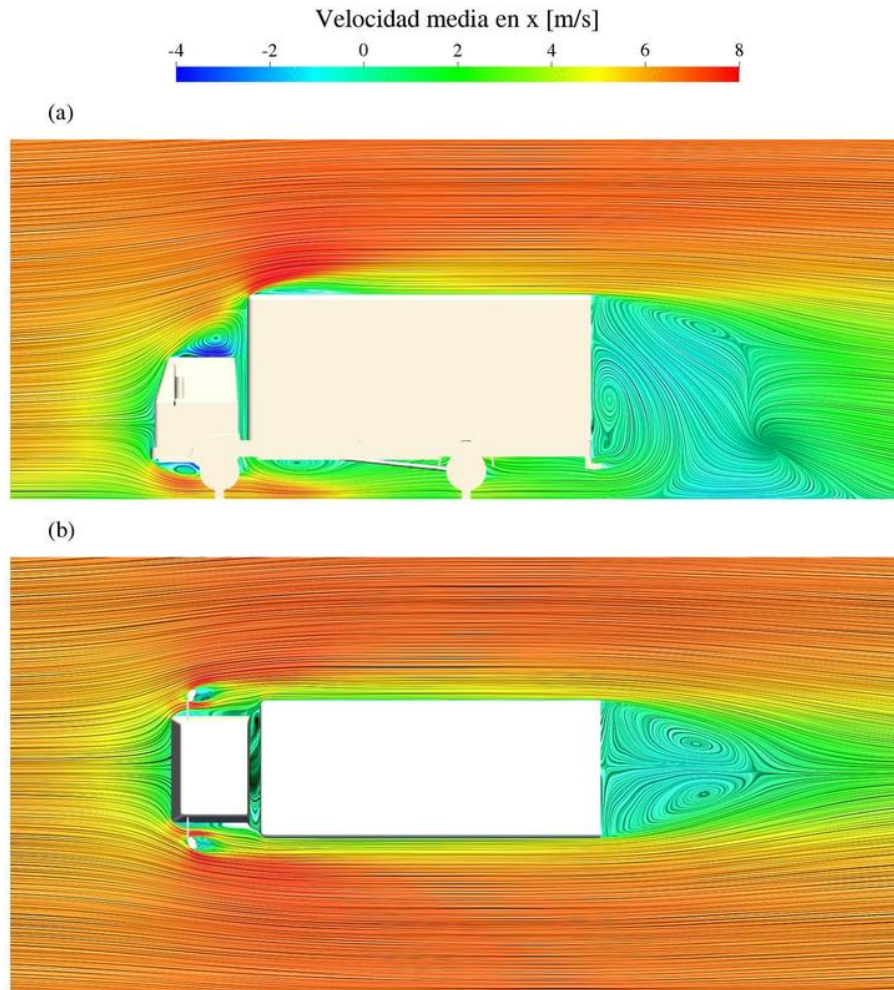


Figura 2.22: Campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, alrededor del modelo Leyland DAF 45-130, con un ángulo de guiñada de 0° sobre: (a) plano vertical medio y (b) plano horizontal medio.

Las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES.

caracterizada por un vórtice inferior de mayor tamaño, y uno más pequeño y alejado del vehículo en la porción superior. El primero de ellos se ubica comparativamente más cerca de la superficie trasera del vehículo, en contraste con lo que sucede en el caso del GTS. Se identifican estructuras vorticosas adicionales sobre este plano, tales como aquellas originadas de la separación sobre los bordes delanteros de los techos de la cabina y caja de carga. Sobre el plano horizontal (Figura 2.22b), se observa una topología de flujo simétrica sobre la parte trasera. Ambas configuraciones (Figuras 2.22a-b), en la región trasera, están asociadas a una estructura vorticiosa tridimensional que se visualiza en la Figura 2.23. A medida que el vehículo gira, la coherencia de las estructuras previamente analizadas —

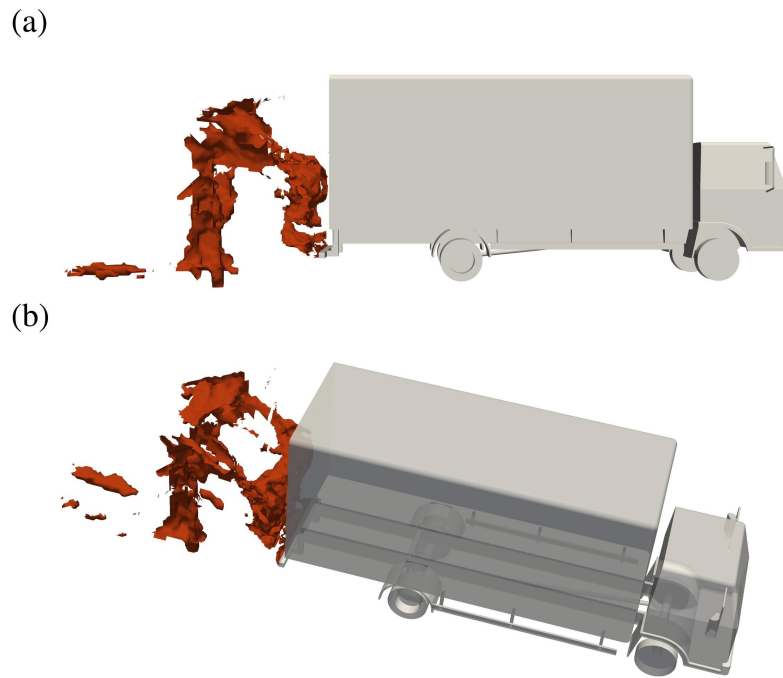


Figura 2.23: Visualización del núcleo de la estructura vorticosa promediada en el tiempo detrás del modelo Leyland DAF 45-130 a un ángulo de guiñada de 0° : (a) vista lateral y (b) vista en perspectiva. Solo se muestran las estructuras relativas a la región de la estela trasera cercana al vehículo. las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES.

fundamentalmente, las relativas a la estela trasera—van deteriorándose progresivamente (Figura 2.24), mientras que una estela más organizada emerge sobre el lado de sotavento.

La región visualizada en la Figura 2.23, asociada al caso de 0° , se obtuvo utilizando el mismo criterio λ_2 con umbral elevado de *swirl strength* que el empleado para el análisis del modelo GTS. Se observa nuevamente una estructura aproximadamente toroidal, aunque acompañada en este caso por un par de estructuras verticales simétricas respecto del plano medio vertical. Esta cuestión ya fue reportada por Patel et al. (2019), si bien sus resultados capturan solo parcialmente la región toroidal. Estas estructuras verticales resultan de la interacción entre la estela trasera y el flujo que proviene de la parte inferior del vehículo. En general, las regiones obtenidas con el criterio mencionado son más difusas que las observadas en el análisis del modelo GTS, lo cual es consistente con las aseveraciones realizadas previamente sobre la menor coherencia en el caso del modelo Leyland. Asimismo, puede observarse una pequeña estructura adicional, próxima al suelo, ligeramente aguas abajo de las principales —esto también fue reportado por Patel et al. (2019).

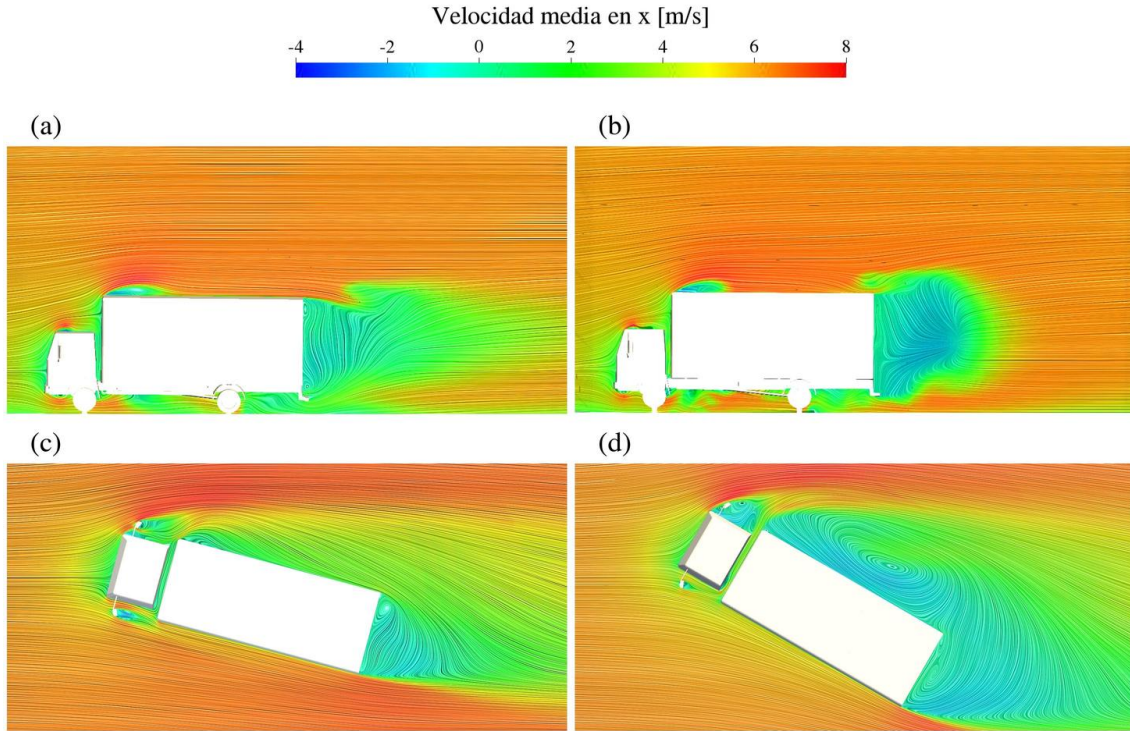
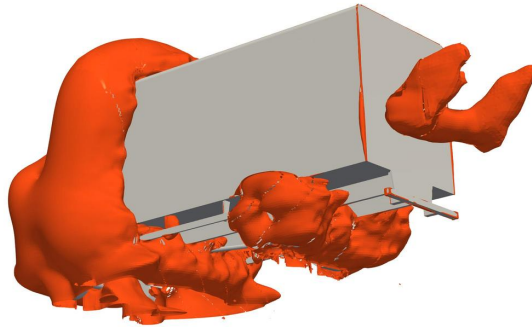


Figura 2.24: Campo promediado de velocidad en la dirección principal del flujo, con superposición de líneas de corriente, alrededor del modelo Leyland DAF 45-130, sobre el plano vertical medio (a-b) y plano horizontal medio (c-d), para ángulos de guiñada de 15° (columna izquierda) y 30° (columna derecha). Las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES.

A fin de identificar visualmente las regiones de baja presión en torno al modelo, se presenta la Figura 2.25. Estas vistas se corresponden con las isosuperficies de $\tilde{C}_p = -0.23$ obtenidas para un ángulo de guiñada nulo. De forma esperada, se observan regiones de baja presión en torno a los bordes delanteros de las superficies laterales y superiores de la cabina y de la caja de carga, así como debajo del vehículo. Sobre la parte trasera, se observa una región asociada con la estructura aproximadamente toroidal de la Figura 2.23, aunque la porción superior de aquella se encuentra ausente: las mayores caídas de presión ocurren sobre la parte inferior, cerca de la superficie trasera del vehículo. En términos generales, la topología del flujo alrededor del modelo Leyland DAF 45-130 es virtualmente análoga para las diferentes configuraciones del modelo de turbulencia; de aquí que se omitan figuras y análisis redundantes. Como se analizará posteriormente, esto es consistente con los resultados cuantitativos de coeficientes de fuerza y presión.

(a)



(b)

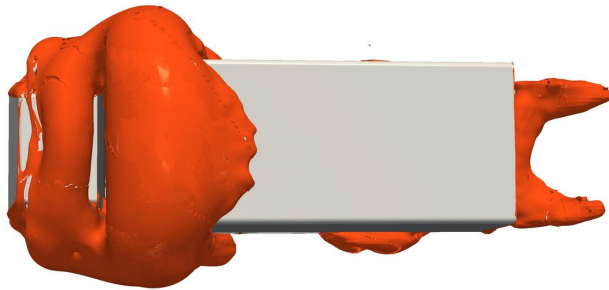


Figura 2.25: Isosuperficies del coeficiente de presión promediado en el tiempo ($\tilde{C}_p = -0.23$) en torno al modelo Leyland DAF 45-130 con un ángulo de incidencia del viento de 0° : (a) vista en perspectiva y (b) vista superior. Las imágenes se obtuvieron a partir de los resultados computados con el *setup* de referencia del modelo SST-DDES.

En la Figura 2.26 se muestran los resultados de coeficientes de fuerzas y momentos en función del ángulo de guiñada para cada *setup* numérico y de forma comparativa con lo reportado experimentalmente por Cheli et al. (2011a). En general, existe una buena correspondencia entre los resultados numéricos y experimentales, aún teniendo en cuenta el mayor desafío en precisión para el modelo actual en relación al modelo GTS —por su detalle geométrico. Para un ángulo de incidencia del viento nulo, las desviaciones son mínimas para todos los coeficientes e independientemente, en gran medida, de la variante del modelo de turbulencia usada. Sin embargo, a medida que dicho ángulo crece, comienzan a verificarse mayores discrepancias; así, por ejemplo, el coeficiente de fuerza lateral predicho numéricamente se ubica consistentemente fuera —aunque de forma marginal— del rango de incertidumbre experimental, para toda formulación del modelo de turbulencia. Para los restantes coeficientes a 15° , los resultados numéricos se ubican marginalmente

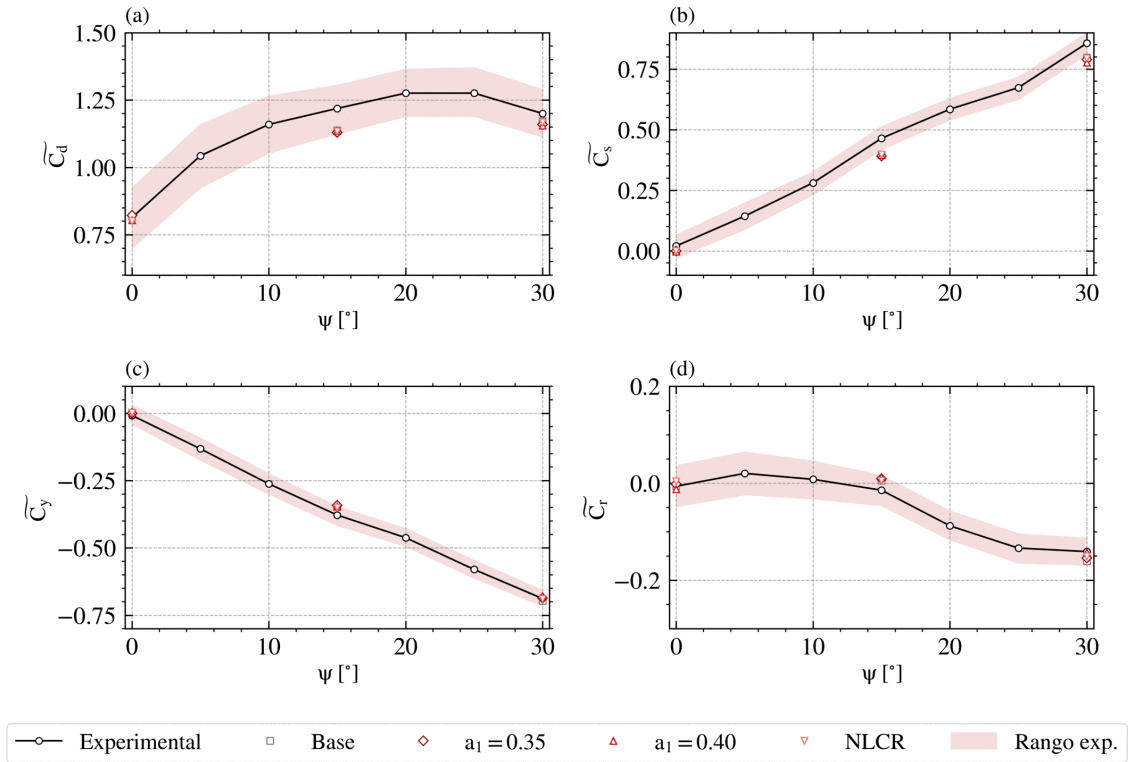


Figura 2.26: Curvas de mediana temporal de coeficientes de (a) arrastre, (b) fuerza lateral, (c) momento de guiñada y (d) momento de rolido en función del ángulo de guiñada, para diferentes *setups* del modelo de turbulencia SST-DDES en el caso del modelo Leyland DAF 45-130. Los resultados son comparados contra los datos experimentales reportados por Cheli et al. (2011a); el área sombreada se corresponde con el rango de incertidumbre experimental reportado por los autores.

dentro de dicho rango de incertidumbre, y aún se observa cierta mejora para 30° .

La Figura 2.27 presenta perfiles de coeficiente de presión promediados sobre cuatro diferentes secciones del vehículo a 0° , comparados contra resultados experimentales de Cheli et al. (2011a). Aunque existe una concordancia razonable con el experimento en la sección A —sección transversal ubicada sobre la cabina—, se identifica una desviación significativa en B, próxima a la parte frontal de la caja de carga: los coeficientes de presión predichos exceden a las correspondientes mediciones experimentales. De forma similar, en las secciones longitudinales C y D, se reproduce numéricamente la tendencia general de la curva de coeficiente de presión experimental, aunque nuevamente se sobreestima la recuperación de presión.

Una cuestión a destacar es que los resultados numéricos de coeficientes de fuerzas, momentos y presión son virtualmente idénticos entre las diferentes variantes del modelo de turbulencia analizadas —cuestión que se extiende, según se explicó previamente,

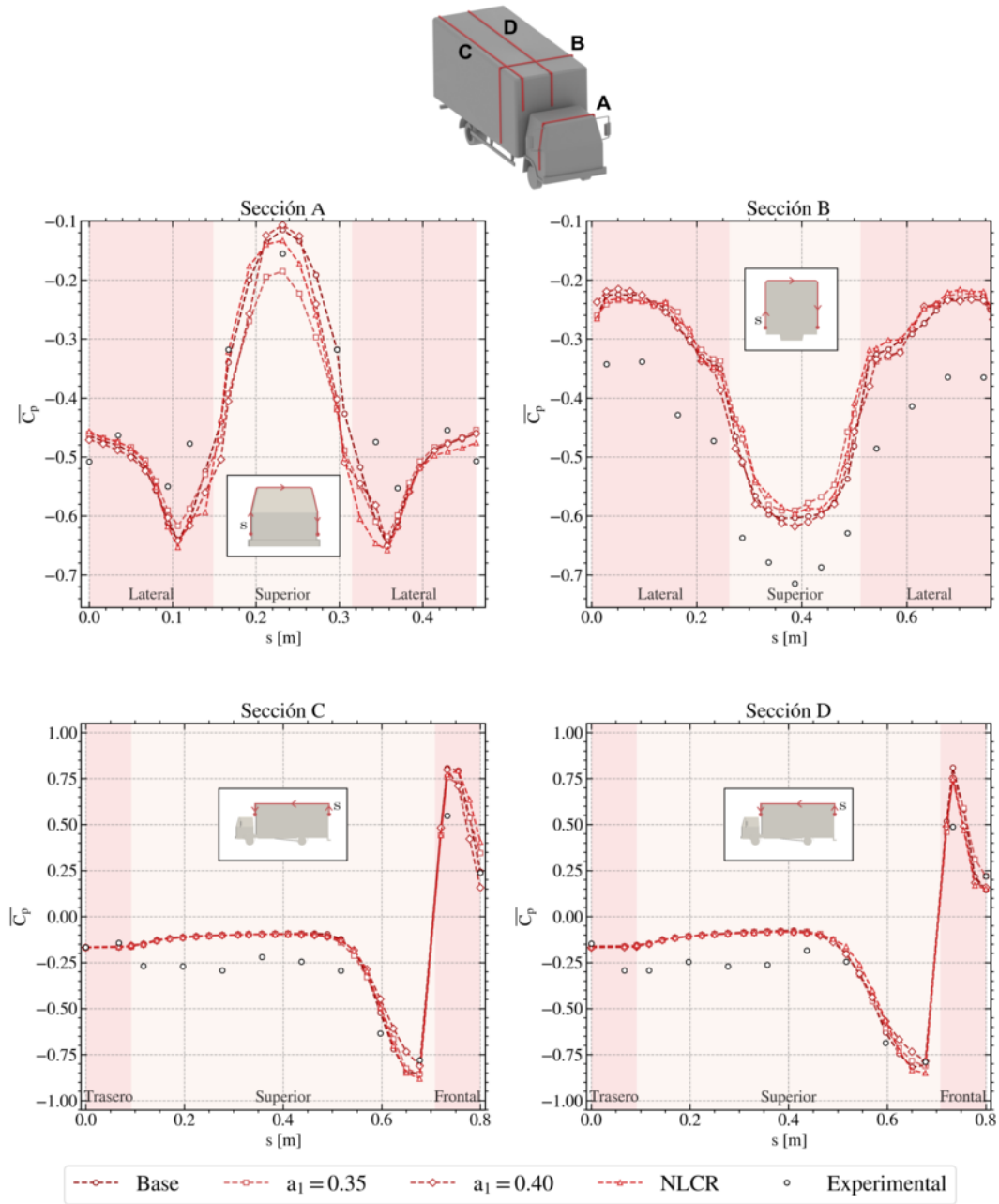


Figura 2.27: Perfiles de coeficiente de presión a lo largo de: (a) la sección transversal A de la cabina, (b) la sección transversal B de la caja de carga, (c) la sección longitudinal C de la caja de carga próxima a uno de los laterales, y (d) la sección longitudinal D ubicada sobre el plano medio longitudinal de la caja de carga, para el modelo Leyland DAF 45-130 a un ángulo de guiñada de 0° y para cada formulación del modelo de turbulencia SST-DDDES. Los resultados se comparan contra los datos experimentales de Cheli et al. (2011a). La coordenada s indica la posición a lo largo de cada sección, según se esquematiza en cada *subplot*.

al análisis cualitativo de las estructuras del flujo. Esto indica que el impacto y mejora verificada en el caso del modelo GTS con el incremento del parámetro a_1 , basada fundamentalmente en disminuir la tendencia a la sobrepredicción de separación del flujo en

condiciones de gradientes adversos de presión significativos, no influye sensiblemente en los resultados numéricos del caso del modelo Leyland. Esto sugiere que las desviaciones obtenidas respecto a los resultados experimentales se originan en limitaciones en la predicción de características del flujo que no están contempladas por las variantes consideradas del modelo de turbulencia. En este contexto, es importante destacar dos cuestiones. En primer lugar, debe tenerse en cuenta que el factor diferencial fundamental entre los casos de los modelos GTS y Leyland se corresponde con la mayor complejidad geométrica del segundo —involucrando detalles más realistas. Por otro lado, debe notarse que existe una tendencia general a subpredecir los valores de coeficientes de fuerzas y momentos en el caso del modelo Leyland. Considerando esta conceptualización, una hipótesis plausible de las falencias en la predicción del flujo para esta geometría se basa en la limitación del modelo DES —y sus derivados— consistente en la falta de un mecanismo intrínseco para convertir directamente la energía turbulenta modelada en estructuras turbulentas resueltas durante la transición RANS-LES, derivando típicamente en una subpredicción del contenido turbulento. Esta problemática puede tener un impacto prominente en casos de estudio con separación de flujo masiva y caótica, donde varios de los focos de separación no son inducidos por fuertes gradientes de presión adversos, sino que son desencadenados por separaciones desarrolladas aguas abajo debido a interacciones previas con la geometría del vehículo. En estos casos, la ocurrencia y las características de la separación depende en gran medida del contenido turbulento incidente, el cual lleva la impronta de fenómenos de separación ocurridos aguas arriba y está afectado por la limitación descrita del modelo DDES. En el caso del modelo GTS, existen comparativamente menos focos de separación, y más localizados, sucediendo asimismo que la región de separación en torno al borde que separa la superficie frontal de la lateral del lado de sotavento —vinculada a la presencia de fuertes gradientes de presión adversos— se demostró determinante en la correcta predicción del *drag*. Dicho caso se beneficia particularmente del incremento del parámetro a_1 , a través de una menor tendencia a la sobrepredicción de separación del flujo. Así, esta conceptualización no solo explica la naturaleza del error observada en el caso del modelo Leyland, sino por qué la modificación del parámetro a_1 tiene un efecto despreciable en este caso. Más aún, las razones discutidas en la evaluación de los resultados del modelo GTS en relación a la influencia limitada del uso de una relación constitutiva no lineal para las tensiones de Reynolds son igualmente aplicables al modelo Leyland.

Como resultado de la subpredicción del contenido turbulento, el modelo reduce el intercambio de momento y tiende a retrasar la readhesión del flujo en zonas de separación. Esto lleva eventualmente, luego de la readhesión, a capas límites menos energéticas y más gruesas. Simultáneamente, la menor intensidad de las estructuras vorticosas y de los eventos de baja presión asociados puede atenuar la succión media y modificar la distribución de presión aguas abajo, llevando eventualmente a una posible sobrepredicción de la recuperación de presión en comparación a las mediciones experimentales. Este análisis es particularmente aplicable a la región aguas abajo de la separación en torno al borde delantero de la superficie superior de la caja de carga (Figuras 2.27b-d), existiendo así consistencia entre la explicación teórica descrita y los resultados mostrados.

Sin embargo, es importante destacar que Patel et al. (2019) —quienes también llevaron a cabo simulaciones sobre el modelo Leyland DAF 45-130— obtuvieron diferencias similares con el experimento en los coeficientes de presión asociados a la sección B, aún utilizando LES. Los autores remarcan que las características de la zona de separación asociada con el borde delantero de la superficie superior de la caja de carga son altamente sensibles al número de Reynolds local, reportándose discrepancias a destacar entre diferentes estudios. Esto da fuerza a la idea de que este caso posee regiones de flujo inherentemente difíciles de resolver con precisión, incluso con *setups* de alta fidelidad. Sin embargo, es importante notar que Patel et al. (2019) utilizaron mallas que, aunque adecuadas para el modelo LES, son objetivamente menos finas que las empleadas en este trabajo. Esto implica una mayor dependencia en el modelo de subgrilla asociado a LES (*Smagorinsky*, en su caso), particularmente en regiones crítica e inherentemente complejas de resolver numéricamente con precisión. Debido a la naturaleza difusiva del modelo de subgrilla, y especialmente manifiesta con mallas relativamente gruesas, pueden predecirse separaciones más extensas y capas límites más gruesas después de la readhesión del flujo. Como consecuencia, se debilita la succión residual y se tiende a sobreprededir la recuperación de presión. Esto es consistente con los resultados reportados por los autores. Adicionalmente, debido a la interacción entre el flujo en esta región con las estructuras que se desarrollan aguas abajo —ya remarcada en el análisis de la topología del flujo—, estas discrepancias se propagan hacia la estela trasera, favoreciendo finalmente a las desviaciones en los coeficientes de fuerza y momento.

Si bien la similitud entre las discrepancias reportadas por Patel et al. (2019) y las pre-

sentadas en este trabajo dan cierto apoyo a la hipótesis de que la naturaleza física compleja y caótica del flujo juega un papel fundamental en las desviaciones contra los experimentos, no es posible descartar la influencia de las limitaciones del modelo DDES discutidas previamente como potencial causa. Particularmente, en Patel et al. (2019), el uso de mallas ligeramente más gruesas y la consecuente mayor dependencia en el modelo de subgrilla podría haber mitigado la potencial ventaja en el uso de LES. Como consecuencia, es posible que tanto las limitaciones de DDES como la complejidad intrínseca del flujo estudiado contribuyan conjuntamente a las discrepancias observadas para el caso del modelo Leyland. En términos generales, lo discutido previamente da cuenta de la dificultad inherente en la obtención de predicciones cuantitativas precisas al estudiar flujos en torno a geometrías realistas de vehículos, aún utilizando enfoques de alta fidelidad en la modelización de la turbulencia.

En el caso del modelo GTS, las discrepancias reportadas utilizando el *setup* de referencia —y posteriormente mitigadas mediante el incremento del parámetro a_1 — se atribuyeron fundamentalmente a la región de separación en torno al borde entre la superficie frontal y la lateral del lado de sotavento (Figura 2.16). En el caso del modelo Leyland, no es posible identificar una región localizada específica como fuente de error dominante; la separación masiva y caótica lleva, de acuerdo a la conceptualización descrita en párrafos anteriores, a una acumulación de errores que se originan de varios focos de separación de flujo y ligados a una subpredicción del contenido turbulento, los cuales son convectados aguas abajo en el desarrollo del flujo. Como un ejemplo de esto, la estructura K (Figura 2.21) —asociada con la separación del flujo en torno al borde delantero de la superficie superior de la caja de carga—, se desarrolla aguas abajo hacia el lado de sotavento, según ya se describió. Esto se corresponde con la convección de un campo de flujo que ya presenta discrepancias en torno a su origen (relativo a la sección B en la Figura 2.27), lo cual es esperable que afecte directamente a la predicción del flujo en el lado de sotavento, teniendo así un rol importante en la determinación del coeficiente de fuerza lateral. Tal como se analizó previamente, este coeficiente se subpredice a ángulos de guiñada no nulos. De forma similar, es esperable observar mecanismos similares involucrando otras estructuras de flujo que contribuyan a la acumulación de desviaciones respecto al experimento.

2.4. Conclusiones parciales

El presente bloque de la tesis tuvo como eje central la obtención de un conjunto de criterios de selección de estrategias y *setups* contrastados con experimentos para la resolución del flujo de aire en torno a modelos estandarizados de vehículos de gran porte, con valor propio en el ámbito de CFD y, asimismo, para la ulterior concreción de un código FSI con aplicación a su análisis de estabilidad. Se hizo especial énfasis en la implementación y selección de estrategias dirigidas a la obtención de resultados estadísticamente precisos con la infraestructura de cálculo actualmente disponible, presentando como núcleo estructural el desarrollo relativo a un trabajo publicado por el autor de la tesis (Inzeo et al., 2026). Al respecto, la metodología se enfocó en la evaluación de la capacidad predictiva sobre características del flujo en torno a dos modelos geométricos estandarizados de vehículos pesados —el simplificado Ground Transportation System (GTS) (Croll et al., 1996) y el casi realista Leyland DAF 45-130 (Cheli et al., 2011a,b)— recurriendo a variantes en la formulación del modelo de turbulencia SST-DDES —de extensa utilización en aplicaciones similares en trabajos numéricos recientes, de acuerdo al análisis bibliográfico realizado (Sección 2.1)—, sobre la base de mediciones experimentales robustas y bien documentadas (Storms et al., 2001; Cheli et al., 2011a), reproduciendo las condiciones en túneles de viento correspondientes. Se identificó un importante desafío en capturar con precisión las condiciones asociadas a diferentes ángulos de incidencia del viento. Así, en términos generales, y según se especifica en Inzeo et al. (2026), se contribuyó a través de una evaluación integral de la capacidad predictiva del comportamiento aerodinámico de vehículos de gran porte, abarcando desde una geometría simplificada hasta una configuración realista, el análisis cualitativo de estructuras de flujo y cuantitativo de coeficientes característicos cubriendo amplios rangos de ángulo de incidencia del viento, y la influencia de variantes en la formulación del modelo de turbulencia SST-DDES, con impacto analizado en la precisión. En general, además de servir para la concreción de un *setup* robusto del módulo CFD que integre el ulterior código FSI, la significancia práctica de lo abordado en este bloque radica en el establecimiento de criterios para la selección de estrategias numéricas que permitan obtener predicciones más confiables del flujo en torno a vehículos *high-sided*, y de esta forma, conclusiones de mayor peso en su diseño y verificación.

En el caso del modelo GTS, la predicción de la topología del flujo y de parámetros cuantitativos fue razonablemente consistente con las mediciones experimentales (Storms

et al., 2001). El *setup* de referencia del modelo de turbulencia (Sección 2.2.2) llevó a la obtención de resultados concordantes con los experimentales para bajos ángulos de guiñada, pero desviaciones significativas a ángulos mayores. Entre las variantes evaluadas del *setup* numérico, el incremento en el parámetro a_1 asociado al modelo RANS base $k - \omega$ SST —y ligado a un efecto limitador del esfuerzo de corte— demostró ser útil en términos de reducir dichas desviaciones. Esta elección estuvo fundamentada en aseveraciones sobre la formulación original del modelo (Menter, 1992) y en lo reportado por diversos trabajos numéricos de referencia (Evans y Lardeau, 2016; Fu et al., 2017; Georgiadis y Yoder, 2013; Schaefer et al., 2017), en los cuales típicamente se abordó la consideración de un rango $[0.31, 0.40]$ para dicho parámetro. En términos generales, la variante asociada a $a_1 = 0.40$ fue la que reportó globalmente un mejor acuerdo contra las mediciones experimentales de Storms et al. (2001). Por otro lado, el uso de un modelo EARSM (Wallin y Johansson, 2000) acoplado a la formulación original del SST-DDES permitió obtener solo una mejora marginal en la predicción de los perfiles de presión sobre la superficie trasera del vehículo, donde la anisotropía turbulenta es más significativa. En general, el flujo en torno al modelo GTS se caracteriza por estructuras de flujo más coherentes y regiones de separación más localizadas y bien definidas en comparación a geometrías más realistas. Bajo estas condiciones, se observó una mayor influencia de las variantes analizadas del modelo de turbulencia SST-DDES en la predicción del flujo. En consecuencia, es de esperar un comportamiento análogo en su aplicación sobre geometrías simplificadas de vehículos en general.

El modelo Leyland DAF 45-130 —con mayor complejidad geométrica que el anterior, y tendiente a una configuración casi realista— implica un mayor desafío en lograr predicciones numéricas precisas. El análisis cualitativo de las estructuras principales del flujo capturó correctamente una coherencia reducida en comparación al modelo GTS, atribuida a una naturaleza caótica y más difusa de la separación. En términos generales, se identificó la existencia de múltiples focos de separación inducidos parcialmente por la geometría que, debido a una fuerte interacción mutua, se configuran en estructuras tridimensionales de separación espacialmente difusas y complejas. Este comportamiento se debe a la presencia de gran cantidad de elementos salientes sobre la superficie del modelo, varias zonas de transición geométrica y otras características inherentes a un diseño realista de un vehículo. Aunque se reportó una gran correspondencia contra los resultados

experimentales de Cheli et al. (2011a) a un ángulo de incidencia del viento de 0° , la progresivamente creciente complejidad del flujo a ángulos mayores lleva a la predicción de coeficientes de fuerza y presión que ocasionalmente se encuentran marginalmente fuera del rango de incertidumbre experimental. Este comportamiento se observa para todas las variantes de la formulación del modelo de turbulencia, indicando una limitada influencia en estas condiciones de flujo. En las simulaciones realizadas, existe una clara tendencia hacia la subpredicción del contenido de energía turbulenta en las zonas de separación, provocando un retraso en la readhesión del flujo y así regiones separadas más extensas. Esto lleva eventualmente, luego de la readhesión, a capas límites menos energéticas y más gruesas, y así a una sobrepredicción de la recuperación de presión en comparación a las mediciones experimentales. Esta problemática se atribuye parcialmente a la incapacidad inherente del modelo DDES de convertir directamente la energía turbulenta modelada en estructuras turbulentas resueltas durante la transición de RANS hacia LES. Por otro lado, otro estudio numérico sobre el mismo modelo geométrico hecho por Patel et al. (2019) reportó discrepancias similares a las obtenidas en este trabajo, argumentando que esta configuración del flujo exhibe zonas de separación críticas que son altamente sensibles al número de Reynolds local, con grandes diferencias entre diferentes estudios. Esto refuerza la idea de que, en el caso analizado, existen regiones del flujo inherentemente difíciles de resolver con precisión, incluso involucrando la utilización de *setups* de alta fidelidad. Sin embargo, Patel et al. (2019) recurrieron a mallas de ligeramente menor resolución a las del trabajo actual, lo cual podría haber aumentado la dependencia del modelo de subgrilla asociado a LES y, así, contribuido a la obtención de discrepancias similares. En este aspecto, futuros trabajos que empleen otros modelos de turbulencia híbridos RANS/LES (*e.g.* IDDES, SBES) o bien LES con una discretización espacial más fina, podrían proporcionar más información en relación a si las desviaciones reportadas contra el experimento son enteramente atribuibles a la complejidad física intrínseca del problema, o bien si las limitaciones del modelo DDES también contribuyen. Tanto el modelo IDDES como el SBES han sido diseñados, en parte, para favorecer una transición RANS-LES más consistente —particularmente en flujos separados—, aunque su efectividad sigue siendo fuertemente dependiente de la discretización espacial y de las condiciones del flujo, y no aseguran necesariamente una predicción superior: en trabajos recientes (Menter et al., 2024), es posible observar que aún con *setups* de alta fidelidad, la capacidad predictiva de los modelos

de turbulencia actuales en aplicaciones de aerodinámica vehicular siguen contando con limitaciones que afectan a la precisión. Estas aseveraciones derivan en la noción de que la capacidad predictiva del *setup* considerado en el presente trabajo es aceptable en términos del estado del arte actual en la disciplina, y consistente con el objetivo del bloque dentro del contexto de la tesis: establecer un *setup* robusto y computacionalmente viable para su integración en un código FSI aplicado al análisis de estabilidad de vehículos de gran porte.

Capítulo 3

Desarrollos en el ámbito de la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos

El presente capítulo detalla el trabajo realizado, en el contexto de la tesis, en torno al desarrollo de un código de dinámica de sistemas multicuerpo rígidos aplicado al análisis de la estabilidad de vehículos de gran porte, concebido para una posterior integración en un código de interacción fluido-estructura relativo a dicho ámbito práctico (capítulo 4). En términos generales, se planteó una arquitectura de carácter modular, a fin de favorecer la potencial incorporación de estrategias y modelos sobre una base funcional ya testada y consolidada en el presente capítulo. En este sentido, se abordó una evaluación comparativa de las predicciones del código sobre diferentes escenarios característicos con vehículos de gran porte —involucrando tanto solicitaciones estáticas como dinámicas—, contra resultados de referencia, observando correspondencia y un comportamiento estable.

El bloque inicia con una revisión sobre los aspectos relevantes ligados a la evolución histórica de la dinámica de sistemas multicuerpo (MBD) y su tratamiento numérico, haciendo especial foco en aplicaciones vehiculares. Posteriormente, se detallan las cuestiones metodológicas vinculadas al desarrollo del código, involucrando la descripción de su arquitectura y de los fundamentos teórico-computacionales pertinentes. Adicionalmente, se describen los casos o escenarios utilizados en términos de prueba y testeo del código, involucrando desarrollos analíticos asociados. La presentación de los resultados se centra en el análisis comparativo de las predicciones del código sobre dichos escenarios contra los resultados de referencia pertinentes. Finalmente, se establecen las conclusiones en términos del objetivo específico ligado al presente bloque.

3.1. Antecedentes

3.1.1. Desarrollos fundacionales

Bajo el marco de estudio de sistemas materiales generales, la comprensión de los aspectos fundamentales de la dinámica vehicular presenta raíces teóricas y metodológicas esenciales en el ámbito de la mecánica clásica del siglo XVII y XVIII. Concretamente, Newton (1687) estableció una base conceptual para la formulación matemática de los problemas dinámicos. La profundización teórica orientada al estudio del movimiento de sistemas mecánicos progresó a través de posteriores contribuciones de diversos autores, entre los que se destacan Euler —en relación a aportes en el contexto del cálculo variacional y de la dinámica de cuerpos rígidos—, D'Alembert —ligado al principio homónimo— y Lagrange —destacándose sus contribuciones en el abordaje de la dinámica de sistemas con restricciones (Lagrange, 1788)—, entre otros. Las formulaciones derivadas de sus trabajos establecieron un marco riguroso para el estudio analítico del movimiento de sistemas mecánicos complejos (Rahnejat, 2000).

La aplicación de este cuerpo teórico al análisis de la dinámica de vehículos terrestres debió esperar, concretamente, al desarrollo tecnológico de dichos sistemas de transporte. Así, los primeros trabajos en este contexto —que combinaron en gran medida el uso de formulaciones analíticas con la experimentación— se registraron fundamentalmente en torno al diseño de ferrocarriles, los cuales precedieron históricamente a los automóviles. En este ámbito y sobre este momento histórico, los trabajos de Rankine constituyen un ejemplo de relevancia, involucrando estudios sobre las causas de la inestabilidad de locomotoras a altas velocidades, la resistencia al movimiento y el efecto del peralte, entre otras contribuciones (Rankine, 1842, 1862; Channell, 1982). Sin embargo, el ámbito de aplicación moderno relativo al análisis de la dinámica vehicular terrestre fue consolidándose, fundamentalmente, a partir del desarrollo de la industria del automóvil. En un contexto temprano, de forma paralela a investigaciones en torno al diseño de motores y a la eficiencia, se destacaron líneas de trabajo vinculadas a la seguridad en marcha, al confort, la maniobrabilidad y otros aspectos ligados a la dinámica global. Al respecto, entre los aportes fundamentales en la primera mitad del siglo XX, se destacan los pertinentes a Lanchester y Olley. Así, por ejemplo, el primero llevó a cabo estudios relevantes sobre suspensiones (Lanchester, 1936). Por otro lado, Olley, quien trabajó como ingeniero

en *Rolls-Royce* y *General Motors*, estableció aportes de importancia en la disciplina en un marco fuertemente apoyado en la experimentación, ligados al estudio de fenómenos relacionados a la maniobrabilidad y el confort, al análisis de conceptos claves como los de *understeer* y *oversteer*, a investigaciones y aplicaciones prácticas en el diseño de chasis y suspensiones, y a desarrollos en metodologías de ensayos y pruebas, tales como la correspondiente al *skid-pad* circular, entre otros trabajos (Olley, 1934, 1946; Segel, 1957).

En general, previo al establecimiento de metodologías numéricas como parte relevante de la investigación y desarrollo en el contexto de la dinámica vehicular, este campo se apoyó en una combinación pragmática de teoría analítica simplificada, ensayos instrumentados en condiciones de operación realistas, y la utilización de bancos de prueba especializados. Así, haciendo aquí especial foco en aspectos ligados a la experimentación, desde las primeras décadas del siglo XX, la industria automotriz promovió la instalación y operación de campos de pruebas —como por ejemplo, el instalado en Milford (EE.UU.) por *General Motors*—, para ensayos en condiciones reales de vehículos, fundamentalmente ligados a su dinámica longitudinal, su maniobrabilidad y su estabilidad (Stonex, 1957). En lo que respecta a pruebas especializadas en condiciones de laboratorio, se destacó el desarrollo de ensayos sobre neumáticos para su caracterización —mencionándose a la *Goodyear Tire & Rubber Company* como responsable de uno de los primeros estudios sistemáticos en este aspecto (Evans, 1935). Por otro lado, investigaciones de Becker, Fromm y Maruhn constituyeron antecedentes en lo relativo al *tire testing*, aportando datos cuantitativos tempranos de fuerzas laterales de neumáticos en un tambor giratorio (Dixon, 1996; Kasprzak y Gentz, 2006). En general, las investigaciones en neumáticos en la primera mitad del siglo XX —así como en relación a suspensiones y otros aspectos de la dinámica vehicular— fueron construyendo un repertorio experimental y analítico que luego alimentaría a los modelos de simulación.

Hacia comienzos de la segunda mitad del siglo XX, y teniendo como hito fundamental los trabajos de Segel, Milliken y Whitcomb del *Cornell Aeronautical Laboratory* (CAL) (Milliken y Whitcomb, 1956; Segel, 1956), se realizó un progreso notable en la sistematización del conocimiento relativo a la dinámica vehicular a través de la aplicación rigurosa de la teoría de control y estabilidad proveniente fundamentalmente de la aeronáutica. Sobre este marco, se integraron formulaciones matemáticas de la dinámica lateral con información proveniente de ensayos instrumentados y de caracterización de neumáticos,

estableciéndose una base general para el estudio de la estabilidad y el control de vehículos terrestres. En este contexto, el modelo de bicicleta (*bicycle model*), correspondiente a un modelo lineal de dos grados de libertad —movimiento lateral y de guiñada— se consolidó como una herramienta sencilla y eficaz para el análisis de la respuesta lateral y direccional de un vehículo, aunque sus antecedentes teóricos pueden rastrearse en años anteriores (Riekert y Schunck, 1940). En general, según se aseveró previamente, el progreso en torno a la comprensión de la dinámica vehicular se desarrolló inicialmente a través de la conjunción de enfoques experimentales con formalismos analíticos, sucediendo que la posterior introducción y difusión de herramientas numéricas marcaría un impulso notable en la capacidad de análisis, incorporándose como un tercer eje metodológico fundamental, según se detalla a continuación.

3.1.2. Abordaje numérico de la dinámica vehicular

El impulso en el desarrollo de simulaciones vinculadas a la dinámica de vehículos comienza a manifestarse fundamentalmente hacia el inicio de la segunda mitad del siglo XX, en un contexto de progresos incipientes en torno a la infraestructura de cómputo asociada. Como aporte temprano, el trabajo de Noon (1962) —relativo a la división de camiones de la *General Motors*—, por ejemplo, describe el algoritmo asociado a un código básico y discute las ventajas del uso de estas nuevas herramientas en relación a la realización de experimentos y ensayos. Entre ellas, destaca la posibilidad de explorar con relativa facilidad el espacio de diseño, evitando eventualmente la fabricación de prototipos y el desarrollo de infraestructura asociada. Ya en estos años, incluso con recursos computacionales limitados, la industria y sectores ligados a la investigación identificaban valor en la predicción numérica del comportamiento dinámico de vehículos, impulsando diversos trabajos (McHenry y DeLeys, 1968; Maeda y Uemura, 1969; Murphy, 1970), y favoreciendo progresos relevantes en aspectos de la metodología numérica que se manifestarían, fundamentalmente, hacia la década de 1970, según se analiza a continuación. Progresivamente, el aumento exponencial de las capacidades de cómputo y las contribuciones en el tratamiento numérico posibilitaron una expansión constante y veloz de la disciplina en el marco computacional.

Como aspecto histórico fundamental en los inicios del abordaje computacional, se destaca que desde los primeros años coexistieron diversas líneas metodológicas en la reso-

lución de la dinámica de sistemas multicuerpo. Por un lado, el marco orientado a la implementación sistemática de las ecuaciones de Euler–Lagrange con multiplicadores de Lagrange en coordenadas redundantes se constituyó en un enfoque de relevancia y amplia difusión. Por otro lado, cabe mencionar una línea asociada a los desarrollos de Kane (1961), vinculada a una formulación basada en velocidades generalizadas y orientada típicamente a la obtención de un conjunto mínimo de ecuaciones dinámicas. Sobre la primera línea, hacia fines de la década de 1960 y principios de la siguiente, comenzaron a introducirse los primeros códigos de propósito general (Shabana, 2016). Así, por ejemplo, en la Universidad de Michigan, se desarrolló el código bidimensional DRAM (*Dynamic Response of Articulated Machinery*) en 1969, precursor del denominado ADAMS (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*), de gran impacto temprano. Otro ejemplo lo constituye el código IMP (*Integrated Mechanisms Program*) (Sheth y Uicker, 1972). En este contexto, el desarrollo de algoritmos para la resolución eficiente de sistemas de ecuaciones diferenciales ralas (*sparse*) y rígidas fue fundamental. En 1973, Orlandea —uno de los creadores de ADAMS— estableció, en su tesis doctoral, aportes en el tratamiento de matrices ralas (Orlandea, 2016): la denominada *sparse tableau formulation* permitió que el *software* solo almacenara y operara sobre los elementos no nulos de las matrices del sistema, lo que redujo drásticamente los requisitos de memoria y tiempo de CPU, favoreciendo el tratamiento práctico de grandes sistemas mecánicos. Adicionalmente, en la Universidad de Iowa, Wehage y Haug perfeccionaron el método de partición de coordenadas generalizadas (*generalized coordinate partitioning*) en el programa DADS (*Dynamic Analysis and Design System*) (Wehage y Haug, 1982). Este método, basado en los trabajos pioneros de Sheth y Uicker en la identificación de coordenadas independientes, fue fundamental para un tratamiento eficiente de sistemas multicuerpo con coordenadas redundantes y bucles cerrados, posibilitando derivar una formulación reducida en términos de coordenadas independientes (Shabana, 2016). Uno de los primeros trabajos numéricos relevantes sobre vehículos que hace uso del *software* ADAMS fue el de Orlandea y Chace (1977), en el cual se analiza un modelo de suspensión tridimensional relativamente complejo y da cuenta de las características de robustez del *software*. Por su parte, en términos de trabajos ligados a vehículos de gran porte, se destaca por ejemplo el trabajo de Bernard (1974), que trató la dinámica de un camión articulado, haciendo asimismo especial foco en la modelización de las ruedas. Más allá de dicha aplicación particular, los estudios vincu-

lados a vehículos terrestres en general fueron aportando indirectamente a la comprensión de la dinámica sobre estas configuraciones específicas, debido fundamentalmente a los diversos aspectos funcionales en común.

Uno de los mayores obstáculos identificados en las etapas iniciales del abordaje numérico de este tipo de problemas ha sido la rigidez (*stiffness*) manifestada en la resolución de las ecuaciones. En términos generales, en la modelización física del comportamiento de los diferentes componentes, se presentan normalmente escalas de tiempo asociadas muy dispares (Ashi, 2008), a lo que eventualmente puede sumarse cierta rigidez derivada de la formulación numérica. En 1971, y sobre la base de trabajos previos (Curtiss y Hirschfelder, 1952), Gear sistematizó y consolidó el uso de los métodos de diferenciación hacia atrás —*Backward Differentiation Formula* (BDF)— para problemas rígidos, correspondientes a una familia de métodos multipaso implícitos para la integración numérica de ecuaciones diferenciales ordinarias (EDOs), particularmente adecuados para este tipo de problemas (Gear, 1971). Así, por ejemplo, el mencionado artículo de Orlandea y Chace (1977) ya hacía uso de esta metodología. Otro de los problemas detectados y abordados durante el incipiente desarrollo de los primeros códigos fue el fenómeno de deriva numérica en las restricciones, manifestado en la integración de las ecuaciones a resolver, provocando una pérdida progresiva de consistencia geométrica del sistema debido a que las restricciones dejan de cumplirse por causa del error acumulado. Una de las primeras soluciones fundamentales, que persiste incluso en *solvers* actuales, es la estabilización de Baumgarte, que consiste en la introducción de términos proporcionales y derivativos en las ecuaciones para forzar el decaimiento del error de restricción (Baumgarte, 1972).

Hacia la década de 1980, se llevaron a cabo importantes aportes metodológicos en el ámbito del abordaje numérico de la dinámica de sistemas multicuerpo. Así, por ejemplo, en lo que respecta al recién mencionado problema de deriva numérica, se destaca la introducción de la formulación GGL (Gear-Gupta-Leimkuhler), la cual se corresponde con un método que añade multiplicadores de Lagrange adicionales para satisfacer simultáneamente las restricciones de posición y velocidad, permitiendo obtener una formulación de menor índice, típicamente mejor condicionada desde el punto de vista numérico (Gear et al., 1985; Arnold, 2017). Por otro lado, Petzold y colaboradores ligados a *Sandia National Laboratories* desarrollaron el código DASSL (*Differential/Algebraic System Solver*) (Petzold, 1982). Dicha autora, junto con Brenan y Campbell, contribuyeron al desarro-

llo de la teoría moderna de DAEs, a través de la sistematización de conceptos como el índice del sistema, la regularidad del Jacobiano y las estrategias de reducción de índice, llevando al establecimiento de criterios de existencia, unicidad y estabilidad numérica para DAEs de alto índice (Brenan et al., 1989). Este marco resultó fundamental para una mejor comprensión de las limitaciones intrínsecas de las formulaciones lagrangianas con multiplicadores —típicamente de índice 3 en dinámica multicuerpo— y motivó el progreso de técnicas como la estabilización de restricciones, el particionamiento de coordenadas y reformulaciones estructurales. En el contexto del desarrollo y consolidación de otros marcos metodológicos, se destacaron asimismo trabajos vinculados a formulaciones en coordenadas naturales —asociadas típicamente a posiciones y vectores unitarios representativos de direcciones—, caracterizadas por, entre otros aspectos, favorecer la sistematización en el ensamblado del sistema de ecuaciones resultante, el hecho de evitar el uso de coordenadas angulares y sus eventuales singularidades, y la utilización típica de expresiones sencillas para la imposición de restricciones (García De Jalón et al., 1986; Bayo et al., 1991). En el ámbito de interés, Führer (1987) analizó aspectos de la aplicación de varios de estos aportes en la dinámica de vehículos. Asimismo, en estos años, se destacan trabajos en los que se abordan problemas con cuerpos flexibles (Shabana, 1986), usando enfoques de pequeñas deformaciones como la formulación *Floating Frame of Reference* (FFR) —surgida fundamentalmente del ámbito aeroespacial (Canavin y Likins, 1977)— y, además, la integración con elementos finitos (Song y Haug, 1980; Sunada y Dubowsky, 1981; Shabana y Wehage, 1983). En el contexto de vehículos, Yoo y Haug (1986) abordaron la formulación para diferentes aplicaciones con cuerpos flexibles, entre las que se encuentra el caso de un chasis flexible. En general, se observa un progreso en torno al abordaje de sistemas vehiculares con modelos cada vez más complejos y realistas.

Paralelamente en estos años, Featherstone realizó aportes en torno a una reformulación representacional y algorítmica de la dinámica multicuerpo rígida en relación al marco numérico desarrollado en los párrafos anteriores, basada en vectores espaciales y algoritmos recursivos tipo Newton–Euler, y asociada a un tratamiento local por cuerpos. Este autor llevó este enfoque al desarrollo de algoritmos recursivos de complejidad lineal $O(n)$, como el *Articulated Body Algorithm* (Featherstone, 1983), resultando ideales para la simulación de sistemas multicuerpo complejos con gran eficiencia. En un marco diferente, aunque también orientado a evitar formulaciones lagrangianas con multiplicadores, Sa-

yers (1989) resolvió problemas de dinámica vehicular basándose en los aportes hechos por Kane —mencionado en párrafos anteriores— a través del desarrollo y utilización del *software* AutoSim. Sobre su línea de desarrollo, en años posteriores se introdujeron los programas *CarSim* (para vehículos livianos) y *TruckSim* (para vehículos comerciales y de gran porte), que incorporaron convenientemente modelos específicos para diversos componentes típicos.

Por otro lado, en este momento histórico también fue progresando el uso de modelos empíricos de neumáticos, entre los cuales el desarrollado por Pacejka adquirió un carácter relevante. La denominada *Magic Formula*, cuya formulación inicial fue presentada en Bakker et al. (1987) y sistematizada posteriormente en sucesivas versiones (Pacejka y Besselink, 1997; Pacejka, H. B., 2006), propone una representación analítica compacta capaz de reproducir con gran precisión las curvas experimentales de fuerza lateral, longitudinal y momento alineador en función del deslizamiento. Su estructura funcional, basada en una combinación no lineal de funciones trigonométricas y parámetros ajustables, permite capturar fenómenos como la saturación progresiva y el acoplamiento entre esfuerzos longitudinales y laterales. Aunque se trata de un modelo esencialmente empírico —sin derivación directa desde principios físicos fundamentales— su versatilidad y capacidad de ajuste lo convirtieron en estándar industrial para simulaciones de dinámica vehicular. En esta línea, Hoffmann et al. (1992) abordaron la implementación de este y otros modelos de neumáticos en el *software* ADAMS.

Hacia la década de 1990 y años posteriores, los avances en el análisis numérico de la dinámica multicuerpo se orientaron crecientemente a la robustez, generalidad, precisión y eficiencia de los códigos de simulación. En este período, en un contexto general, se consolidaron técnicas avanzadas para el manejo de contactos, involucrando a las formulaciones de tipo *compliant* o *penalty-based*, y enfoques no suaves (*non-smooth*) para sistemas con contacto unilateral y fricción (Huněk, 1993; Moreau, 1994; Stewart y Trinkle, 1996; Pfeiffer y Glocker, 1996; Anitescu y Potra, 1997). En paralelo, se destacaron avances en la incorporación de algoritmos automáticos de detección de colisión y cercanía, basados en técnicas geométricas y pruebas de proximidad entre cuerpos (Lin y Canny, 1991; Cohen et al., 1995). Aunque varios de estos desarrollos se asociaron fundamentalmente al marco general de la dinámica multicuerpo y no constituyeron un eje dominante inicialmente en la dinámica vehicular general de carretera —en términos de aplicaciones típicas en autos y

camiones—, sí es posible aseverar cierta importancia en estos años en torno al tratamiento avanzado de contactos en el ámbito ferroviario y en vehículos especiales (Netter et al., 1998; Lee et al., 1998; Ma y Perkins, 1999). En los casos prácticos típicamente abordados en autos y camiones, el aspecto de mayor relevancia se correspondió con los avances en el modelado de los neumáticos. Paralelamente, se registró cierta consolidación y difusión en el uso de controladores estabilidad en vehículos, destacándose la aplicación de sistemas del tipo VDC/ESC (*Vehicle Dynamics Control/Electronic Stability Control*), junto con desarrollos en frenado, suspensión y dirección activas (van Zanten et al., 1995; Palkovics y El-Gindy, 1995; Palkovics y Bokor, 1996). En este contexto, los modelos multicuerpo de vehículos pasaron a cumplir un papel cada vez más importante como herramientas de simulación y evaluación de este tipo de sistemas.

En el ámbito del *software*, en estos años fueron consolidándose plataformas como SIMPACK y DADS, que incorporaron en su mayoría *solvers* más robustos, interfaces CAD integradas, modelos paramétricos y otras herramientas, ampliando el alcance industrial de la simulación MBD y profundizando las capacidades en dinámica vehicular (Frik et al., 1993). Además, se fueron consolidando arquitecturas modulares, destacándose el ecosistema asociado a *Modelica*. Históricamente, el desarrollo de códigos asociados a la dinámica de sistemas multicuerpo se centró en el uso de una variedad de lenguajes; uno de ellos fue Fortran, motivado por factores tales como su rendimiento en *hardware* vectorial y por el hecho de contar con compiladores altamente optimizados —tal es el caso de NAS-TRAN, ADAMS (inicialmente) y otros códigos MBD académicos. Con el incremento en la complejidad de los modelos y la necesidad de arquitecturas más modulares, reutilizables y escalables, se produjo una adopción creciente de lenguajes relativos a programación orientada a objetos —tales como C++—, favoreciendo el diseño de *frameworks* modulares y extensibles, sin comprometer el rendimiento computacional.

En años recientes, los esfuerzos en el ámbito general del abordaje numérico de la dinámica de sistemas multicuerpo se concentraron en varios ejes, entre los que se destacan el desarrollo de mejoras en la escalabilidad, el contacto *non-smooth* robusto, la preservación estructural de propiedades dinámicas, la co-simulación estandarizada y el uso de *hardware-in-the-Loop* (HIL). Actualmente, en términos de desafíos, la comunidad científica e ingenieril hace especial foco en garantizar estabilidad numérica bajo condiciones altamente no lineales, manejar sistemas híbridos con cambios topológicos y asegurar re-

producibilidad y escalabilidad en campañas masivas de simulación. El desarrollo de la computación de alto rendimiento (HPC) y del uso de GPUs impactó de forma positiva en el abordaje de problemas grandes y complejos en dinámica vehicular (Tasora et al., 2011; Heinrich et al., 2015). En lo que respecta a la interacción con otras físicas, el abordaje de problemas de interacción fluido-estructura se ha desarrollado ampliamente (Carbonne et al., 2016; Tunay et al., 2020a)—lo cual se analiza pormenorizadamente en la Sección 4.1. Con cierto vínculo en este tópico, se destaca un hito en la interoperabilidad asociado a la introducción, hacia el año 2010, del estándar FMI (*Functional Mock-up Interface*) (Blochwitz et al., 2011), en el marco del proyecto MODELISAR y hoy mantenido por la *Modelica Association*. Concretamente, se corresponde con un formato estandarizado para empaquetar modelos dinámicos en una unidad ejecutable llamada FMU (*Functional Mock-up Unit*), con el objetivo de permitir que distintos entornos de simulación intercambien modelos sin reescribirlos. Así, por ejemplo, Schierz et al. (2012) abordó el uso de este estándar en plataformas de co-simulación para dinámica vehicular.

En ámbitos más concretamente ligados a metodologías numéricas, se destaca el desarrollo de algoritmos —como los esquemas *Energy-Momentum Conserving* (Betsch y Uhlar, 2007)— diseñados específicamente para preservar el momento y la energía como cantidades invariantes en simulaciones MBD de muy largo plazo, combatiendo la disipación numérica de los integradores clásicos (Brüls y Cardona, 2010). Se remarcan también aportes recientes en mejoras en estabilidad y convergencia para fricción no suave (Acary y Brogliato, 2008; Brogliato, 2016; Brogliato et al., 2020). Estos aspectos, en general, cuentan con una aplicación relativamente parcial sobre la dinámica vehicular general. En lo que respecta a la modelización de neumáticos, librerías *open-source* de vehículos (*e.g.* Chrono) actualmente ofrecen diversas formulaciones: Magic Formula (Pac89/Pac02) (Pacejka, H. B., 2006), TMeasy (Hirschberg et al., 2007), Fiala (Fiala, 1954), y neumáticos deformables (ANCF/Reissner) (Patel et al., 2015), entre otras. Finalmente, el uso de *machine learning* y herramientas asociadas, transversales a infinidad de disciplinas en ciencia e ingeniería, ha experimentado un emergente progreso en el campo de la dinámica de sistemas multicuerpo; por ejemplo, se subraya la utilización de redes neuronales informadas por la física (PINNs) aplicadas en diferentes ámbitos dentro de la MBD —y específicos de dinámica vehicular— (Tan et al., 2023; Li et al., 2024; Fang y Yu, 2024). Gran parte de las cuestiones abordadas en estos últimos párrafos continúan abiertas actualmente, en términos de

desafíos ligados a mejoras en precisión, robustez, eficiencia y alcance práctico, tanto en el ámbito general de sistemas multicuerpo como en aplicaciones vehiculares. En este punto, ciertos escenarios críticos —tales como *lift-off*, *rollover onset*— (Lee, 2025), además de cuestiones ligadas al modelado de los neumáticos, concentran los mayores desafíos. En la actualidad, la simulación de dinámica vehicular se apoya en un ecosistema donde conviven tanto modelos reducidos (*e.g.*, *single-track/bicycle*) como modelos MBD avanzados de vehículos, incorporando en la resolución de su dinámica estrategias y metodologías numéricas con un nivel de detalle dependiente de la aplicación abordada (Schiehlen, 2007; Rajamani, 2011).

En términos generales, el desarrollo del código MBD abordado en las siguientes secciones se circunscribió a la mencionada línea metodológica relativa a la formulación lagrangiana en coordenadas redundantes, con restricciones impuestas mediante multiplicadores de Lagrange, de relativa amplia difusión y diferenciada de las formulaciones propuestas en base a los trabajos de Kane, Featherstone, entre otros marcos abordados previamente. La implementación del código involucró la noción general —planteada y consolidada desde los primeros años del desarrollo del tratamiento numérico de problemas de dinámica multicuerpo— de aprovechar la estructura dispersa de las matrices de los sistemas de ecuaciones presentes típicamente en estos problemas para una resolución eficiente, recurriendo para ello a entidades algebraicas y métodos de la librería *Eigen* asociados pertinentemente al tratamiento de sistemas *sparse*. Con un vínculo conceptual asociado a trabajos como García De Jalón et al. (1986) y Bayo et al. (1991), según se detallará más adelante, se plantea una formulación en coordenadas cartesianas redundantes con incógnitas asociadas a posiciones, la cual se caracteriza por favorecer cierta sistematización en el ensamblado del sistema resultante, el hecho de evitar el uso de coordenadas angulares como variables primarias y sus eventuales singularidades, la utilización típica de expresiones sencillas para la imposición de restricciones —lineales o cuadráticas para los tipos más comunes—, entre otros aspectos. Concretamente, en la formulación planteada para el desarrollo del código, al abordar el tratamiento de la dinámica de cuerpos rígidos, dichas posiciones se corresponden con las de partículas auxiliares definidas en términos del planteo de sistemas dinámicamente equivalente a dichos cuerpos rígidos (Huang, 1993; Laus y Selig, 2020) —marco utilizado con ciertas variantes en diversos trabajos (Nikravesh y Affifi, 1994; Attia, 2003; Solanillas y Kövecses, 2024)— que favorece y simplifica la sistematización

y modularidad del código, en vista de lograr un *software* MBD general, aplicable tanto a la dinámica vehicular como a problemas vinculados a otros sistemas multicuerpo rígidos.

En líneas generales, se optó por la consideración de un enfoque de desarrollo basado en la noción de mantener una formulación simple que, al mismo tiempo, posibilite abordar de forma robusta, eficiente y con adecuada precisión diferentes escenarios de interés en estabilidad asociados a modelos de vehículos de gran porte. En tal sentido, se destaca que la incorporación de estrategias específicas para el tratamiento de diversas problemáticas —tales como la presencia de deriva numérica en las restricciones, abordada concretamente, por ejemplo, mediante la mencionada estabilización de Baumgarte y la formulación GGL, y problemas vinculados a una rigidez significativa en los sistemas de ecuaciones a resolver, tratado por ejemplo con los métodos BDF— solo se considerarán en la medida de que sean requeridas en términos de estabilidad y/o precisión para el abordaje de los escenarios planteados. Al respecto, se destaca que la base de funcionalidades implementadas —a detallar más adelante—, centradas en una formulación pertinente a un esquema implícito de integración temporal, en la imposición directa de restricciones a nivel de posición, en la utilización de Newton-Raphson con *line search* y sub-iteraciones, entre otros aspectos y sin hacer uso de las estrategias específicas mencionadas previamente en términos de rigidez y la deriva numérica, ha mostrado ser suficientemente robusta sobre los escenarios abordados y ha llevado a la predicción de resultados con diferencias porcentuales despreciables en relación a los derivados de desarrollos analíticos (Sección 3.3). En línea con la noción remarcada previamente, en términos generales, se planteó la consideración de modelos vehiculares relativamente sencillos, destacándose el uso de modelos lineales para la representación de neumáticos y suspensiones, a fin de poder derivar fácilmente las ecuaciones de movimiento pertinentes a dichos sistemas a partir de las ecuaciones de Euler-Lagrange (Sección 3.2.4) y recurrir convenientemente, de esta forma, a la evaluación de la capacidad predictiva del código con resultados asociados a desarrollos analíticos.

3.1.3. Antecedentes en materia de estandarización normativa

Paralelamente al desarrollo histórico de la infraestructura numérica aplicada al análisis de la dinámica vehicular, existió una evolución progresiva de marcos regulatorios técnicos en materia de estabilidad y seguridad en los sistemas de transporte. En términos generales, hasta mediados del siglo XX, la estructura de estandarizaciones y regulaciones

en cada país en este aspecto era muy limitada y fragmentaria (Mashaw y Harfst, 1990; Hakkert y Gitelman, 2014); no existía aún un marco normativo integral, en términos de restricciones y protocolos estandarizados de ensayos obligatorios sobre cuestiones directamente relacionadas a la estabilidad y riesgos de accidentes —aunque sí en características indirectamente ligadas, tales como dimensiones y pesos máximos, iluminación y señalización, y sistemas de frenado, en términos de seguridad pasiva muy básica y protección de la infraestructura vial. Además, hasta este momento histórico, el parque automotor era muy reducido y las velocidades típicas eran considerablemente más bajas que las actuales; estas cuestiones llevaban a un interés relativamente limitado sobre la problemática de accidentes. Sin embargo, fundamentalmente a partir de mediados del siglo XX, comienza a manifestarse a nivel mundial un crecimiento fuerte y sostenido del parque automotor, de las velocidades típicamente alcanzadas y otras cuestiones técnicas que sumaron un importante peso en materia de seguridad vial. A estos aspectos, se sumaron las incipientes estadísticas de siniestralidad vial y el consecuente impulso de compañías aseguradoras y otros actores en torno a la reducción de accidentes.

Estos condicionantes motivaron una fuerte presión sobre el desarrollo de regulaciones sistemáticas y rigurosas directamente relacionadas a la estabilidad de vehículos, en lo que respecta fundamentalmente a estandarización de ensayos y restricciones. Asimismo, se impulsó también la consolidación y sistematización de estadísticas nacionales en esta materia. En EE.UU., por ejemplo, esta cuestión empieza a manifestarse a través de la *National Traffic and Motor Vehicle Safety Act* (1966), que habilita la redacción de estándares mandatorios (CDC, 1999), y la posterior creación de la *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA) hacia 1970, entidad a la que se le autorizó emitir estándares de seguridad y realizar campañas de retiro (*recalls*) cuando se detectaban defectos. Las regulaciones prescriptas por este organismo se formularon bajo la denominación de *Federal Motor Vehicle Safety Standards* (FMVSS), abarcando requisitos mínimos de desempeño y diseño para garantizar la seguridad de los vehículos motorizados y sus componentes. Durante sus primeros años, en el contexto de los FMVSS, no se incorporaron ensayos dinámicos específicos de estabilidad o vuelco; las exigencias regulatorias ligadas a seguridad se centraron principalmente en sistemas de frenado y control direccional longitudinal (National Highway Traffic Safety Administration, 2004) —además de aspectos vinculados a anclajes, iluminación, espejos y otras cuestiones de la seguridad ocupacional—, perma-

neciendo los estudios directamente relacionados con estabilidad lateral como objeto de investigación técnica más que de estandarización normativa obligatoria. A nivel internacional, unos años más tarde comenzaron a introducirse las bases de estándares análogos a través de normas ISO.

Por otro lado, paralelamente y también dentro de la década de 1970, comenzó a sistematizarse el registro de accidentes en los EE. UU. (Lee y Fell, 1988), mediante tareas realizadas bajo la órbita de la ya mencionada NHTSA, que han servido para analizar series históricas de datos. La información que empezaba a relevarse en materia de accidentes desde la década de 1970 (National Center for Statistics and Analysis, 2003), evidenciaba una mayor incidencia de fatalidades en siniestros por parte de vehículos de gran porte. Esta tendencia, tal como se analizó en la Sección 1.1, se mantuvo en el tiempo en términos comparativos contra los automóviles y otros vehículos livianos.

En los años posteriores, la infraestructura normativa y estadística se fue consolidando y expandiendo. Luego de años de desarrollos preliminares, y nutriéndose de las prácticas industriales, comienzan a estandarizarse ensayos directamente vinculados a la caracterización de la estabilidad vehicular. Dependiendo de la legislación local, ciertos protocolos y procedimientos revisten de carácter obligatorio, mientras que otros sirven solo fundamentalmente como herramientas de valoración de diseños a nivel industrial y comercial. Junto a estos ensayos, se fue estableciendo el uso de indicadores o parámetros característicos que cuantificaban la propensión a inestabilidades: tal es el caso del *static stability factor* (SSF) —el cual representa la aceleración lateral estática máxima (normalizada por la aceleración de la gravedad) que el vehículo puede soportar antes de que se inicie el vuelco por levantamiento de ruedas, bajo hipótesis cuasi-estáticas y sin consideración de elementos de suspensión— y el *dynamic load transfer ratio* (DLTR) —que cuantifica la asimetría de carga vertical entre los laterales del vehículo. Entre los protocolos de ensayo más relevantes que se fueron introduciendo, cabe mencionar, por ejemplo, el pertinente a la maniobra *J-turn*, que evalúa la estabilidad lateral y la resistencia al vuelco de un vehículo a través de un escenario caracterizado por un rápido giro del volante que se mantiene en el tiempo (National Highway Traffic Safety Administration, 2024). Otro ejemplo es la maniobra *fishhook*, que involucra un rápido giro del volante, seguido de otro en la dirección contraria con cierto tiempo de mantenimiento, describiendo una trayectoria característica y representativa de su nombre (National Highway Traffic Safety Administration, 2013). También

se destacan escenarios de cambio de carril, el denominado *sine with dwell* —caracterizado por una entrada de dirección de tipo senoidal de un solo ciclo, con cierto tiempo de mantenimiento del volante durante el segundo pico, para análisis de la estabilidad direccional (National Highway Traffic Safety Administration, 2007)— y el *step steering*, para caracterizar la respuesta transitoria ante un giro abrupto del volante con mantenimiento. En términos generales, estos ensayos permiten valorar las aptitudes de diferentes diseños en términos de estabilidad. Si bien muchos de estos protocolos y regulaciones cuentan, en general, con cierta aplicabilidad transversal a diferentes categorías de vehículos terrestres, otros están asociados específicamente a vehículos pesados. Al respecto, cabe mencionar a las normas ISO 14791 (ISO, 2000) y 14793 (ISO, 2011a), que establecen específicamente para esta categoría de vehículos métodos competentes para analizar características ligadas a su estabilidad lateral. Por otro lado, la norma ISO 16333 (ISO, 2011b) está ligada al análisis del umbral de vuelco en mesa inclinable, mientras que la 18375 (ISO, 2016) define un ensayo *sine with dwell* para vehículos pesados y buses. Otro ejemplo de estandarización es la norma ISO 12021 (ISO, 2010), vinculada a ensayos de estabilidad ante la acción del viento.

Paralelamente, una cuestión destacada en este contexto fue la introducción y difusión de sistemas avanzados de control de estabilidad y frenado, comenzando históricamente con el *Anti-lock Braking System* (ABS) —asociado al estándar FMVSS 121 (National Highway Traffic Safety Administration, 2004) y vinculado a la prevención del bloqueo de ruedas, manteniendo la capacidad direccional bajo frenado—, el *Electronic Braking System* (EBS) —que permitió el control electrónico de presión de frenado, logrando mejorar las condiciones operacionales durante el frenado, sobre todo, en vehículos pesados— y el *Electronic Stability Control* (ESC) (National Highway Traffic Safety Administration, 2024), de incidencia directa en la estabilidad, que combina sensores y actuadores para la corrección del movimiento. Las regulaciones y protocolos de ensayo fueron adaptándose a estas nuevas tecnologías. Un sistema relevante, asociado típicamente al ESC y fundamentalmente vinculado a vehículos pesados es el *Roll Stability Control* (RSC) (Neuhaus y Willms, 2005; Mcnaull et al., 2010), correspondiente a un sistema electrónico diseñado específicamente para reducir el riesgo de vuelco. Más allá de los recién mencionados, se encuentran los sistemas avanzados de asistencia al conductor (ADAS) (Antony y Whennish, 2021), los cuales asisten a la conducción en términos de ser capaces de interpretar el

entorno, tomar decisiones y posteriormente intervenir, incluyendo sistemas tales como el *Lane Keeping Assist* (LKA) para la detección de carriles, y herramientas predictivas.

Básicamente, desde las primeras décadas de registro estadístico sistemático hasta la actualidad, se verificó un decrecimiento destacado en la cantidad de siniestros en relación a la flota existente en cada momento histórico (Federal Highway Administration, 2023) —pese a cierto estancamiento en los últimos años o ligero crecimiento, según se nota en lo analizado en la Sección 1.1. Esta tendencia histórica fue posible, en gran parte, por los impulsos regulatorios descritos previamente y el esfuerzo desde el sector industrial en mejoras de diseños, donde la introducción de tecnologías de control y asistencia ha desempeñado un rol fundamental.

En términos generales, los aspectos destacados en materia de estandarización normativa en esta sección posibilitan proveer de un marco guía para la selección y definición de escenarios y casos a abordar en el desarrollo de este capítulo —así como en términos de la aplicación del código FSI a tratar en el capítulo 4. Concretamente, como ejemplos, uno de los escenarios planteados y destacados entre los resultados presentados en este capítulo se corresponde con el pertinente al análisis del efecto de una ráfaga de viento lateral, en un *setup* que involucra aspectos referenciables en la norma ISO 12021:2010 (Tunay et al., 2020a). Más aún, en el contexto del capítulo 4, se aborda un conjunto amplio de maniobras con entrada de dirección predefinida (Sección 4.2.4), mencionando escenarios basados en los ensayos *sine with dwell*, *step steering*, entre otros. En general, dado el objetivo vinculado al desarrollo y evaluación de herramientas computacionales aplicadas al análisis de la estabilidad de vehículos de gran porte, los trabajos y contribuciones realizados en este marco presentan, potencialmente, el objetivo de proporcionar una infraestructura computacional que pueda respaldar estudios técnicos vinculados a ensayos y maniobras típicas en dicho ámbito, complementando de esta forma la realización de pruebas experimentales en condiciones de operación y estudios en entornos controlados.

3.2. Metodología

En la presente sección, se describen los aspectos metodológicos seguidos en el desarrollo de un código para la resolución numérica de la dinámica de vehículos de gran porte —a integrarse posteriormente como módulo de un código FSI. En términos generales, se

planteó un enfoque de desarrollo orientado a la obtención de una arquitectura de carácter modular, con la concreción de una base de funcionalidades a testear en el ámbito práctico de interés y en términos de una evaluación comparativa contra resultados de referencia, a fin de cumplir con el objetivo específico ligado a este capítulo y favorecer la realización del pertinente al bloque FSI (Sección 1.2). Según se analizará más adelante, la versión desarrollada del código y descrita en este capítulo ha mostrado robustez y precisión en el conjunto de escenarios planteados y analizados, tanto en el contexto del presente bloque como en términos de su aplicación como módulo MBD en el código FSI (capítulo 4), sobre diferentes casos ligados a la estabilidad lateral de vehículos de gran porte. Sobre esta base ya consolidada, en términos de trabajo futuro, resulta posible aprovechar el mencionado carácter modular a fin de favorecer la potencial incorporación de métodos y estrategias que aporten a la robustez, precisión y alcance del código, de acuerdo a aportes metodológicos ligados al estado del arte actual que se describieron en la Sección 3.1, sin alterar la estructura general del código desarrollado y en función de los requerimientos específicos derivados de los escenarios bajo análisis.

Previo al desarrollo específico de la estructura y funcionalidades de cada bloque del código, se presenta una descripción de los fundamentos metodológicos sobre los que se basa su estrategia general para la resolución de problemas dinámicos.

3.2.1. Formulación teórico-computacional de la dinámica de sistemas multicuerpo

En el código desarrollado, la estrategia interna de resolución de un problema dinámico genérico está basada en el tratamiento teórico de la dinámica de sistemas multicuerpo que se explica a continuación. En términos de la formulación lagrangiana del movimiento de un sistema de N partículas con n_z restricciones holónomas, las ecuaciones de gobierno asociadas a su movimiento pueden expresarse según el sistema de ecuaciones diferenciales-algebraicas dado por la Ec. 3.1.

$$\begin{cases} \mathbf{0} = \mathbf{M}\dot{\mathbf{v}} - \mathbf{F}(\mathbf{x}, \mathbf{v}, t) - \mathbf{G}(\mathbf{x}, t)^T \mathbf{z}, \\ \mathbf{0} = \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{v}, \\ \mathbf{0} = \mathbf{g}(\mathbf{x}, t) \end{cases} \quad (3.1)$$

Donde:

- $\mathbf{x}, \mathbf{v} \in \mathbb{R}^d$ ($d = 3N$) son los vectores que almacenan las posiciones y velocidades de las partículas intervinientes en el problema;
- $\mathbf{M} \in \mathbb{R}^{d \times d}$ es la matriz diagonal de las masas de las partículas;
- $\mathbf{F} \in \mathbb{R}^d$ es el vector de fuerzas actuantes sobre cada partícula;
- $\mathbf{g} \in \mathbb{R}^{n_z}$ es un vector cuyas componentes son las relaciones que definen las restricciones impuestas al sistema;
- $\mathbf{G} = \frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{x}}$;
- $\mathbf{z} \in \mathbb{R}^{n_z}$ son los multiplicadores de Lagrange, asociados a fuerzas de restricción.

En una notación condensada, el sistema puede expresarse de la siguiente forma (Ec. 3.2):

$$\mathbf{R}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, \mathbf{z}, t) = \mathbf{0}, \quad \mathbf{y} = \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{v} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Donde $\mathbf{R}$ se corresponde con el residuo asociado al sistema. En líneas generales, el código provee de funcionalidades para la integración a través de la familia de métodos θ , logrando convergencia de segundo orden al considerar $\theta = 0.5$ (regla trapezoidal). Esta discretización temporal transforma el problema diferencial continuo en un sistema algebraico no lineal (Ec. 3.3).

$$\mathbf{R}(\mathbf{y}^\theta, \dot{\mathbf{y}}^\theta, \mathbf{z}^\theta, t^\theta) = \begin{bmatrix} \mathbf{M}\dot{\mathbf{v}}^\theta - \mathbf{F}(\mathbf{x}^\theta, \mathbf{v}^\theta, t^\theta) - \mathbf{G}(\mathbf{x}^\theta, t^\theta)^\top \mathbf{z}^\theta \\ \dot{\mathbf{x}}^\theta - \mathbf{v}^\theta \\ \mathbf{g}(\mathbf{x}^\theta, t^\theta) \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (3.3)$$

El sistema dado por la Ec. 3.3 posee $2d + n_z$ ecuaciones e igual número de incógnitas. A partir de este, es posible obtener un sistema reducido de orden $n_{eq} \times n_{eq}$ ($n_{eq} = d + n_z$). Concretamente, en virtud de la segunda línea de la Ec. 3.3, se tiene (Ec. 3.4):

$$\mathbf{v}^\theta \approx \frac{\mathbf{x}^{n+1} - \mathbf{x}^n}{\Delta t} \quad (3.4)$$

Teniendo en cuenta que $\mathbf{v}^\theta = (1 - \theta) \mathbf{v}^n + \theta \mathbf{v}^{n+1}$, entonces es posible expresar a la incógnita $\mathbf{v}^{n+1}$ en términos de $\mathbf{x}^{n+1}$, obteniéndose entonces un sistema discretizado

reducido con residuo asociado $\mathbf{R}'(\mathbf{X}^{n+1})$ (Ec. 3.5), siendo ahora $\mathbf{X}^{n+1} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}^{n+1} \\ \mathbf{z}^{n+1} \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{n_{eq}}$ el vector de incógnitas.

$$\mathbf{R}'(\mathbf{X}^{n+1}) = \begin{bmatrix} \mathbf{M}\dot{\mathbf{v}}^\theta - \mathbf{F}(\mathbf{x}^\theta, \mathbf{v}^\theta, t^\theta) - \mathbf{G}(\mathbf{x}^\theta, t^\theta)^\top \mathbf{z}^\theta \\ \mathbf{g}(\mathbf{x}^\theta, t^\theta) \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (3.5)$$

En la Ec. (3.5), las cantidades a θ se definen según la Ec. 3.6. Resulta evidente ahora que el sistema puede expresarse en función exclusiva de las incógnitas $\mathbf{x}^{n+1}$ y $\mathbf{z}^{n+1}$.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}^\theta &= (1 - \theta)\mathbf{x}^n + \theta\mathbf{x}^{n+1}, \\ \mathbf{z}^\theta &= (1 - \theta)\mathbf{z}^n + \theta\mathbf{z}^{n+1}, \\ \mathbf{v}^\theta &= \frac{\mathbf{x}^{n+1} - \mathbf{x}^n}{\Delta t}, \\ \dot{\mathbf{v}}^\theta &= \frac{\mathbf{v}^\theta - \mathbf{v}^n}{\theta\Delta t}, \\ t^\theta &= (1 - \theta)t^n + \theta t^{n+1}. \end{aligned} \quad (3.6)$$

El jacobiano asociado a este sistema discretizado reducido está dado por la Ec. 3.7:

$$\frac{\partial \mathbf{R}'}{\partial \mathbf{X}^{n+1}} = \mathbf{J} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{11} & \mathbf{J}_{12} \\ \mathbf{J}_{21} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Sus componentes están dadas por la Ec. 3.8:

$$\begin{aligned} \mathbf{J}_{11} &= \frac{1}{\theta\Delta t^2} \mathbf{M} - \left(\theta \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{x}} + \frac{1}{\Delta t} \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial \mathbf{v}} \right) - \theta \frac{\partial (\mathbf{G}^\top \mathbf{z})}{\partial \mathbf{x}}, \\ \mathbf{J}_{12} &= -\theta \mathbf{G}(\mathbf{x}^\theta, t^\theta)^\top, \\ \mathbf{J}_{21} &= \theta \mathbf{G}(\mathbf{x}^\theta, t^\theta), \end{aligned} \quad (3.8)$$

En la Ec. 3.8, las funciones y derivadas parciales se evalúan en $(\mathbf{x}^\theta, \mathbf{v}^\theta, \mathbf{z}^\theta, t^\theta)$.

El sistema no lineal discretizado (Ec. 3.5) puede resolverse de forma iterativa mediante el método de Newton-Raphson. La expresión para obtener la solución asociada a la iteración $k + 1$ se obtiene mediante la Ec. 3.9.

$$\mathbf{X}_{k+1}^{n+1} = \mathbf{X}_k^{n+1} - \left(\frac{\partial \mathbf{R}'}{\partial \mathbf{X}^{n+1}} \bigg|_{\mathbf{X}_k^{n+1}} \right)^{-1} \mathbf{R}'(\mathbf{X}_k^{n+1}) \quad (3.9)$$

De esta forma, para cada iteración, se debe resolver un sistema lineal asociado al jacobiano $\mathbf{J}$. Debe tenerse en cuenta que esta matriz —tal como se desprende de la Ec. 3.7— tiene un bloque correspondiente a una submatriz nula (asociado al aporte de las ecuaciones de las restricciones), llevando a valores nulos en la diagonal principal. El sistema puede resolverse por condensación, según se analiza a continuación. Por simplicidad en la notación, si se expresa el sistema de la Ec. 3.9 mediante la expresión $\mathbf{J} \mathbf{X} = \mathbf{b}$, con $\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{z} \end{bmatrix}$

y $\mathbf{b} = \begin{bmatrix} \mathbf{b}_1 \\ \mathbf{b}_2 \end{bmatrix}$, se tiene (Ec. 3.10):

$$\begin{cases} \mathbf{J}_{11} \mathbf{x} + \mathbf{J}_{12} \mathbf{z} = \mathbf{b}_1 \\ \mathbf{J}_{21} \mathbf{x} = \mathbf{b}_2 \end{cases} \quad (3.10)$$

Operando convenientemente, es posible obtener una ecuación matricial que involucra únicamente a $\mathbf{z}$, y una vez resuelta, obtener $\mathbf{x}$ (Ec. 3.11):

$$\begin{cases} (\mathbf{J}_{21} \mathbf{J}_{11}^{-1} \mathbf{J}_{12}) \mathbf{z} = \mathbf{J}_{21} \mathbf{J}_{11}^{-1} \mathbf{b}_1 - \mathbf{b}_2 \\ \mathbf{x} = \mathbf{J}_{11}^{-1} (\mathbf{b}_1 - \mathbf{J}_{12} \mathbf{z}) \end{cases} \quad (3.11)$$

Sin embargo, aún se tiene el inconveniente de que es necesario computar la inversa de $\mathbf{J}_{11}$, lo cual puede resultar particularmente costoso para sistemas grandes. Más aún, dicha submatriz, que proviene del aporte de las derivadas de las ecuaciones de movimiento respecto a la posición, es típicamente *sparse*, mientras que su inversa será típicamente una matriz densa. Una alternativa para evitar dicha inversión consiste en computar $\mathbf{J}_{11}^{-1} \mathbf{J}_{12}$ a través de la resolución de un sistema de la forma $\mathbf{J}_{11} \mathbf{Y} = \mathbf{J}_{12}$; llevándose a cabo una descomposición LU de la matriz $\mathbf{J}_{11}$, pueden resolverse luego fácilmente cada sistema de ecuaciones asociado a cada columna de $\mathbf{J}_{12}$. En general, este algoritmo de resolución para la Ec. 3.9 es el que se implementa en el código, y el que en definitiva permite obtener $\mathbf{z}$ y luego $\mathbf{x}$ en cada iteración.

El desarrollo anterior ha considerado la resolución de la dinámica de un sistema de N partículas genérico sujeto a n_z restricciones holónomas. Para abordar la dinámica de sistemas de cuerpos rígidos, es posible valerse de esta estructura general y definir, por cada uno de dichos cuerpos, un sistema de partículas dinámicamente equivalente —esto es, un conjunto de partículas con igual masa total que el cuerpo, mismo tensor de inercia y con restricciones tales que definan un conjunto cinemáticamente rígido.

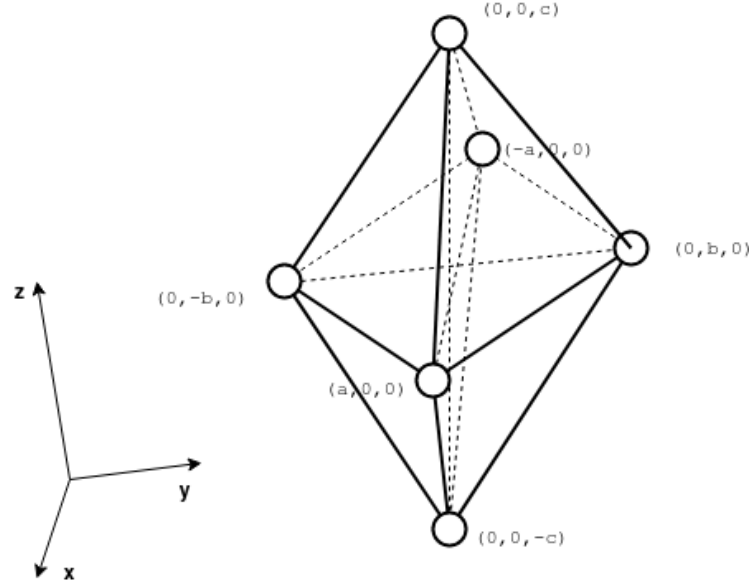


Figura 3.1: Esquema representativo de un sistema de partículas dispuestas en un arreglo octaédrico, utilizado y definido internamente en la librería *prtclsys* como sistema dinámicamente equivalente a un cuerpo rígido dado.

En general, dado un cuerpo de masa m , tensor de inercia $\mathbf{I}$, el código define un sistema de seis partículas asociado, dispuestas en un arreglo octaédrico (Figura 3.1), de forma tal que su masa total y tensor de inercia se correspondan con los del cuerpo en cuestión, y con restricciones que garanticen su rigidez. De esta forma, cada partícula se ubica en los vértices de un octaedro, cuyas distancias y masas se eligen convenientemente para tener en conjunto la misma masa e inercia que el cuerpo rígido. Por simplicidad, la explicación subsiguiente relativa a la obtención de estas cantidades considera que el cuerpo se encuentra centrado en el origen del sistema de coordenadas; para cualquier otra ubicación, es posible proceder de forma análoga considerando un sistema local y la posterior aplicación de una traslación según la posición del centro de masa.

El tensor de inercia $\mathbf{I}$ de un sistema de partículas se expresa según la Ec. 3.12:

$$I_{ij} = \sum_p m^p (x_k^p x_k^p \delta_{ij} - x_i^p x_j^p), \quad i, j = 1, 2, 3, \quad \mathbf{x}^p = (x_1^p, x_2^p, x_3^p) \quad (3.12)$$

En la Ec. 3.12, se hace corresponder $(x_1^p, x_2^p, x_3^p) \rightarrow (x, y, z)$ según el sistema de ejes de la Figura 3.1. Si se define un tensor $\mathbf{J}$ tal que:

$$J_{ij} = \sum_p m^p x_i^p x_j^p \quad (3.13)$$

Entonces, trabajando algebraicamente las Ecs. 3.12 y 3.13, se obtiene que:

$$\begin{aligned} \mathbf{I} &= Tr(\mathbf{J})\mathbf{1} - \mathbf{J}, \\ \mathbf{J} &= Tr(\mathbf{J})\mathbf{1} - \mathbf{I} \end{aligned} \quad (3.14)$$

En la Ec. 3.14, $\mathbf{1}$ es la matriz identidad de $n_{dim} \times n_{dim}$. Operando algebraicamente, se llega a la Ec. 3.15

$$\mathbf{J} = \frac{1}{n_{dim} - 1} Tr(\mathbf{I})\mathbf{1} - \mathbf{I} \quad (3.15)$$

Conveniente, según la Figura 3.1, las partículas se agrupan de a pares, con cada uno de ellos posicionado sobre uno de los ejes coordenados. Para simplicidad de las expresiones, se fija que todas las partículas tienen la misma masa —lo cual implica necesariamente que $m^p = \frac{1}{6}m$ — y que las partículas pertenecientes a cada par se ubican a igual distancia del origen (Ec. 3.16):

$$\begin{aligned} \mathbf{x}^1 &= (+a, 0, 0) \\ \mathbf{x}^2 &= (-a, 0, 0) \\ \mathbf{x}^3 &= (0, +b, 0) \\ \mathbf{x}^4 &= (0, -b, 0) \\ \mathbf{x}^5 &= (0, 0, +c) \\ \mathbf{x}^6 &= (0, 0, -c) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Reemplazando la Ec. 3.16 en la Ec. 3.13, se llegan a las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} \frac{1}{3}ma^2 &= J_{11}, \\ \frac{1}{3}mb^2 &= J_{22}, \\ \frac{1}{3}mc^2 &= J_{33}, \end{aligned} \quad (3.17)$$

De esta forma, conociendo m e $\mathbf{I}$ del cuerpo rígido en cuestión, y bajo la consideración de $m^p = \frac{1}{6}m$, se tiene que utilizando las Ecs. 3.15 y 3.17 es posible calcular las posiciones de las partículas del sistema (Ec. 3.16) a fin de lograr que sea dinámicamente equivalente.

Para lograr la condición de rigidez, el código impone restricciones de distancia entre partículas, de acuerdo al siguiente criterio: se fijan las distancias de cada par de partículas que no forman parte de un mismo eje coordenado en la Figura 3.1. Esto lleva a que se eliminen 12 grados de libertad del sistema de partículas. Considerando que, *a priori*, el sistema contaba con $n_p \times n_{dim} = 18$ grados de libertad, luego de la aplicación de las restricciones se tiene un total de 6, al igual que un cuerpo rígido —esto puede asimismo analizarse como el cumplimiento de la regla de Maxwell para reticulados espaciales, considerando el arreglo octaédrico elegido. A su vez, las restricciones convenientemente elegidas llevan a fijar la longitud de los lados de cada cara triangular externa del octaedro, y con esto, llevan a que cada cara del octaedro sea rígida; luego, por el Teorema de Rigidez de Cauchy —cualquier poliedro convexo cuyas caras sean rígidas es globalmente rígido—, se tiene necesariamente que el sistema es rígido. Bajo esta metodología, es posible resolver la dinámica de cuerpos rígidos utilizando el algoritmo definido previamente para sistemas de partículas genéricos.

De forma similar, en el contexto de la aplicación de una fuerza conocida sobre un cuerpo rígido, debe establecerse una metodología para la determinación de las fuerzas a ejercer sobre las partículas del sistema auxiliar, a fin de lograr el mismo efecto dinámico que el pertinente al escenario real. En primer lugar, debe tenerse en cuenta que, en el contexto de la dinámica de cuerpos rígidos, todo sistema de fuerzas aplicado sobre un cuerpo puede reemplazarse por un sistema constituido por una fuerza y un torque ejercidos sobre el centro de masa.

Consideremos un cuerpo rígido sobre el cual se aplica una fuerza neta $\mathbf{F}$ y un torque neto $\mathbf{T}$ sobre su centro de masa $\mathbf{x}_{CM}$. Las fuerzas $\mathbf{f}^j$ a aplicar sobre cada partícula j del sistema auxiliar dinámicamente equivalente deben satisfacer la Ec. 3.18:

$$\begin{cases} \mathbf{F} = \sum_j \mathbf{f}^j \\ \mathbf{T} = \sum_j (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) \times \mathbf{f}^j \end{cases} \quad (3.18)$$

El sistema $\{\mathbf{F}, \mathbf{T}\}$ aplicado sobre el cuerpo rígido produce una aceleración lineal del CM dada por $\mathbf{F}/m = \mathbf{a}$, mientras que la ecuación asociada al torque puede escribirse $\mathbf{T} = \mathbf{I}\mathbf{B}$. Si se propone una distribución de la forma:

$$\mathbf{f}^j = m^j [\mathbf{a} + \mathbf{B} \times (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM})] = m^j [\mathbf{F}/m + \mathbf{I}^{-1}\mathbf{T} \times (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM})] \quad (3.19)$$

Puede demostrarse que esa $\mathbf{f}^j$ satisface la Ec. 3.18. En efecto, los miembros derechos de la Ec. 3.18 pueden calcularse como:

$$\begin{aligned} \sum_j \mathbf{f}^j &= \sum_j m^j [\mathbf{F}/m + (\mathbf{I}^{-1}\mathbf{T}) \times (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM})] \\ &= \mathbf{F}/m \sum_j m^j + (\mathbf{I}^{-1}\mathbf{T}) \times \sum_j m^j (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) \\ &= \mathbf{F} + (\mathbf{I}^{-1}\mathbf{T}) \times \mathbf{0} \\ &= \mathbf{F} \end{aligned} \quad (3.20)$$

En la Ec. 3.20 se utilizó que $\sum_j m^j (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) = \mathbf{0}$, lo cual se deriva de la definición de centro de masa.

$$\begin{aligned} \sum_j (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) \times \mathbf{f}^j &= \sum_j (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) \times m^j [\mathbf{F}/m + \mathbf{B} \times (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM})] \\ &= \sum_j [m^j (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM})] \times \mathbf{F}/m + \sum_j m^j [(\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) \times \mathbf{B} \times (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM})] \\ &= \mathbf{0} + \sum_j m^j \{ \mathbf{B} [(\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) \cdot (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM})] - (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) [(\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) \cdot \mathbf{B}] \} \\ &= \sum_j m^j \{ \|\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}\|^2 \mathbf{B} - [(\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) \otimes (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM})] \mathbf{B} \} \\ &= \sum_j m^j \{ \|\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}\|^2 \mathbf{1} - [(\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) \otimes (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM})] \} \mathbf{B} \\ &= \mathbf{IB} \end{aligned} \quad (3.21)$$

En la Ec. 3.21, además de $\sum_j m^j (\mathbf{x}^j - \mathbf{x}_{CM}) = \mathbf{0}$, se utilizó la identidad $\mathbf{A} \times (\mathbf{B} \times \mathbf{C}) = \mathbf{B}(\mathbf{A} \cdot \mathbf{C}) - \mathbf{C}(\mathbf{A} \cdot \mathbf{B})$. Con esto se demuestra que, conocido el sistema $\{\mathbf{F}, \mathbf{T}\}$ aplicado sobre el cuerpo rígido y su inercia, con la Ec. 3.19 se calculan las fuerzas $\mathbf{f}^j$ a ejercer sobre cada partícula del sistema auxiliar que producen el mismo efecto dinámico que el sistema de fuerzas original. Estas cantidades $\mathbf{f}^j$ son las que finalmente se introducen en las ecuaciones de movimiento a resolver.

3.2.2. Descripción de la arquitectura del código

En esta subsección, se describe el detalle relativo a la estructura y las funcionalidades del código desarrollado, destacando las clases fundamentales y el objetivo de cada módulo constitutivo, en conjunto con sus relaciones. En la Figura 3.2 se esquematiza su arquitectura, con indicación de los diferentes bloques asociados, que servirá de base para la explicación subsiguiente. Este diagrama está basado en la notación UML —concretamente, no pretende ser un diagrama UML estricto de clases ni de componentes, sino utilizar sus convenciones de forma flexible para expresar relaciones estructurales de manera compacta y conveniente, según la descripción abordada a continuación.

En términos generales, el núcleo del código se corresponde con un módulo designado *prtclsys*, que provee funcionalidades para la resolución numérica del movimiento de sistemas de partículas genéricos sujetos a variedad de restricciones, y cuya fundamentación teórica se trató en la Sección 3.2.1. Concretamente, este módulo permite abordar un problema dinámico a través del marco de sistemas de partículas auxiliares ya detallado, contando con funcionalidades para la discretización y resolución iterativa de sistemas de ecuaciones diferenciales-algebraicas (DAEs) con restricciones asociadas a multiplicadores de Lagrange. Se caracteriza por mantener un relativamente bajo nivel de abstracción algorítmica en lo referido a la formulación, linealización iterativa y ensamblado de las ecuaciones, en el sentido de que éstas se implementan directamente a nivel del cálculo y ensamblado de residuales y jacobianos *sparse* en un esquema Newton-Raphson desarrollado internamente, sin delegar la resolución del sistema no lineal completo a bibliotecas de alto nivel —recurriendo a bibliotecas externas únicamente en relación a las estructuras de datos y rutinas de álgebra lineal subyacente (*Eigen*), y para operaciones de entrada y salida (JSON, HDF5). En términos generales, bajo una extensión continua, el código es desarrollado por el equipo de trabajo compuesto por quien lleva la dirección de esta tesis, Dr. Mario Storti, y el autor de la presente, en carácter de contribuciones en funcionalidades relativas a la aplicación en dinámica vehicular y su posterior integración al código FSI. El enfoque de desarrollo involucra el paradigma de programación orientada a objetos, utilizando el lenguaje C++ y explotando las propiedades de herencia y polimorfismo, en vista de lograr modularidad y extensibilidad para una complejización progresiva del código.

Cada módulo está asociado a una o algunas clases fundamentales, las cuales se indican en la Figura 3.2. El núcleo de la estrategia de resolución —en línea con lo explicado

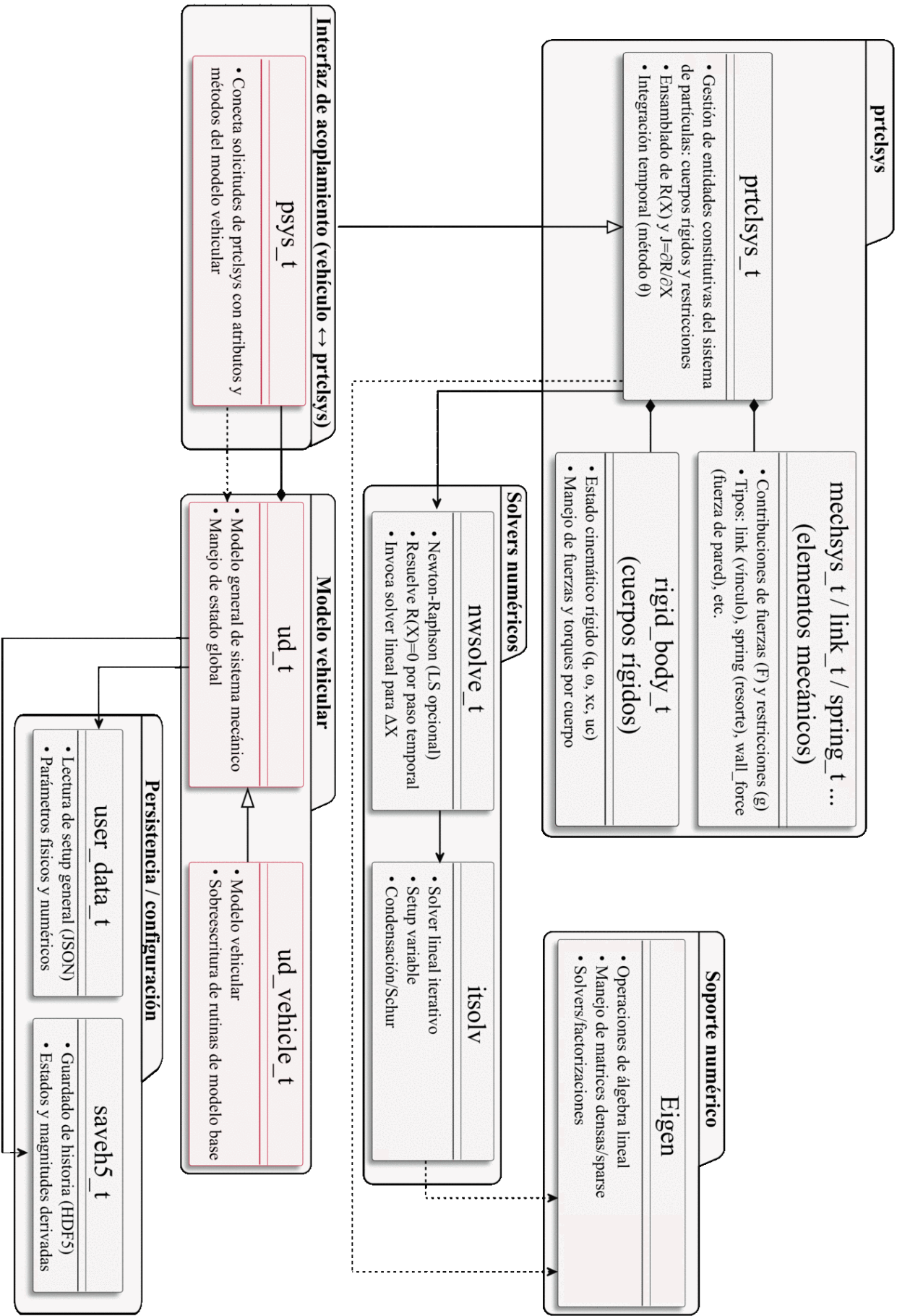


Figura 3.2: Arquitectura del código de dinámica vehicular, con indicación de bloques y clases principales, en conjunto con sus relaciones. Las flechas llenas con línea continua indican llamada o uso principal; las flechas huecas con línea continua denotan herencia; las flechas con línea de trazos señalan dependencia auxiliar o llamada secundaria, y las líneas con terminación en rombo indican composición o pertenencia.

en el párrafo anterior— está asociado, fundamentalmente, a la clase `prtclsys_t`. Mediante una instancia de esta clase, se define un sistema de partículas auxiliar asociado al sistema vehicular cuya dinámica se desea resolver. En líneas generales, involucra atributos y métodos que permiten gestionar las entidades que constituyen al sistema auxiliar —partículas, cuerpos rígidos y restricciones—, el ensamblado del residuo y el jacobiano que requieren los *solvers* numéricos de sistemas de ecuaciones, y la integración temporal, como funciones principales. Esta clase maneja el estado del sistema auxiliar, almacenando las posiciones, velocidades y masas de las partículas, y los multiplicadores de Lagrange asociados a las restricciones. En lo que respecta al integrador temporal, tal como se explicó en la Sección 3.2.1, se implementó un esquema asociado a la familia de métodos θ . Si bien mediante $\theta = 0.5$ se obtiene una aproximación de segundo orden en el tiempo, la clase por defecto utiliza el valor $\theta = 0.55$ —ligeramente por encima—, a fin de introducir cierta disipación numérica que favorezca la estabilidad. Por otro lado, mediante el método `prtclsys_t::nw_resfun`, se ensamblan el residuo $\mathbf{R}$ y el jacobiano $\mathbf{J}$ del sistema discreto pertinente. La matriz $\mathbf{J}$ es almacenada y manejada como una matriz *sparse* a través de estructuras y métodos de la librería *Eigen*. Dicho ensamblado requiere de la información provista por instancias de la clase asociada a cuerpos rígidos (`rigid_body_t`) y de las pertinentes a las restricciones, en términos de conocer sus contribuciones sobre las ecuaciones del sistema a resolver. En última instancia, dicha información parte de los datos relativos al modelo vehicular, obtenidos a través de un objeto de la clase `psys_t` que permite vincular el marco de *prtclsys* con el del modelo vehicular —según se detalla más adelante.

Estrictamente, la instancia de la clase `prtclsys_t` maneja las fuerzas internas y restricciones del sistema a través de objetos de la clase `mechsys_t` y derivadas, asociadas a diferentes tipos de vínculos, restricciones y subsistemas particulares —resortes, amortiguadores, articulaciones, etc.— que forman parte de ella. Estos objetos, en general, tienen asociado un conjunto local de partículas del sistema y ciertas expresiones asociadas a su funcionalidad específica. Su salida son fuerzas internas y restricciones, comunicadas a `prtclsys_t` en el mismo formato independientemente de la clase —esta característica de modularidad permite implementar nuevos tipos de vínculos sin modificar la lógica general del ensamblado y su código pertinente. Por otro lado, otra de las clases asociadas a `prtclsys_t` es la designada `rigid_body_t`, la cual posee atributos para almacenar el

estado cinemático de los cuerpos rígidos en cuestión, y provee métodos para transformar fuerzas aplicadas sobre el cuerpo rígido en solicitaciones dinámicamente equivalentes sobre las partículas (Ec. 3.19). En el código, el estado cinemático de un cuerpo rígido está definido por la posición y velocidad de su centro de masa ($\mathbf{x}_c$ y $\mathbf{v}_c$), un cuaternión ($\mathbf{q}$) para indicar su orientación —por su eficiencia y a fin de evitar singularidades asociadas al uso de ángulos de Euler— y su velocidad angular (ω). Así, en general, a través de estas clases asociadas, el objeto de `prtcclsys_t` es capaz de obtener, por cada paso de tiempo, el residuo $\mathbf{R}$ y el jacobiano $\mathbf{J}$ que requiere el módulo de *solvers* numéricos para funcionar, que se detalla a continuación.

A partir de dicha información de entrada ($\mathbf{R}$ y $\mathbf{J}$), una instancia de la clase `nwsolve_t` lleva a cabo la ejecución del algoritmo correspondiente al método de Newton-Raphson (Ec. 3.9), invocando a su vez a un *solver* lineal para la resolución del sistema dado por la Ec. 3.11 de acuerdo a la estrategia descrita en la Sección 3.2.1. Por defecto, se utiliza el *solver* iterativo BiCGSTAB —si bien, de forma sencilla, podrían utilizarse otros *solvers* pertinentes que ofrece la biblioteca *Eigen*. Considerando que el jacobiano del sistema discreto a resolver es típicamente *sparse*, no simétrico e indefinido, BiCGSTAB puede aplicarse y es una opción que ofrece un compromiso favorable entre robustez y costo computacional frente a métodos como GMRES, cuyo costo de almacenamiento y ortogonalización crece con la dimensión del subespacio de Krylov o con el parámetro de reinicio. Con la realización de simulaciones de prueba asociadas a los escenarios tratados en este capítulo, se observó que para los casos analizados BiCGSTAB fue suficientemente robusto. Por otro lado, opcionalmente, Newton-Raphson puede ejecutarse utilizando *line search*, implementada mediante el método de proyección escalar del residuo. El *line search* constituye una técnica de globalización que se utiliza para controlar la longitud del paso de Newton cuando la actualización completa no produce una reducción adecuada del residuo. De este modo, se reduce la posibilidad de divergencia ante estimaciones iniciales alejadas de la solución o ante regiones fuertemente no lineales del problema, favoreciendo la robustez general del procedimiento de resolución. Alternativamente a la condensación del sistema de ecuaciones descrita en la Sección anterior (Ec. 3.11) —activa por defecto en el código—, está implementada una estrategia de penalización iterativa que, en líneas generales, consiste en introducir artificialmente un bloque no nulo $\mathbf{J}_{22} = \delta \mathbf{I}$ con δ pequeño en la Ec. 3.11, lo cual regulariza el sistema tipo *saddle-point* y permite su resolución me-

diente técnicas iterativas. Dicha modificación actúa exclusivamente a nivel algebraico y no altera la formulación continua del problema; el procedimiento se repite hasta satisfacer las tolerancias de convergencia.

A fin de mantener las funcionalidades asociadas a `prtclsys_t` genéricas —esto es, capaz de utilizarse para diferentes sistemas materiales, no necesariamente vehículos— las clases específicas pertinentes se vinculan con las asociadas al manejo de sistemas de partículas mediante la clase `psys_t`, derivada de `prtclsys_t`, que funciona a modo de *wrapper* y redirige los *callbacks* hacia el modelo específico. Esta decisión de diseño permite desacoplar la implementación de la estrategia de resolución de sistemas de partículas genéricos (*prtclsys*) del código que define a sistemas materiales de características específicas. En este caso, la clase particular se corresponde con `ud_vehicle_t`, representativa del comportamiento dinámico de un vehículo, y derivada de la clase general `ud_t`. En líneas generales, sobre la base de atributos y métodos generales de `ud_t` como clase base, `ud_vehicle_t` establece la parametrización del sistema vehicular y presenta métodos que brindan información al módulo `prtclsys` para la resolución de las ecuaciones de movimiento. Así, por ejemplo, en esta clase se definen métodos para el cálculo de las fuerzas sobre neumáticos —con sus respectivas parametrizaciones—, para determinar las fuerzas internas dadas por la suspensión, y para la definición de vínculos con partes remolcadas, entre otros. A su vez, se cuentan con métodos para la lectura de los parámetros físicos relativos al modelo, y numéricos en relación al *setup* de los *solvers* —opciones en Newton-Raphson y *solver* lineal, configuración de integración temporal—, y además para las operaciones de escritura. Concretamente, los parámetros de entrada se leen desde un archivo JSON mediante métodos de una instancia de la clase `user_data_t`. En términos generales, los datos se encuentran en un archivo de configuración, generado mediante *scripts* de Octave y Python. A través de `psys_t`, estos datos son comunicados desde el modelo vehicular hacia *prtclsys*. Por su parte, el guardado de datos se realiza mediante una instancia de la clase `saveh5_t`, perteneciente a `ud_vehicle_t`, que define métodos para la escritura de series temporales de las magnitudes principales del estado cinemático y derivadas en archivos con formato HDF5, para un almacenamiento eficiente.

Tal como se explicó previamente, en términos de los métodos asociados al cálculo de las ecuaciones de movimiento, la dependencia de bibliotecas externas es mínima: la formulación, linealización iterativa y ensamblado de las ecuaciones se implementan directa-

mente a nivel del cálculo y ensamblado de residuales y jacobianos *sparse* en un esquema de Newton-Raphson desarrollado internamente, sin delegar la resolución del sistema no lineal completo a bibliotecas de alto nivel. Solo se recurre a bibliotecas externas en relación al manejo de estructuras de datos y rutinas de álgebra lineal subyacente, lo cual se hace a través de la librería *Eigen*: se utilizan métodos para la manipulación de vectores y matrices densas/*sparse* y cuaterniones, y para llevar a cabo la resolución de sistemas lineales.

En términos generales, la descripción realizada denota el carácter modular del código, con capacidad de extenderse para incorporar nuevas estrategias y métodos, sin afectar la lógica y estructura general ya establecida. En concreto, la separación modular entre la gestión de partículas, cuerpos rígidos y restricciones, y por otro lado, la resolución numérica mediante *nwsolve_t*, permite incorporar extensiones metodológicas en la resolución numérica de manera localizada. Asimismo, el carácter modular favorece la implementación de modelos de vehículos más detallados —o bien, de otros tipos de sistemas— sin afectar sensiblemente otras áreas del código y la lógica global del programa —concretamente, los módulos relativos al *solver* numérico y al de gestión del sistema de partículas auxiliar. Según se explicó al inicio de la Sección 3.2, y en base a los resultados que se mostrarán más adelante en este bloque y en el capítulo 4, el código MBD desarrollado y descrito aquí con las funcionalidades especificadas, ha mostrado robustez y precisión en el conjunto de escenarios planteados y analizados, favoreciendo el cumplimiento de los objetivos planteados (Sección 1.2). En este sentido, la incorporación eventual de nuevas estrategias se subordina a trabajo futuro, bajo la proyección del análisis de maniobras y casos de mayor complejidad y/o ligados a otros escenarios físicos.

3.2.3. Descripción de casos de testeo/validación

A fin de evaluar la robustez y precisión del código desarrollado, cuya arquitectura fue descrita en la Sección 3.2.2, se procedió al estudio de diferentes escenarios físicos relativos a vehículos, estableciendo un análisis comparativo contra los resultados pertinentes a desarrollos analíticos. Estos casos abarcan desde escenarios con solicitaciones externas constantes que definen un comportamiento cinemático simple, hasta la aplicación de fuerzas variables que plantean un mayor desafío en precisión y robustez. La finalidad del procedimiento global de testeo es garantizar que la física subyacente del código sea co-

recta y que la metodología numérica provea de suficiente precisión y robustez para los diferentes tipos de escenarios planteados, en vista asimismo de la posterior inclusión de lo aquí desarrollado como módulo MBD dentro del código de interacción fluido-estructura (capítulo 4).

Convenientemente, para los diferentes casos analizados, se recurre a un modelo de vehículo de gran porte, consistente en un modelo de colectivo utilizado con algunas variantes por diferentes autores (Lee et al., 2013; Winkler et al., 2016; Tunay et al., 2020a). Este se corresponde con un modelo de tipo *single-track* —típico en el análisis de la estabilidad lateral— con grados de libertad en guiñada (ψ), desplazamiento lateral (y) y, a diferencia de un *single-track* clásico, rolido (ϕ) —teniéndose en cuenta que el movimiento de rolido es de particular relevancia en la dinámica de vehículos de gran superficie lateral (Tunay et al., 2020b). Para un uso típico como modelo en el análisis de la estabilidad lateral, se considera una velocidad axial constante —por tanto, su movimiento en dirección longitudinal no se considera un grado de libertad. Se utilizan modelos lineales para la fuerza lateral del neumático —aproximación adecuada para ángulos de *slip* pequeños— y para la suspensión —concretamente, con resorte y amortiguador torsionales lineales. Un esquema general del modelo, con representación de su dinámica lateral, se muestra en la Figura 3.3, mientras que los parámetros físicos relevantes a su dinámica se presentan en la Tabla 3.1.

La elección de este modelo vehicular simple radica, fundamentalmente, en la posibilidad de derivar analíticamente las ecuaciones diferenciales de movimiento que rigen el comportamiento dinámico del sistema, en vista al objetivo de evaluar el código desarrollado a través de un análisis comparativo. Concretamente, puede demostrarse —según se desarrolla en la Sección 3.2.4— que las ecuaciones de movimiento pertinentes al modelo descrito, solicitado por una fuerza lateral F_{ay} , un momento de rolido M_{ax} y un momento de guiñada M_{az} , están dadas por el siguiente sistema (Ec. 3.22).

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{b} \quad (3.22)$$

Donde:

Tabla 3.1: Parámetros fundamentales del modelo *single-track* utilizado en los casos de evaluación del código.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Longitud del vehículo	L	12.2	m
Altura del vehículo	h	3.6	m
Ancho del vehículo	w	2.6	m
Altura del centro de gravedad (CG)	z_{cg}	1.0	m
Distancia entre el eje delantero y el CG	f	3.7	m
Distancia entre el eje trasero y el CG	b	2.2	m
Altura del centro de rolido	z_{cr}	0.0	m
Masa del vehículo	m	13 650	kg
Velocidad axial	u	25	m/s
Coef. de rigidez del conjunto de ruedas delanteras	C_{12y}	250	kN/rad
Coef. de rigidez del conjunto de ruedas traseras	C_{34y}	450	kN/rad
Coef. de amortiguamiento de la suspensión	C_ϕ	100	kN m s/rad
Coef. de rigidez de rolido de la suspensión	K_ϕ	1000	kN m/rad
Momento de inercia de guiñada	I_{zz}	200 000	kg m ²
Momento de inercia de rolido	I_{xx}	30 000	kg m ²

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{\lambda I_{x,eq}}{m u I_{xx}} & -\frac{\tau I_{x,eq}}{m u I_{xx}} + u & -\frac{z_{cg} C_\phi}{I_{xx}} & -\frac{z_{cg} (K_\phi - m g z_{cg})}{I_{xx}} \\ -\frac{\tau}{u I_{zz}} & -\frac{\sigma}{u I_{zz}} & 0 & 0 \\ -\frac{\lambda z_{cg}}{u I_{xx}} & -\frac{\tau z_{cg}}{u I_{xx}} & -\frac{C_\phi}{I_{xx}} & -\frac{K_\phi - m g z_{cg}}{I_{xx}} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} -\frac{I_{x,eq} F_{ay}}{I_{xx} m} + \frac{M_{ax} z_{cg}}{I_{xx}} \\ \frac{M_{az}}{I_{zz}} \\ \frac{M_{ax}}{I_{xx}} - \frac{F_{ay} z_{cg}}{I_{xx}} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} v \\ \dot{\psi} \\ \dot{\phi} \\ \phi \end{bmatrix}$$

El vector de incógnitas involucra la velocidad lateral (v), la tasa de guiñada ($\dot{\psi}$), el

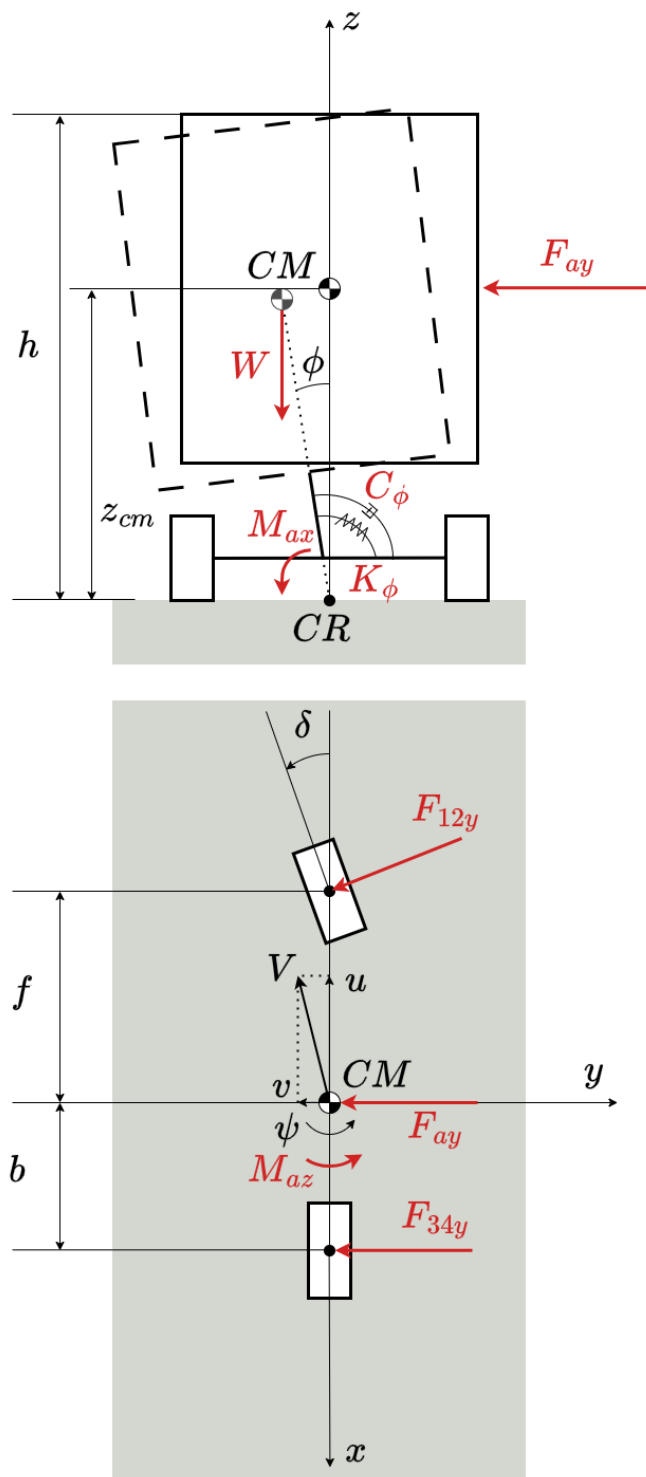


Figura 3.3: Esquema del modelo *single-track* de un colectivo utilizado en los casos de evaluación del código de dinámica vehicular, con indicación de las dimensiones, solicitaciones y parámetros fundamentales del modelo: (a) esquema general *single-track*, (b) representación de la dinámica lateral en vista superior.

ángulo de rolo (ϕ) y la tasa de rolo ($\dot{\phi}$). Para simplificar la notación, en la Ec. 3.22 se ha considerado:

$$\begin{aligned}\lambda &= C_{12y} + C_{34y} \\ \tau &= C_{34y} b - C_{12y} f \\ \sigma &= C_{12y} f^2 + C_{34y} b^2 \\ I_{x,eq} &= I_{xx} + m z_{cg}^2\end{aligned}\tag{3.23}$$

Mediante métodos de integración numérica, es posible resolver el sistema de EDOs dado por la Ec. 3.22 para obtener el estado dinámico del modelo vehicular determinado por $\{v, \dot{\psi}, \phi, \dot{\phi}\}$. Concretamente, se recurrió a la integración numérica a través de la familia de métodos θ . En líneas generales, la discretización planteada fue la siguiente (Ec. 3.24):

$$\begin{aligned}\frac{\mathbf{x}_{t+\Delta t} - \mathbf{x}_t}{\Delta t} &= \mathbf{A}[\theta \mathbf{x}_{t+\Delta t} + (1 - \theta)\mathbf{x}_t] + \mathbf{B}(t + \theta\Delta t), \\ \left(\frac{\mathbf{I}}{\Delta t} - \theta\mathbf{A}\right) \mathbf{x}_{t+\Delta t} &= \left[\frac{\mathbf{I}}{\Delta t} + (1 - \theta)\mathbf{A}\right] \mathbf{x}_t + \mathbf{B}(t + \theta\Delta t), \\ \mathbf{x}_{t+\Delta t} &= \left(\frac{\mathbf{I}}{\Delta t} - \theta\mathbf{A}\right)^{-1} \left\{ \left[\frac{\mathbf{I}}{\Delta t} + (1 - \theta)\mathbf{A}\right] \mathbf{x}_t + \mathbf{B}(t + \theta\Delta t) \right\}\end{aligned}\tag{3.24}$$

Los casos considerados para el análisis comparativo se describen a continuación.

Caso A: aplicación de cargas constantes

La aplicación de una fuerza lateral constante y, en general, de un estado de sollicitación independiente del tiempo, lleva al sistema a un estado de movimiento en equilibrio en donde $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{0}$. Esto puede demostrarse partiendo de considerar $\mathbf{b} = \mathbf{b}_0$ constante en la solución general del sistema (Ec. 3.22). En efecto, la solución general puede escribirse como:

$$\mathbf{x}(t) = e^{\mathbf{A}t} \mathbf{x}(0) + \int_0^t e^{\mathbf{A}(t-s)} \mathbf{b}_0 ds.\tag{3.25}$$

Dado que $\mathbf{b}_0$ es constante, la integral puede evaluarse explícitamente:

$$\int_0^t e^{\mathbf{A}(t-s)} ds = \int_0^t e^{\mathbf{A}\tau} d\tau = \mathbf{A}^{-1} (e^{\mathbf{A}t} - \mathbf{I}),\tag{3.26}$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned}\mathbf{x}(t) &= e^{\mathbf{A}t}\mathbf{x}(0) + \mathbf{A}^{-1}(e^{\mathbf{A}t} - \mathbf{I})\mathbf{b}_0 \\ \mathbf{x}(t) &= e^{\mathbf{A}t}(\mathbf{x}(0) + \mathbf{A}^{-1}\mathbf{b}_0) - \mathbf{A}^{-1}\mathbf{b}_0.\end{aligned}\tag{3.27}$$

Del análisis de la Ec. 3.22, resulta que si $\dot{\mathbf{x}} = 0$, entonces $\mathbf{x}_* = -\mathbf{A}^{-1}\mathbf{b}$ es la solución estacionaria del sistema. Luego, comparando con la Ec. 3.27:

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{x}_* + e^{\mathbf{A}t}(\mathbf{x}(0) - \mathbf{x}_*).\tag{3.28}$$

De aquí se obtiene que $\mathbf{x}_*$, solución estacionaria de la Ec. 3.22, es la solución a la que tiende el sistema cuando $\mathbf{b}$ es independiente del tiempo. En concreto, si se parte de $\mathbf{x}_*$ como condición inicial, el sistema permanece en ese estado dinámico. Rigurosamente, se demuestra que la solución a $t \rightarrow \infty$ es aquella si la matriz $\mathbf{A}$ es invertible y Hurwitz (si cada valor propio tiene parte real negativa).

Con este análisis, se deduce entonces que la solución a obtener para el caso de solicitudes constantes implica necesariamente que el módulo de la velocidad lateral, el ángulo de rolido y la tasa de guiñada sean invariables en el tiempo: el vehículo describe un movimiento circular uniforme, con una inclinación en rolido constante. Mediante este caso, es posible entonces comparar los valores de aquellas magnitudes en la solución estacionaria predicha, como primera aproximación de la evaluación del código.

Caso B: aplicación de fuerzas y torques variables en el tiempo

A fin de evaluar las capacidades del código, en términos de robustez y precisión, se analiza el caso de aplicación de un estado de cargas variable en el tiempo. Concretamente, se seleccionó de forma conveniente, en asociación al objetivo final del análisis de la estabilidad lateral, el escenario correspondiente a la acción de una ráfaga de viento en dirección transversal al vehículo (*crosswind*), según se analiza en el trabajo realizado por Tunay et al. (2020a) —abordado en el contexto de un análisis de interacción fluido-estructura. Concretamente, se establecen como entrada del modelo las series temporales de valores de fuerza lateral, momento de guiñada y momento de rolido reportados por los autores, a fin de comparar los resultados de la solución de la Ec. 3.22 con los obtenidos con el código.

El escenario planteado por Tunay et al. (2020a) involucra aspectos referenciables en la norma ISO 12021:2010 (ISO, 2010), vinculada a la estandarización de un ensayo de estabilidad ligado a la acción del viento. En el caso analizado, se considera una ráfaga de

viento lateral que se impone —en el contexto de la resolución del flujo de fluido de dicho trabajo— a través de una condición de borde lateral asociada a un perfil $w(x)$ dado por la Ec. 3.29.

$$w(x) = \begin{cases} 0 & \text{para } x < x_0 - \frac{\Delta x_p}{2} \\ w_{max} \frac{1}{2} (1 - \cos \phi_1) & \text{para } x_0 - \frac{\Delta x_p}{2} \leq x \leq x_0 + \frac{\Delta x_p}{2} \\ w_{max} & \text{para } x_0 + \frac{\Delta x_p}{2} < x < x_0 + \Delta x_{cw} - \frac{\Delta x_p}{2} \\ w_{max} \frac{1}{2} (1 - \cos \phi_2) & \text{para } x_0 + \Delta x_{cw} - \frac{\Delta x_p}{2} \leq x \leq x_0 + \Delta x_{cw} + \frac{\Delta x_p}{2} \\ 0 & \text{para } x > x_0 + \Delta x_{cw} + \frac{\Delta x_p}{2} \end{cases}$$

$$\phi_1 = \frac{x - (x_0 - \frac{\Delta x_p}{2})}{\Delta x_p} \pi$$

$$\phi_2 = \frac{x - (x_0 + \Delta x_{cw} + \frac{\Delta x_p}{2})}{\Delta x_p} \pi$$
(3.29)

Esta ley se corresponde con un perfil rectangular —con valor máximo $w_{max} = 9 \text{ m/s}$ — suavizado en sus extremos mediante una función cosenoidal, a fin de establecer una transición suave. Su longitud representativa, dada por la distancia entre los puntos medios de ambas zonas de transición, es $\Delta x_{cw} = 5 L$ —siendo L el largo del vehículo, según se indica en la Tabla 3.1—, mientras que el ancho de las zonas de transición es $\Delta x_p = 1.5 L$. En el escenario, se plantea que el vehículo atraviesa en primer lugar un tramo inicial, previo a la acción de la ráfaga de viento lateral, en el que avanza a velocidad axial u constante. Posteriormente, ingresa en la zona de influencia del viento, verificándose un cambio en su estado dinámico que tiende a desestabilizarlo —el análisis detallado de la evolución temporal de dicho estado se dará pertinentemente en la sección de resultados. Finalmente, el vehículo abandona dicha región, sin aplicar en ningún momento una maniobra correctiva de cambio de dirección. Las series temporales de las sollicitaciones reportadas por Tunay et al. (2020a) se muestran en la Figura 3.4.

Dada esta entrada de cargas para el código MBD, se evaluará la predicción de la evolución temporal de diferentes variables cinemáticas, a saber: la velocidad lateral (v), el

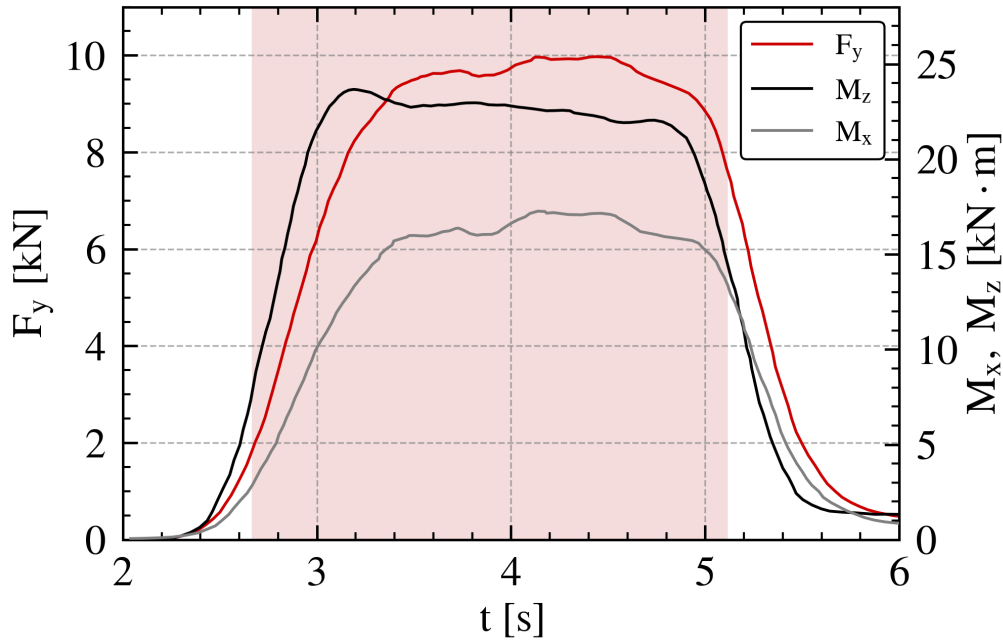


Figura 3.4: Magnitud de las fuerzas y momentos ejercidos en función del tiempo sobre el modelo vehicular en el escenario de ráfaga de viento lateral abordado por Tunay et al. (2020a): fuerza lateral (F_y), momento de guiñada (M_z) y momento de rolido (M_x). Los datos corresponden a los reportados por Tunay et al. (2020a) para el caso *two-way*. La zona sombreada del gráfico se corresponde con el intervalo de tiempo en el que el centro de masa del vehículo se ubica dentro de la zona representativa de la ráfaga de viento lateral.

ángulo de rolido (ϕ), la tasa de rolido ($\dot{\phi}$) y la tasa de guiñada ($\dot{\psi}$). Concretamente, se compararán los resultados predichos por el código con los reportados por los autores (Tunay et al., 2020a), durante todo el tramo temporal en el que se desarrolla el escenario.

3.2.4. Desarrollo analítico asociado al modelo vehicular

En esta sección se presenta el desarrollo analítico para la obtención de la Ec. 3.22, asociado al modelo *single-track* esquematizado en la Figura 3.3 y sobre el que se basa el análisis comparativo que se detalla en la Sección 3.3. La derivación de estas ecuaciones se realiza convenientemente en base a la formulación lagrangiana, partiendo de la determinación del lagrangiano asociado al sistema, siguiendo con el reemplazo de su expresión en las ecuaciones de Euler-Lagrange genéricas y un trabajo algebraico posterior para llegar a la forma de la Ec. 3.22.

La Figura 3.3 muestra esquemáticamente la dinámica del sistema en estudio, correspondiente a un modelo vehicular de tipo *single-track* que se mueve a velocidad axial constante

y es afectado por la acción del viento —aunque generalizable a fuerzas externas arbitrarias. La formulación se restringe a la consideración explícita de la dinámica de la parte suspendida (*sprung mass*) del vehículo —tratada como sólido rígido—, adoptando la hipótesis de que la inercia de la masa no suspendida (*unsprung mass*) es despreciable en el análisis de la dinámica de la estabilidad lateral. Los efectos asociados a la suspensión y al contacto rueda-suelo se introducen directamente en la formulación de las ecuaciones de la masa suspendida. De esta forma, el sistema bajo análisis posee tres grados de libertad asociados al conjunto de coordenadas generalizadas $\mathcal{Q} = \{Y_{CM}, \psi, \phi\}$, que involucra a la posición lateral del centro de masa de la parte suspendida, el ángulo de guiñada y el ángulo de rolido. Otras hipótesis consideradas en el desarrollo analítico —y que definen el alcance de la validación del código asociada al uso de este modelo vehicular— son: (1) desplazamientos angulares pequeños en ψ y ϕ , permitiendo linealizar expresiones que involucran senos y cosenos de estas cantidades; y (2) la consideración de modelos lineales para la suspensión —involucrando una rigidez torsional lineal K_ϕ y un coeficiente de amortiguamiento lineal C_ϕ (Tabla 3.1)—, y para el cálculo de la fuerza que ejerce el suelo sobre los neumáticos, según se detalla más adelante.

A fin de facilitar el análisis, se define un sistema de ejes $\{X, Y, Z\}$ asociado a un marco inercial —ejes Tierra—, y adicionalmente, un sistema $\{x, y, z\}$ —ejes cuerpo— no inercial solidario al movimiento de guiñada del vehículo —correspondiente al observado en la Figura 3.3. En ejes cuerpo, el vehículo posee una velocidad axial $u_{CM} = u$ constante en dirección $-x$ y una velocidad lateral $v_{CM} = v - z_{CM} \dot{\phi}$, siendo v la velocidad lateral sobre el centro de giro de rolido (CR) en la Figura 3.3. Transformando a velocidades en el sistema $\{X, Y, Z\}$, se tiene:

$$\begin{cases} \dot{X}_{CM} &= -u \cos \psi + (v - z_{CM} \dot{\phi}) \sin \psi \approx -u \\ \dot{Y}_{CM} &= -u \sin \psi + (v - z_{CM} \dot{\phi}) \cos \psi \approx -u \psi + v - z_{CM} \dot{\phi} \end{cases} \quad (3.30)$$

La energía cinética del sistema (T) está dada por la Ec. 3.31

$$\begin{aligned} T &= T_{t,CM} + T_{r,CM} \\ &= \frac{1}{2}m \left(\dot{X}_{CM}^2 + \dot{Y}_{CM}^2 \right) + \frac{1}{2}I_{xx} \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2}I_{zz} \dot{\psi}^2 \\ &= \frac{1}{2}m \left[u^2 + (v - u \psi - z_{CM} \dot{\phi})^2 \right] + \frac{1}{2}I_{xx} \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2}I_{zz} \dot{\psi}^2 \end{aligned} \quad (3.31)$$

En la Ec. 3.31, $T_{t,CM}$ y $T_{r,CM}$ representan la energía cinética traslacional del centro de masa y la energía cinética por rotación en torno al centro de masa, respectivamente. Por su parte, la energía potencial viene dada por suma de las contribuciones referidas a la suspensión (V_S) y la gravedad (V_G), según las Ecs. 3.32 y 3.33:

$$\begin{aligned}\delta V_S &= K_\phi \phi \delta \phi \\ V_S &= \frac{1}{2} K_\phi \phi^2\end{aligned}\tag{3.32}$$

$$\begin{aligned}\delta V_G &= m g \delta z = m g \frac{\partial z}{\partial \phi_p} \delta \phi_p = m g (-z_{CM} \sin \phi_p) \delta \phi_p \\ V_G &= m g z_{CM} (\cos \phi_p) \Big|_{\phi_p=0}^{\phi_p=\phi} \\ &= m g z_{CM} (\cos \phi - 1) \\ &= m g z_{CM} \left[\left(1 - \frac{1}{2} \phi^2 + O(\phi^4)\right) - 1 \right] \\ &\approx -\frac{1}{2} m g z_{CM} \phi^2\end{aligned}\tag{3.33}$$

A partir de las expresiones de T y V , es posible calcular el lagrangiano asociado al sistema (Ec. 3.34):

$$\begin{aligned}L &= T - V \\ L &= \frac{1}{2} m \left[u^2 + (v - u \psi - z_{CM} \dot{\phi})^2 \right] + \frac{1}{2} I_{xx} \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} I_{zz} \dot{\psi}^2 - \frac{1}{2} K_\phi \phi^2 + \frac{1}{2} m g z_{CM} \phi^2\end{aligned}\tag{3.34}$$

Por otro lado, la disipación de Rayleigh, que contempla la inclusión de elementos disipativos —en este caso, el efecto amortiguador de la suspensión— está dada por la Ec. 3.35:

$$\begin{aligned}\delta R &= C_\phi \dot{\phi} \delta \dot{\phi} \\ R &= \frac{1}{2} C_\phi \dot{\phi}^2\end{aligned}\tag{3.35}$$

En su expresión genérica, las ecuaciones de Euler-Lagrange asociadas a sistemas de partículas con coordenadas generalizadas q_i , lagrangiano $L = T - V$ y disipación de Rayleigh R están dadas por la Ec. 3.36:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i\tag{3.36}$$

Dado el conjunto $\mathcal{Q} = \{Y_{CM}, \psi, \phi\}$ de coordenadas generalizadas, las expresiones asociadas a las Ecs. 3.31-3.35 y las consideraciones sobre el modelo vehicular descritas previamente, es posible particularizar la Ec. 3.36 para el sistema en estudio. La ecuación relativa a $q_1 = Y_{CM}$ está dada por:

$$\underbrace{\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{Y}_{CM}} \right)}_{=m\dot{Y}_{CM}} - \underbrace{\frac{\partial L}{\partial Y_{CM}}}_{=0} + \underbrace{\frac{\partial R}{\partial \dot{Y}_{CM}}}_{=0} = Q_{Y_{CM}} \quad (3.37)$$

$$m\ddot{Y}_{CM} = Q_{Y_{CM}}$$

$$m \left(\dot{v} - u\dot{\psi} - z_{CM}\ddot{\phi} \right) = Q_{Y_{CM}}$$

En la Ec. 3.37, las fuerzas generalizadas $Q_{Y_{CM}}$ se expresan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} Q_{Y_{CM}} &= F_{ry} - F_{ay} \\ &= -C_{12y} \alpha_f - C_{34y} \alpha_t - F_{ay} \\ &= -C_{12y} \left(\frac{v - f\dot{\psi}}{u} \right) - C_{34y} \left(\frac{v + b\dot{\psi}}{u} \right) - F_{ay} \\ &= - \left(\frac{C_{12y} + C_{34y}}{u} \right) v - \left(\frac{C_{34y}b - C_{12y}f}{u} \right) \dot{\psi} - F_{ay} \\ &= -\frac{\lambda}{u} v - \frac{\tau}{u} \dot{\psi} - F_{ay} \end{aligned} \quad (3.38)$$

En la Ec. 3.38, F_{ry} se corresponde con la fuerza ejercida por el suelo sobre el conjunto de neumáticos, pudiendo expresarse como la suma de las asociadas al eje delantero ($F_{ry,f}$) y trasero ($F_{ry,t}$), agrupadas de esta forma en virtud del modelo *single-track*. Cada una de estas se calcula considerando un modelo lineal de neumático, en consistencia con Tunay et al. (2020a), según las expresiones:

$$\begin{aligned} F_{ry,f} &= -C_{12y} \alpha_f \approx -C_{12y} \frac{v - f\dot{\psi}}{u} \\ F_{ry,t} &= -C_{34y} \alpha_t \approx -C_{34y} \frac{v + b\dot{\psi}}{u} \end{aligned} \quad (3.39)$$

Donde α_f y α_t se corresponden con el ángulo de deslizamiento (*slip*) de los neumáticos delantero y trasero, respectivamente. Al conjunto de las ruedas de cada eje se le asocia una rigidez lineal, C_{12y} y C_{34y} (Tabla 3.1). Por otro lado, para la expresión final de la Ec. 3.38 se recurrió a las relaciones dadas por la Ec. 3.23. De forma análoga, se obtuvo la ecuación asociada a $q_2 = \psi$:

$$\underbrace{\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} \right)}_{=I_{zz} \ddot{\psi}} - \underbrace{\frac{\partial L}{\partial \psi}}_{=0} + \underbrace{\frac{\partial R}{\partial \dot{\psi}}}_{=0} = Q_{\psi} \quad (3.40)$$

$$I_{zz} \ddot{\psi} = Q_{\psi}$$

Las fuerzas generalizadas Q_{ψ} en la Ec. 3.40 se derivan en la Ec. 3.41:

$$\begin{aligned} Q_{\psi} &= M_{F_{ry}} + M_{az} \\ &= -F_{ry,f} f + F_{ry,t} b + M_{az} \\ &= C_{12y} \alpha_f f - C_{34y} \alpha_t b + M_{az} \\ &= C_{12y} \left(\frac{v - f\dot{\psi}}{u} \right) f - C_{34y} \left(\frac{v + b\dot{\psi}}{u} \right) b + M_{az} \\ &= - \left(\frac{C_{34y} b - C_{12y} f}{u} \right) v - \left(\frac{C_{12y} f^2 + C_{34y} b^2}{u} \right) \dot{\psi} + M_{az} \\ &= -\frac{\tau}{u} v - \frac{\sigma}{u} \dot{\psi} + M_{az} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Por último, se obtiene la ecuación correspondiente a $q_3 = \phi$:

$$\underbrace{\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} \right)}_{=I_{xx} \ddot{\phi}} - \underbrace{\frac{\partial L}{\partial \phi}}_{=-(K_{\phi} - m g z_{CM}) \phi} + \underbrace{\frac{\partial R}{\partial \dot{\phi}}}_{=C_{\phi} \dot{\phi}} = Q_{\phi} \quad (3.42)$$

$$I_{xx} \ddot{\phi} + (K_{\phi} - m g z_{CM}) \phi + C_{\phi} \dot{\phi} = Q_{\phi}$$

Las fuerzas generalizadas Q_{ϕ} se calculan:

$$\begin{aligned} Q_{\phi} &= F_{ry,f} z_{CM} + F_{ry,t} z_{CM} + M_{ax,CM} \\ &= -C_{12y} \left(\frac{v - f\dot{\psi}}{u} \right) z_{CM} - C_{34y} \left(\frac{v + b\dot{\psi}}{u} \right) z_{CM} + M_{ax} - F_{ay} z_{CM} \\ &= -\frac{C_{12y} + C_{34y}}{u} z_{CM} v - \frac{C_{34y} b - C_{12y} f}{u} z_{CM} \dot{\psi} + M_{ax} - F_{ay} z_{CM} \\ &= -\frac{\lambda}{u} z_{CM} v - \frac{\tau}{u} z_{CM} \dot{\psi} + M_{ax} - F_{ay} z_{CM} \end{aligned} \quad (3.43)$$

Reuniendo las expresiones de las Ecs. 3.37-3.43, se llega al siguiente sistema:

$$\begin{cases} m \left(\dot{v} - u \dot{\psi} - z_{CM} \ddot{\phi} \right) &= -\frac{\lambda}{u} v - \frac{\tau}{u} \dot{\psi} - F_{ay} \\ I_{zz} \ddot{\psi} &= -\frac{\tau}{u} v - \frac{\sigma}{u} \dot{\psi} + M_{az} \\ I_{xx} \ddot{\phi} + (K_{\phi} - m g z_{CM}) \phi + c_{\phi} \dot{\phi} &= -\frac{\lambda}{u} z_{CM} v - \frac{\tau}{u} z_{CM} \dot{\psi} + M_{ax} - F_{ay} z_{CM} \end{cases} \quad (3.44)$$

Para obtener la forma de la Ec. 3.22 debe trabajarse algebraicamente la Ec. 3.44. Concretamente, si de la tercera de las ecuaciones del sistema anterior se despeja $\ddot{\phi}$ y se reemplaza en la primera, se obtiene:

$$\begin{aligned} m \dot{v} - \frac{I_{xx} + m z_{CM}^2}{I_{xx}} \left(-\frac{\lambda}{u} v - \frac{\tau}{u} \dot{\psi} \right) + \frac{m z_{CM}}{I_{xx}} (K_{\phi} - m g z_{CM}) \phi + \\ \frac{m z_{CM} C_{\phi}}{I_{xx}} \dot{\phi} - m u \dot{\psi} = -\frac{I_{xx} + m z_{CM}^2}{I_{xx}} F_{ay} + \frac{m z_{CM}}{I_{xx}} M_{ax} \end{aligned} \quad (3.45)$$

De esta forma:

$$\begin{aligned} \dot{v} = -\frac{\lambda I_{x,eq}}{m u I_{xx}} v + \left(-\frac{\tau I_{x,eq}}{m u I_{xx}} + u \right) \dot{\psi} - \frac{z_{CM}}{I_{xx}} (K_{\phi} - m g z_{CM}) \phi - \frac{z_{CM} C_{\phi}}{I_{xx}} \dot{\phi} \\ - \frac{I_{x,eq}}{I_{xx}} \frac{F_{ay}}{m} + \frac{z_{CM}}{I_{xx}} M_{ax} \end{aligned} \quad (3.46)$$

De esta manera, reemplazando la Ec. 3.46 por la primera línea de la Ec. 3.44 y reordenando las restantes, se llega al siguiente sistema:

$$\begin{cases} \dot{v} &= -\frac{\lambda I_{x,eq}}{m u I_{xx}} v + \left(-\frac{\tau I_{x,eq}}{m u I_{xx}} + u \right) \dot{\psi} - \frac{z_{CM} C_{\phi}}{I_{xx}} \dot{\phi} - \frac{z_{CM}}{I_{xx}} (K_{\phi} - m g z_{CM}) \phi \\ &\quad - \frac{I_{x,eq}}{I_{xx}} \frac{F_{ay}}{m} + \frac{z_{CM}}{I_{xx}} M_{ax} \\ \ddot{\psi} &= -\frac{\tau}{u I_{zz}} v - \frac{\sigma}{u I_{zz}} \dot{\psi} + \frac{M_{az}}{I_{zz}} \\ \ddot{\phi} &= -\frac{\lambda z_{CM}}{u I_{xx}} v - \frac{\tau z_{CM}}{u I_{xx}} \dot{\psi} - \frac{C_{\phi}}{I_{xx}} \dot{\phi} - \frac{(K_{\phi} - m g z_{CM})}{I_{xx}} \phi + \frac{M_{ax}}{I_{xx}} - F_{ay} \frac{z_{CM}}{I_{xx}} \end{cases} \quad (3.47)$$

A priori, si consideramos el conjunto de incógnitas $\{v, \dot{\psi}, \phi\}$, el sistema asociado a la Ec. 3.47 se corresponde con un sistema de segundo orden en ϕ . Con el objeto de reformularlo como un sistema lineal de primer orden, se define $\{v, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \phi\}$ como conjunto

de incógnitas a determinar y se añade una cuarta ecuación a fin de constituir un sistema lineal de orden 4×4 . Bajo este marco, resta una ecuación que exprese a la derivada temporal de ϕ en función de las restantes incógnitas, lo cual lleva a la relación trivial $\dot{\phi} = 0v + 0\dot{\psi} + \dot{\phi} + 0\phi$. De esta forma, el sistema lineal a resolver se expresa de la siguiente manera:

$$\begin{cases} \dot{v} = -\frac{\lambda I_{x,eq}}{m u I_{xx}} v + \left(-\frac{\tau I_{x,eq}}{m u I_{xx}} + u \right) \dot{\psi} - \frac{z_{CM} C_\phi}{I_{xx}} \dot{\phi} - \frac{z_{CM}}{I_{xx}} (K_\phi - m g z_{CM}) \phi \\ \quad - \frac{I_{x,eq}}{I_{xx}} \frac{F_{ay}}{m} + \frac{z_{CM}}{I_{xx}} M_{ax} \\ \ddot{\psi} = -\frac{\tau}{u I_{zz}} v - \frac{\sigma}{u I_{zz}} \dot{\psi} + \frac{M_{az}}{I_{zz}} \\ \ddot{\phi} = -\frac{\lambda z_{CM}}{u I_{xx}} v - \frac{\tau z_{CM}}{u I_{xx}} \dot{\psi} - \frac{C_\phi}{I_{xx}} \dot{\phi} - \frac{(K_\phi - m g z_{CM})}{I_{xx}} \phi + \frac{M_{ax}}{I_{xx}} - F_{ay} \frac{z_{CM}}{I_{xx}} \\ \dot{\phi} = 0v + 0\dot{\psi} + \dot{\phi} + 0\phi \end{cases} \quad (3.48)$$

Finalmente, por comparación directa, se observa que la Ec. 3.48 se corresponde con la Ec. 3.22 presentada previamente.

3.2.5. Extensión sobre el modelo vehicular base

En esta sección, se describen detalles relevantes de una implementación en el contexto de funcionalidades adicionales sobre el modelo base de colectivo presentado en la Sección 3.2.3, en virtud de aportar mayor complejidad y representatividad en términos de su comportamiento dinámico real. Esta extensión explota el carácter modular del código, desarrollándose sobre la estructura ya establecida (Figura 3.2) y posibilitando la elección de diversas estrategias de modelización con diferentes niveles de complejidad. En concreto, la extensión abordada en esta sección se corresponde con el uso del modelo de neumático basado en la formulación semiempírica de *Pacejka* (Bakker et al., 1987; Pacejka, H. B., 2006) —por sobre el modelo lineal contemplado en el caso base. Debe destacarse que este marco de implementación es ajeno a los escenarios considerados para el testeo del código y detallados en la Sección 3.2.3, los cuales se valen rigurosamente de la contrastación contra resultados analíticos. La elección de abordar aquí esta implementación se basa, fundamentalmente, en evidenciar las capacidades del código en términos de su carácter modular y en la posibilidad de incorporar fácilmente nuevas estrategias y métodos

sobre su estructura base.

El modelo lineal constitutivo de fuerza lateral de neumático involucra limitaciones estructurales intrínsecas para el análisis de escenarios típicos de relevancia en el contexto de la estabilidad lateral. Su justificación teórico-experimental radica en la observación de que, en un entorno asociado al comienzo de la deformación lateral de un neumático en la zona de contacto con el suelo, éste ejerce una fuerza transversal a su eje aproximadamente proporcional al denominado ángulo de deslizamiento (*slip angle*). Esta cantidad se corresponde con el ángulo entre la dirección del plano medio de la rueda y la dirección instantánea de la velocidad del centro de la rueda; esta divergencia de direcciones está asociada a la deformación del neumático en la zona de contacto con el suelo. En este contexto de comienzo de la deformación —ángulo de deslizamiento pequeño—, toda la huella se encuentra en régimen de adherencia (sin entrar en deslizamiento) y se observa que es válida la aproximación:

$$F_y \approx -C_\alpha \alpha \quad (3.49)$$

En la Ec. 3.49, C_α se corresponde con el coeficiente de rigidez lateral del neumático en el modelo lineal. El signo añadido en la expresión viene dado por la convención de signos generales adoptada en la Figura 3.3 y considerando $\alpha > 0$ en un giro en sentido antihorario. Sin embargo, es posible identificar y observar experimentalmente que, ante una mayor deformación, comienza a presentarse una cada vez mayor zona de deslizamiento en la zona de contacto, y la fuerza lateral comienza a variar de forma no lineal con el ángulo de deslizamiento. En un régimen más crítico, la fuerza lateral alcanza la saturación por cierto límite de fricción. Frente a este escenario de mayor deformación, el modelo lineal siempre predice un crecimiento proporcional de la fuerza lateral, sin un límite establecido. Más aún, no tiene en cuenta fenómenos tales como la histéresis y relajación transitoria, el comportamiento combinado con la dinámica del freno, asimetrías —entre otros— identificables en el comportamiento real. Estas cuestiones motivan la adopción de modelos más avanzados para neumáticos, lógicamente, para lograr una mayor representatividad de las condiciones reales. Uno de los modelos introducidos y extensamente difundidos en la modelización de la dinámica vehicular se corresponde con el de *Pacejka* (Bakker et al., 1987; Pacejka, H. B., 2006), que involucra una formulación semiempírica: no deriva de principios constitutivos microscópicos (como un modelo de contacto elastohidrodinámico), sino

que ajusta datos experimentales mediante una estructura funcional altamente flexible. En general, es aplicable tanto a la modelización de la fuerza lateral como a la longitudinal y al momento autoalineante, de acuerdo a la fórmula general (designada comúnmente *Magic Formula*):

$$Y(X) = D \sin \{C \arctan [BX - E (BX - \arctan(BX))]\} \quad (3.50)$$

Donde:

- B: factor de rigidez (*stiffness factor*),
- C: factor de forma (*shape factor*),
- D: factor de pico (*peak factor*),
- E: factor de curvatura (*curvature factor*)

En términos del análisis de la dinámica lateral de un vehículo sin tracción/frenado significativo, la componente dominante en la respuesta dinámica se corresponde con la fuerza lateral F_y :

$$F_y = D_y \sin \{C_y \arctan [B_y \alpha_y - E_y (B_y \alpha_y - \arctan(B_y \alpha_y))]\} \quad (3.51)$$

Los coeficientes B_y , C_y , D_y y E_y determinan completamente la forma de la curva asociada a la relación entre F_y y α , la cual se muestra en términos cualitativos para un caso genérico en la Figura 3.5. Estas cantidades se determinan de forma experimental para cada neumático, presentando valores diferenciados según marca, modelo, tamaño, estructura y así, en general, dependiendo en términos reales de una gran cantidad de parámetros físicos. En líneas generales, el factor D es representativo de la amplitud máxima de la fuerza lateral —limitada por la fricción— y escala linealmente con la carga vertical F_z sobre el neumático según μF_z . El parámetro C, por su parte, está asociado a la forma general de la curva dada por la relación entre F_y y α_y . El factor B se obtiene a partir de los dos anteriores y la constante de rigidez inicial C_α , según la relación $C_\alpha / (C D)$, siendo así representativo de la rigidez del neumático. Por último, el parámetro E controla la asimetría de la relación y la transición hacia la saturación. Como propiedades matemáticas relevantes, esta expresión para F_y permite capturar el comportamiento no lineal del desarrollo de la fuerza con una

transición suave, es continua y diferenciable, y presenta una alta capacidad de ajuste. En versiones más recientes y avanzadas de la fórmula (MF5.2, MF6.x), se cuenta incluso con una mayor cantidad de parámetros. Sin embargo, este modelo presenta limitaciones, entre las que se destaca el hecho de no modelar explícitamente la dinámica interna del neumático, e imprecisiones en condiciones complejas, en línea con la aseveración hecha en la Sección 3.1 en relación a que los avances en la modelización de neumáticos es un desafío vigente actualmente, en búsqueda progresiva de modelos con mejor desempeño global.

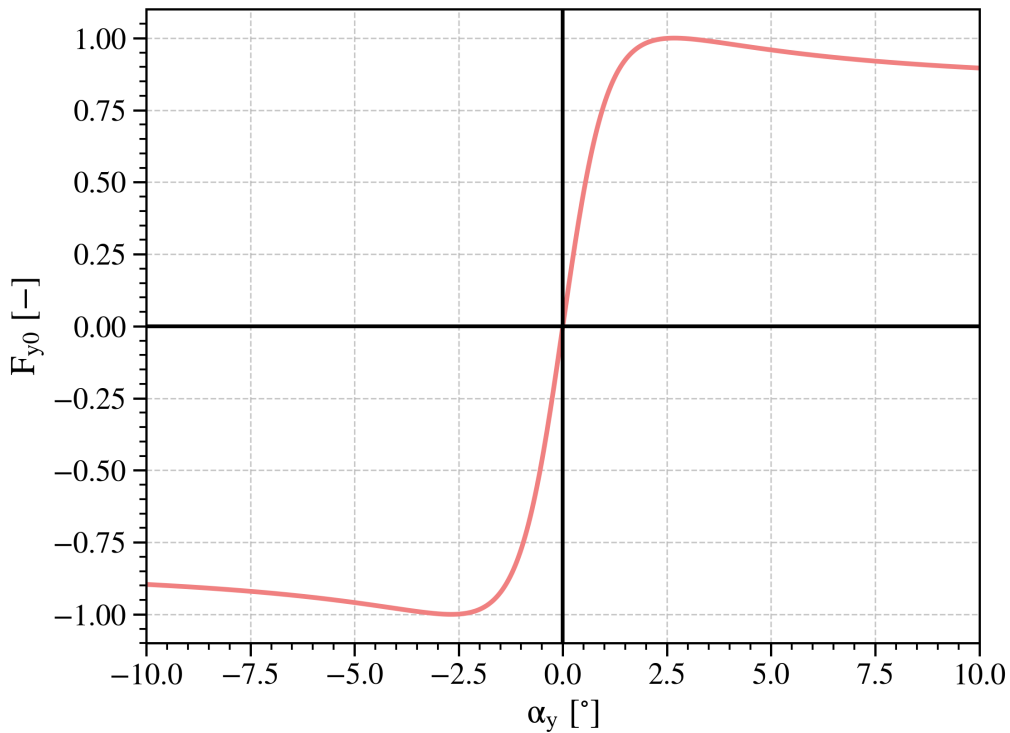


Figura 3.5: Forma general de la relación entre la fuerza lateral ejercida sobre un neumático y su ángulo de deslizamiento, de acuerdo al modelo de neumático de Pacejka (Bakker et al., 1987).

Su implementación se estructura respetando el carácter modular del código, según la arquitectura mostrada en la Figura 3.2 y descrita previamente. Como primera aproximación de complejidad menor, ha sido posible hacerlo simplemente modificando el método asociado al cálculo de las fuerzas sobre las ruedas dentro de la clase `ud_vehicle_t`, estableciendo una estructura condicional de acuerdo a la selección de modelo y paso de parámetros asociados en el archivo de configuración de la simulación (archivo JSON). Sin embargo, en vista de la extensibilidad del código, un enfoque razonable se correspondió con la creación de una clase abstracta `ITyreModel`, con funcionalidades comunes al conjunto

de modelos de neumáticos, a partir de la cual se definen clases hijas representativas de cada modelo particular —en el caso abordado, `LinearTyreModel` y `PacejkaTyreModel`. La instancia de la clase `ud_vehicle_t` define dinámicamente un objeto de una de las clases derivadas de `ITyreModel` en función de los parámetros indicados en el archivo de configuración. Este objeto recibe como entrada parámetros relativos al modelo y cantidades dinámicas —en el caso de la formulación considerada, el ángulo de deslizamiento del neumático—, y transmite a `ud_vehicle_t` el valor de la fuerza lateral. Un esquema de esta implementación se observa en la Figura 3.6.

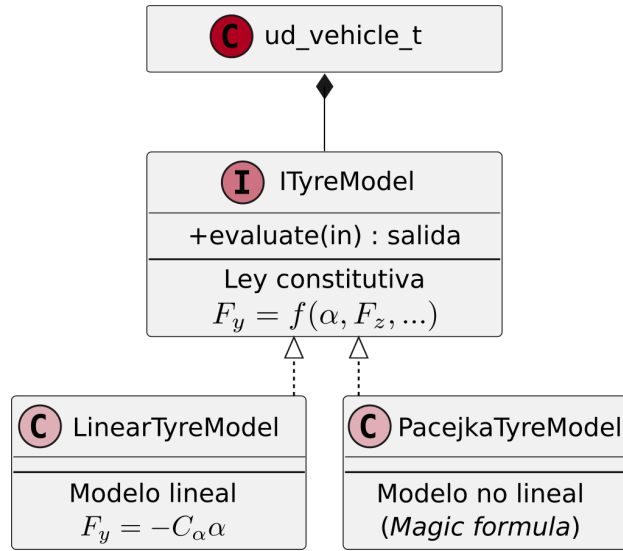


Figura 3.6: Diagrama de clases asociado a la implementación de modelos particulares de neumático para el cálculo de la fuerza lateral (F_y) de acuerdo a un enfoque modular.

En base a lineamientos generales de Pacejka, ejemplos de sus libros y trabajos de otros autores (Pacejka, H. B., 2006; Babulal et al., 2015; Van Gennip y McPhee, 2018), es posible considerar el siguiente conjunto de valores de parámetros a aplicar: $B = 5.0$, $C = 1.2$, $E = 0.97$ y $\mu = 0.9$ ($D = \mu F_z$) para un modelo de vehículo como el planteado en la Sección 3.2.3. La elección del parámetro B , asociada a la relación $B = C_\alpha / (C D)$, posibilita satisfacer aproximadamente la rigidez lineal en condiciones de ángulo de deslizamiento pequeños de acuerdo a los valores de C_{12y} y C_{34y} de la Tabla 3.1. De esta forma, esta particularización del modelo de Pacejka presenta teóricamente un comportamiento análogo al del modelo lineal utilizado en el *setup* base del caso de validación, concretamente, durante el régimen de adherencia del neumático. En líneas generales, esta implementación se constituye en una mejora metodológica en el tratamiento de escenarios críticos de estabilidad.

3.3. Resultados

Sobre la base de los aspectos metodológicos descritos previamente y recurriendo al uso del código presentado en la Sección 3.2.2, se procedió a la evaluación de su capacidad predictiva sobre escenarios de prueba seleccionados (Sección 3.2.3), mediante un análisis comparativo contra resultados de referencia basados en desarrollos analíticos. En primer lugar, se detalla lo relativo al caso de solicitaciones constantes en el tiempo, a fin de evaluar fundamentalmente la validez de la física subyacente del código, para posteriormente probar su robustez y precisión bajo cargas dinámicas asociadas al impacto de viento lateral, relevante en el contexto de la estabilidad lateral de vehículos pesados. El objetivo, tal como se mencionó previamente, es consolidar una base suficientemente robusta para el análisis del comportamiento dinámico de vehículos pesados, favoreciendo a su vez a las capacidades del código FSI sobre el cual se integrará lo desarrollado en este bloque de la tesis (capítulo 4).

Caso A: aplicación de cargas constantes

En línea a lo aseverado en la Sección 3.2.3, la aplicación de una fuerza lateral constante y, en general, de un estado de sollicitación independiente del tiempo, lleva necesariamente a un estado de movimiento en equilibrio donde $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{0}$ (Ec. 3.28). Este estado se corresponde con la descripción de un movimiento circular uniforme, con inclinación lateral constante: la velocidad lateral (en módulo), el ángulo de rolido y la tasa de guiñada son constantes en el tiempo. La evaluación de los valores alcanzados por estas variables se establece como una excelente base comparativa entre los resultados obtenidos con el código y los asociados a las ecuaciones analíticas pertinentes.

En concreto, fijando diferentes valores constantes en el tiempo de fuerza lateral (F_y) aplicada sobre el centro de masa del vehículo en diferentes ejecuciones del código, se obtuvieron valores estables de ángulo de rolido (ϕ), velocidad lateral (v) y tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) que se representan en la Figura 3.7. A fin de obtener curvas continuas a partir de un conjunto discreto de valores reportados, se consideró una interpolación lineal entre datos. Se muestran tanto los resultados obtenidos con el código desarrollado como por la integración numérica del sistema de EDOs de la Ec. 3.22. Para una mejor representación de la desviación entre los resultados asociados a ambos enfoques, se añaden debajo curvas de error porcentual. En términos generales, resulta evidente la concordancia entre ambos

conjuntos de resultados, caracterizada por errores porcentuales despreciables. En general, los valores elegidos para las cargas —tanto en este gráfico como en los siguientes— se encuentran en el orden de magnitud de las fuerzas típicamente observadas para el caso de vehículos afectados por viento y, consistentemente, con los reportados en Tunay et al. (2020a). En virtud de lo analizado teóricamente en la Sección 3.2.3, el estado de equilibrio dinámico se alcanza luego de un período transitorio, por lo que se consideró un tiempo de simulación convenientemente superior a dicho intervalo inicial para la determinación de los valores a reportar.

Consistentemente, la concordancia entre los resultados del código con las ecuaciones analíticas (Ec. 3.22) se manifiesta también para otros estados de sollicitación constantes en el tiempo, tal como puede observarse en la Figura 3.8. En este caso, sobre la columna izquierda, se presentan los resultados obtenidos para una fuerza lateral $F_y = 5000$ N aplicada sobre el CG y momento de guiñada (M_z) variable entre casos, mientras que, sobre la columna derecha, se muestran los pertinentes a la aplicación de un momento de guiñada $M_z = 4000$ Nm y una fuerza lateral sobre el CG variable entre casos. Nuevamente, las curvas relativas al código y a la integración numérica de la Ec. 3.22 son prácticamente coincidentes. En términos generales, resulta evidente la consistencia del código en términos de la física subyacente, reportando resultados prácticamente coincidentes con desarrollos analíticos en un escenario controlado. Resta analizar, bajo un enfoque de evaluación progresiva, su comportamiento ante sollicitaciones dinámicas.

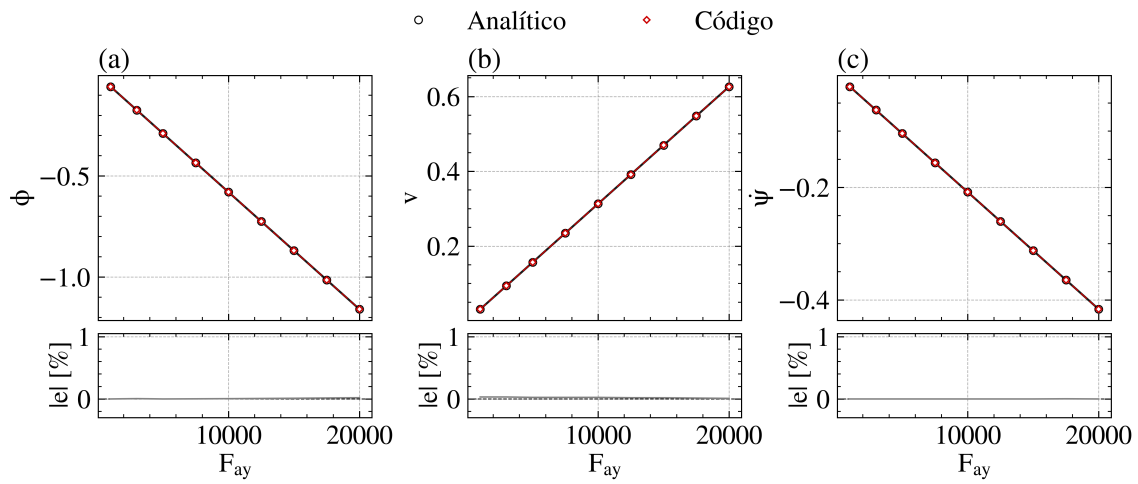


Figura 3.7: Curvas de: (a) ángulo de rolido (ϕ), (b) velocidad lateral (v) y (c) tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) obtenidas para estados de sollicitación constantes en el tiempo, considerando diferentes valores de fuerza lateral (F_y) aplicada sobre el centro de masa del vehículo, mediante el código MBD desarrollado (rojo) y la integración numérica del sistema de EDOs de la Ec. 3.22 (negro). Se incluyen *subplots* para la representación del error porcentual en cada caso.

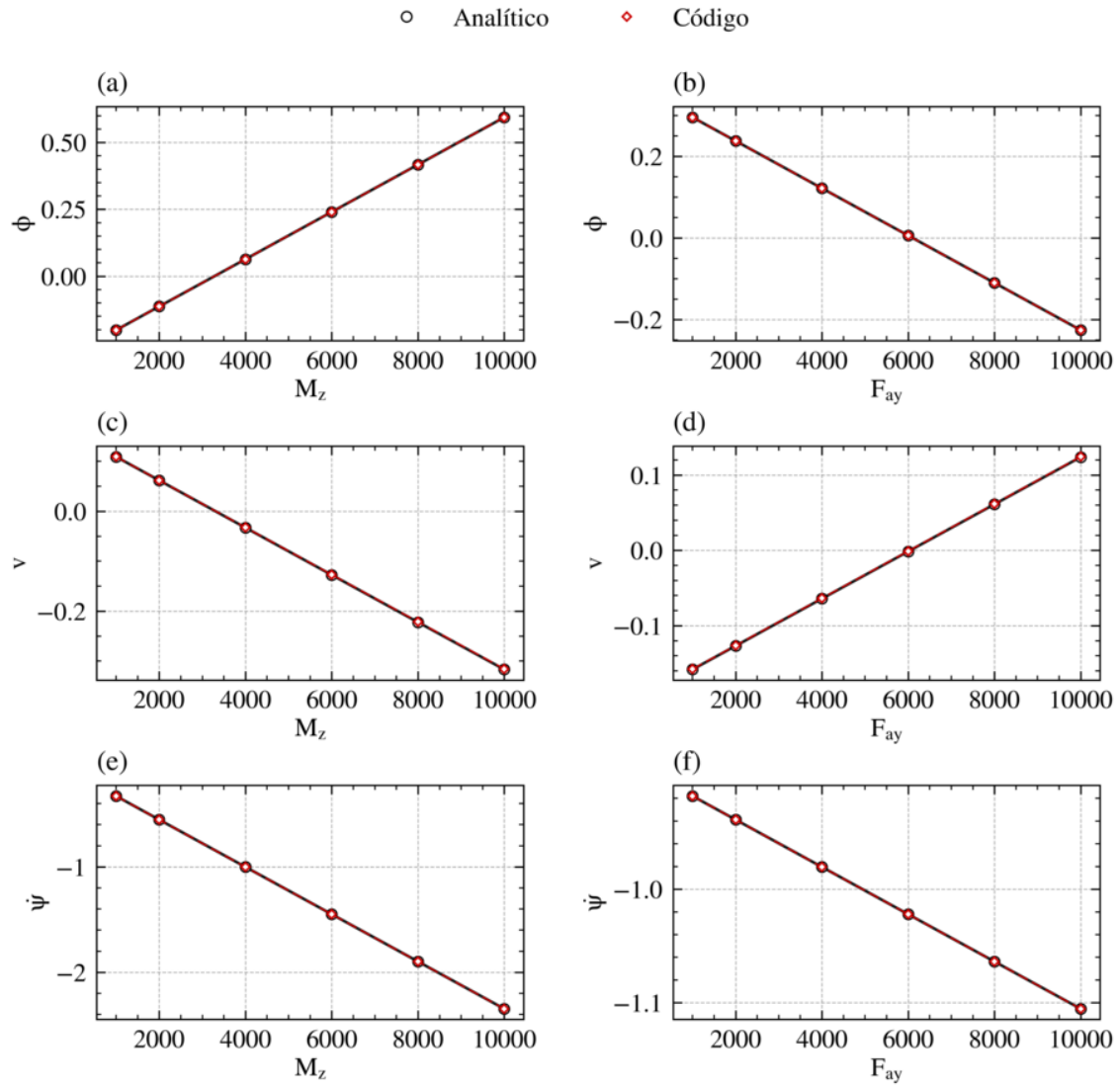


Figura 3.8: Curvas de: (a-b) ángulo de rolido (ϕ), (c-d) velocidad lateral (v) y (e-f) tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) obtenidas para estados de sollicitación constantes en el tiempo, considerando: fuerza lateral ($F_y = 5000N$) aplicada sobre el CG y momento de guiñada (M_z) variable entre casos (columna izquierda); momento de guiñada ($M_z = 4000 \text{ N m}$) y fuerza lateral aplicada sobre el CG variable entre casos (columna derecha). Se muestran los resultados obtenidos mediante el código MBD desarrollado (rojo) y la integración numérica del sistema de EDOs de la Ec. 3.22 (negro).

Caso B: aplicación de fuerzas y torques variables en el tiempo

De acuerdo al *setup* del escenario planteado por Tunay et al. (2020a) y descrito en la Sección 3.2.3, se analizaron los resultados relativos a la aplicación de señales de fuerzas y momentos representadas en la Figura 3.4, pertinentes a la acción de una ráfaga de viento lateral sobre el modelo vehicular definido en la Sección 3.2.3 y con parámetros dados por la Tabla 3.1. Los resultados correspondientes a la respuesta dinámica del modelo vehicular se presentan en la Figura 3.9, contrastados contra la solución dada por la integración numérica de la Ec. 3.22. Debido a diferencias en la selección del sistema de ejes coordenados con respecto a Tunay et al. (2020a) —estando, en este trabajo, definido según la Figura 3.3—, ciertas curvas de la solución se encuentran invertidas con respecto a las presentadas en la Figura 3.9. En lo que respecta al análisis de la respuesta dinámica, se observa coherencia física y en concordancia con lo reportado por Tunay et al. (2020a). Concretamente, al ingresar el vehículo en la zona de influencia de la ráfaga de viento lateral, se identifica un rápido y monótono incremento en la tasa de guiñada ($\dot{\psi}$), relativo a un desvío en su orientación hacia la dirección $-y$ (según sistema de ejes de la Figura 3.3). En un tramo transitorio inicial posterior al ingreso a la zona de influencia del viento, la velocidad lateral en ejes cuerpo (v) presenta un ligero incremento hacia la izquierda del vehículo (lado sotavento) —en coherencia con la acción directa del viento—; sin embargo, posteriormente, crece en dirección contraria, llegando a un máximo poco después de abandonar el vehículo la región de viento lateral. Este cambio de tendencia en el valor de v está vinculado al desarrollo de la dinámica asociada al movimiento de guiñada, en tanto ésta provoca que exista cierta deriva del vehículo —relativa a una diferencia entre su orientación instantánea y la velocidad absoluta del centro de masa— que lleva a una proyección creciente de dicha velocidad sobre un eje transversal a su orientación, hacia el lado de barlovento. Esto puede analizarse, en términos de la Ec. 3.22 y en un marco en ejes cuerpo, a través del incremento del peso relativo del término $-u\dot{\psi}$ en la ecuación de v —que posee allí un efecto contrario al de la fuerza lateral externa— a medida que $\dot{\psi}$ crece. Por su parte, el ángulo de rolido, inicialmente, verifica un incremento en dirección coherente con la acción directa del viento; posteriormente, debido al aporte del acople con la dinámica lateral y al efecto de restitución de la suspensión, se observa que el vehículo tiende a inclinarse en la dirección contraria. Esta dinámica continúa en su desarrollo aún después de abandonar el vehículo la región de viento lateral, cuando la tasa de guiñada ya

está descendiendo y estabilizándose debido al cese de las sollicitaciones laterales externas.

En lo que respecta al objetivo principal relativo al abordaje de este problema, se evidencia una virtual correspondencia con los resultados provenientes de la formulación analítica y reportados por Tunay et al. (2020a), dando cuenta de la capacidad del código desarrollado —en términos de robustez y precisión— para el análisis de un escenario de cargas dinámicas típico de un vehículo en marcha sometido a la acción de viento lateral. Aún los pequeños errores derivados de la interpolación lineal entre los datos de las series temporales de fuerzas y momentos —introducidos como entrada en el código— han mostrado ser despreciables en el análisis cuantitativo de la respuesta dinámica. Esta concordancia no solo refleja la consistencia de la física subyacente del código, sino que valora positivamente el testeo de su robustez en un escenario con sollicitaciones transitorias y enmarcado dentro del campo de aplicación asociado al tema de esta tesis.

Adicionalmente, por fuera del contexto de los escenarios hasta aquí abordados, se destaca un caso adicional que ha servido a la contrastación del código MBD y que se incluye en el desarrollo del capítulo 4 (Sección 4.3.2), pertinente al análisis de una maniobra de *slalom*, formulada en términos de la imposición de una entrada de tipo sinusoidal sobre la dirección de las ruedas del vehículo. Por decisión de organización del contenido, se decide concentrar el desarrollo integral del abordaje de dicha maniobra —planteada fundamentalmente en el contexto de la aplicación del código FSI— en dicho capítulo, remitiendo al lector a las secciones 4.2.4 y 4.3.2, vinculadas a la descripción del caso y la presentación de los resultados, respectivamente. De forma concreta, en las Figuras 4.27 y 4.29, se observa un acuerdo significativo entre las predicciones del módulo MBD aislado —sin retroalimentación desde el subproblema fluido al de la estructura— y los resultados analíticos, correspondiéndose estos a la amplitud de las señales de rido (ϕ) y de tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) para diferentes entradas de dirección de las ruedas del tipo $\delta(t) = \delta_0 \sin(2\pi ft)$, con amplitud δ_0 constante y frecuencia f variable entre casos. La consideración de este análisis, en líneas generales, contribuye y resulta pertinente en el contexto del testeo del código MBD, implicando la evaluación de su capacidad predictiva en el caso de incorporar sollicitaciones dinámicas originadas del cambio de dirección de las ruedas, y obteniéndose resultados virtualmente en correspondencia con los analíticos para un rango de frecuencias de excitación. Para más detalle en relación a los resultados del escenario y a las implementaciones necesarias para su ejecución, remitirse a las secciones 4.2.4 y 4.3.2.

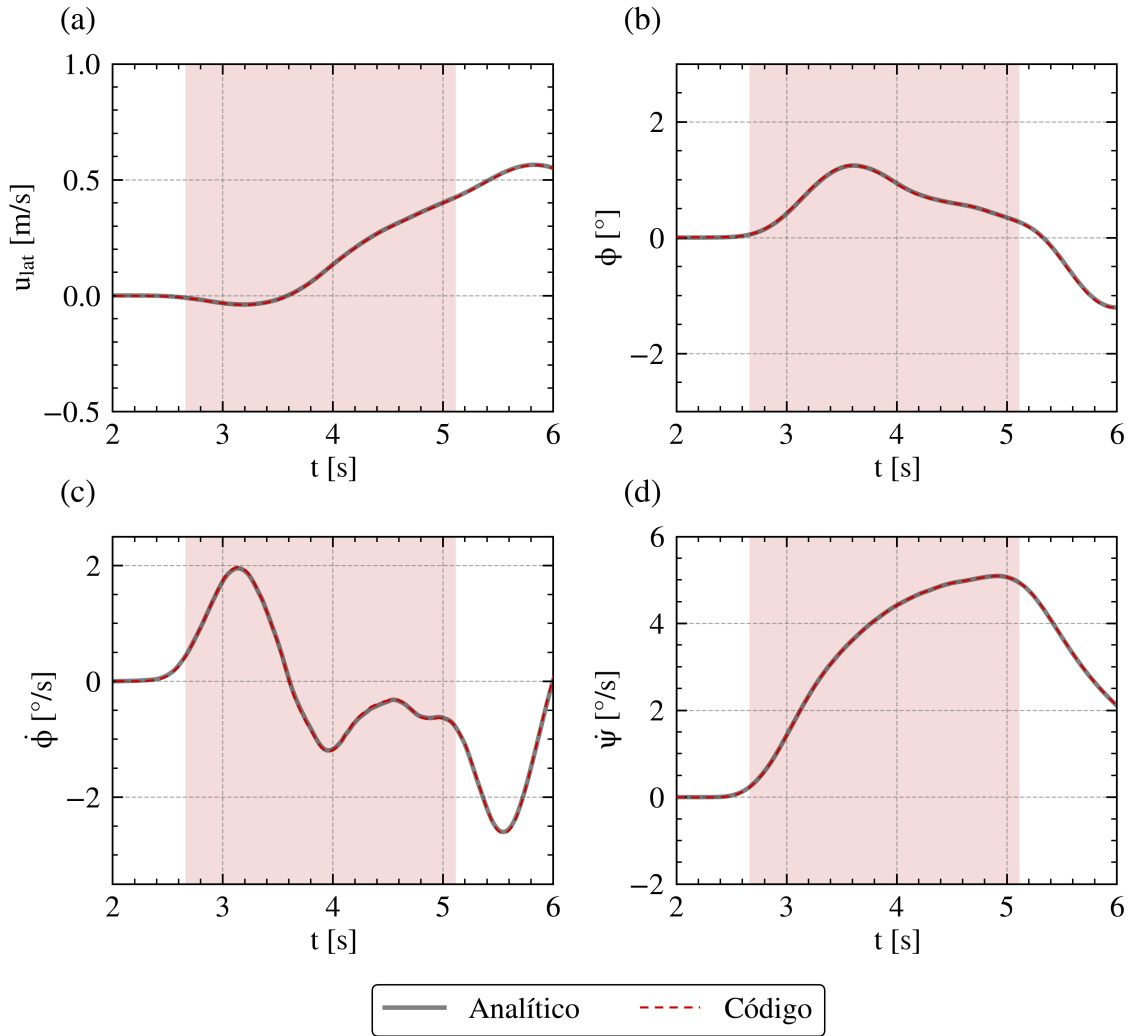


Figura 3.9: Curvas de: (a) velocidad lateral (v), (b) ángulo de rolido (ϕ), (c) tasa de rolido ($\dot{\phi}$) y (d) tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) en función del tiempo, obtenidas con el código MBD desarrollado y por integración numérica del sistema de EDOs de la Ec. 3.22, asociadas a la aplicación de las señales de fuerza y momentos representadas en la Figura 3.4, referidas al trabajo de Tunay et al. (2020a). La región sombreada corresponde al intervalo de tiempo en el que el centro de masa del vehículo se ubica dentro de la zona representativa de la ráfaga de viento lateral (Ec. 3.29).

3.4. Conclusiones parciales

El presente bloque de la tesis ha abordado los aspectos metodológicos y prácticos relevantes del desarrollo de un código de dinámica de sistemas multicuerpo aplicado al análisis de vehículos de gran porte. Esta tarea se constituyó como paso procedimental previo a su uso posterior como módulo en un código FSI orientado al mismo ámbito práctico. En líneas generales, se planteó el desarrollo de una arquitectura modular (Figura 3.2) sobre una base de funcionalidades que se han descrito pormenorizadamente en la Sección 3.2.2. La capacidad predictiva del código se ha evaluado sobre diferentes escenarios de prueba vinculados al ámbito práctico mencionado, recurriendo a un modelo base de vehículo de gran porte detallado en la Sección 3.2.3. Concretamente, en términos de la evaluación de la física subyacente del código, se han abordado en primer lugar casos relativos a solicitaciones estáticas, consistentes en la aplicación de fuerzas laterales, momentos de guiñada y de rolido de diferente magnitud, derivando en el desarrollo de un estado de equilibrio dinámico que se ha predicho en correspondencia con las soluciones analíticas pertinentes (Figuras 3.7 y 3.8). Posteriormente, se planteó el análisis de un escenario asociado a la acción de viento lateral —basado en el trabajo de Tunay et al. (2020a)—, involucrando cargas dinámicas, y arrojando resultados en virtual correspondencia con los derivados del desarrollo analítico (Figura 3.9). Adicionalmente, en el contexto del capítulo 4 (secciones 4.2.4 y 4.3.2), se destaca la evaluación de diferentes maniobras de *slalom* con frecuencia de oscilación variable entre casos, obteniéndose nuevamente acuerdo entre la predicción del código MBD y los resultados analíticos. De esta forma, se ha observado una correspondencia significativa con las formulaciones analíticas en todos los casos analizados.

El código, desarrollado en C++, se estructuró sobre la base de las funcionalidades de un módulo encargado de operar sobre la dinámica de sistemas de partículas genéricos sujetos a variedad de restricciones (Figura 3.2), a través de la discretización y resolución de las ecuaciones diferenciales-algebraicas (DAEs) asociadas a la formulación lagrangiana de sistemas multicuerpo. Este componente se desarrolló manteniendo un relativamente bajo nivel de abstracción algorítmica en lo referido a la formulación, linealización iterativa y ensamblado de las ecuaciones, en el sentido de que éstas se implementan directamente a nivel del cálculo y ensamblado de residuales y matrices en un esquema de Newton-Raphson desarrollado internamente, sin delegar la resolución del sistema no lineal completo a bibliotecas de alto nivel —recurriendo a bibliotecas externas únicamente en relación a las

estructuras de datos y rutinas de álgebra lineal subyacente. En virtud de la arquitectura modular asociada, el bloque anterior cuenta con cierta independencia estructural con respecto a la definición y manejo general del sistema vehicular, favoreciendo de esta forma la consideración e implementación de otros modelos de vehículos, e incluso, de diferentes sistemas mecánicos modelados como sistemas multicuerpo, sin alterar sensiblemente las funcionalidades ligadas a la dinámica de partículas. En términos progresivos, el carácter modular del código desarrollado posibilita la incorporación de nuevas estrategias, métodos y modelos sobre la base de funcionalidades ya evaluada en este capítulo sobre los escenarios mencionados, sin alterar en gran medida la estructura general. Un ejemplo en este sentido lo constituyó la implementación del modelo de neumático de Pacejka, abordada en la Sección 3.2.5, que involucró cambios concretos en clases específicas ligadas a la definición del sistema vehicular y posibilitó ofrecer un modelo alternativo al lineal, con un comportamiento más realista ante ángulos de deslizamiento relativamente grandes.

En términos generales, la utilización concreta del código MBD posibilita —frente a la alternativa de recurrir directamente a la resolución de las ecuaciones derivadas de un modelo analítico como el planteado por Tunay et al. (2020a)— abordar de forma más sencilla y bajo un tratamiento sistematizado problemas vinculados a modelos vehiculares de, eventualmente, mayor complejidad que el presentado en la Sección 3.2.3 —típicamente, sin recurrir a linealizaciones asociadas a la consideración de ángulos pequeños, y haciendo uso de modelos avanzados de neumáticos y suspensiones (en general, no lineales y de mayor fidelidad), aspectos concretamente no contemplados en dicha formulación analítica y que dificultarían enormemente la derivación y tratamiento de las ecuaciones pertinentes. De forma destacada, con esta metodología se evita una eventual reformulación completa de las ecuaciones debido a cambios puntuales en el modelo vehicular —*e.g.*, la incorporación de un grado de libertad adicional— que, en el contexto del código MBD, se trata típicamente mediante modificaciones localizadas que no alteran su implementación general. Este aspecto se fundamenta, en gran medida, en la concreción de una arquitectura de carácter modular, según se detalló en el párrafo anterior y que favorece su eventual extensión sobre nuevas configuraciones y escenarios de análisis.

De esta forma, las aseveraciones remarcadas en los párrafos anteriores dan cuenta del cumplimiento del objetivo específico asociado a este bloque (Sección 1.2), en virtud de la obtención de un código MBD aplicable al análisis de vehículos de gran porte, con un

conjunto de funcionalidades evaluadas sobre diferentes escenarios ligados a dicho ámbito práctico, y con una arquitectura modular que favorece su eventual extensión sobre una estructura base testada. Lo concretado resulta de utilidad en términos del desarrollo del módulo MBD asociado al código FSI, según se tratará y explicará en el siguiente capítulo.

Capítulo 4

Contribuciones en el marco de la interacción fluido-estructura

El presente capítulo describe los detalles del trabajo realizado, bajo un enfoque de integración metodológica y en línea con el eje temático central de esta tesis, hacia la obtención de un código dedicado a la resolución numérica de problemas de interacción fluido-estructura basados en la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos, con aplicación al análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte. Esta labor se estableció sobre la base de la articulación de los bloques asociados a los capítulos anteriores y con continuidad sobre la misma línea de aplicación. En concreto, habiéndose completado la realización y descripción de contribuciones en lo relativo a la resolución numérica del flujo de fluidos en torno a modelos de dicho tipo de vehículos (Capítulo 2) y el desarrollo de un código modular de dinámica de sistemas multicuerpo rígidos (Capítulo 3), el presente bloque detalla las tareas realizadas para la obtención de una herramienta dedicada a la resolución numérica de problemas de interacción fluido-estructura, con foco en el análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte. El objetivo asociado a esta fase final del trabajo se centró en el desarrollo de un código robusto y modular, capaz de integrar los aportes establecidos previamente a fin de resolver con precisión escenarios típicos de maniobras relevantes en la aplicación mencionada, constituyéndose en una herramienta práctica para dicho ámbito y capaz, asimismo, de extenderse al análisis de otros sistemas sobre la misma base de modelización física.

Las tareas generales abordadas en este bloque consistieron en la implementación de una estrategia robusta para el tratamiento del movimiento y deformación de mallas, la adapta-

ción del código de dinámica vehicular detallado en el capítulo 3 para su uso como módulo en el contexto del código FSI, la adopción y selección de estrategias ya analizadas para el tratamiento del flujo de fluido, y el desarrollo del código del acoplamiento propiamente dicho, involucrando diferentes esquemas dentro del enfoque particionado o segregado, en conjunto con el posterior desarrollo de simulaciones de prueba/testeo y para el análisis subsiguiente de escenarios críticos de interés en estabilidad.

El bloque comienza con una revisión histórica del desarrollo de la disciplina asociada a la interacción fluido-estructura, con particular énfasis hacia el final en las aplicaciones sobre vehículos terrestres. Posteriormente, se describe el procedimiento metodológico seguido, de acuerdo a lo indicado en el párrafo anterior, en vista a la obtención de un código robusto, con precisión contrastada en base a trabajos de referencia. Seguidamente, se muestran y discuten los resultados obtenidos, con foco inicial en su testeo e hincapié posterior en otros escenarios de interés. Finalmente, se dan las conclusiones relativas a los objetivos alcanzados.

4.1. Antecedentes

Enmarcada dentro de las fronteras conceptuales de la multifísica, la interacción fluido-estructura constituye el eje conceptual de un campo de estudio dedicado al análisis de problemas físicos caracterizados por la interdependencia entre la dinámica de sistemas materiales sólidos y fluidos en contacto entre sí. Debido a su complejidad intrínseca —relativa fundamentalmente al estudio de fenómenos con una dinámica acoplada altamente no lineal—, su desarrollo histórico ha planteado desafíos metodológicos caracterizados por una marcada limitación en su abordaje analítico, cierta dependencia en enfoques experimentales y un impulso notable propiciado por el uso de herramientas numéricas. Concretamente, el surgimiento y consolidación del enfoque computacional debió esperar al desarrollo de la infraestructura de cómputo competente y su masificación, en paralelo al progreso de las investigaciones dentro del ámbito de la mecánica computacional.

4.1.1. Evolución pre-computacional de la disciplina

Los antecedentes primigenios que sentaron las bases en la conceptualización y abordaje de problemas de interacción fluido-estructura se centraron en trabajos de índole analítica y

experimental. Hacia el siglo XIX, sobre la superposición de marcos asociados a disciplinas tales como la mecánica racional —establecida formalmente mediante los trabajos de Euler y Lagrange en la segunda mitad del siglo anterior (Lagrange, 1788)— y la hidrodinámica, se abordaron trabajos sobre fenómenos vinculados a la influencia del comportamiento entre medios sólidos y fluidos, tales como los de Bessel en el análisis del movimiento pendular en un medio fluido —incorporando el concepto de masa añadida para explicar la mayor inercia manifestada en su dinámica (Herschel, 1847)— y los de Stokes en el entendimiento del movimiento de cilindros oscilantes en fluidos viscosos —analizando nociones asociadas al efecto del arrastre viscoso dependiente de la frecuencia, y el desfase entre fuerzas y desplazamientos (Stokes, 1851). Más adelante, se desarrollaron esfuerzos en la sistematización y generalización de las nociones introducidas por estos autores hacia cuerpos en movimiento arbitrario inmersos en fluidos (Lamb, 1879). En paralelo, se realizaron trabajos fundamentalmente experimentales vinculados al flujo separado detrás de cuerpos y a la identificación de fuerzas oscilatorias que éste puede generar, destacándose los aportes de Strouhal en el análisis de la periodicidad de fenómenos acústicos asociados, y los trabajos de von Kármán sobre la homónima calle de vórtices relativa al flujo externo sobre cilindros (von Kármán, 1911), que aportó al entendimiento del mecanismo asociado a fenómenos oscilatorios por desprendimiento de flujo y al establecimiento de las nociones básicas del fenómeno de vibraciones inducidas por vórtices (VIV) (Marris, 1964). Durante estos años y hasta varias décadas más adelante, no existía aún la interacción fluido-estructura como campo autónomo en el sentido contemporáneo, sino un conjunto de desarrollos distribuidos entre la hidrodinámica, la teoría de vibraciones, la elasticidad, la aeronáutica y la ingeniería civil, que posteriormente confluirían en su formalización. En el contexto de la aeronáutica, la aeroelasticidad se constituyó como uno de los primeros campos ingenieriles que involucró esfuerzos fundacionales relevantes en el abordaje de problemas prácticos de interacción fluido-estructura —motivado fundamentalmente por inconvenientes asociados a la influencia del aire sobre alas, hélices y otros sistemas—, estableciéndose en un núcleo disciplinar que posteriormente se extendería hacia otros campos en ciencia e ingeniería (Theodorsen, 1934; Theodorsen y Garrick, 1940; Collar, 1946). Un importante esfuerzo de sistematización en la disciplina se llevó a cabo con el trabajo de Bisplinghoff et al. (1955), estableciendo una base sólida para la extensión metodológica a otros campos. Así, por ejemplo, de forma paralela, hubo avances en el ámbito

de la hidroelasticidad (Haskind, 1946), existiendo un interés práctico en la comprensión de los fenómenos vibratorios en plataformas *offshore*, la interacción entre barcos y olas, y diversas aplicaciones en ingeniería naval.

Así, de forma transversal a diferentes disciplinas, fue conformándose un cuerpo de conocimientos en torno al fenómeno general de interacción fluido-estructura que, poco más adelante —con la introducción y masificación de herramientas de cómputo—, tomaría un impulso notable. Sin embargo, hasta este punto histórico y en el contexto de la dinámica de vehículos terrestres, el problema de la interacción fluido-estructura no emergió como prioridad ingenieril, debido a la combinación de ciertos factores técnicos e históricos. En primer lugar, se destaca la ausencia de estructuras aerodinámicamente flexibles que motivaron, en un primer momento, el desarrollo de la aeroelasticidad; en cambio, los vehículos terrestres exhibieron desde sus comienzos diseños sustancialmente más rígidos y robustos. Por otro lado, durante varias décadas, las velocidades típicas fueron considerablemente menores a las de los vehículos actuales, implicando así el desarrollo de cargas aerodinámicas —que escalan con el cuadrado de la velocidad— bajas en relación a las actuales; así, aún en la interacción rígida fluido-estructura el interés práctico era reducido. La criticidad de los fallos por mecanismos de interacción asociados a aviones y sistemas navales fueron grandes impulsores de estudios FSI, no existiendo tempranamente un análogo en términos del nivel de impacto negativo sobre vehículos terrestres. Fundamentalmente, los esfuerzos ingenieriles se concentraron en desafíos sustanciales vinculados al diseño de motores y de los sistemas de suspensión y freno, entre otros. No será hasta más adelante que, a partir de la convergencia entre mayores velocidades de operación, exigencias de eficiencia energética, reducción de peso, incremento de capacidad de carga y crecientes demandas de seguridad, se transiciona desde un enfoque típicamente desacoplado en el análisis del flujo circundante y la dinámica vehicular, hacia un interés particular en la dinámica de interacción, para una comprensión más precisa del comportamiento dinámico integral.

4.1.2. Transición semi-analítica y ejes fundamentales del desarrollo computacional

El proceso de consolidación del uso de herramientas numéricas para el abordaje de problemas de interacción fluido-estructura —que marcó un hito fundamental en su desarrollo

histórico—, involucró una transición inicial caracterizada por el empleo de formulaciones semi-analíticas. En términos generales, los métodos analíticos tradicionales presentaban limitaciones fundamentales: la dependencia de la linealización y otras simplificaciones impedía modelar fenómenos complejos. En un primer momento, se destacó el uso de modelos analíticos del fluido —basados en teoría simplificada como la de flujo potencial y teoría de alas delgadas— acoplados con modelos estructurales discretos simplificados. Esto se utilizó en algunos trabajos de gran relevancia en aeroelasticidad (Theodorsen y Garrick, 1940; Collar, 1946) y otros campos emergentes asociados a la interacción fluido-estructura. Sin embargo, dada la limitación estructural derivada de las simplificaciones supuestas, fue necesario esperar al avance de la infraestructura de cálculo para lograr una mayor representatividad y precisión en el estudio de este tipo de fenómenos.

Con un crecimiento vertiginoso a partir de trabajos fundacionales en las décadas de 1950 y 1960, la dinámica de fluidos computacional, la generalización del método de elementos finitos y el análisis computacional de la dinámica de sistemas multicuerpo fueron consolidándose como metodologías para el análisis práctico de múltiples fenómenos físicos (ver secciones 2.1 y 3.1), verificándose un incremento progresivo en la capacidad de abordar problemas cada vez más complejos. Sin embargo, en el contexto de la interacción fluido-estructura, no bastó con la maduración paralela de dichas disciplinas: fue necesario un trabajo de articulación centrado en la formulación y desarrollo de estrategias específicas para el tratamiento del acoplamiento entre los subproblemas del fluido y del sólido (A), y para el manejo numérico consistente de dominios físicos móviles (B), como aspectos fundamentales.

En líneas generales, la evolución histórica del campo en el contexto computacional puede organizarse de forma conveniente en torno a los ejes conceptuales marcados como A y B en el párrafo anterior —cuestión que se adopta como criterio descriptivo en lo subsecuente, para una mejor organización de la información. Asimismo, el enfoque elegido consiste en priorizar en primer término una perspectiva FSI general —típicamente centrada, por motivos históricos del desarrollo de la disciplina, en sólidos deformables y con cierta inclinación al ámbito de MEF—, que luego será particularizada en torno al contexto aplicable a esta tesis —vinculado al uso del método de volúmenes finitos y la consideración de sistemas multicuerpo rígidos. Este enfoque se elige en vista de aportar una visión global de los antecedentes históricos de FSI como campo, comprendiendo el ámbito desde

el cual se desarrolló cada avance metodológico, y derivando la pertinencia en el contexto tratado en esta tesis como comentario posterior —favoreciendo el entendimiento de que varios de los avances en FSI aplicado a MBD y MVF surgieron por herencia, adaptación o reformulación de soluciones hechas sobre MEF y sólidos deformables.

4.1.3. Desarrollo histórico en torno a los esquemas de acoplamiento particionado y monolítico

En los inicios de la etapa computacional de la interacción fluido-estructura, fueron gestándose diferentes estrategias para abordar el problema del acoplamiento en la resolución de la dinámica de fluidos y sólidos. Estas diferentes metodologías fueron agrupándose progresivamente en dos categorías fundamentales —delimitadas formalmente más adelante—: los enfoques monolítico y particionado (Felippa y Park, 1980; Felippa y Geers, 1988; Heil et al., 2008). En líneas generales, los *solvers* monolíticos se caracterizan por la resolución del conjunto de las ecuaciones involucradas en el problema de interacción sobre un único sistema matricial globalmente acoplado, mientras los segundos se basan en el uso de *solvers* diferenciados para la resolución del fluido y del sólido, coordinando el acoplamiento a través de un intercambio sistemático de variables en la frontera compartida. Este último enfoque puede implementarse mediante estrategias unidireccionales (*one-way*) —en las cuales uno de los subproblemas se resuelve de manera independiente y actúa sobre el otro sin dependencia recíproca— o bidireccionales (*two-way*) —donde ambos subproblemas presentan dependencia mutua. Típicamente, los esquemas monolíticos suelen exhibir mayor robustez en problemas de acoplamiento fuerte, al satisfacer —de forma inherente a su formulación— las condiciones de interfaz dentro de una única resolución global; sin embargo, esto se logra a costa del manejo típico de sistemas de gran escala, dispersos y fuertemente acoplados cuya resolución eficiente plantea exigencias significativas en materia de linealización, preconditionamiento y diseño algorítmico. Por su parte, los esquemas particionados resultan especialmente atractivos por su modularidad, la capacidad de reutilización de códigos especializados y su flexibilidad algorítmica, aunque presentan una mayor sensibilidad frente a inestabilidades numéricas —según se detalla más adelante.

En lo que respecta a la línea de los esquemas particionados, se destaca el trabajo de Hughes et al. (1979) y, sobre todo, los de Felippa y Park hacia fines de 1970 y principios

de 1980 (Felippa y Park, 1980), en la formalización de procedimientos *staggered* para sistemas mecánicos acoplados, en un marco de aplicación más general que el de la interacción fluido-estructura. A medida que la dinámica de fluidos computacional y la dinámica estructural computacional fueron madurando como disciplinas, este enfoque encontró un terreno natural para su desarrollo en problemas FSI, impulsado por la posibilidad de reutilizar *solvers* especializados y en línea con las ventajas marcadas en el párrafo previo. Sin embargo, pese sus ventajas, también fueron identificándose dificultades ligadas a estabilidad y precisión. En este contexto, el problema clásico correspondiente al *time-lag error* —asociado al desfase temporal en el intercambio de información entre *solvers*—, fue abordado convenientemente a través del planteo de diferentes estrategias de coordinación temporal, destacándose variantes síncronas y asíncronas, el uso de predictores y técnicas de *subcycling* o subpasos (Piperno et al., 1995; Piperno y Farhat, 1997). Este problema fue formulado explícitamente por algunos autores en términos de creación de energía artificial en la interfaz, estableciéndose así cierta conceptualización y criterios sobre los cuales basar el desarrollo de procedimientos más precisos y estables (Piperno y Farhat, 1997).

Otra línea de desarrollo consistió en plantear formulaciones que incorporen iteraciones internas dentro de cada paso temporal, a fin de imponer un acoplamiento más fuerte entre los subproblemas, reducir el error de partición temporal y mejorar la estabilidad del esquema; esto dio lugar a los denominados esquemas particionados implícitos (Le Tallec y Mouro, 2001; Matthies y Steindorf, 2003), como contraparte de los explícitos —que no recurren al empleo de iteraciones internas de acoplamiento. Este enfoque resultó particularmente útil frente a problemas con interacción relativamente fuerte, en conexión con avances teóricos orientados a distinguir entre limitaciones intrínsecas del esquema y efectos asociados al tratamiento numérico de problemas fuertemente acoplados. En este sentido, el trabajo de Causin et al. (2005) resultó clave en la fundamentación matemática y comprensión del efecto de masa añadida, mostrando cómo un tratamiento temporal deficiente puede amplificar numéricamente un mecanismo físico real de interacción. Los esquemas particionados implícitos se configuraron convenientemente en este aspecto, por sobre los explícitos o *loosely coupled*. Sin embargo, ante problemas muy fuertemente acoplados, estos esquemas pueden presentar dificultades vinculadas a convergencia lenta o directamente divergencia (Degroote, 2013). Para abordar estas dificultades, se desarrollaron estrategias de subrelajación y aceleración de las iteraciones internas, tales como la relaja-

ción de Aitken (Küttler y Wall, 2008), los denominados métodos de tipo Interfaz-GMRES (van Brummelen et al., 2005) y los quasi-Newton de interfaz —que construyen aproximaciones del Jacobiano utilizando información de iteraciones previas (Gerbeau y Vidrascu, 2003). Paralelamente, se propusieron modificaciones en las condiciones de acoplamiento, desplazándose desde el esquema clásico Dirichlet–Neumann hacia formulaciones basadas en condiciones de Robin. Los trabajos de Badia et al. (2008); Gerardo-Giorda et al. (2010) muestran precisamente que los esquemas Robin–Neumann y Robin–Robin presentan mejores características que el Dirichlet–Neumann en presencia de grandes masas añadidas.

Pese a estos avances en el contexto del uso de esquemas implícitos, los explícitos siguieron desarrollándose en términos de mejoras en estabilidad, constituyendo una línea aún abierta actualmente. Así, por ejemplo, en aplicaciones tales como hemodinámica o estructuras delgadas, se buscaron algoritmos que conservaran la modularidad y el bajo costo por paso temporal sin recurrir al uso de subiteraciones; sobre esta necesidad surgen los esquemas Robin–Neumann explícitos y las variantes de *incremental displacement correction* o *defect-correction* que, si bien no eliminan la limitación intrínseca del enfoque explícito, proveen de un comportamiento más robusto (Burman y Fernández, 2009). Más recientemente, se destaca el desarrollo de los denominados algoritmos *added-mass partitioned* (AMP), que introducen condiciones de interfaz tipo Robin derivadas del propio análisis del problema, incorporando términos específicos para tratar los efectos de masa añadida y amortiguamiento añadido, alcanzando una estabilidad muy favorable incluso con cuerpos considerablemente livianos y sin subiteraciones (Banks et al., 2017).

En paralelo, en los últimos años, se ha identificado una difusión significativa en el uso de plataformas de co-simulación como entornos genéricos de acoplamiento orientados a la reutilización de códigos especializados. A diferencia de los desarrollos clásicos —centrados predominantemente en la formulación matemática del problema acoplado— estas herramientas procuran encapsular dentro de bibliotecas reutilizables aspectos tales como el tratamiento del intercambio de datos, la sincronización temporal, los algoritmos de subiteración, la aceleración de convergencia y la ejecución paralela. Como herramienta comercial temprana, se destacó MpCCI (Joppich y Kürschner, 2006). Más adelante, surgió OpenPALM (Piacentini et al., 2011), asociada a HPC y a la noción de acoplamiento dinámico —posibilitando cambios en las estrategias de acoplamiento durante la ejecución. Hacia la década de 2010, surgió preCICE (Gatzhammer et al., 2010; Chourdakis et al.,

2022) que adquirió una posición destacada al incorporar una capa numérica y de escalabilidad más desarrollada, junto con un ecosistema abierto de adaptadores. Otros ejemplos relevantes son EMPIRE, MUI —asociada a una infraestructura muy ligera— y CUPyDO (Thomas et al., 2019). Los desafíos actuales en torno a estas plataformas se concentran principalmente en la escalabilidad en entornos HPC, en la robustez en la sincronización temporal entre *solvers*, y en cuestiones vinculadas al control del error bajo interfaces mínimas entre módulos tratados como cajas negras.

En lo que respecta al enfoque monolítico, los retos que marcaron su evolución histórica se centraron en la capacidad de resolución eficiente y robusta de sistemas de gran escala, dispersos y fuertemente acoplados. En términos generales, su consolidación práctica para problemas realistas sin simplificaciones importantes en Navier–Stokes fue más tardía (Bathe et al., 1999). Algunos avances relevantes, hacia fines de la década de 1990 y principios de 2000, se centraron en diferentes aspectos del acoplamiento: Kuhl et al. (2003) trabajó en la construcción de una familia de algoritmos FSI consistentes con un tratamiento unificado en la discretización espacial y temporal del fluido y del sólido; Hübner y Walhorn (2004) evaluaron la utilización de una discretización con elementos finitos espacio-temporales; Heil et al. (2008), por su parte, desplazaron el énfasis hacia la resolución eficiente del sistema resultante; y Hron y Turek (2006) abordaron mejoras en la resolución mediante combinaciones de esquemas cuasi-Newton, diferencias divididas y *multigrid* en el contexto de preconditionadores. En líneas generales, estos desarrollos buscaron consolidar a los enfoques monolíticos como una alternativa robusta frente a los particionados en problemas grandes y fuertemente acoplados.

En lo que respecta a la resolución eficiente del sistema linealizado resultante, el desarrollo de *solvers* monolíticos avanzó principalmente a través de estrategias basadas en la factorización por bloques, el *multigrid* geométrico, el *multigrid* algebraico y la descomposición de dominio (Hron y Turek, 2006; Gee et al., 2011). Por otro lado, una línea relevante en los monolíticos se correspondió con el uso de formulaciones eulerianas y *unfitted/cut-based* —en lugar de ALE— para el abordaje de problemas con grandes deformaciones, contacto o cambios topológicos (Wick, 2013). También se destacan avances recientes en torno a la consistencia temporal entre campos, ya que el acoplamiento global no elimina por sí mismo errores derivados del uso de integradores temporales o predictores diferentes para fluido y estructura. Asimismo, en investigaciones recientes se realizaron avances en

el problema de acumulación de error cerca de la interfaz, persistente aún en formulaciones monolíticas (Mayr et al., 2020).

Como cierre parcial de la subsección, se introducen algunas precisiones relativas al marco específico de aplicación de esta tesis. Las consideraciones históricas descritas en torno a los esquemas particionados —desarrollados inicialmente con fuerte inclinación hacia el ámbito del MEF— resultan, en términos generales, aplicables al contexto de problemas FSI que combinan un solver de fluido basado en el método de volúmenes finitos (MVF) con otro asociado a la dinámica rígida de sistemas multicuerpo (MBD). Dada la diferencia marcada entre las formulaciones de ambos subproblemas frente a los casos clásicos MEF-MEF, los enfoques particionados aparecen como una opción particularmente natural —constituyéndose en la opción más recurrente dentro de la bibliografía. En este marco, conceptos tales como el error de partición temporal, el efecto de masa añadida y las distintas estrategias de coordinación temporal, predicción, *subcycling* o aceleración iterativa conservan pertinencia. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que ciertos aspectos vinculados a la naturaleza deformable del sólido, como la propagación de ondas estructurales, respuesta modal distribuida, representación espacial del campo de desplazamientos y tensiones en la interfaz, y ciertas sutilezas de interpolación campo-a-campo entre discretizaciones de fluido y sólido —que pueden influir en la estabilidad y precisión asociada al acoplamiento— no se encuentran lógicamente presentes en el marco MBD.

Por otro lado, aunque no exista una incompatibilidad conceptual en su aplicación, los enfoques monolíticos suponen cierto desplazamiento desde su formulación clásica MEF-MEF. Mientras que en ese marco ambas físicas se tratan mediante un enfoque variacional sobre campos definidos en dominios espaciales discretizados, en problemas que combinan MVF y MBD la dinámica estructural no se plantea en términos de campos sobre una región espacial, sino mediante variables generalizadas que describen el movimiento global del sistema. En consistencia con ello, su aplicación en problemas FSI con MVF y MBD es escasa (Jasak et al., 2017), observándose en cambio un predominio casi generalizado de enfoques particionados.

4.1.4. Desarrollo histórico en torno a las estrategias de tratamiento numérico de dominios físicos móviles

En el contexto de las estrategias para el tratamiento de dominios físicos móviles, una primera rama metodológica quedó estructurada en torno a enfoques basados en mallas ajustadas al contorno (*body-fitted*), móviles o deformables. En este ámbito, la formulación *Arbitrary Lagrangian-Eulerian* (ALE), asociada en la práctica a esta rama metodológica e introducida inicialmente por Hirt et al. (1974), proveyó de un marco matemático consistente para la resolución numérica de casos en los que la malla puede moverse y deformarse de forma arbitraria, posibilitando así resolver problemas con mallas ajustadas a los contornos (*body-fitted*). Esta estrategia fue posteriormente llevada al marco de elementos finitos (Hughes et al., 1981), y aplicada explícitamente a problemas transitorios de interacción fluido-estructura (Donea et al., 1982), consolidándose como uno de los marcos fundamentales para este tipo de problemas. En paralelo, se desarrollaron enfoques basados en mallas no ajustadas al contorno (*unfitted*), entre los cuales el trabajo de Peskin (1972) sobre el *immersed boundary method* (IBM) se constituyó en un hito fundacional. Este método plantea la resolución del flujo de fluido sobre una malla fija euleriana, mientras la estructura, asociada a una discretización lagrangiana independiente, se mueve a través de aquella sin conformarla geométricamente. En su forma clásica, el acoplamiento entre ambas descripciones se caracteriza por el uso de operadores de interpolación y *spreading* basados en una delta de Dirac regularizada, como base de un tratamiento consistente de la interfaz. En términos generales, estas formulaciones evitan las dificultades asociadas al seguimiento geométrico explícito de la interfaz, aunque típicamente a costa de una representación menos nítida —en un sentido geométrico-discreto— de la frontera que en los enfoques *body-fitted*, derivando típicamente en una precisión local reducida cerca de la interfaz.

En lo referido a la primera línea, los desarrollos posteriores a la consolidación de ALE estuvieron fuertemente ligados al problema de cómo propagar el movimiento de la interfaz hacia el interior del dominio sin degradar la calidad de la malla. Así, se afianzó la noción de tratar el movimiento de la malla como un problema geométrico auxiliar, separado del problema físico principal (Donea et al., 2004). Entre las primeras estrategias influyentes se destacan los métodos elípticos, en los que la deformación interna se obtiene resolviendo ecuaciones tipo Laplace para desplazamientos o velocidades nodales, en conexión con

la *elliptic mesh generation* originalmente propuesta por Winslow (1966). Posteriormente, se extendió el uso de métodos de deformación basados en analogías mecánicas, tanto continuas —destacándose modelos pseudo-elásticos— como discretas —por ejemplo, sistemas de resortes— para definir la respuesta de la malla ante el movimiento de la frontera (Schreurs et al., 1986; Le Tallec y Martin, 1996). Sin embargo, ante deformaciones significativas, estas estrategias podían conducir a distorsiones severas de celdas, con la eventual necesidad de complementarlas con remallados, implicando así consecuentemente un gran costo computacional asociado (Stein et al., 2003). A ello se sumó el reconocimiento de inconsistencias geométrico-temporales asociadas al movimiento de la malla bajo estos marcos, no asegurándose directamente la conservación de la masa en regiones con celdas deformándose. Esto dio origen a la denominada Ley de Conservación Geométrica Discreta (D-GCL) (Lesoinne y Farhat, 1996), que se corresponde con una condición de consistencia entre la variación temporal del volumen de control y el flujo geométrico inducido por el movimiento de su frontera.

Paralelamente al progreso de ALE, y dentro del ámbito del método de elementos finitos, se desarrolló el método DSD/SST (*Deformable-Spatial-Domain / Stabilized-Space-Time*) (Tezduyar et al., 1992), que representó un cambio de paradigma al establecer una formulación de elementos espacio-temporales: se discretizan espacio y tiempo simultáneamente con funciones de forma de elementos finitos. Esta formulación permite, de manera intrínseca, cambios de topología de la malla entre pasos temporales sin afectar la conservación y, en términos de las dificultades en MEF en el tratamiento de problemas advectivos, incorpora estabilización directamente en la formulación espacio-temporal. No obstante, dado su vínculo casi exclusivo con el marco de elementos finitos, no se profundiza aquí en su evolución histórica.

Posteriormente, los avances en formulaciones basadas en mallas *body-fitted* se orientaron a ampliar la robustez frente a deformaciones cada vez mayores. En esta línea, se desarrollaron técnicas tales como el *Jacobian-based stiffening*, la *solid-extension mesh moving technique* (SEMMT) (Tezduyar et al., 2006), el uso del operador biarmónico (Helenbrook, 2003), métodos basados en funciones de base radial (RBF) (de Boer et al., 2007) y formulaciones pseudo-elásticas más sofisticadas, como la propuesta por López et al. (2007), basada en la minimización de un funcional representativo de la distorsión de la malla. En paralelo, para el tratamiento de movimientos rígidos importantes y despla-

zamientos relativos significativos entre cuerpos, un hito fundamental fue la introducción y desarrollo de las mallas *overset/chimera* (Steger et al., 1983; Meakin, 1989), inicialmente asociadas a mallas estructuradas en aplicaciones aeronáuticas. Esta técnica se basa en la utilización de un conjunto de mallas independientes y parcialmente solapadas —típicamente, una malla de fondo (*background grid*) y mallas componente (*component grids*) ajustadas a cada cuerpo o subsistema de interés— cuya comunicación se establece mediante relaciones de conectividad intergrilla que involucra celdas o nodos donantes y receptores. Su principal ventaja radica en el tratamiento de grandes movimientos relativos entre cuerpos sin involucrar pérdida de calidad por deformación; sin embargo, presenta ciertas limitaciones características: la falta de conservación estricta en las interfases intergrilla de sus formulaciones clásicas, la sensibilidad de la precisión sobre la localización de la interfaz —involucrando típicamente la posible degradación de la solución cuando ésta atraviesa regiones con discontinuidades o fuertes gradientes— y la fuerte dependencia del costo y la robustez respecto de la calidad del ensamblado de conectividad (Chan et al., 2002), particularmente en configuraciones complejas o con movimiento relativo. En su avance, estas técnicas se extendieron desde el contexto de mallas estructuradas hacia no estructuradas (Lee-Rausch y Biedron, 2009), y finalmente hacia aplicaciones FSI más complejas, incluyendo su combinación con estrategias de deformación local o remallado (Xiao et al., 2016) —considerando que el enfoque no basta por sí mismo para abordar casos con cuerpos individuales deformables y requiere necesariamente de estrategias complementarias de deformación local o remallado.

En trabajos recientes, las investigaciones dentro de la línea basada en mallas *body-fitted* se concentraron tanto en perfeccionar las estrategias de deformación de malla como en mejorar la precisión y estabilidad asociadas a la D-GCL. En este contexto, se destacan los trabajos de Chang et al. (2015) en la evaluación de diferentes estrategias para la imposición de la D-GCL, distinguiendo entre *volume-constrained methods* (VCM) y *face-constrained methods* (FCM), y de Benoit y Nadarajah (2019) en relación al problema de la preservación del orden temporal. A ello se suman desarrollos recientes basados en cambio de conectividad (Barral y Alauzet, 2019) —de gran utilidad para deformaciones muy grandes y en presencia de cambios topológicos—, desacople entre remallado superficial y volumétrico (González et al., 2023), modelos de hiperelasticidad reforzada con fibras (Takizawa et al., 2020) y mejoras en técnicas *overset* (Kopriva et al., 2022), evidenciando un

campo de investigación aún activo y orientado a lograr estrategias cada vez más robustas y eficientes.

En lo referido a los enfoques asociados a mallas no ajustadas al contorno (*unfitted*), la evolución posterior a los trabajos fundacionales de Peskin se orientó a mejorar aspectos vinculados a la robustez, la conservación y la precisión local en la interfaz. Una primera gran familia quedó constituida por los métodos IBM de interfaz difusa o *continuous forcing*, donde el efecto del contorno estructural se introduce en las ecuaciones continuas antes de discretizar. Estos enfoques se caracterizaron por su simplicidad y su capacidad para tratar grandes movimientos y deformaciones, aunque con las desventajas clásicas asociadas a una representación geométrica difusa de la interfaz, la pérdida de orden formal y, en algunos esquemas, la rigidez numérica asociada al término de forzamiento (Mittal y Seo, 2023). En paralelo y en gran medida como reacción a las limitaciones de precisión de los IBM difusos, se impulsaron los métodos *sharp-interface*, tales como el *immersed interface method* (IIM) (LeVeque y Li, 1994; Li y Lai, 2001), el *ghost-cell* IBM (Tseng y Ferziger, 2003) y los métodos *cartesian cut-cell* (McCorquodale et al., 2001), todos ellos orientados a imponer la presencia de la interfaz de manera más precisa dentro de una malla no ajustada al contorno. En general, estos métodos tuvieron su origen en el ámbito de diferencias finitas y volúmenes finitos.

En paralelo, y en el ámbito del método de elementos finitos, se desarrolló la familia de métodos *unfitted*, que parte de una formulación variacional sobre mallas no ajustadas al contorno. Dentro de esta familia se ubican distintas variantes, incluyendo enfoques con elementos superpuestos (Hansbo y Hansbo, 2002), desarrollos como XFEM/GFEM (Haslinger y Renard, 2009) y formulaciones más recientes tales como CutFEM y el *Shifted Boundary Method* (SBM) (Li et al., 2020). En términos históricos, una parte de estos avances puede leerse como respuesta a problemas numéricos concretos, como el *small cut-cell problem* —asociado a la obtención de celdas considerablemente pequeñas debido a la intersección de la interfaz. En líneas generales, los desarrollos recientes dentro de esta rama continúan concentrándose en cuestiones de estabilidad, conservación y robustez.

Nuevamente, como cierre parcial de la subsección, se remarcan algunas precisiones vinculadas al marco específico de aplicación de esta tesis. El desarrollo histórico descrito en este bloque posee una pertinencia metodológica directa en el contexto del método de volúmenes finitos, tanto en el caso de los enfoques basados en mallas *body-fitted* y la

estrategia *overset/Chimera*, como en buena parte de los enfoques basados en mallas *unfitted*. En particular, nociones como el tratamiento de la malla como problema geométrico auxiliar, la preservación de la calidad de las celdas y la imposición de la D-GCL poseen pertinencia inmediata en el presente marco. En cambio, desarrollos como DSD/SST y los métodos *unfitted* de elementos finitos presentan lógicamente una relevancia indirecta.

En lo que respecta al caso específico de sistemas multicuerpo rígidos, debe tenerse en cuenta que pese a la ausencia de cuerpos individuales deformables, la necesidad de recurrir a estrategias para el tratamiento de dominios físicos móviles permanece vigente y sigue suponiendo exigencias significativas en presencia de grandes desplazamientos y movimientos relativos entre componentes rígidos; más aún, pueden presentarse configuraciones críticas desde el punto de vista de cambios topológicos del dominio fluido. En tal sentido, lo expresado en relación a la formulación ALE, las estrategias de deformación de malla bajo el ámbito *body-fitted*, las técnicas *overset* y los métodos con mallas no ajustadas al contorno poseen pertinencia conceptual en este contexto. No obstante, en el contexto metodológico específico de esta tesis, la transferencia más directa se verifica en las estrategias asociadas a mallas *body-fitted*.

4.1.5. Evolución histórica de la interacción fluido-estructura sobre vehículos terrestres

En virtud del desarrollo de la infraestructura numérica asociada al campo de la interacción fluido-estructura (secciones 4.1.2-4.1.4), en el ámbito práctico se verificó una evolución progresiva hacia el uso de herramientas cada vez más robustas y precisas que amplió la capacidad de análisis y su confiabilidad. En este contexto, sobre escenarios de interés y pertinencia práctica, el estudio de la dinámica de vehículos terrestres pasó de enfoques desacoplados basados en el uso de modelos simplificados (ver secciones 2.1 y 3.1), hacia entornos dedicados a un tratamiento robusto del acoplamiento entre aerodinámica y dinámica vehicular sobre configuraciones realistas y bajo condiciones críticas, tales como el desarrollo de grandes desplazamientos/deformaciones, en el contexto de uso de modelos dinámicos de gran cantidad de grados de libertad y con resolución de alta fidelidad del flujo de fluido.

Tal como se indicó en las secciones 3.1 y 4.1.1, el interés en el análisis de la dinámica de vehículos terrestres toma un particular impulso hacia comienzos de la segunda

mitad del siglo XX, por una combinación de factores históricos y técnicos —basados fundamentalmente en cuestiones ligadas a un crecimiento notable en el parque automotor, el desarrollo de mayores velocidades típicas, el comienzo del registro sistemático de accidentes y desafíos ligados a la economía de combustible. Este impulso se manifestó en un momento histórico concordante con avances significativos en el contexto de la mecánica computacional y la infraestructura de cómputo asociada, lo cual derivó en gran medida en un interés creciente en el uso de herramientas computacionales sobre este ámbito de aplicación. En lo subsiguiente, se omiten referencias a trabajos que tratan de forma marcadamente aislada el problema aerodinámico y el de la dinámica vehicular global, ya abordados de forma separada en las revisiones históricas pertinentes a capítulos anteriores. Bajo este contexto, y paralelamente a los primeros trabajos computacionales de dinámica vehicular ya citados en la Sección 3.1 (McHenry y DeLeys, 1968; Maeda y Uemura, 1969; Murphy, 1970), comenzaron a surgir aportes vinculados a la influencia mutua entre la aerodinámica y el movimiento del vehículo; en este sentido, se destaca por ejemplo el trabajo de Larrabee y Hawks (1968) en torno a la modelización del efecto de diferentes perfiles de velocidad de viento cruzado sobre las cargas aerodinámicas de un automóvil, de forma de poder incorporar las fuerzas pertinentes en las ecuaciones de movimiento asociadas a modelos vehiculares simples. Este trabajo se estructuró en torno a la problemática de los efectos del viento lateral, cuestión de suma pertinencia en el ámbito de fenómenos de interacción entre la dinámica del vehículo y el flujo circundante, recurrentemente abordada en lo sucesivo en el contexto de FSI. En estos incipientes trabajos computacionales, las cargas aerodinámicas se obtenían mediante aproximaciones relativamente simples, como el uso de coeficientes determinados en condiciones estáticas —dando lugar a análisis cuasi-estacionarios—, formulaciones basadas en la teoría de cuerpos esbeltos (Hucho y Emmelmann, 1973) —típicamente y más pertinentemente asociadas a aviones—, o aproximaciones de placas planas (Tran, 1991), con limitaciones obvias. De forma progresiva, las cargas aerodinámicas fueron dejando de ser un dato accesorio en el problema estructural para ir configurándose en torno a un subproblema modelizado.

La dependencia de datos experimentales y de modelos aerodinámicos simplificados persistió hasta la maduración del CFD en el tratamiento y resolución precisa de fenómenos de separación masiva —característicos y determinantes para representar fielmente el flujo en torno a vehículos terrestres—, cuestión que fue consolidándose hacia las décadas

de 1980 y 1990 gracias a avances estructurados en torno al modelado de la turbulencia y mayores capacidades de cómputo, avanzando desde cuerpos romos simples hacia geometrías simplificadas de vehículos (Chok et al., 1994; Gaylard y Howell, 1998) (ver Sección 2.1). Así, mientras tanto, muchos estudios continuaban apoyándose en resultados experimentales de flujo (Kobayashi y Yamada, 1988; MacAdam et al., 1990) e involucraban típicamente solo la influencia del subproblema fluido en el del sólido. Estos avances fueron fundamentales para el posterior desarrollo de soluciones FSI con acoplamientos unidireccionales de mayor fidelidad en la resolución del fluido, sobre la infraestructura existente en torno a códigos de dinámica de sistemas multicuerpo. Sin embargo, para el abordaje de acoplamientos bidireccionales, fue además necesario integrar dichos avances con el desarrollo de estrategias robustas de acoplamiento y de tratamiento de dominios físicos móviles, junto con una disponibilidad creciente de recursos computacionales. Esto, sumado a la relativa suficiencia práctica de los enfoques desacoplados para múltiples escenarios de interés, llevó a que los primeros estudios sólidos sobre la dinámica de vehículos terrestres con acoplamiento bidireccional y representación aerodinámica transitoria sin grandes simplificaciones surgieran recién a comienzos del siglo actual, ya sobre la base de códigos MBD maduros, CFD de mayor fidelidad y entornos FSI más robustos. Paralelamente, por fuera del análisis de la dinámica global de vehículos y en base a una infraestructura FSI bastante consolidada, comenzaron a desarrollarse trabajos específicos sobre el comportamiento de componentes vehiculares deformables, en lo que respecta a fenómenos de interacción fluido-estructura. Así, por ejemplo, Andreassi et al. (2004) analizó el efecto asociado a la deformación del alerón delantero de un auto de competición, y Koishi et al. (2001) estudió bajo un enfoque acoplado el fenómeno de *hydroplaning*, circunscribiendo el modelo estructural a las ruedas y modelizándolas como sólidos deformables.

Avanzando temporalmente hacia la concreción de estudios sólidos en lo que respecta a la dinámica global de vehículos terrestres con acoplamiento bidireccional, se destacan los trabajos de Nakashima et al. (2010, 2013), sobre la respuesta dinámica de un modelo de camión al ingresar a una zona de viento lateral, comparando un enfoque de acoplamiento bidireccional con uno cuasi-estacionario —basado en el uso de coeficientes aerodinámicos obtenidos en simulaciones estáticas previas para distintos ángulos de incidencia del viento. En lo que respecta a la resolución de la dinámica vehicular, los autores utilizaron un modelo simple de tres grados de libertad —involucrando movimientos de traslación sobre

un plano paralelo al suelo, y rotación de guiñada— junto con un modelo de conducción, mientras que la resolución del flujo se realizó mediante el modelo de turbulencia LES y con una malla *body-fitted* dentro del marco ALE. Los resultados mostraron con claridad las limitaciones del enfoque cuasi-estacionario cuando se analizan casos con cargas transitorias asociadas a patrones de flujo complejos. Posteriormente, Forbes et al. (2016), sobre un escenario análogo aplicado a un automóvil, extendió el análisis comparativo a través de la consideración adicional de un esquema unidireccional con fuerzas obtenidas del CFD. Sus resultados denotaron nuevamente las limitaciones del enfoque cuasi-estacionario ante solicitaciones fuertemente transitorias, reportándose diferencias sensibles frente a los dos restantes *setups* —asociados a una respuesta dinámica relativamente similar. Debe destacarse que los escenarios planteados en ambos trabajos tienen aspectos referenciables en las nociones de un ensayo estandarizado en la norma ISO 12021 (ISO, 2010), que establece cierto contexto para la caracterización de la respuesta dinámica de diferentes tipos de vehículos ante la acción de viento lateral.

Sobre este mismo tipo de problema físico se desarrollaron posteriormente estudios numéricos adicionales (Carbonne et al., 2016; Winkler et al., 2016; Huang et al., 2017; Tunay et al., 2020a). Algunos trabajos reportaron típicamente diferencias a destacar entre los enfoques *two-way* y *one-way* con fuerzas transitorias, particularmente en configuraciones de gran porte (Tunay et al., 2020a). Adicionalmente, Tunay et al. (2020b) destacó, sobre la base de análisis comparativos, la importancia de incorporar la dinámica de rolido en estudios FSI sobre estabilidad lateral de vehículos de gran porte, en línea con Taiming et al. (2023). Por otro lado, Zhang et al. (2022b) abordó el análisis de camiones articulados en escenarios de viento lateral, mostrando una mayor interacción y una tendencia más pronunciada a la desestabilización que en vehículos de una sola unidad. El análisis de este tipo de configuraciones obliga a considerar modos de inestabilidad característicos, tales como el desarrollo de oscilaciones laterales (*trailer swings*) con amplificación trasera y el denominado efecto cuchilla (*jackknifing*). En este contexto, el estudio de la influencia de la acción del viento en la dinámica lateral de vehículos fue consolidándose como una línea con gran aplicabilidad de herramientas FSI.

En términos generales, progresivamente se han reportan trabajos que extienden el conjunto de escenarios abordados con influencia crítica de la interacción entre la dinámica vehicular y el flujo del aire circundante, incluyendo el análisis de maniobras de sobrepaso

(Liu et al., 2019; Su et al., 2020; Zhao et al., 2026) y cruce (Zhao et al., 2026), de la dinámica de frenado (Broniszewski y Piechna, 2019) y casos más sofisticados en torno a la influencia del viento lateral, tales como el estudio del efecto de torres en puentes (Zhang et al., 2020; Wang et al., 2021) incluso incorporando la influencia de irregularidades del suelo (Yuan et al., 2025). Esta extensión se ha visto acompañada por una evolución marcada en la representatividad geométrica de los modelos en CFD —con cierta tendencia hacia configuraciones cada vez más realistas— así como en el uso de modelos de dinámica vehicular de complejidad creciente, con múltiples grados de libertad entre subcomponentes, la incorporación de sistemas de control de estabilidad, y con modelos de suspensión y ruedas sofisticados (Zhang et al., 2022b; Huang et al., 2023). En lo relativo al subproblema fluido, se destaca una utilización predominante de modelos de turbulencia híbridos RANS/LES —destacándose DDES e IDDES, entre otras modificaciones asociadas al modelo DES— y LES, en entornos HPC. Se identifica cierta orientación particular hacia el estudio de configuraciones de gran porte, tanto por involucrar un efecto más notorio en la interacción con el viento como por la criticidad en términos de riesgos viales (Sección 1.1). No obstante, en vehículos en general, no se identifica una convergencia hacia el uso exclusivo de esquemas de acoplamiento *two-way* ya que, dependiendo de la naturaleza del problema de interés, el acoplamiento unidireccional —e incluso el enfoque cuasi-estacionario— puede seguir resultando suficientemente adecuado para cierto nivel de precisión requerido.

Los enfoques de acoplamiento particionado, según se ha visto, dominan este ámbito de aplicación, en línea con lo explicado en la Sección 4.1.3, poniéndose particular foco en la elección de diferentes estrategias —*one-way*, *two-way*— dentro de este bloque de esquemas. En cuanto a las estrategias de tratamiento numérico de dominios físicos móviles empleadas, se observa en esta línea una tendencia mayoritaria al uso de la técnica *overset* combinada eventualmente con algoritmos de deformación de malla, si bien se registran asimismo estrategias alternativas: entre ellas, se destaca el uso de marcos de referencia en movimiento (MRF) para el tratamiento de desplazamientos lineales significativos (Nakashima et al., 2013), así como la imposición de una velocidad de traslación global igual a la velocidad axial del vehículo, empleada por Broniszewski y Piechna (2019) también para permitir grandes desplazamientos longitudinales —combinándola particularmente con la técnica *overset* para el movimiento relativo entre componentes. Si bien la imposición de un movimiento rígido global no aparece recurrentemente como estrategia dominante en esta

línea de trabajos, sí se observa en otros campos dentro de la interacción fluido-estructura (Kiviahho et al., 2018; Bauer y Feldwisch, 2026).

En lo que respecta a los desafíos actuales ligados a este ámbito de aplicación —estudios FSI en torno a la dinámica global de vehículos terrestres—, se destacan en primer término los ya abordados pormenorizadamente en torno a cada subproblema (ver secciones 2.1 y 3.1), a los cuales se suman los pertinentes a líneas abiertas en torno a las estrategias de acoplamiento (Sección 4.1.3 y en el tratamiento de dominios físicos móviles (Sección 4.1.4). En términos generales, este campo de aplicación requiere de progresos en torno a dichas líneas metodológicas a fin de favorecer estudios prácticos con mayor precisión y eficiencia en el costo computacional, en vista de mejorar sus capacidades como herramienta de diseño y evaluación de vehículos.

Sobre la base de la descripción histórica realizada, puede delimitarse con claridad el contexto en el que se inscribe este bloque central de la tesis. En concreto, el presente capítulo se centra en el desarrollo de un código para la resolución de problemas de interacción fluido-estructura orientado a la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos y con aplicación al análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte. Desde el punto de vista metodológico, el desarrollo plantea la integración de módulos para la resolución de cada subproblema —de acuerdo a lo desarrollado en los capítulos 2 y 3—, bajo un marco de esquemas de acoplamiento particionado, y una estrategia para el tratamiento de dominios físicos móviles asociada al uso de mallas *body-fitted*, con base en la formulación ALE.

4.2. Metodología

En la presente sección, se describen los aspectos metodológicos pertinentes al desarrollo de un código de interacción fluido-estructura ligado a la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos y aplicado al análisis de la estabilidad de vehículos de gran porte. Adicionalmente, se detalla el planteo conceptual de casos de prueba o testeo, y su uso en escenarios críticos típicos relativos al tópico de estabilidad en marcha. En líneas generales, el diseño metodológico vinculado al bloque actual se cimentó sobre el trabajo realizado en los capítulos 2 y 3, en tanto las tareas aquí abordadas requirieron de etapas previas ligadas a la exploración, implementación y selección de estrategias para la resolución de flujo de fluidos en aerodinámica vehicular, y al desarrollo de un código robusto ligado a la dinámica

de sistemas multicuerpo rígidos, con aplicación particular a la dinámica vehicular. Este diseño procedimental se justifica por la elección de un enfoque particionado para el acoplamiento, ligado a una arquitectura de uso de *solvers* diferenciados y especializados para cada subproblema (CFD y MBD) y una interfaz de acoplamiento entre ambos. Por otro lado, el tratamiento del dominio físico móvil se basó en el uso de mallas *body-fitted* bajo la formulación ALE, estableciéndose la resolución del movimiento de la malla como un subproblema adicional (*Computational Mesh Dynamics*, CMD) e integrando un módulo diferenciado con respecto a la resolución del fluido y del sólido.

En cuanto al proceso de implementación, y en línea con lo explicado en el capítulo 3 en relación al código MBD, se adoptó un enfoque de desarrollo orientado a la obtención de una arquitectura de carácter modular, con la concreción de una base de funcionalidades a testear en el ámbito práctico de interés y en términos de una evaluación comparativa contra resultados de referencia, a fin de cumplir con el objetivo específico ligado a este bloque. En líneas generales, este marco de desarrollo posibilita, sobre una base ya consolidada y en términos de trabajo futuro, favorecer la potencial incorporación de métodos y estrategias que aporten al alcance del código, entre otros aspectos, explotando su carácter modular y sin alterar la estructura general del código desarrollado, en función de los requerimientos específicos derivados de los escenarios a analizar. Adicionalmente, este enfoque de trabajo posee utilidad como parte del proceso formativo del tesista, al involucrar el desarrollo de funcionalidades centrales de un código FSI.

Entre los aspectos a destacar en torno a los desarrollos y trabajos de este capítulo, se mencionan contribuciones relativas a la implementación de una estrategia de deformación de malla que, aunque basada en una formulación existente (López et al., 2007) —según se detalla más adelante—, presenta ciertas adaptaciones y desarrollos propios asociados, en términos de un aporte incremental. Las implementaciones realizadas sobre la base de dicho trabajo incluyen su adaptación al marco de volúmenes finitos —originalmente, formulado en el contexto del método de elementos finitos—, el planteo del procedimiento de deformación en dos etapas diferenciadas —involucrando la definición de una malla auxiliar en términos de favorecer, típicamente, la reducción del costo computacional global—, modificaciones en la calidad de referencia, entre otros aspectos a detallar en la Sección 4.2.2 que, en términos generales, definen globalmente —en combinación— una estrategia diferenciada de entre las relevadas y analizadas en trabajos previos (Sección 4.1.4). De

forma adicional, en relación a la aplicación del código, se destaca el abordaje de un estudio sistemático vinculado al análisis de la dinámica de vehículos de gran porte sobre una variedad de escenarios y maniobras de interés en estabilidad (Sección 4.3), estableciéndose conclusiones y aseveraciones vinculadas tanto a aspectos numéricos —*e.g.*, análisis de las diferencias entre las predicciones obtenidas mediante diferentes esquemas de acoplamiento, evaluación del desempeño del código de deformación de malla en cada escenario— como físicos —*e.g.*, análisis de sensibilidad relativo a parámetros característicos de cada maniobra, evaluación del efecto del flujo de aire circundante sobre la dinámica del modelo en diferentes escenarios—, derivando, de esta forma, en un conjunto de resultados de interés en el tratamiento numérico de problemas de estabilidad de vehículos de gran porte.

En lo que respecta a la estructura de la sección, a la explicación del código propiamente dicho le precede la descripción del marco teórico subyacente. Concretamente, se abordará la base teórica asociada al problema del acoplamiento, concluyendo con la selección de estrategias específicas. Posteriormente, se dará la fundamentación matemática asociada a la formulación ALE en relación al uso de mallas *body-fitted*, culminando con la explicación de la estrategia implementada para el tratamiento de dominios físicos móviles.

4.2.1. Formulación teórica del problema del acoplamiento y selección de estrategias

En términos genéricos, dado un problema de interacción fluido-estructura que involucra a un dominio fluido $\Omega_f(t)$ y un dominio sólido $\Omega_s(t)$, con interfaz $\Gamma_{fs}(t) = \partial\Omega_f(t) \cap \partial\Omega_s(t)$, además de satisfacerse las ecuaciones de gobierno asociadas a cada subdominio $\Omega_f(t)$ y $\Omega_s(t)$, deben asimismo cumplirse simultáneamente ciertas condiciones de compatibilidad cinemática y de equilibrio dinámico. En su forma general y para medios continuos, estas condiciones están dadas por la Ec. 4.1:

$$\begin{cases} \mathbf{u}_f = \mathbf{u}_s & \text{en } \Gamma_{fs}(t), \\ \boldsymbol{\sigma}_f \mathbf{n}_f = -\boldsymbol{\sigma}_s \mathbf{n}_s & \text{en } \Gamma_{fs}(t) \end{cases} \quad (4.1)$$

En la Ec. 4.1, $\mathbf{u}_f$ y $\mathbf{u}_s$ se corresponden con las velocidades del fluido y del sólido, respectivamente, aquí evaluadas en la frontera Γ_{fs} . Además, $\boldsymbol{\sigma}_f$ y $\boldsymbol{\sigma}_s$ son los tensores de tensiones de Cauchy del fluido y del sólido, mientras que $\mathbf{n}_f$ y $\mathbf{n}_s$ se corresponden con las

respectivas normales de superficie sobre Γ_{fs} .

Al circunscribirse al tipo de problemas de interacción fluido-estructura y de estrategias abordados en este trabajo —establecidos en el primer párrafo de la Sección 4.2—, se deben plantear ciertas aseveraciones con respecto a la formulación genérica del problema del acoplamiento presentada previamente. Concretamente, en un esquema de acoplamiento particionado, las condiciones de compatibilidad cinemática y de equilibrio dinámico (Ec. 4.1) no se establecen a través de su imposición explícita en un sistema global a resolver, sino en términos de la transferencia de información entre los *solvers* asociados a cada subproblema diferenciado —fluido y sólido—, formulándose así como un problema de consistencia entre operadores de transferencia, según se analizará en detalle más adelante.

Adicionalmente, en el ámbito de problemas FSI asociados a sistemas multicuerpo rígidos, la formulación de la dinámica estructural se establece, típicamente, mediante ecuaciones diferenciales-algebraicas para un conjunto reducido de coordenadas generalizadas —a diferencia del caso general deformable, asociado a un conjunto de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales definidas sobre un medio continuo—, llevando así a un tratamiento de la dinámica en términos de coordenadas, velocidades, aceleraciones y cargas generalizadas que definen el comportamiento global de la estructura. En el contexto de un esquema de acoplamiento particionado, esto implica cierta adaptación de las variables comunicadas, a fin de lograr un tratamiento consistente con la naturaleza de la formulación de cada subproblema.

Aún más, con la particularización adicional de trabajar bajo la formulación ALE en el contexto de uso de mallas ajustadas a la interfaz (*body-fitted*), el marco de resolución exige la consideración adicional de un subproblema ligado al movimiento de la malla. Así, bajo los aspectos considerados previamente, queda establecido un esquema particionado de resolución que involucra tres subproblemas —vinculados a la resolución de la dinámica de sistemas multicuerpo (MBD), del flujo de fluido (CFD) y del movimiento de la malla (CMD). De esta forma, restringiéndose al ámbito concreto de este trabajo, el problema del acoplamiento se particulariza con respecto a la conceptualización general dada en el primer párrafo de esta subsección, y se formaliza según se explica en detalle a continuación.

En este contexto, la arquitectura asociada al acoplamiento se esquematiza con cierto nivel de abstracción en la Figura 4.1. Bajo este enfoque, cada subproblema se configura en términos de un módulo que recibe información, desarrolla la resolución de la física o

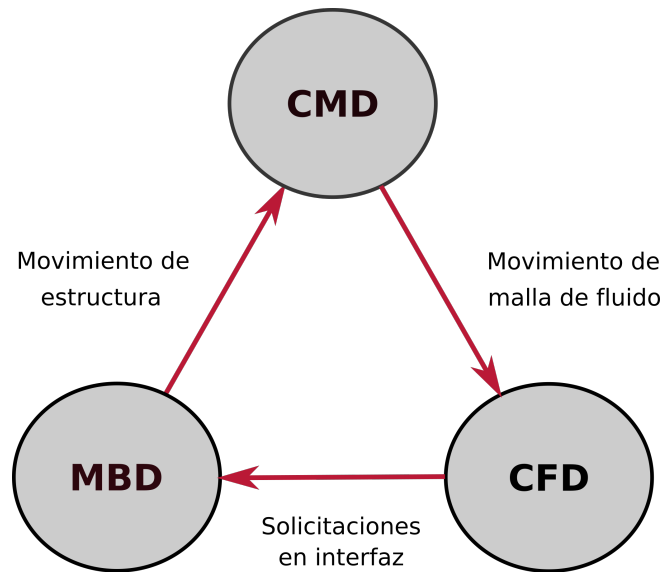


Figura 4.1: Esquema general del acoplamiento para la conceptualización de problemas de interacción fluido-estructura asociados a sistemas multicuerpo rígidos, abordados mediante un esquema particionado y dentro de un marco ALE con el uso de mallas *body-fitted*.

formulación pertinente y transmite cierta salida: en términos generales, el módulo asociado a la resolución del movimiento de la malla (CMD) recibe información sobre el estado cinemático de la estructura, y transmite al pertinente a la resolución del flujo (CFD) el estado actual de la malla del fluido; éste, a su vez, determina las cargas sobre la interfaz y las transfiere al módulo de dinámica estructural (MBD). Bajo formalismos matemáticos, la acción de cada *solver* puede representarse mediante operadores $\mathcal{M}$, $\mathcal{F}$ y $\mathcal{S}$ —de acuerdo al orden de mención previo—, que actúan sobre espacios de variables de diferente naturaleza y cuya evaluación depende de las magnitudes suministradas en la resolución de otro subproblema.

De la consideración hecha anteriormente con respecto al tratamiento de la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos —en relación a no formularse sobre un medio continuo como en el caso del fluido, sino en términos de un conjunto de variables generalizadas que definen su comportamiento global—, surge la necesidad de establecer relaciones que permitan reconstruir dichas magnitudes generalizadas a partir de campos continuos sobre la frontera, y viceversa, posibilitando adaptar la información a la naturaleza de la formulación de cada subproblema, garantizando consistencia. El análisis formal general de estas relaciones se desarrolla a continuación.

Siendo $\mathbf{X}_s$ la posición de un punto material de la estructura en una configuración de

referencia (Ω_s^0), su posición actual $\mathbf{x}_s$ puede expresarse en términos de las coordenadas generalizadas que definen el comportamiento dinámico del sistema multicuerpo según la Ec. 4.2:

$$\mathbf{x}_s(\mathbf{X}_s, t) = \chi_s(\mathbf{X}_s, \mathbf{q}(t)) \quad (4.2)$$

En la Ec. 4.2, χ_s representa la transformación cinemática que lleva al sólido o estructura desde la configuración de referencia a la posición actual en t , y $\mathbf{q}$ es el vector de coordenadas generalizadas que describe el comportamiento dinámico global. Las expresiones del desplazamiento y la velocidad, por su parte, están dadas por las Ecs. 4.3 y 4.4:

$$\mathbf{d}_s(\mathbf{X}_s, t) = \chi_s(\mathbf{X}_s, \mathbf{q}(t)) - \mathbf{X}_s \quad (4.3)$$

$$\mathbf{u}_s(\mathbf{X}_s, t) = \dot{\chi}_s(\mathbf{X}_s, t) = \frac{\partial \chi_s}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}}(t) \quad (4.4)$$

Evaluada en posiciones asociadas a la interfaz Γ_{fs} , las Ecs. 4.3 y 4.4 definen cierta expresión de los desplazamientos y velocidades de la frontera en términos de las coordenadas generalizadas $\mathbf{q}$. Esta transformación puede asociarse a un operador $\mathcal{K}$ para la determinación de los campos de desplazamiento y velocidad en la frontera:

$$(\mathbf{d}_\Gamma, \mathbf{u}_\Gamma) = \mathcal{K}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \quad (4.5)$$

Por otro lado, en términos del equilibrio dinámico, es posible expresar las solicitaciones ejercidas por el fluido sobre el sólido, asociadas a un campo de tensiones $\mathbf{t}_f = -\boldsymbol{\sigma}_f \mathbf{n}_f$ en Γ_{fs} , en términos de cargas generalizadas $\mathbf{Q}_f$, en consistencia con la formulación utilizada en la resolución del movimiento del sistema multicuerpo. Esta equivalencia se establece de forma que el trabajo virtual desarrollado por el campo de tensiones del fluido sobre un desplazamiento virtual admisible de la interfaz coincida con el trabajo virtual de las cargas generalizadas correspondientes. En efecto, dado un desplazamiento virtual $\delta \mathbf{x}_\Gamma$ sobre la interfaz, el trabajo realizado por el campo de tensiones $\mathbf{t}_f$ está dado por la Ec. 4.6:

$$\delta W_f = \int_{\Gamma_{fs}(t)} \mathbf{t}_f \cdot \delta \mathbf{x}_\Gamma d\Gamma \quad (4.6)$$

Dada la dependencia ya desarrollada de la posición de la frontera en función de las

coordenadas generalizadas, resulta:

$$\begin{aligned}\delta W_f &= \int_{\Gamma_{fs}(t)} \mathbf{t}_f \cdot \left(\frac{\partial \mathbf{x}_\Gamma}{\partial \mathbf{q}} \delta \mathbf{q} \right) d\Gamma = \int_{\Gamma_{fs}(t)} \mathbf{t}_f^T \frac{\partial \mathbf{x}_\Gamma}{\partial \mathbf{q}} \delta \mathbf{q} d\Gamma \\ &= \delta \mathbf{q}^T \int_{\Gamma_{fs}(t)} \left(\frac{\partial \mathbf{x}_\Gamma}{\partial \mathbf{q}} \right)^T \mathbf{t}_f d\Gamma\end{aligned}\quad (4.7)$$

Pero además, por definición de trabajo realizado por una carga generalizada, se tiene:

$$\delta W_f = \delta \mathbf{q}^T \mathbf{Q}_f \quad (4.8)$$

Comparando las Ecs. 4.7 y 4.8, resulta la siguiente relación entre las cargas generalizadas ($\mathbf{Q}_f$) —asociadas a la formulación del sistema multicuerpo— con el campo de tensiones ejercido por el fluido ($\mathbf{t}_f$):

$$\mathbf{Q}_f = \int_{\Gamma_{fs}(t)} \left(\frac{\partial \mathbf{x}_\Gamma}{\partial \mathbf{q}} \right)^T \mathbf{t}_f d\Gamma \quad (4.9)$$

Esta relación puede expresarse en términos de un operador $\mathcal{T}$ (Ec. 4.10). En la práctica, estas cargas generalizadas se corresponden con fuerzas y torques típicamente ejercidos sobre el centro de masa —u otro punto— de cada componente rígido del sistema, ingresando como tal en las ecuaciones de movimiento del problema MBD.

$$\mathbf{Q}_f = \mathcal{T}(\mathbf{t}_f) \quad (4.10)$$

De manera estricta, el operador $\mathcal{T}$ involucra otras dependencias no explicitadas en la Ec. 4.10, presentándose solo aquella relevante en el contexto del análisis desarrollado. Debe aclararse que esta forma de notación se mantendrá en lo sucesivo al abordar otros operadores, simplificando las expresiones pertinentes y haciendo foco fundamentalmente en las variables intercambiadas entre módulos. Así, en términos generales, mediante los operadores $\mathcal{K}$ y $\mathcal{T}$ es posible adaptar las variables intercambiadas a las formulaciones respectivas de cada subproblema —involucrando campos continuos en el fluido, y un conjunto de magnitudes generalizadas globales en la estructura.

Por otro lado, en lo que respecta a la formulación ALE y al uso de mallas ajustadas a la interfaz —cuyo detalle teórico se abordará en la siguiente subsección—, se establece un subproblema de movimiento de malla que, a partir del resultado dado por el operador $\mathcal{S}$ —adaptado posteriormente por $\mathcal{K}$ en términos del movimiento de la frontera—, permite

obtener un nuevo estado de la malla del fluido (Ω_f) asociado a cierto campo de velocidad de malla ($\mathbf{w}_m$). En general, haciendo foco en las variables intercambiadas entre subproblemas —de acuerdo a la observación hecha previamente— puede representarse mediante el siguiente operador:

$$(\Omega_f, \mathbf{w}_m) = \mathcal{M}(\mathbf{d}_\Gamma) \quad (4.11)$$

Finalmente, el operador $\mathcal{F}$ —asociado al módulo de resolución del flujo de fluido—, dependiente de esta nueva configuración de la malla y de su campo de velocidad $\mathbf{w}_m$ —según se analiza posteriormente bajo el marco ALE—, permite actualizar la dinámica del fluido y calcular el campo de tensiones sobre la interfaz que, adaptado por el operador $\mathcal{T}$, se transfiere al subproblema estructural ($\mathcal{S}$) en términos de cargas generalizadas.

Un diagrama representativo de las relaciones indicadas previamente se presenta en la Figura 4.2, en el contexto de un diagrama de flujo para un esquema particionado bidireccional (*two-way*) implícito. Bajo esta estrategia de acoplamiento, se desarrollan un conjunto de iteraciones internas en cada paso de tiempo, a fin de que las variables calculadas satisfagan, con cierto criterio de error admisible, las condiciones de interfaz (Ec. 4.1). La Figura 4.2 esquematiza el caso asociado a la iteración interna k , dentro del paso temporal $n + 1$. En términos generales, el *solver* del movimiento de malla —haciendo uso de la información relativa al movimiento de la frontera, obtenida por el módulo de la estructura en el paso interno k , y en base a cierta predicción— genera un nuevo estado de la malla del fluido ($\Omega_f^{n+1,k+1}$), el cual es utilizado por el módulo CFD —en conjunto con la velocidad de la malla, requerida para la resolución dentro del marco ALE— para obtener el nuevo estado dinámico del fluido y las tensiones sobre la interfaz. Éstas son transformadas equivalentemente a cargas generalizadas para utilizarse de entrada en el subproblema estructural, obteniéndose el movimiento de la estructura en el paso $k + 1$. Este proceso sigue repitiéndose para un mismo $n + 1$ hasta que se satisfaga cierto criterio de convergencia ($r \leq \epsilon$), típicamente, ligado al valor de una norma de la diferencia entre cantidades intercambiadas en la interfaz —tal como las velocidades o desplazamientos en la frontera— en consistencia aproximada con las condiciones de interfaz (Ec. 4.1). Una vez alcanzada la convergencia, se avanza hacia el siguiente paso de tiempo.

En un esquema de acoplamiento particionado *two-way* explícito, en cambio, no se desarrollan iteraciones internas de acoplamiento, sino que se avanza directamente hacia el

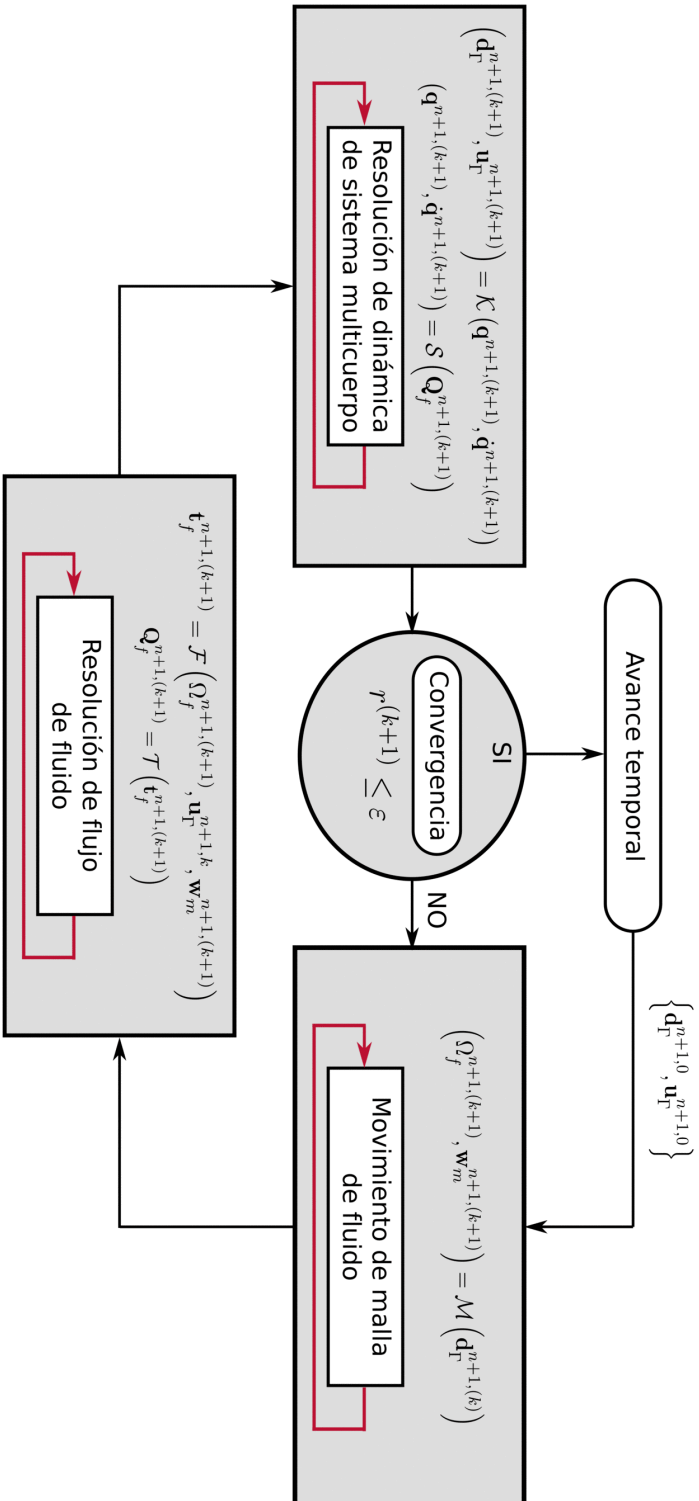


Figura 4.2: Diagrama de flujo relativo al esquema particionado bidireccional (*two-way*) implícito, aplicable a problemas FSI asociados a sistemas multicuerpo rígidos y con subproblema de movimiento de malla. Se indican los operadores relevantes a cada módulo o bloque funcional.

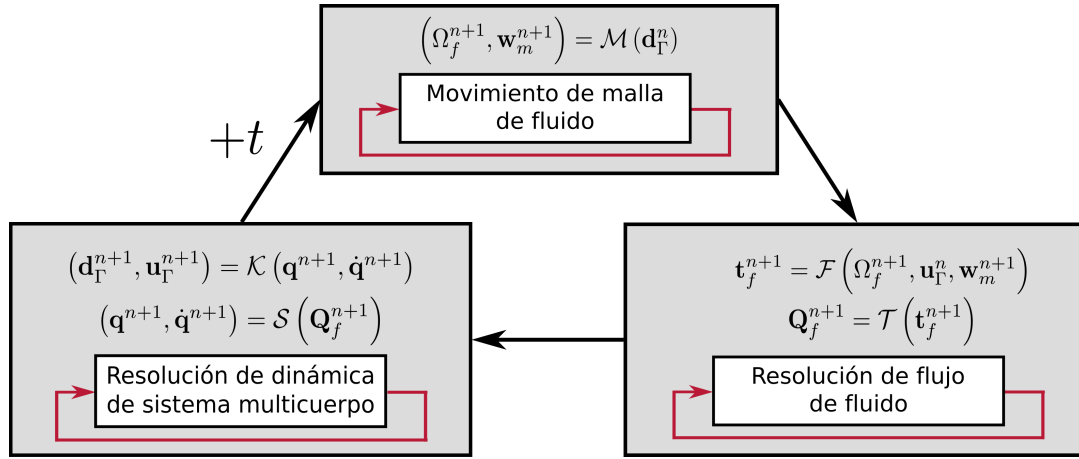


Figura 4.3: Diagrama relativo al esquema particionado bidireccional (*two-way*) explícito, aplicable a problemas FSI asociados a sistemas multicuerpo rígidos y con subproblema de movimiento de malla. Se indican los operadores relevantes a cada módulo o bloque funcional.

siguiente paso temporal al completar un ciclo de resolución que involucra a cada módulo. El diagrama asociado a este tipo de acoplamiento en el ámbito de aplicación de este trabajo se presenta en la Figura 4.3. Tal como se mencionó en la Sección 4.1, los esquemas implícitos son particularmente útiles para abordar problemas fuertemente acoplados en su física, favoreciendo estabilidad y precisión en términos de un menor error de partición temporal, si bien involucran típicamente un mayor costo relativo y, ante casos muy fuertemente acoplados, pueden presentar aún dificultades vinculadas a convergencia lenta o divergencia. Dada la naturaleza del problema abordado en este trabajo —en relación a la dinámica de vehículos en interacción con aire; esto es, con densidades significativamente diferentes— y en base a pruebas analizando la estabilidad ante diferentes escenarios, se identificó que el esquema explícito implementado e incorporado en el código mostró un comportamiento robusto en el ámbito de aplicación considerado.

Por otro lado, además de los enfoques de acoplamiento bidireccionales, se identifican los esquemas unidireccionales (*one-way*), en los que uno de los subproblemas fluido o sólido se resuelve de manera independiente e influye sobre el otro sin dependencia recíproca. Típicamente, considerando un esquema fluido→sólido, la resolución del flujo de fluido se desarrolla sin la información asociada a un nuevo estado de la estructura, teniéndose por tanto un movimiento de malla impuesto independientemente del subproblema del sólido (Figura 4.4). En el caso de que el movimiento impuesto no implique necesariamente actualizar la malla del fluido, puede prescindirse del módulo pertinente. Esto es posible,

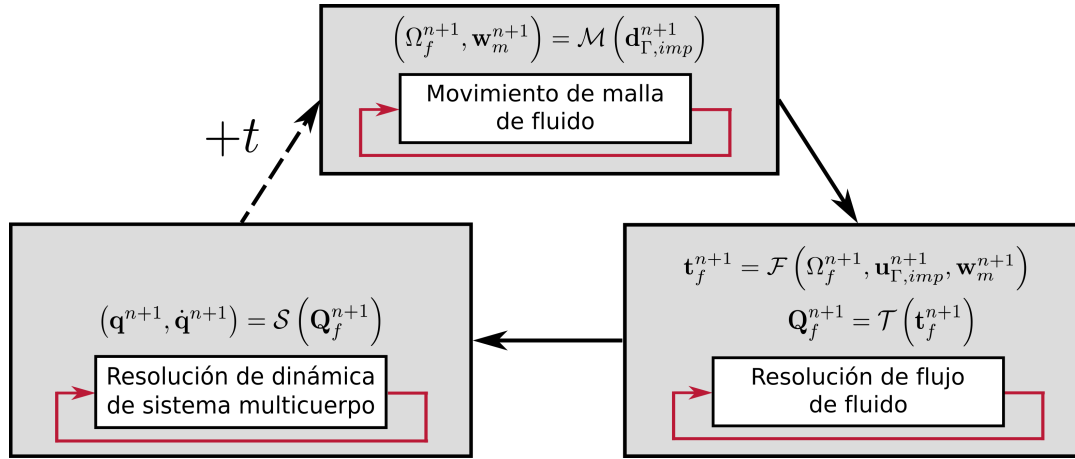


Figura 4.4: Diagrama relativo al esquema particionado unidireccional (*one-way*) con comunicación fluido→sólido, aplicable a problemas FSI asociados a sistemas multicuerpo rígidos y con subproblema de movimiento de malla. Se indican los operadores relevantes a cada módulo o bloque funcional.

por ejemplo, en el caso de un sistema multicuerpo *a priori* estático —desestimando la influencia del aire—, o bien en un estado de movimiento rectilíneo uniforme que permita un tratamiento equivalente a través de la consideración de un marco de referencia solidario a la estructura en el módulo CFD. También es posible plantear un enfoque *one-way* sólido→fluido, en el que el subproblema MBD se resuelve de forma independiente al del fluido, pero influyendo en él a través del movimiento de la interfaz (Figura 4.5). En este caso, las cargas generalizadas que ingresan como entrada en el módulo MBD son prescritas o determinadas por un modelo externo, sin depender estrictamente de la resolución del flujo de fluido, con cierta analogía al tratamiento de la malla CFD en el caso fluido→sólido.

Adicionalmente, en términos de la resolución del problema estructural como objetivo fundamental y por fuera del marco general del problema del acoplamiento presentado en esta sección, es posible plantear un enfoque de resolución en el que no se involucre un subproblema CFD —en el contexto de la obtención de campos continuos sobre el dominio fluido a través de la resolución de sus ecuaciones diferenciales de gobierno—, sino que plantee la consideración de un marco de modelos sustitutos para la obtención de las cargas requeridas por el módulo MBD, con dependencia opcional del estado estructural. Históricamente, dentro del campo de aplicación abordado en este trabajo, este enfoque se ha destacado en un contexto primigenio, evitando las dificultades asociadas a la obtención de soluciones representativas y precisas del flujo mediante la resolución numérica de las ecuaciones de Navier-Stokes (Sección 4.1). Típicamente, es posible obtener un modelo

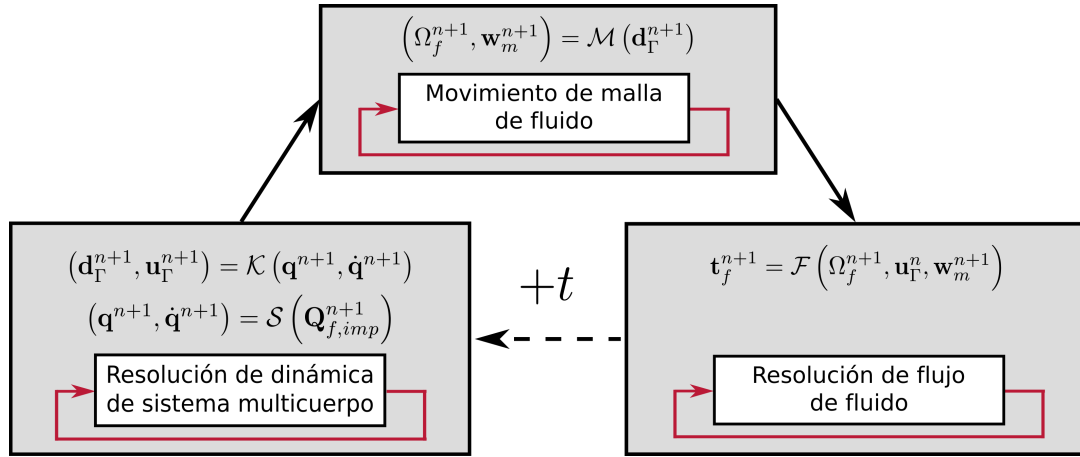


Figura 4.5: Diagrama relativo al esquema particionado unidireccional (*one-way*) con comunicación sólido→fluido, aplicable a problemas FSI asociados a sistemas multicuerpo rígidos y con subproblema de movimiento de malla. Se indican los operadores relevantes a cada módulo o bloque funcional.

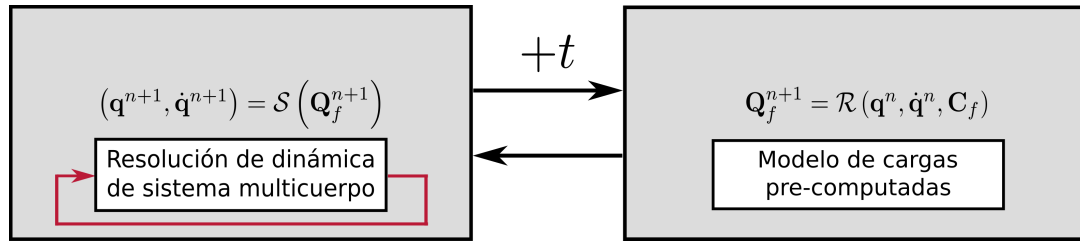


Figura 4.6: Diagrama relativo al enfoque de resolución cuasi-estacionario, aplicable a problemas FSI asociados a sistemas multicuerpo rígidos. Se indican los operadores relevantes a cada módulo o bloque funcional.

que, en base al registro de coeficientes aerodinámicos y otras cantidades obtenidas para diferentes orientaciones y posiciones del sistema multicuerpo, obtenga fuerzas y torques para ser utilizados por el módulo MBD; formalmente, puede representarse mediante un operador $\mathcal{R}$ que relaciona dichas cargas con el estado de movimiento de la estructura y ciertas magnitudes aerodinámicas obtenidas previamente (Figura 4.6).

En términos generales, dentro del ámbito de problemas de interacción fluido-estructura asociados a sistemas multicuerpo rígidos y con aplicación a la dinámica vehicular, la metodología adoptada —y desarrollada en detalle posteriormente a través de la descripción del código pertinente— se basa en la consideración de los esquemas particionados bidireccional (*two-way*) explícito, y unidireccional (*one-way*) —abordando los casos de comunicación en ambos sentidos—, con la consideración adicional de un enfoque cuasi-estacionario (Figura 4.6). El empleo de diferentes enfoques de acoplamiento plantea la posibilidad de realizar análisis comparativos en términos de sus resultados en escenarios de interés.

4.2.2. Formulación teórica del tratamiento de dominios físicos móviles en el subproblema fluido

La formulación ALE (*Arbitrary Lagrangian-Eulerian*) establece un marco matemático consistente para la resolución numérica de problemas físicos —en lo pertinente aquí, el flujo de fluidos— mediante el uso de mallas capaces de moverse y deformarse en forma arbitraria —no necesariamente fijas ni acompañando el movimiento del sistema material. En la práctica y en lo que respecta al ámbito de este trabajo, este marco posibilita resolver problemas con mallas ajustadas a los contornos (*body-fitted*), garantizando consistencia en la resolución de las ecuaciones del fluido aún con diferentes estrategias de deformación.

Bajo formalismos matemáticos, este enfoque general de uso del marco ALE con cierta estrategia de movimiento de malla plantea la consideración de un mapeo biyectivo $\mathcal{A}$ sobre el dominio fluido en una configuración de referencia (Ω_f^0):

$$\mathbf{x}(\boldsymbol{\chi}, t) = \mathcal{A}(\boldsymbol{\chi}, t), \quad \boldsymbol{\chi} \in \Omega_f^0, \quad \mathbf{x} \in \Omega_f(t) \quad (4.12)$$

En la Ec. 4.12, $\mathbf{x}$ se corresponde con la posición actual de un punto con posición $\boldsymbol{\chi}$ en la configuración de referencia. A partir de este mapeo, el desplazamiento de la malla está dado por la Ec. 4.13:

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{d}}_m(\boldsymbol{\chi}, t) &= \mathcal{A}(\boldsymbol{\chi}, t) - \boldsymbol{\chi} \\ \mathbf{d}_m(\mathbf{x}, t) &= \hat{\mathbf{d}}_m(\mathcal{A}^{-1}(\mathbf{x}), t) \end{aligned} \quad (4.13)$$

Por su parte, la velocidad se expresa (Ec. 4.14):

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{w}}_m(\boldsymbol{\chi}, t) &= \left. \frac{\partial \mathcal{A}(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial t} \right|_{\boldsymbol{\chi}} \\ \mathbf{w}_m(\mathbf{x}, t) &= \hat{\mathbf{w}}_m(\mathcal{A}^{-1}(\mathbf{x}), t) \end{aligned} \quad (4.14)$$

En este contexto, las ecuaciones de Navier-Stokes —abordadas típicamente en su formulación euleriana— se resuelven ahora en un marco arbitrario asociado al mapeo $\mathcal{A}$. En concreto, para flujos incompresibles, se tiene la siguiente expresión:

$$\begin{cases} \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \\ \rho \left(\left. \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} \right|_{\boldsymbol{\chi}} + [(\mathbf{u} - \mathbf{w}_m) \cdot \nabla] \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{f} \end{cases} \quad (4.15)$$

De la Ec. 4.15, resulta evidente y explícita la dependencia del movimiento de la malla en la formulación del problema fluido sobre dominios móviles. En términos generales, el mapeo desde el estado de referencia hacia el actual depende del movimiento impuesto sobre la interfaz y de cierta ley interna de deformación/movimiento de la malla, en conjunto con ciertas condiciones de borde y restricciones relativas al problema de movimiento de malla. La transformación asociada a este mapeo que, en base a dichas dependencias, permite obtener la configuración actual de la malla, se corresponde con el operador $\mathcal{M}$ en el contexto de los diagramas presentados en la subsección anterior.

Tal como se aseveró en la Sección 4.1 a través de un extenso desarrollo histórico, existen diferentes estrategias para abordar de forma robusta el problema de deformación y movimiento de la malla. En general, en dicha sección se ha analizado cierta evolución metodológica desde enfoques simples basados en la resolución de ecuaciones tipo Laplace hacia formulaciones con un tratamiento riguroso enfocado en la preservación de la calidad de la malla. Entre estas, se destaca la abordada por López et al. (2007), formulada originalmente en el marco del método de elementos finitos y basada en el planteo de un problema variacional centrado en la minimización de la distorsión de celdas. En líneas generales, la estrategia consiste en la resolución de un sistema de ecuaciones sobre las posiciones nodales que se obtiene a partir de la minimización de un funcional global asociado a una métrica de distorsión, capaz de interpretarse como un problema pseudo-elástico en el que la ley constitutiva queda establecida por el mencionado funcional. Concretamente, la formulación aplicada en este trabajo está basada en el enfoque de López et al. (2007), con ciertas adaptaciones y variaciones metodológicas próximas a describir.

En términos generales, el código desarrollado resuelve el problema de deformación de malla a través de un algoritmo caracterizado por dos etapas bien definidas, presentadas brevemente a continuación y seguidas de un detalle explicativo pertinente:

- **Primera etapa:** resolución de la deformación de una malla auxiliar mediante una estrategia adaptada de la formulada en López et al. (2007), de acuerdo a la Ec. 4.26.
- **Segunda etapa:** resolución de la deformación de la malla principal por interpolación de los desplazamientos nodales de la malla auxiliar, de acuerdo a la Ec. 4.28.

En el marco de la primera etapa del algoritmo, se plantea la utilización de una malla auxiliar, diferenciada de la utilizada concretamente por el módulo CFD —malla principal—

y definida convenientemente a fin de aplicar la estrategia basada en López et al. (2007) —a detallar más adelante— de forma eficiente y robusta. En concreto, con el objetivo de evitar un tratamiento dependiente de celdas de diversa geometría, en esta etapa se adopta una formulación basada exclusivamente en mallas de simples —en tres dimensiones, tetraedros. Este abordaje posibilita simplificar y sistematizar la evaluación de cantidades vinculadas a la definición del funcional asociado a la estrategia. Por el contrario, la malla principal, en virtud de la formulación correspondiente a la segunda etapa, puede presentar celdas con otras formas asociadas, a conveniencia para la posterior resolución del flujo de fluido. En términos generales, este enfoque favorece en gran medida cierto desacople entre los requerimientos de discretización del problema fluidodinámico y los del problema de deformación de malla, posibilitando típicamente definir una malla auxiliar que permita —en términos comparativos con el uso exclusivo de la malla principal en ambas etapas— desarrollar de manera más eficiente el procedimiento de deformación. Particularmente, en la medida en que pueda recurrirse a una malla auxiliar con un menor nivel de refinamiento general sin comprometer de forma significativa la calidad resultante posterior a la interpolación, este enfoque posibilita una eventual reducción del costo computacional asociado —considerando asimismo que los coeficientes utilizados en la interpolación deben calcularse una única vez al inicio de la simulación, según se explica más adelante y con posterioridad al detalle de la primera parte de la estrategia de deformación.

De acuerdo al enfoque planteado y en virtud de la formulación de la segunda etapa, las mallas auxiliar y principal se corresponden con discretizaciones independientes y superpuestas en la región deformable. Concretamente, como requerimiento en términos de la definición de la malla auxiliar, su dominio asociado debe coincidir con el de la región deformable de la malla principal —involucrando, en general, toda la región del fluido, exceptuando zonas definidas por el usuario con movimiento rígido solidario a la estructura, según se aborda más adelante. Esto posibilita, al finalizar la primera etapa del procedimiento, obtener un campo de desplazamientos definido sobre la mencionada zona deformable, a utilizar directamente en la interpolación del siguiente paso del algoritmo.

Formalmente, el problema de minimización asociado a la primera etapa se define a través de la Ec. 4.16:

$$\min_{\{\mathbf{x}\}} F_h(\{\mathbf{x}\}), \quad F_h(\{\mathbf{x}\}) = \sum_{e=1}^{N_e} F_e(\mathbf{x}_e) = \sum_{e=1}^{N_e} C_{q,e} \frac{1}{q_e(\mathbf{x}_e)}. \quad (4.16)$$

Esta formulación plantea minimizar la suma de los funcionales $F_e(\mathbf{x}_e)$ asociados a cada elemento e de la malla auxiliar. En su expresión, se involucra una cantidad q_e representativa de la calidad de la celda, expresada en función de las coordenadas de sus nodos ($\mathbf{x}_e$) —típicamente, en términos de las distancias entre sus vértices y su volumen—, y un coeficiente de rigidez geométrica elemental $C_{q,e}$. En lo que respecta a la variable q_e , en el caso particular del código desarrollado, esta cantidad está dada por la expresión:

$$q_e(\mathbf{x}_e) = \frac{V_e}{S_e}, \quad S_e = \sum_{i < j} (\Delta \mathbf{x}_{ij}^T \mathbf{H}_e \Delta \mathbf{x}_{ij})^{3/2} \quad (4.17)$$

En la Ec. 4.17, V_e es el volumen del elemento y $\Delta \mathbf{x}_{ij}$ se corresponde con el vector entre los nodos i y j asociados a dicho elemento. La cantidad $\Delta \mathbf{x}_{ij}^T \mathbf{H}_e \Delta \mathbf{x}_{ij}$ representa una medida de la distancia entre los nodos afectada por la aplicación de un tensor $\mathbf{H}_e$ que, en el caso de definirse como el tensor unidad ($\mathbf{H}_e = \mathbf{I}$), se corresponde simplemente con el cuadrado de la distancia euclidiana entre los nodos ($\Delta \mathbf{x}_{ij}^T \mathbf{I} \Delta \mathbf{x}_{ij} = \|\Delta \mathbf{x}_{ij}\|^2$) —el caso general $\mathbf{H}_e \neq \mathbf{I}$ plantea la posibilidad de penalizar de forma diferenciada la distorsión en ciertas direcciones. Del análisis de las expresiones anteriores, resulta evidente que ante una distorsión creciente de un elemento, la cantidad V_e/S_e disminuye, implicando el incremento de F_e . Por otro lado, el coeficiente de rigidez geométrica elemental $C_{q,e}$ —que escala el valor dado por q_e^{-1} — responde a una ley definida por el usuario en función de una asignación espacial diferenciada de rigidez requerida o conveniente para cada aplicación particular. En general, esta cantidad posibilita la consideración de una mayor rigidez en zonas con mayor susceptibilidad de presentar una degradación importante en la calidad de malla —típicamente, en el contexto del tratamiento de capas límites, regiones próximas a paredes, las cuales están asociadas comúnmente a celdas con gran relación de aspecto que se adaptan en conjunto a la forma de dichas superficies—, y menor rigidez en zonas poco comprometidas por el movimiento de la estructura durante la simulación.

De forma equivalente, el problema de minimización puede formularse en términos de la condición necesaria de óptimo para la función F_h (Ec. 4.18):

$$\nabla_{\mathbf{x}} F_h(\{\mathbf{x}\}) = \mathbf{0} \quad (4.18)$$

Luego, bajo un esquema iterativo tipo Newton, se plantea su resolución. Así, definiendo el residuo $\mathbf{R}$:

$$\mathbf{R}(\mathbf{x}) = \nabla_{\mathbf{x}} F_h(\{\mathbf{x}\}) \quad (4.19)$$

Y además:

$$\mathbf{K}(\mathbf{x}) = \frac{\partial \mathbf{R}(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} = \nabla_{\mathbf{x}}^2 F_h(\{\mathbf{x}\}) \quad (4.20)$$

El sistema a resolver se obtiene a partir de las expresiones anteriores (Ecs. 4.19 y 4.20), según:

$$\mathbf{K}(\mathbf{x}^k) \Delta \mathbf{x} = -\mathbf{R}(\mathbf{x}^k), \quad \Delta \mathbf{x} = \mathbf{x}^{k+1} - \mathbf{x}^k \quad (4.21)$$

Una cuestión relevante de la estrategia desarrollada, que establece cierta diferenciación conceptual respecto a López et al. (2007), es el hecho de que la distorsión/calidad se evalúa con respecto al estado geométrico de cada elemento en una malla inicial de referencia — en términos generales, la correspondiente al inicio de la simulación—, y no en relación a una malla ideal de tetraedros regulares. La conceptualización relativa a este enfoque se analiza a continuación.

En concreto, se define la siguiente matriz $\mathbf{Y}$ asociada a las coordenadas de los vértices de cada tetraedro (Ec. 4.22):

$$\mathbf{Y} = [\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1 \quad \mathbf{x}_3 - \mathbf{x}_1 \quad \mathbf{x}_4 - \mathbf{x}_1] \quad (4.22)$$

Si se designa $\mathbf{Y}_{act}$ a la matriz asociada a las coordenadas actuales de los vértices, $\mathbf{Y}_{ref}$ a la pertinente a las coordenadas de referencia, y $\mathbf{Y}_{reg}$ a la correspondiente al caso de un tetraedro regular asociado, se plantea encontrar una transformación $\mathbf{T}_e$ tal que:

$$\mathbf{Y}_{ref} \mathbf{T}_e = \mathbf{Y}_{reg} \quad (4.23)$$

La transformación $\mathbf{T}_e$ mapea las coordenadas de los vértices del tetraedro de referencia a las del caso ideal regular. Si se aplica esta misma transformación sobre $\mathbf{Y}_{act}$, se obtiene una nueva matriz $\hat{\mathbf{Y}}_{act}$. Este mapeo permite utilizar la formulación original del método —planteado en términos de tender a la calidad ideal del elemento— hacia el enfoque de minimizar la distorsión incremental con respecto a una malla de referencia. De esta forma, es posible distinguir entre distorsiones asociadas a un diseño funcional de la malla

inicial —por ejemplo, la adición de capas de celdas delgadas cerca de las paredes, para la predicción precisa del flujo en esta zona crítica— de las distorsiones inducidas por el movimiento de la estructura —las cuales sí se penalizan. La matriz $\mathbf{T}_e$ puede obtenerse a partir de la Ec. 4.24:

$$\mathbf{T}_e = \mathbf{Y}_{ref}^{-1} \mathbf{Y}_{reg} \quad (4.24)$$

Y así aplicarse a la matriz de coordenadas actuales:

$$\mathbf{Y}_{act} \mathbf{T}_e = \hat{\mathbf{Y}}_{act}, \quad \hat{\mathbf{Y}}_{act} = [\hat{\mathbf{x}}_2 - \hat{\mathbf{x}}_1 \quad \hat{\mathbf{x}}_3 - \hat{\mathbf{x}}_1 \quad \hat{\mathbf{x}}_4 - \hat{\mathbf{x}}_1] \quad (4.25)$$

De esta forma, recurriendo a la transformación dada por la Ec. 4.25, el problema a resolver se formula estrictamente de la siguiente manera:

$$\min_{\{\mathbf{x}\}} \hat{F}_h(\{\mathbf{x}\}), \quad \hat{F}_h(\{\mathbf{x}\}) = \sum_{e=1}^{N_e} C_{q,e} \frac{1}{\hat{q}_e(\mathbf{x}_e)} \quad (4.26)$$

Donde $\hat{q}_e$ se corresponde con la métrica de calidad asociada a la celda transformada, expresada en última instancia en términos de las coordenadas nodales de la celda actual.

Por otro lado, debe tenerse en cuenta que la resolución del sistema dado por la Ec. 4.21 involucra la consideración de ciertas condiciones de borde y, eventualmente, restricciones cinemáticas en el interior del dominio, las cuales en general dependerán del problema particularmente abordado. En los escenarios de maniobras asociados a este trabajo, se destaca la aplicación de la siguiente restricción: a fin de evitar una distorsión incremental de las celdas cercanas al vehículo —región crítica en términos de calidad— se impone que tanto los nodos sobre la superficie del vehículo como los de una región en torno a aquel se desplacen de acuerdo a un movimiento rígido solidario al vehículo (Ec. 4.27):

$$\mathbf{d}_{p,rigid} = \mathbf{x}_{CG} + \mathbf{Q}(\mathbf{p} - \mathbf{x}_{CG,0}) - \mathbf{p} \quad (4.27)$$

En la Ec. 4.27, $\mathbf{x}_{CG}$ y $\mathbf{x}_{CG,0}$ son las posiciones actual y de referencia del centro de gravedad del vehículo, $\mathbf{p}$ es la posición de referencia de un nodo dentro de dicha región rígida, y $\mathbf{Q}$ es la matriz de rotación actual. De esta forma, una región próxima al sólido se mueve solidaria durante la simulación de acuerdo a la Ec. 4.27, con el objetivo de conservar la calidad sobre dicha zona. En general, resulta conveniente que dicha región involucre

una frontera suave, a fin de evitar una degradación significativa de la calidad en torno a la zona externa inmediatamente próxima, lo cual puede satisfacerse mediante regiones con geometría externa relativamente simple. Este enfoque, asociado al uso de geometrías sencillas, facilita la generación de la malla auxiliar, en tanto se evita la consideración de una frontera interna compleja que reproduzca la superficie del modelo vehicular. Concretamente, en el contexto del trabajo abordado en este capítulo, ha sido posible generar fácilmente mallas auxiliares de celdas tetraédricas mediante el software *gms*, de forma independiente a la creación de la malla principal —con *snappyHexMesh*— e involucrando un nivel de complejidad significativamente inferior en dicho proceso de generación.

Por otro lado, en términos de condiciones de borde sobre la frontera externa del dominio, se destaca que a fin de poder abordar escenarios que impliquen grandes desplazamientos longitudinales del vehículo en cuestión, resulta conveniente imponer un desplazamiento sobre los nodos de las fronteras externas en concordancia con el desplazamiento axial de la estructura. La naturaleza de la ley de deformación/movimiento analizada previamente lleva a que, naturalmente y en términos de la tendencia a conservar la calidad inicial de las celdas interiores, dicho movimiento de la frontera externa se transmita en gran medida a los nodos interiores del dominio. Esta estrategia posibilita, de forma sencilla, analizar escenarios en los que el vehículo avanza importantes distancias —casos típicamente abordados con la técnica de mallas *overset* en la bibliografía relativa a este campo de aplicación—, de manera que la deformación interna de la malla dependa exclusivamente del desplazamiento lateral y del cambio de orientación del vehículo.

Finalmente, en el contexto de la segunda etapa del algoritmo de deformación, una vez obtenido el desplazamiento —y, por tanto, las posiciones— de los vértices asociados a la malla auxiliar según la metodología descrita, se realiza una interpolación sobre dichas posiciones a fin de determinar las de los vértices de la malla principal (Ec. 4.28):

$$\mathbf{x}_v^{\text{ppal}} = \sum_{a=1}^4 \lambda_a^{(v)} \mathbf{x}_a^{\text{aux}} \quad (4.28)$$

En términos generales, los coeficientes λ_a se calculan una única vez, en la configuración inicial de referencia: mediante la información topológica y geométrica de ambas mallas, se determina para cada vértice de la malla principal el tetraedro de la malla auxiliar que lo contiene. Una vez identificada la celda, a partir de las coordenadas de sus vértices ($\mathbf{x}_i^e$) es posible resolver el siguiente sistema para la obtención de los λ_i (Ec. 4.29):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_1^e & \mathbf{x}_2^e & \mathbf{x}_3^e & \mathbf{x}_4^e \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \lambda_3 \\ \lambda_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_v \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

Los coeficientes obtenidos a través de este sistema de ecuaciones lineales en la configuración de referencia, son almacenados y utilizados sucesivamente para la obtención de las posiciones actuales de los vértices de la malla principal, haciendo uso de la Ec. 4.28.

De esta forma y a modo de síntesis, en la sección actual se ha detallado el marco matemático en el que se inscribe la estrategia adoptada para el manejo de dominios fluidos móviles en el contexto del módulo CMD. Tal como se ha aseverado, la metodología combina la utilización de la formulación ALE para el tratamiento del subproblema fluido con una estrategia específica de movimiento/deformación de malla fundamentada en métricas de calidad, en términos de la minimización de un funcional representativo de la distorsión de las celdas. Según se desarrollará más adelante, este enfoque ha evidenciado pertinencia y utilidad en el análisis de diferentes maniobras típicas asociadas a la evaluación de la estabilidad lateral de vehículos, permitiendo obtener así un módulo CMD suficientemente robusto desde su formulación en el contexto de dicha aplicación.

4.2.3. Descripción de la arquitectura y funcionamiento del código

Ya detallados los fundamentos teóricos de las estrategias numéricas aplicables al trabajo de esta tesis, se procede a continuación con la explicación del código FSI desarrollado. Su arquitectura, en virtud de la representación de sus componentes principales y sus relaciones, se esquematiza en la Figura 4.7. En términos generales, y en línea con lo explicado al inicio de la Sección 4.2, la estructura del código se establece sobre un enfoque de acoplamiento particionado para la resolución, a través de la integración de tres módulos ligados a la resolución de subproblemas diferenciados —la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos, el flujo de fluidos y el movimiento/deformación de la malla— sobre una capa de acoplamiento que administra y coordina el intercambio de información.

Como aspecto general de la implementación, se destaca que el código FSI se articula sobre el marco de ejecución del *software* utilizado para la resolución del flujo en el capítulo 2, *Code Saturne*. Concretamente, el llamado a los restantes módulos se incorpora median-

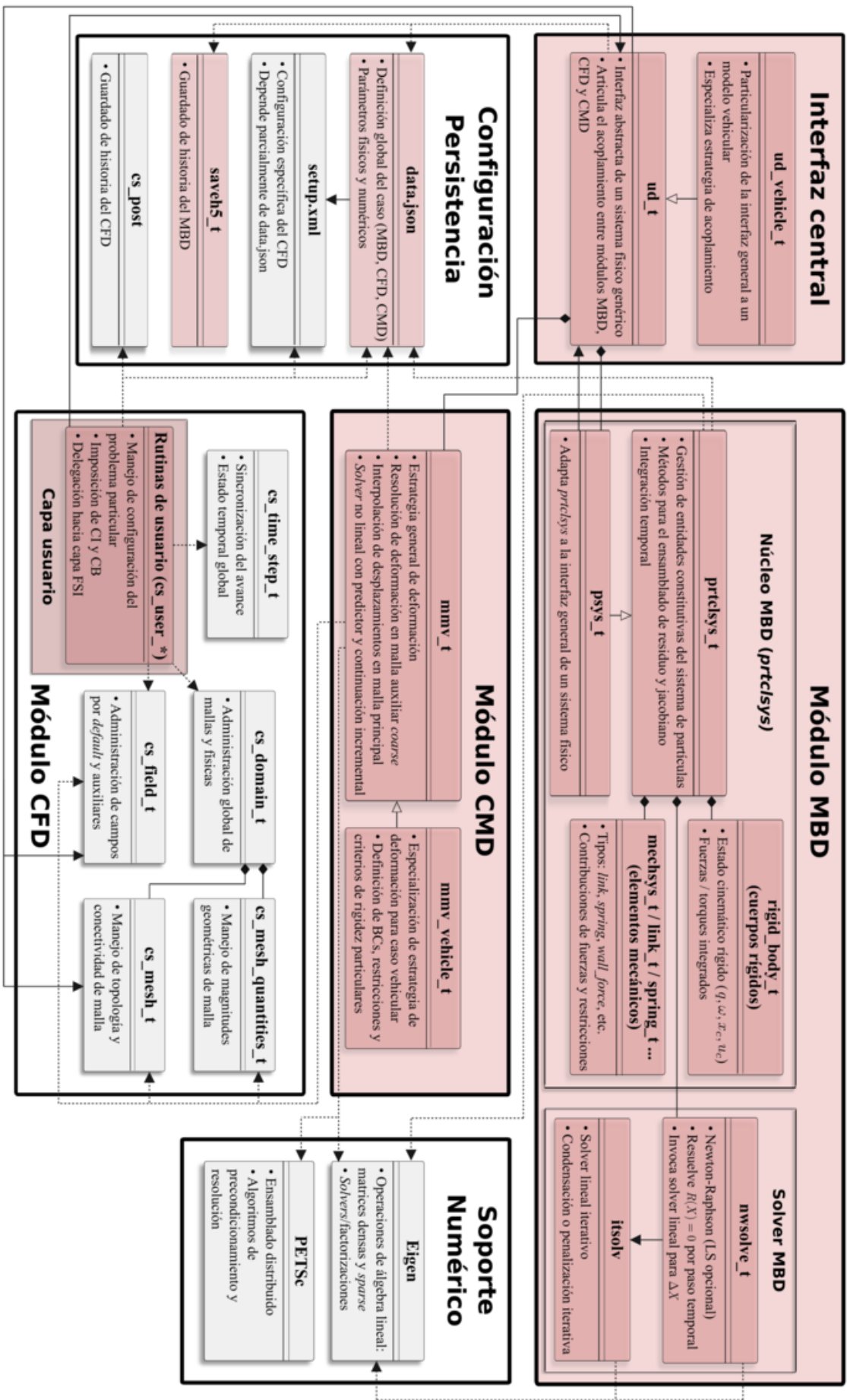


Figura 4.7: Arquitectura del código FSI desarrollado para el abordaje de problemas de interacción fluido-estructura que involucran dinámica de sistemas multicuerpo rígidos, con esquema de acoplamiento particionado y formulación ALE para el tratamiento de mallas ajustadas a la interfaz (*body-fitted*). Se indican los bloques, entidades y funcionalidades principales, bajo una adaptación de la notación estándar UML. Se destaca, en color rojo, los módulos y/o componentes del código que concretamente involucraron desarrollo propio. Las flechas llenas con línea continua indican llamada o uso principal; las flechas huecas con línea continua denotan herencia; las flechas con línea de trazos señalan dependencia auxiliar o llamada secundaria; y las líneas con terminación en rombo indican composición o pertenencia.

te rutinas de usuario y modificaciones específicas en el código fuente de dicho programa. El empleo de funcionalidades nativas de *Code Saturne* se restringe a la administración del ciclo global de ejecución y a la resolución del subproblema CFD, sin intervenir en la lógica interna de los módulos ligados a la resolución de la dinámica multicuerpo, a la actualización del movimiento de la malla y a la interfaz de acoplamiento. Específicamente, estos módulos se desarrollaron fundamentalmente en C y C++ bajo el paradigma de programación orientada a objetos (POO), a fin de garantizar características de modularidad y favorecer la extensión del código sobre una base consolidada.

La lógica y funcionalidad interna del código dedicado a la resolución de la dinámica de sistemas multicuerpo ya fue abordado en detalle en el capítulo pertinente a dicho problema físico (Sección 3.2). De forma análoga, la exploración y desarrollo de estrategias para abordar la resolución de flujo de fluidos sobre el campo de aplicación de esta tesis —bajo el *software Code Saturne*— fue analizado también en detalle en su respectivo capítulo (Sección 2.2). De esta forma, el foco en el desarrollo explicativo de esta sección se centrará fundamentalmente en lo correspondiente a la capa de acoplamiento entre los diferentes módulos (asociada al bloque “interfaz central” en la Figura 4.7) y al módulo CMD relativo a la resolución del movimiento/deformación de la malla (designado “módulo CMD / ALE” en la Figura 4.7), no tratados en capítulos anteriores —si bien se incorporarán conveniente aspectos relevantes de los restantes módulos, para una explicación global íntegra.

El bloque de código ligado estrictamente al acoplamiento se estructura sobre las funcionalidades de una clase designada `ud_t`, la cual representa una interfaz abstracta para un sistema físico genérico que involucra la interacción entre un sistema multicuerpo rígido y un dominio de flujo de fluido, presentando métodos generales para la gestión del acoplamiento bajo un esquema particionado dentro del marco ALE. De esta clase genérica es posible heredar otras ligadas a sistemas físicos particulares dentro de la categoría general mencionada previamente; concretamente, se creó una clase derivada `ud_vehicle_t`, la cual especializa las funcionalidades dentro del marco de vehículos modelizados como sistemas multicuerpo rígidos. Con respecto a las clases homónimas desarrolladas en el contexto del código MBD explicado en el capítulo 3 —asociadas específicamente a métodos y parámetros de un problema MBD—, se llevó a cabo una extensión y reformulación de sus funcionalidades a fin de abarcar el tratamiento del acoplamiento entre las diferentes físicas. Una instancia de la clase `ud_vehicle_t`, de esta forma, coordina las

entidades fundamentales de cada módulo, en base a la información provista por un archivo de configuración global `data.json` generado por *scripts* de preproceso y que contiene los parámetros físicos y numéricos que definen el caso abordado.

La comunicación entre la instancia de `ud_vehicle_t` con el *software Code Saturne* se establece concretamente a través de la capa de usuario de dicho programa, la cual consta de una serie de archivos del tipo `cs_user_*` que definen, en base a la configuración del caso, la forma en que se desarrollará la simulación CFD, a la vez que proveen de un entorno para el llamado sincronizado de los restantes módulos. Concretamente, mediante las instrucciones asociadas al archivo `cs_user_parameters.cpp` se ejecutan no solo las funciones relativas a la configuración del módulo CFD, sino que se establece el *setup* de cada subproblema previo al inicio de la simulación general —en este punto es donde se crea una instancia de la clase `ud_vehicle_t`, se incorporan los datos de configuración guardados en `data.json` y se establece la inicialización de los módulos MBD y CMD. Por su parte, a través de las rutinas asociadas al archivo `cs_user_initialization.cpp`, se desarrollan las tareas de inicialización exclusivas del subproblema CFD.

Posteriormente, ya completada la fase de inicio y dentro de los ciclos de ejecución del código FSI, el llamado desde *Code Saturne* al módulo de CMD se realiza a través de rutinas dentro de `cs_user_boundary_conditions.cpp`, que derivan en el desarrollo del algoritmo de movimiento de malla —asociado al operador $\mathcal{M}$ en la Sección 4.2.1— previo cálculo del movimiento de la interfaz a partir del estado de la estructura —relativo al operador $\mathcal{K}$. Por su parte, el llamado a la ejecución del módulo MBD dentro de un ciclo se centraliza en `cs_user_extra_operations.cpp` —que engloba a aquellas tareas posteriores a la resolución del flujo de fluido—, implicando no solo la resolución de la dinámica de la estructura propiamente dicha, sino también la transformación/reducción de los campos de tensiones continuos sobre la superficie del vehículo en cargas generalizadas —representado en la Sección 4.2.1 mediante el operador $\mathcal{T}$.

A su vez, las rutinas `cs_user_*` se comunican con clases y otras entidades de *Code Saturne* por fuera de su capa de usuario. Fundamentalmente, se recurre a métodos y parámetros de la clase `cs_time_step_t` para administrar la sincronización y el avance de la simulación. Adicionalmente, dichas rutinas requieren tener acceso a información relativa a la geometría y topología de la malla (`cs_mesh_quantities_t` y `cs_mesh_t`), y a métodos para acceder a campos (`cs_field_t`). En el diagrama asociado a la Figura 4.7,

dentro del bloque del módulo CFD solo se explicitan las entidades relevantes en el análisis del acoplamiento, a fin de evitar complejizar la esquematización del código FSI y hacer foco en lo pertinente a la articulación entre los diferentes bloques. La consideración de las estrategias de resolución del flujo de fluido analizadas en la Sección 2.2 involucran en gran medida la modificación de las ya mencionadas rutinas de usuario, destacándose adicionalmente, en lo relativo a lo explorado en torno al modelado de la turbulencia, la modificación del código fuente asociado a los archivos `cs_turbulence_model.c` y `cs_turbulence_kw.c`, manteniendo los restantes archivos fuente del *software* prácticamente invariantes.

En lo que respecta a la sistematización de la configuración, los datos correspondientes a los parámetros físicos y numéricos que definen el *setup* de los diferentes módulos se centralizan en el archivo `data.json` —asociado así a la definición global del caso—, el cual es generado mediante *scripts* de preproceso y es consultado por los objetos principales de cada módulo o bloque a fin de definir tanto la física como la estrategia de resolución numérica pertinente. Además, por requerimiento del módulo CFD, mediante *scripts* auxiliares y a partir de `data.json`, se genera el archivo `setup.xml` utilizado en la definición del caso de flujo de fluido en *Code Saturne*. En términos generales, no se dispone de una interfaz gráfica de usuario general que contemple de forma centralizada todos los aspectos configurables del código. Pese a esto, el usuario cuenta con ciertas interfaces gráficas específicas en términos de la configuración parcial de módulos. Concretamente, para la definición del *setup* asociado a la resolución del fluido es posible utilizar la provista de forma nativa por *Code Saturne* y, además, se ha desarrollado una interfaz simple orientada exclusivamente a la selección de maniobras con entrada de dirección predefinida y la modificación de sus parámetros físicos característicos —involucrando solo una parte de la configuración asociada al módulo MBD—, según se puntualiza en la Sección 4.2.4 en el contexto de la explicación de dichas maniobras y se muestra en la Figura 4.15.

En lo que respecta al bloque de resolución del subproblema estructural, la arquitectura y lógica interna ya se ha desarrollado en profundidad en la Sección 3.2.2. En lo referido al diseño de su acoplamiento, el acceso al entorno de definición y resolución de la dinámica de un sistema de partículas auxiliar y dinámicamente equivalente al modelo vehicular se sigue realizando a través de un objeto de la clase `psys_t` perteneciente a su vez a una instancia de `ud_vehicle_t`, constituyéndose así en su vínculo con la interfaz general del

programa. Tal como se ha mencionado en el capítulo anterior, este bloque se caracteriza por mantener un relativamente bajo nivel de abstracción algorítmica en lo referido a la formulación, linealización iterativa y ensamblado de las ecuaciones, en el sentido de que éstas tareas se implementan directamente a nivel del cálculo y ensamblado de residuales y jacobianos *sparse* en un esquema de Newton-Raphson desarrollado internamente, sin delegar la resolución del sistema no lineal completo a bibliotecas de alto nivel —recurriendo a bibliotecas externas únicamente en relación a las estructuras de datos y rutinas de álgebra lineal subyacente (*Eigen*), y para operaciones de entrada y salida (JSON, HDF5).

Por su parte, el módulo CMD se estructura sobre la definición de una clase genérica `mmv_t` que provee las funcionalidades básicas para la estrategia de deformación/movimiento descrita pormenorizadamente en la Sección 4.2.2. En líneas generales, el algoritmo involucra la definición de una malla auxiliar tetraédrica sobre la cual, en una primera etapa y en base a cierto desplazamiento de la interfaz como *input*, se determinan las nuevas posiciones de sus vértices en base a una estrategia vinculada a un criterio de minimización de distorsión incremental. Posteriormente, en una segunda fase, por interpolación lineal de dichas nuevas posiciones, se calculan las correspondientes a los vértices de la malla principal —utilizada concretamente en la resolución del flujo de fluido. Para el manejo de los sistemas de ecuaciones a resolver —incluyendo su resolución— se utiliza la librería PETSc, apoyándose fundamentalmente en sus clases KSP y PC en lo que respecta a la resolución iterativa de sistemas de ecuaciones lineales. La implementación contempla, adicionalmente, un predictor temporal de orden configurable para el estado de la malla auxiliar —que hace uso de la historia de las posiciones nodales en pasos previos— y un esquema de continuación incremental —que consiste en subdividir la actualización de las posiciones en varios subpasos de aplicación progresiva, fundamentalmente, para favorecer robustez frente a eventuales grandes deformaciones.

La clase `mmv_vehicle_t`, derivada de `mmv_t` y asociada al ámbito de aplicación de este trabajo, particulariza ciertas funcionalidades ligadas a las necesidades propias del tipo de problema. Un aspecto relevante lo constituye la implementación de la mencionada restricción cinemática sobre una región en torno al vehículo (Sección 4.2.2), que consiste en imponer un movimiento rígido solidario a aquel sobre todos los vértices de la malla dentro de dicha región. La zona se selecciona de acuerdo a un criterio geométrico, con parámetros vinculados a distancias capaces de modificarse en el archivo `data.json`. Esto

persigue la finalidad de no comprometer la calidad de las celdas cercanas a la superficie del vehículo —típicamente críticas— sin afectar sensiblemente la calidad en la zona de transición hacia el resto de la malla. Adicionalmente, sobre esta clase derivada se particulariza la ley o expresión asociada al coeficiente de rigidez geométrica elemental ($C_{q,e}$) mencionado en la Sección 4.2.2, que escala el valor del parámetro de distorsión utilizado en el algoritmo de deformación, y que se utiliza para favorecer una mayor o menor rigidez en el movimiento de la malla en ciertas zonas, a conveniencia de cada aplicación particular —típicamente, considerando mayor rigidez en zonas con calidad de malla crítica, y menor rigidez en regiones poco comprometidas por el movimiento de la estructura.

En lo referido a la persistencia de los datos relevantes obtenidos durante la ejecución del código, la clase `saveh5_t` provee de funcionalidades para el almacenamiento de la historia del estado dinámico de la estructura, involucrando desde variables generales para cualquier tipo de sistema multicuerpo —posiciones, velocidades, cuaterniones, fuerzas, etc.— hasta otras particulares relativas a vehículos —tales como ángulos de *slip*, deriva y *steering* en ruedas. También se incluyen funcionalidades para el postproceso de información útil para tareas de depuración (*debugging*). Por otro lado, el almacenamiento de campos asociados a la resolución del flujo de fluido se realiza mediante las herramientas nativas de *Code Saturne*, configuradas esencialmente en su archivo de configuración general (`setup.xml`) así como en las rutinas de usuario.

Se evidencia una estructuración modular del código FSI basada en clases generales que reúnen las funcionalidades básicas para el tratamiento de cada subproblema y su articulación global. A partir de ellas, se derivan clases específicas que particularizan el abordaje general de problemas relativos a sistemas multicuerpo rígidos al caso concreto de vehículos, siempre dentro de un marco de resolución basado en un esquema de acoplamiento particionado y en el uso de la formulación ALE sobre mallas *body-fitted*. Este carácter modular favorece —sobre la estructura base ya desarrollada en esta sección, y funcional para el ámbito de aplicación relativo a esta tesis— una eventual extensión que permita no solo ampliar el campo de aplicación práctica del código, sino proveer de funcionalidades relativas a nuevas estrategias para abordar los diferentes aspectos de la resolución de cada subproblema, con el fin último de mejorar sus capacidades en términos de estabilidad y precisión sobre un campo cada vez más amplio de problemas prácticos.

A fecha de la presentación de la tesis, el código no se encuentra disponible aún en re-

positorios de acceso público, decisión que responde fundamentalmente a la necesidad de completar tareas vinculadas a la redacción de la documentación asociada, la sistematización en la configuración de dependencias e instalación, su acondicionamiento en términos de una clara legibilidad, la observancia de mecanismos de validación de datos de entrada y la eventual incorporación de casos simples reproducibles de prueba, entre otros aspectos vinculados a la concreción de una versión final bajo una forma acorde para su uso por parte de terceros. Por otro lado, en términos de licencias, debe considerarse que el código se encuentra estructuralmente vinculado a *Code Saturne*, el cual se distribuye bajo la licencia GNU *General Public License* (GPL) versión 2 o posterior, debiendo atenderse por tanto, ante su eventual publicación, a los requerimientos y condiciones asociadas, destacándose fundamentalmente la adopción de una licencia dentro del marco de dichas versiones.

4.2.4. Descripción de los escenarios analizados

Ya desarrollado el marco de la implementación del código FSI en conjunto con su fundamentación teórica subyacente, en la sección actual se procede con la explicación del conjunto de escenarios seleccionados para abordar la aplicación práctica del código, centrándose en casos típicos y relevantes ligados al análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte. Dicha selección se realizó en base a una revisión bibliográfica orientada hacia la identificación de maniobras estandarizadas y/o típicamente utilizadas en fases de diseño y verificación, en conjunto con la revisión de trabajos numéricos de interacción fluido-estructura también vinculados al análisis de estabilidad de vehículos de gran porte (Sección 4.1).

En concreto, según se analizó en la Sección 4.1.5, un escenario particularmente relevante para el análisis de estabilidad lateral, donde el efecto de la interacción física entre el vehículo y el aire circundante es significativo y especialmente crítico para vehículos de gran porte, lo constituye el fenómeno de impacto de una ráfaga de viento lateral. De esta forma, su elección como caso de estudio resulta naturalmente apropiada. Adicionalmente, apoyado sobre la base de resultados de referencia obtenidos por otros autores, el análisis de este caso puede ser convenientemente utilizado en términos de aspectos de testeo del código, sumando a los estudios ya realizados en capítulos anteriores en los que se abordó la validación de los códigos relativos a los problemas fluido y estructural de forma aislada —ahora integrados como módulos en el código FSI—, en base a resultados de re-

ferencia experimentales y analíticos, respectivamente. De esta forma, se procedió con la selección de un trabajo de referencia asociado a este escenario, priorizando la posibilidad de contrastar resultados para diferentes estrategias de acoplamiento. Con posterioridad al análisis de este caso, se abordará —según se explica más adelante— el estudio de maniobras típicamente observadas, ya sea estandarizadas o no, para evaluar las capacidades de vehículos en relación a su estabilidad ante la imposición de ciertas entradas de dirección predefinidas.

Al respecto, el trabajo de referencia seleccionado y vinculado al escenario de viento lateral se corresponde con el de Tunay et al. (2020a). El *setup* relativo al caso fue utilizado parcialmente para la validación del código MBD realizada en el capítulo 3, si bien en dicho contexto se abordó un problema reducido utilizando como entrada de cargas aerodinámicas las series temporales de fuerzas y momentos reportados por los autores —esto es, sin resolver por cuenta del autor de esta tesis el problema del fluido asociado— a fin de aislar convenientemente el comportamiento del código MBD. Tal como se aseveró en la Sección 4.1.5, la configuración del escenario posee aspectos referenciables en la norma ISO 12021:2010 (ISO, 2010), que estandariza un ensayo de estabilidad ante la acción de viento lateral aplicable a diferentes tipos de vehículos.

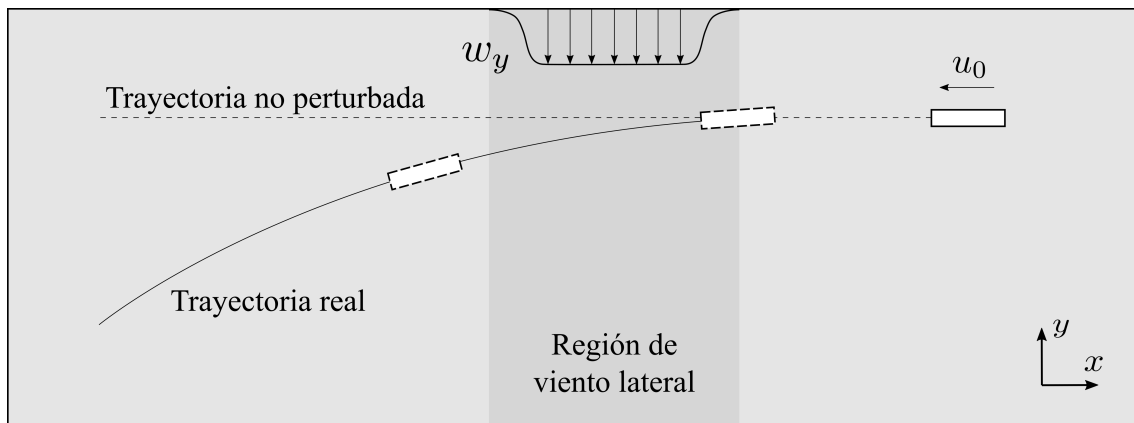


Figura 4.8: Esquema general del escenario relativo al análisis del efecto de una ráfaga de viento lateral sobre un vehículo.

Concretamente, el caso consiste en el análisis del comportamiento dinámico de un vehículo de gran porte que, avanzando inicialmente en línea recta y a velocidad constante, ingresa en un momento dado en una región de influencia de una ráfaga de viento lateral (Figura 4.8), que altera su estado dinámico y modifica así su dirección, sin existir un mecanismo de control activo sobre aquella. El perfil de viento lateral utilizado se co-

rrresponde, en términos matemáticos, con una función pulso rectangular $v_{vl}(x)$ suavizada en sus extremos, de acuerdo a la Ec. 4.30.

$$v_{vl}(x) = \begin{cases} 0 & \text{para } x < x_0 - \frac{\Delta x_p}{2} \\ w_{max} \frac{1}{2} (1 - \cos \phi_1) & \text{para } x_0 - \frac{\Delta x_p}{2} \leq x \leq x_0 + \frac{\Delta x_p}{2} \\ w_{max} & \text{para } x_0 + \frac{\Delta x_p}{2} < x < x_0 + \Delta x_{cw} - \frac{\Delta x_p}{2} \\ w_{max} \frac{1}{2} (1 - \cos \phi_2) & \text{para } x_0 + \Delta x_{cw} - \frac{\Delta x_p}{2} \leq x \leq x_0 + \Delta x_{cw} + \frac{\Delta x_p}{2} \\ 0 & \text{para } x > x_0 + \Delta x_{cw} + \frac{\Delta x_p}{2} \end{cases}$$

$$\phi_1 = \frac{x - (x_0 - \frac{\Delta x_p}{2})}{\Delta x_p} \pi$$

$$\phi_2 = \frac{x - (x_0 + \Delta x_{cw} + \frac{\Delta x_p}{2})}{\Delta x_p} \pi$$
(4.30)

En la Ec. 4.30, se identifica un perfil rectangular suavizado mediante funciones cosenoidales que establecen cierta transición suave con la región externa. En la ecuación, w_{max} es el valor máximo de velocidad del viento en la zona central de la función. Por otro lado, Δx_{cw} se corresponde con la longitud representativa del perfil, dada por la distancia entre los puntos medios de ambas regiones de transición, las cuales a su vez tienen una extensión dada por Δx_p . La orientación asociada al sistema de ejes cartesianos es análoga a la utilizada en los capítulos anteriores, según se observa en la Figura 4.8, manteniendo de esta forma consistencia en lo que respecta al marco de referencia usado en los diferentes bloques de la tesis.

A fin de establecer una comparación integral con el trabajo de Tunay et al. (2020a) y asimismo enriquecer el análisis en relación al uso de diferentes estrategias de resolución, la metodología general involucrará no solo la utilización de los esquemas particionados abordados en aquel trabajo de referencia (*two-way* y *one-way* con comunicación fluido→sólido) sino que, adicionalmente, incorporará el análisis correspondiente al uso del enfoque cuasi-estacionario (Sección 4.2.1) en base al empleo de coeficientes aerodinámicos obtenidos en simulaciones CFD previas. Detalles relativos a la aplicación de

estas estrategias se analizarán más adelante y en conjunto con la descripción del *setup* correspondiente a cada módulo del código.

En lo que respecta al modelo de dinámica vehicular, éste se corresponde con el analizado en la Sección 3.2.3, asociado a un modelo de colectivo, y formulado como un modelo *single-track* (Figura 3.3) con grados de libertad en guiñada (ψ), desplazamiento lateral (y) y, a diferencia de un *single-track* clásico, rolido (ϕ) —sin incluir el movimiento axial en este caso de análisis particular, dado que se impone una velocidad axial constante durante todo el transcurso del escenario. Adicionalmente, se mantiene el uso de modelos lineales para la fuerza lateral del neumático y para la suspensión —con resorte y amortiguador torsionales lineales— a fin de reproducir las condiciones establecidas por Tunay et al. (2020a). Los parámetros físicos están dados en la Tabla 3.1, mientras que los datos que definen la ley del viento lateral dada por la Ec. 4.30 se especifican en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Parámetros relativos al perfil de viento lateral utilizados en el escenario de impacto de una ráfaga de viento.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Velocidad máxima	w_{max}	9	m/s
Extensión de la región	Δx_{cw}	61	m
Extensión de zona de transición	Δx_p	18.3	m

El modelo geométrico utilizado en el contexto de la resolución del subproblema del fluido se corresponde con el denominado *Ground Transportation System* (GTS) —visto en el capítulo 2— con longitud adaptada según se especifica y fundamenta en Tunay et al. (2020a). En general, sus dimensiones de largo, alto y ancho se indican en la Tabla 3.1. El modelo no incorpora ruedas ni soportes inferiores, a fin de reproducir fielmente la configuración establecida en el trabajo de referencia. Por su parte, el dominio posee dimensiones $14.4 L \times 9.8 L \times 1.4 L$, siendo $L = 12.2$ m la longitud del vehículo.

El subproblema relativo al módulo CFD se formula en términos de la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos viscosos e incompresibles, con incorporación del modelo de turbulencia SST-DDES en su configuración estándar (Ec. 2.2) y haciendo uso de lo establecido en relación al incremento del parámetro a_1 —en base al análisis de los resultados de la Sección 2.3.2. Los esquemas de discretización y los algoritmos empleados para la resolución de cada campo se corresponden en líneas generales con los utilizados y

explicados en la Sección 2.2.5 en el contexto del capítulo dedicado a CFD y en relación a las simulaciones realizadas en torno al modelo GTS. Más aún, teniendo en cuenta que este escenario involucra en el CFD la consideración de un número de Reynolds basado en el ancho del modelo de 2×10^6 —en coincidencia con el utilizado en el caso abordado en el capítulo 2 para el GTS— las aseveraciones realizadas sobre los requerimientos en torno a la discretización espacial y el paso temporal —fundamentados en los análisis de convergencia descritos en la Sección 2.3.1— se aplican convenientemente sobre el *setup* actual. Debe tenerse en cuenta que Tunay et al. (2020a), a través de un escalado de parámetros, trabajó con un número de Reynolds en las simulaciones CFD diferente al que correspondería de acuerdo a las condiciones reales del escenario ($Re \approx 4.4 \times 10^6$). Su justificación se fundamenta en trabajos experimentales y numéricos sobre el GTS (Storms et al., 2001; Ghuge, 2007) que evidencian cierta independencia de los coeficientes de *drag* y otros aspectos del flujo para aproximadamente $Re \geq 2 \times 10^6$, posibilitando extrapolar resultados para Reynolds más altos —escalando apropiadamente las fuerzas obtenidas— a la vez que facilitar el abordaje numérico —el cual se complejiza a medida que dicho número adimensional crece, en términos de requerir discretizaciones cada vez más finas, entre otras dificultades numéricas. En lo subsiguiente, a fin de reproducir fielmente las condiciones de Tunay et al. (2020a), se adopta el mismo criterio para el número de Reynolds utilizado en las simulaciones CFD, concretándose, en este caso, mediante la modificación de la viscosidad dinámica. En general, cuestiones vinculadas a los aspectos físicos de la configuración que no se hayan mencionado, pueden consultarse en el trabajo de referencia (Tunay et al., 2020a). Pese a esto, se considera relevante remarcar ciertas cuestiones relativas a la utilización de diferentes marcos de referencia para el abordaje del subproblema fluido en los casos *two-way* y *one-way*, con repercusión en las condiciones impuestas sobre la frontera y otros aspectos del *setup*.

Al respecto, la descripción realizada del escenario al comienzo de esta sección resulta consistente con la utilización de un marco de referencia global fijo a la Tierra, el cual se utilizará en el caso *two-way*. En lo que respecta al tipo de acoplamiento *one-way* con comunicación fluido→sólido —típicamente abordado imponiendo un movimiento de la interfaz en la malla CFD coincidente con la trayectoria de la estructura no perturbada por el aire (Figura 4.8)—, el problema puede formularse alternativamente y de forma conveniente en un marco de referencia solidario al movimiento axial del vehículo —que, en este

caso, sin la influencia del aire, se corresponde con un movimiento rectilíneo uniforme. Este enfoque, también utilizado en Tunay et al. (2020a), permite prescindir de la necesidad de resolver el subproblema CMD en el caso *one-way*, utilizando en cambio una malla fija para el CFD y considerando una velocidad de flujo libre (u_∞) de igual dirección y magnitud que la del vehículo en un marco fijo a la Tierra, pero de sentido contrario. Esto supone la necesidad de cierta adaptación de la expresión del perfil de viento lateral de la Ec. 4.30 considerando que, bajo este nuevo marco, éste se desplaza con una velocidad igual a la del flujo libre. La expresión pertinente a este caso está dada por la Ec. 4.31.

$$\hat{v}_{vl}(x, t) = \begin{cases} 0 & \text{para } t < t_1 \\ w_{max} \frac{1}{2} (1 - \cos \phi'_1) & \text{para } t_1 \leq t \leq t_2 \\ w_{max} & \text{para } t_2 < t < t_3 \\ w_{max} \frac{1}{2} (1 - \cos \phi'_2) & \text{para } t_3 \leq t \leq t_f \\ 0 & \text{para } t > t_f \end{cases} \quad (4.31)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \phi'_1 &= \left[\frac{(x - x_0) - u_\infty \left(t - t_0 + \frac{ST}{2} \right)}{u_\infty ST} \right] \pi \\ \phi'_2 &= \left[\frac{(x - x_0) - u_\infty \left(t - t_0 - \Delta t_{cw} - \frac{ST}{2} \right)}{u_\infty ST} \right] \pi \\ t_1 &= \frac{x - x_0}{u_\infty} + t_0 - \frac{ST}{2} \\ t_2 &= \frac{x - x_0}{u_\infty} + t_0 + \frac{ST}{2} \\ t_3 &= \frac{x - x_0}{u_\infty} + t_0 + \Delta t_{cw} - \frac{ST}{2} \\ t_f &= \frac{x - x_0}{u_\infty} + t_0 + \Delta t_{cw} + \frac{ST}{2} \end{aligned} \quad (4.32)$$

En las Ecs. 4.31 y 4.32, u_∞ se corresponde con la velocidad del flujo libre en el marco solidario al movimiento axial del vehículo, $ST = \Delta x_p / u_\infty$ es el intervalo de tiempo en el que el vehículo recorre la zona de transición, y $\Delta t_{cw} = \Delta x_{cw} / u_\infty$ es el tiempo insumido

en recorrer la región de velocidad lateral constante. En Tunay et al. (2020a) también se aborda el caso *one-way* sin recurrir a este cambio en el marco de referencia —haciendo uso, en cambio, de un sistema fijo a la Tierra tal como en el esquema bidireccional, y prescribiendo un movimiento rectilíneo uniforme sobre la interfaz asociada a la estructura. En términos de acotar el trabajo realizado, se incluye exclusivamente en este bloque el caso *one-way* con marco solidario al movimiento axial del vehículo, en vista de la potencial capacidad de abordar tanto el efecto del cierre de la retroalimentación sólido→fluido como el correspondiente al uso de diferentes marcos de referencia.

Abordada la cuestión relativa al uso de diferentes sistemas de referencia, se procede con la explicación de las condiciones de borde utilizadas en cada caso. En primer lugar, las condiciones utilizadas en el caso del esquema *two-way* involucraron la siguiente configuración. Sobre una de las fronteras laterales externas (Figura 4.8) y estrictamente sobre la porción relativa a la región de viento lateral, se prescribió el perfil de velocidad lateral dado por la Ec. 4.30, en tanto que sobre el resto de dicha frontera se consideraron condiciones de simetría —al igual que sobre la frontera lateral opuesta y la superior. Por otro lado, sobre la superficie del vehículo y sobre el suelo se impusieron condiciones *no-slip*. Sobre el *patch* frontal, se impusieron valores nulos para los campos de velocidad y para el gradiente normal de presión. Finalmente, sobre la superficie externa trasera, se consideraron condiciones de gradiente nulo para la velocidad, en tanto que se fijó la presión sobre una de sus caras —de acuerdo a la implementación definida por CS_OUTLET en *Code Saturne*. En lo que respecta a las condiciones iniciales, se impuso velocidad nula uniformemente en todo el dominio, en consistencia con el marco de referencia utilizado.

Por otro lado, en el caso *one-way*, las condiciones de borde presentan ciertas modificaciones con respecto a las indicadas previamente, en términos del cambio de marco de referencia para la resolución del fluido. Concretamente, sobre los campos prescritos de velocidad considerados en el caso *two-way* en diferentes fronteras, se debe sumar la componente de velocidad relativa del flujo libre. Así, sobre la frontera lateral de ingreso del viento, debe utilizarse la Ec. 4.31. Por otro lado, sobre el suelo debe imponerse una velocidad de deslizamiento coincidente con la del flujo libre. En el contexto de las condiciones iniciales, además de la imposición de un campo de velocidad uniforme (u_∞), se destaca que debe imponerse una ubicación inicial del perfil de viento —que se desplaza con la velocidad del flujo libre— tal que el instante en el que el vehículo ingresa en la zona de

influencia de la ráfaga (t_0) coincide con el establecido en la simulación asociada al marco de referencia fijo a la Tierra —de acuerdo a Tunay et al. (2020a), en $t_0 = 2.67$ s.

En lo que respecta al uso del enfoque cuasi-estacionario (Figura 4.6), la metodología de resolución consiste en la interacción entre el código MBD y un modelo de cargas ejercidas por el aire, basado en un registro de coeficientes aerodinámicos obtenidos con anterioridad a través de una serie de simulaciones CFD. Concretamente, en cada una de ellas, se dispuso al vehículo fijo en una determinada orientación γ en relación a la velocidad del flujo libre u_∞ —consistente con la asociada al escenario bajo análisis en términos de un marco solidario al vehículo. En líneas generales, en dichas simulaciones se utiliza el *setup* general del *solver* CFD descrito para el caso *one-way*, con excepción de la incorporación del perfil de viento lateral. Siguiendo los lineamientos relativos al promediado en el tiempo establecidos en la Sección 2.2.5, se obtienen coeficientes promediados de fuerza y momento asociados a diferentes ángulos de incidencia del viento (γ), en el régimen de flujo del problema. Sobre este registro de coeficientes, mediante interpolación lineal, es posible obtener una estimación de las fuerzas y momentos ejercidos por el aire para cualquier ángulo de incidencia, y de esta forma, aplicarse como entrada en la ejecución del módulo MBD. Al respecto, en el contexto del escenario planteado, siendo $\mathbf{v} = (u, v)$ la velocidad en una determinada posición del vehículo sobre el plano XY y en ejes Tierra, $\mathbf{v}_{vl} = (0, -v_{vl})$ la velocidad de la ráfaga de viento lateral asociada a dicha posición longitudinal, y ψ la orientación del vehículo respecto al eje x , se tiene que el ángulo de incidencia γ asociado a dicha posición está dado por:

$$\gamma = \arctan\left(\frac{v + v_{vl}}{u}\right) - \psi \quad (4.33)$$

De acuerdo a las Ecs. 4.30 y 4.33, en función de la posición en x de un punto representativo sobre el vehículo —típicamente, su centro de gravedad o centro geométrico— y de su orientación ψ en un instante t , queda definido un ángulo de incidencia γ a partir del cual se obtienen, por interpolación de los coeficientes obtenidos previamente, los $C_i(\gamma)$ requeridos por el código MBD en cada instante de tiempo, transformados eventualmente a fuerzas y momentos sobre el vehículo.

En general, debe tenerse en cuenta que el uso de este enfoque de resolución resulta, en el contexto de los objetivos de este capítulo, un aspecto complementario al desarrollo y utilización de los esquemas de acoplamiento *one-way* y *two-way*. Como tal, se desestima

hacer especial foco en el desarrollo de estrategias avanzadas dentro del contexto de abordajes cuasi-estacionarios, a fin de centralizar la explicación sobre la implementación y la aplicación práctica del código FSI, juzgando suficientes los métodos formulados en este ámbito a modo comparativo.

Habiéndose aclarado esto, se destaca que puede plantearse cierta extensión sencilla del método anteriormente descrito, utilizando la misma entrada de coeficientes aerodinámicos globales relativos a simulaciones previas. En líneas generales, y fundamentalmente al atravesar las regiones de transición asociadas al modelo de ráfaga (Ec. 4.30), la consideración de un único ángulo de incidencia representativo para todo el vehículo involucra necesariamente cierto error, cuya reducción puede abordarse partiendo de una subdivisión virtual de éste en N partes ($n_1, n_2, n_3, \dots$) a lo largo de su extensión longitudinal, seguida del cálculo de coeficientes aerodinámicos globales a partir de los aportes individuales de cada porción. Como aproximación, sin recurrir explícitamente a información relativa a solicitaciones locales provenientes del CFD, y a partir del ángulo de incidencia asociado a cada subdivisión, es posible asignar a cada una de ellas coeficientes aerodinámicos obtenidos de forma análoga a lo tratado previamente, pero ponderados por su área lateral expuesta al viento respecto a la total. Luego, a través de la suma de los aportes individuales, se obtiene una estimación de los coeficientes globales (Ec. 4.34). Se destaca que esta estrategia no debe interpretarse en términos de una reconstrucción rigurosa de coeficientes globales a partir de cargas locales conocidas, sino como una aproximación de orden reducido orientada a mejorar la estimación de magnitudes globales respecto del modelo sin subdivisión, utilizando como entrada exclusivamente los valores de coeficientes globales reportados del CFD. En la Figura 4.9 se esquematiza la estrategia, considerando $N = 4$ a los efectos prácticos de visualización.

$$C_{i,global} = \sum_j \frac{A_j}{A_{total}} C_{ij}(\gamma_j), \quad A_{total} = \sum_j A_j \quad (4.34)$$

En la Ec. 4.34, $C_{i,global}$ es el coeficiente aerodinámico asociado a cierta fuerza o momento i a aplicar globalmente sobre el vehículo, mientras que C_{ij} se corresponde con el coeficiente i relativo a la subdivisión j , con área expuesta al viento A_j y ángulo de incidencia asociado γ_j . Así, en adición a los resultados reportados por los esquemas *two-way* y *one-way* en el contexto de la utilización del código FSI, se incorporarán las predicciones dadas por las estrategias de resolución cuasi-estacionaria descritas previamente.

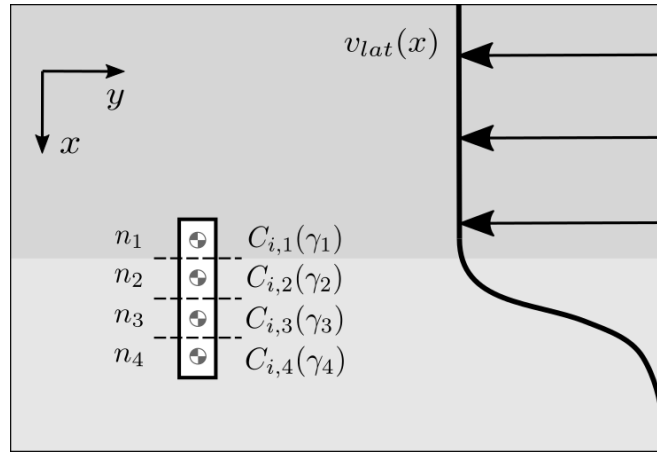


Figura 4.9: Esquema asociado a la estrategia de subdivisión del vehículo en el contexto del enfoque de resolución cuasi-estacionario.

Avanzando con la evaluación de otros escenarios, se destaca la posibilidad de analizar maniobras caracterizadas por la imposición de cierta entrada de dirección predefinida sobre el vehículo, y típicas dentro del tópico de estabilidad lateral. La selección de casos se centró en la capacidad de aportar significativamente a la evaluación de la dinámica lateral de vehículos de gran porte. Fundamentalmente, el foco en este contexto se colocó en el análisis de la sensibilidad ante diferentes parámetros característicos de las maniobras, y en el estudio del impacto relativo de las fuerzas ejercidas por el aire sobre la respuesta global del vehículo, en adición a ciertos aspectos identificados como relevantes en cada caso particular. Concretamente, en el análisis realizado y en lo que respecta a la valoración de la estabilidad en cada escenario, la severidad de la respuesta dinámica se evalúa en términos del análisis comparativo, entre diferentes casos, de las amplitudes máximas y la evolución temporal de magnitudes tales como el ángulo de rolido y la tasa de guiñada —entre otras— bajo regímenes de movimiento no próximos a condiciones de vuelco o con pérdida generalizada de adherencia de ruedas. Este enfoque, en línea con trabajos numéricos FSI *fully-coupled* en dinámica vehicular recientes remarcados en la Sección 4.1.5 (Carbonne et al., 2016; Broniszewski y Piechna, 2019; Zhang et al., 2020; Tunay et al., 2020a), permite evitar dificultades en el abordaje numérico —en lo que refiere a aspectos tales como el tratamiento de contactos unilaterales mediante enfoques *non-smooth* o *penalty-based* y sus problemáticas asociadas, modelos más complejos de suspensiones, dificultades en torno a la estrategia de movimiento y deformación de malla, entre otras— sin impedir concretar el objetivo de caracterizar de forma comparativa la respuesta dinámica y la influencia relativa de la aerodinámica. Asimismo, la consideración de escenarios

con desplazamientos acotados favorece la utilización de modelos lineales de suspensión y neumáticos, facilitando complementar las predicciones del código con desarrollos analíticos. De forma similar, la valoración de la severidad de maniobras a través del análisis comparativo de la amplitud de magnitudes cinemáticas como las mencionadas previamente se selecciona como criterio dentro del alcance de este trabajo, frente a la posibilidad de utilizar métricas derivadas y más elaboradas —tales como el *dynamic load transfer ratio* (DLTR) puntualizado en la Sección 3.1.3— más ligadas directamente a la predicción del umbral de vuelco o de pérdida de control, y a incluir eventualmente en análisis futuros.

Así, en base a la revisión bibliográfica realizada en relación a maniobras estandarizadas y/o típicamente utilizadas en etapas de diseño y verificación (Sección 4.1), se hizo especial énfasis en la implementación de los siguientes casos:

- Maniobra de *slalom*
- Ensayo con entrada de dirección tipo escalón (*step steer test*)
- Maniobra de cambio simple de carril en lazo abierto
- Ensayo con entrada de dirección sinusoidal con pausa (*sine with dwell test*)

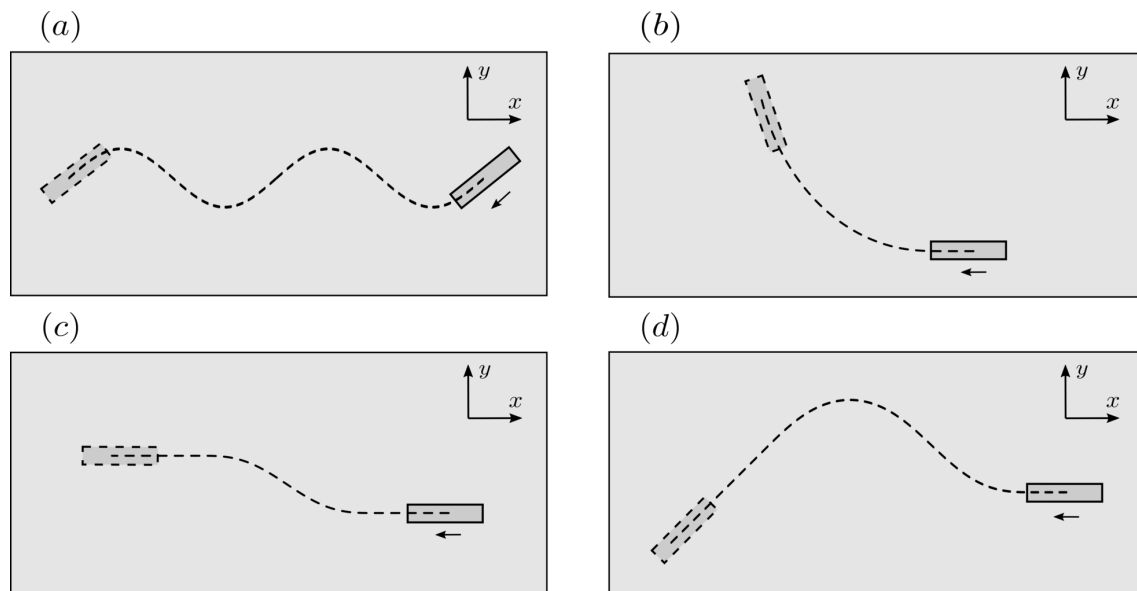


Figura 4.10: Representación esquemática de las trayectorias asociadas a escenarios seleccionados para el análisis, con entrada de dirección predefinida: (a) maniobra de *slalom*, (b) ensayo con entrada de dirección tipo escalón (*step steer test*), (c) maniobra de cambio simple de carril en lazo abierto y (d) ensayo con entrada de dirección sinusoidal con pausa (*sine with dwell test*).

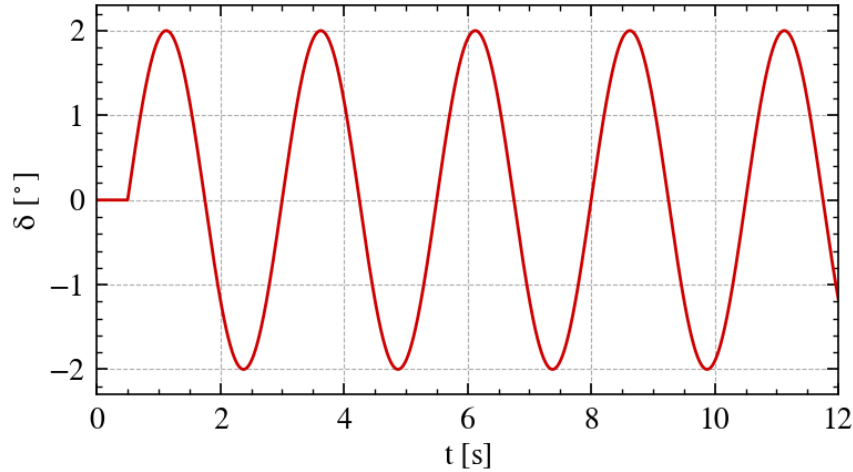


Figura 4.11: Señal de dirección relativa a la maniobra de *slalom*.

La maniobra de *slalom* (Figura 4.10a), en términos de la formulación aquí planteada, consiste en la imposición de una entrada de tipo sinusoidal sobre la dirección (Figura 4.11). Los parámetros característicos de la señal de entrada se corresponden con la amplitud y el período de la función sinusoidal. Este caso, asociado a la descripción de una trayectoria oscilante, combina fenómenos de aceleraciones laterales alternantes, inversión reiterada del movimiento de guiñada y excitación persistente del rolido, capaces eventualmente de excitar ciertas frecuencias características del vehículo —según se evaluará en la sección de resultados.

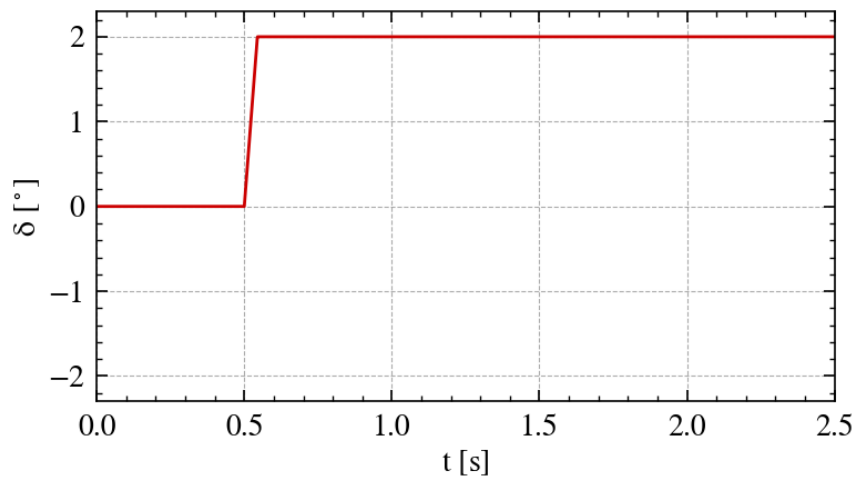


Figura 4.12: Señal de dirección relativa al ensayo con entrada de dirección tipo escalón (*step steer test*).

El ensayo con entrada de dirección tipo escalón (*step steer test*) (Figura 4.10b), por

su parte, se caracteriza por la imposición de una variación abrupta en la dirección, con mantenimiento durante un intervalo de tiempo (Figura 4.12). Este ensayo se encuentra estandarizado para vehículos pesados (ISO 14793:2011) y livianos (ISO 7401:2011). Debe destacarse que, en general, para esta maniobra y las restantes, su abordaje aquí se flexibiliza en términos de utilizar valores de parámetros estrictamente fijados en su estandarización, los cuales son adaptados a fin de servir a los objetivos de aplicación del código —sobre todo, los vinculados a análisis de sensibilidad de parámetros— sin afectar a la naturaleza o esencia de la maniobra. En términos generales, se trata de una de las excitaciones más representativas para estudiar la respuesta transitoria de un sistema dinámico ante cambios abruptos en la dirección.

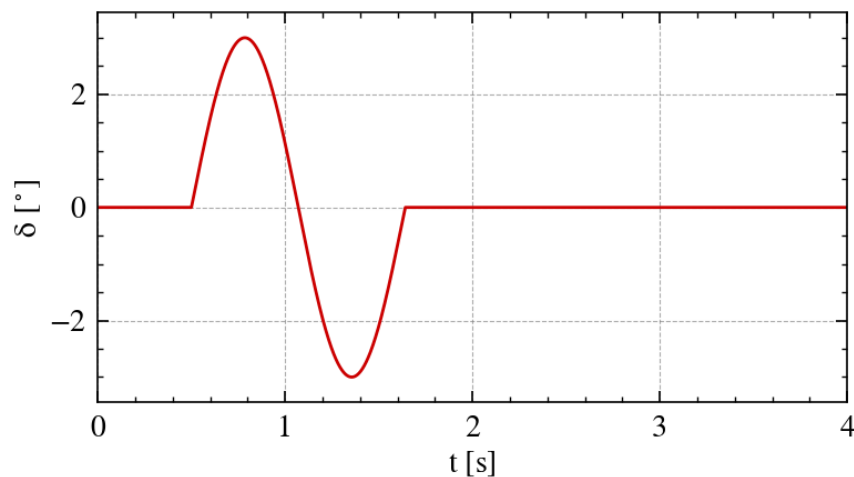


Figura 4.13: Señal de dirección relativa a la maniobra de cambio simple de carril en lazo abierto.

Por otro lado, la maniobra de cambio simple de carril —también estandarizada (ISO 14791:2000)— se esquematiza en la Figura 4.10c. La señal de dirección asociada está dada por la Figura 4.13. La variante con lazo abierto implica que no se consideran acciones correctivas por parte del modelo de conducción. Finalmente, el ensayo *sine with dwell* (Figura 4.10d), tal como lo indica su nombre, implica la aplicación de una señal de *steering* dada por un período de seno, con un intervalo de mantenimiento previo al retorno, según se indica en la Figura 4.14.

En líneas generales, en lo que respecta a la implementación, el *script* de preproceso que define los parámetros relativos al módulo MBD —volcados finalmente al archivo de configuración global `data.json` (Figura 4.7)— cuenta con un selector de casos/escenarios

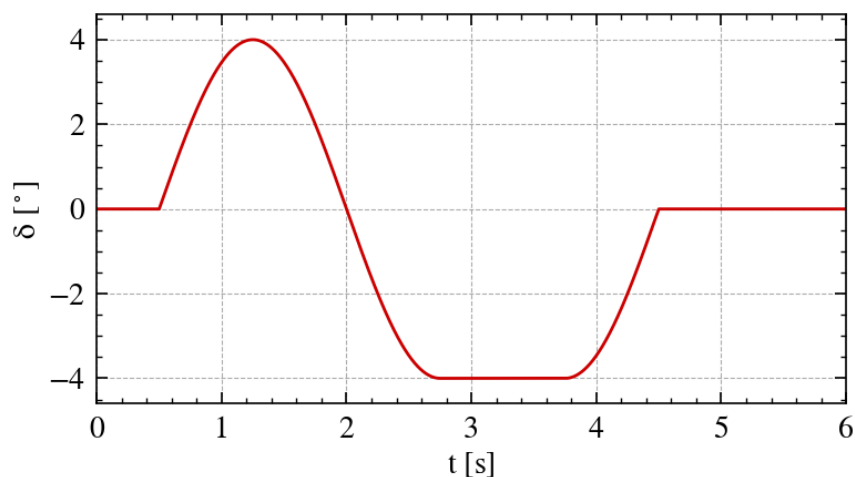


Figura 4.14: Señal de dirección relativa al ensayo con entrada de dirección sinusoidal con pausa (*sine with dwell test*).

que posibilita al usuario la selección de maniobras y la modificación de sus parámetros característicos. A fin de facilitar dicha configuración, se desarrolló una interfaz gráfica de usuario básica (Figura 4.15) orientada específicamente a la selección y *setup* general de las maniobras tratadas, que concretamente manipula el mencionado *script* de preproceso. En general, los valores de los parámetros a emplear en los casos descritos en la sección de resultados serán variables, siendo debidamente especificados al presentarlos.

El *setup* por defecto del módulo CFD se centra en la utilización del modelo GTS y en la estrategia general de resolución especificada en el apartado del escenario de viento lateral —incluyendo modelado de la turbulencia, esquemas de discretización, refinamiento espacial, etc.— salvo indicación contraria. La consideración relativa a la independencia aproximada de los coeficientes de fuerza y otros aspectos del flujo con $Re > 2 \times 10^6$ —fundamentada por Tunay et al. (2020a) para el GTS en base a trabajos experimentales y numéricos, y abordada en el escenario de viento lateral— se utiliza asimismo en estos casos, a fin de poder analizar escenarios a velocidades relativamente altas sin recurrir a un costo computacional prohibitivo, y considerando asimismo que el foco de estudio de ubica fundamentalmente en análisis comparativos ligados a la variación de parámetros de las maniobras. De forma análoga, el modelo de dinámica vehicular por defecto se corresponde con el utilizado en el escenario de viento lateral, con algunas consideraciones. Concretamente, para el análisis de estas maniobras, se implementó un modelo de conducción basado en la imposición del ángulo de *steering* de las ruedas directrices, de acuerdo

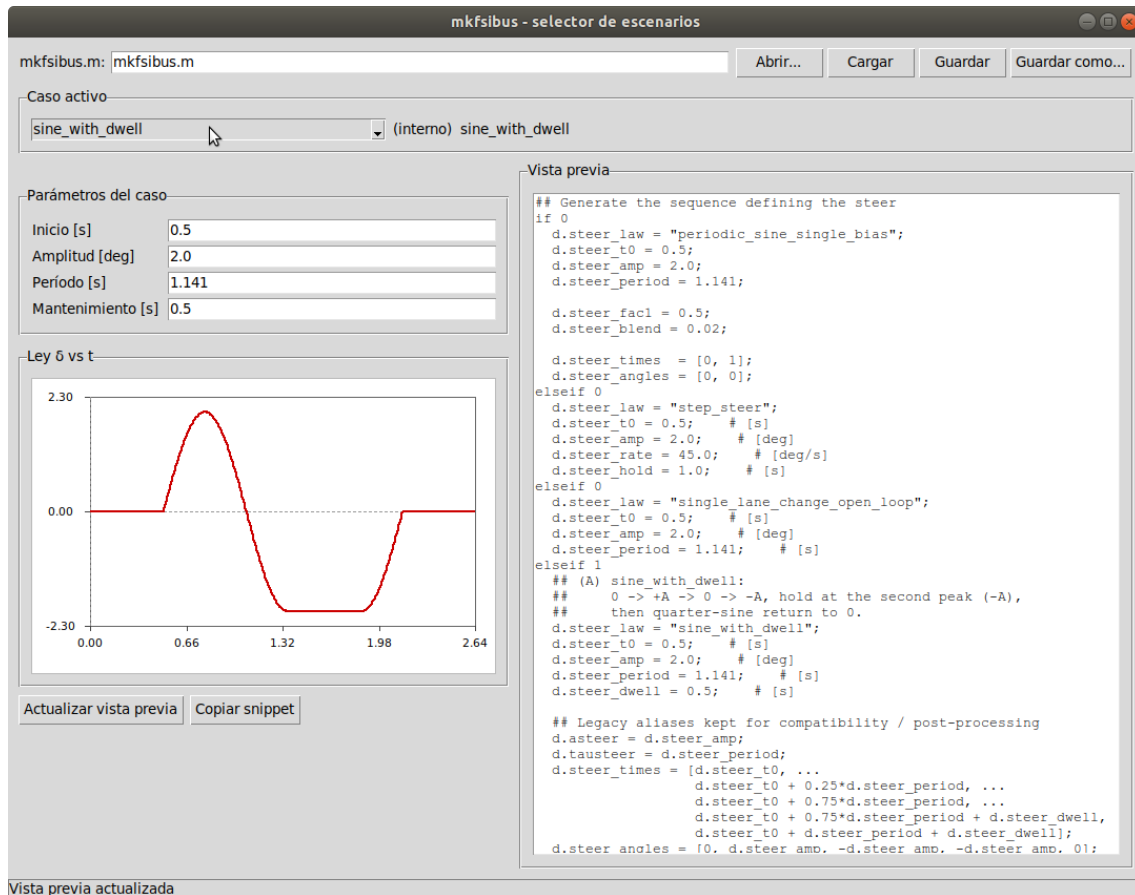


Figura 4.15: Interfaz gráfica de usuario básica para la selección y configuración general de escenarios, relativa al código FSI desarrollado.

a las funciones dependientes del tiempo $\delta(t)$ que caracterizan a cada escenario. Bajo un enfoque avanzado, en lo que respecta a la modelización de las ruedas, se recurre al modelo de Pacejka cuya implementación se detalló en la Sección 3.2.5. Esta elección posibilita, en el contexto de potenciales mejoras en el nivel de precisión, la predicción eventual del fenómeno de saturación de la fuerza lateral sobre los neumáticos —asociado a condiciones críticas de estabilidad lateral— cuestión no contemplada por el modelo lineal. Tal como se aseveró previamente, el foco de los resultados estará centrado en torno al análisis de la sensibilidad de la respuesta dinámica ante la variación de los valores de parámetros característicos del caso, y en el estudio del impacto relativo de las fuerzas ejercidas por el aire sobre el comportamiento global del vehículo, en conjunto con ciertos aspectos identificados como relevantes en cada escenario particular.

Adicionalmente, de forma transversal a los diferentes escenarios y en términos de la evaluación de la capacidad del código de deformación de malla desarrollado y explicado en la Sección 4.2.2, se abordará el análisis de ciertos parámetros de calidad de ma-

lla, fundamentalmente, en lo que respecta a su evolución general durante la simulación y la distribución espacial de las regiones o zonas más comprometidas en este aspecto. Concretamente, las métricas principalmente asociadas al análisis se corresponden con la no-ortogonalidad (θ_{NO}) y el *skewness* (q_{sk}), de acuerdo a las siguientes definiciones.

En líneas generales, dada una cara f perteneciente a la malla, siendo $\mathbf{x}_{c0}$ y $\mathbf{x}_{c1}$ los centros de las celdas asociadas a dicha cara y $\mathbf{S}_f$ el vector normal a aquella —con magnitud igual a su área—, el ángulo de no-ortogonalidad $\theta_{NO,f}$ correspondiente a dicha cara se define como:

$$\theta_{NO,f} = \arccos \left(\frac{|\mathbf{d}_f \cdot \mathbf{S}_f|}{\|\mathbf{d}_f\| \|\mathbf{S}_f\|} \right) \frac{180^\circ}{\pi}, \quad \mathbf{d}_f = \mathbf{x}_{c1} - \mathbf{x}_{c0} \quad (4.35)$$

Estrictamente, la Ec. 4.35 está expresada para caras internas. En el caso de la frontera, típicamente, siendo $\mathbf{x}_f$ el centro de la cara f , se utiliza:

$$\mathbf{d}_f = \mathbf{x}_f - \mathbf{x}_{c0} \quad (4.36)$$

En general, la estrategia de deformación considerada (Sección 4.2.2) —a través de la definición de una región de la malla en torno al vehículo que se mueve rígidamente con él— permite preservar la calidad de las caras sobre la frontera de aquel. Esto, sumado al hecho de que la calidad sobre las fronteras externas del dominio no se encuentra típicamente comprometida en los escenarios abordados, lleva a que el análisis de la evolución de criterios de calidad sobre caras durante la simulación sea fundamentalmente relevante sobre las interiores.

El criterio de *skewness* considerado para caras internas (q_{sk}) implica el cálculo de una magnitud adimensional dada por la medida de la separación entre el centro de una cara f y su proyección sobre la recta que une los centros de celda asociados ($\mathbf{x}_{proj}$), normalizada por la distancia entre centros de celda. Su expresión está dada por la Ec. 4.37.

$$q_{sk,f} = \frac{\|\mathbf{x}_f - \mathbf{x}_{proj}\|}{\|\mathbf{d}_f\|}, \quad \mathbf{x}_{proj} = \mathbf{x}_{c0} + \left[\frac{(\mathbf{x}_f - \mathbf{x}_{c0}) \cdot \mathbf{d}_f}{\mathbf{d}_f \cdot \mathbf{d}_f} \right] \mathbf{d}_f \quad (4.37)$$

Tal como se adelantó previamente, se pondrá foco en la evolución temporal de la cantidad de caras que superan determinados umbrales y en la distribución espacial de aquellas más comprometidas, permitiendo aseverar ventajas, limitaciones y demás aspectos del método actualmente utilizado. De esta forma, la sección de resultados involucra un estudio

integral de las capacidades del código FSI desarrollado sobre diferentes escenarios de interés dentro del ámbito de la estabilidad de vehículos, implicando la evaluación comparativa de diferentes estrategias de acoplamiento y de las capacidades del código de deformación de malla implementado.

4.3. Resultados

Ya abordada la explicación del conjunto de aspectos vinculados a la metodología del presente bloque de la tesis —involucrando la descripción de la arquitectura y funcionalidades del código desarrollado, y de la teoría subyacente asociada—, en este apartado se muestran los resultados de la aplicación del mencionado código en torno a los escenarios seleccionados y conceptualizados en la Sección 4.2.4, típicos y relevantes en materia de estabilidad lateral de vehículos de gran porte. Se comienza con el caso pertinente a la acción de una ráfaga de viento lateral, para luego abordar los escenarios con entrada de dirección preestablecida: maniobra de *slalom*, ensayo con entrada de dirección tipo escalón (*step steer test*), maniobra de cambio simple de carril en lazo abierto, y ensayo con entrada de dirección sinusoidal con pausa (*sine with dwell test*).

4.3.1. Escenario de viento lateral

Los resultados del caso de viento lateral se estructuran, fundamentalmente, en torno a la determinación y análisis de la historia temporal de fuerzas y momentos relevantes ejercidos por el aire sobre el vehículo, y del comportamiento dinámico de éste en términos de desplazamientos y velocidades lineales y angulares. Tal como se mencionó, el *setup* del escenario se corresponde con el de Tunay et al. (2020a). De acuerdo a los grados de libertad definidos en el modelo vehicular (Sección 4.2.4), se identifican como solicitaciones de relevancia en el análisis a la fuerza lateral, el momento de rolido y el momento de guiñada ejercidos por el viento, en consistencia con el abordaje analítico del caso (Sección 3.2.4). De forma análoga, las variables cinemáticas ligadas al movimiento lateral, de rolido y de guiñada se constituyen en el foco del análisis del comportamiento dinámico vehicular. Concretamente, el gráfico comparativo entre las series temporales de fuerza lateral, momento de rolido y momento de guiñada obtenidas con diferentes esquemas de acoplamiento y contrastando con lo reportado por Tunay et al. (2020a) se muestra en la

Figura 4.16, mientras que las curvas de velocidad lateral, tasa de rolido, ángulo de rolido y tasa de guiñada bajo el mismo enfoque comparativo se muestran en la Figura 4.17.

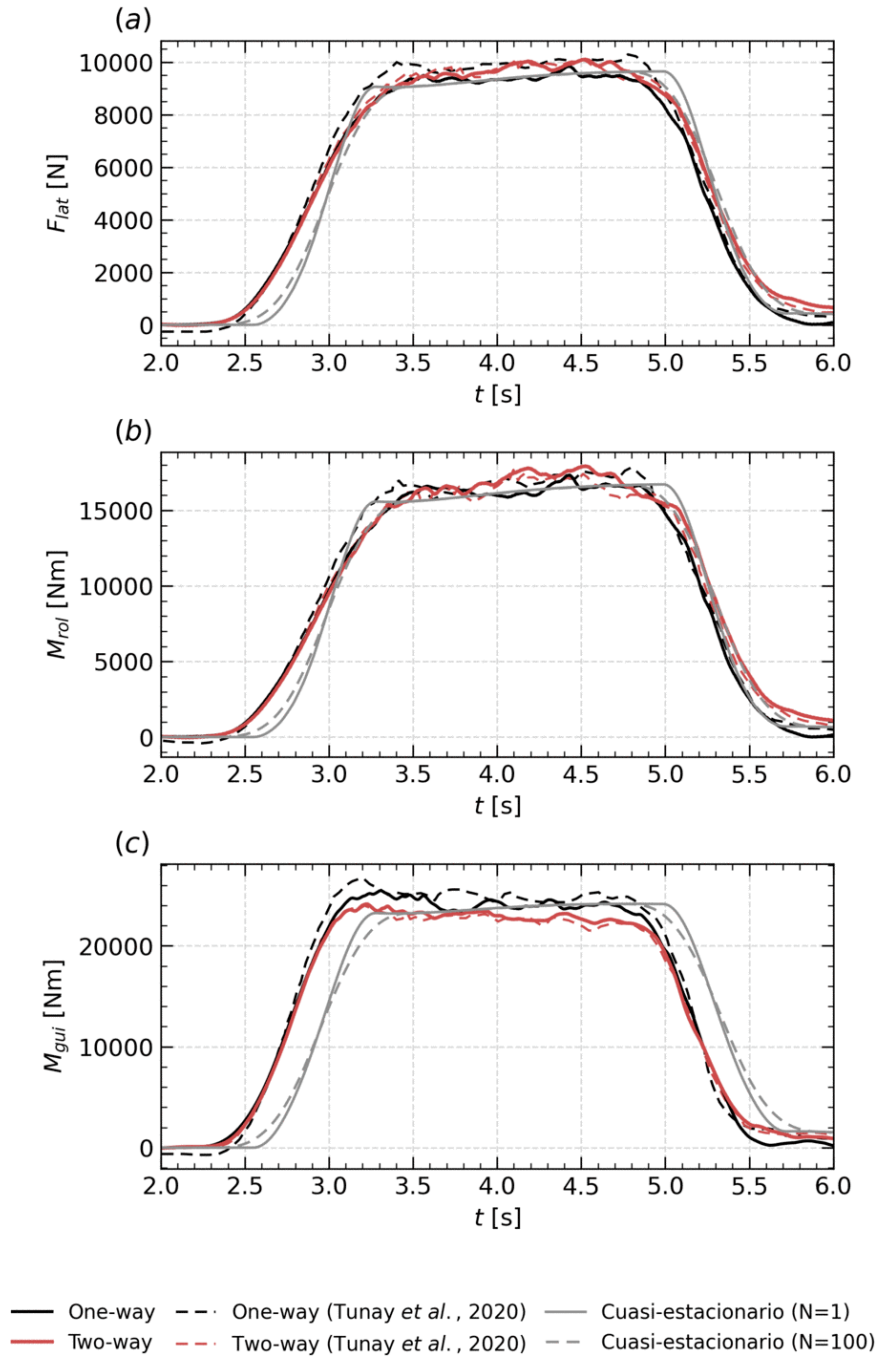


Figura 4.16: Curvas de: (a) fuerza lateral, (b) momento de rolido y (c) momento de guiñada obtenidas a través de diferentes esquemas de resolución con la aplicación del código FSI desarrollado, contrastadas con los resultados reportados en Tunay et al. (2020a).

En términos generales, la descripción cualitativa del comportamiento dinámico se detalló en la Sección 3.3, en el contexto de los resultados relativos a la aplicación del código

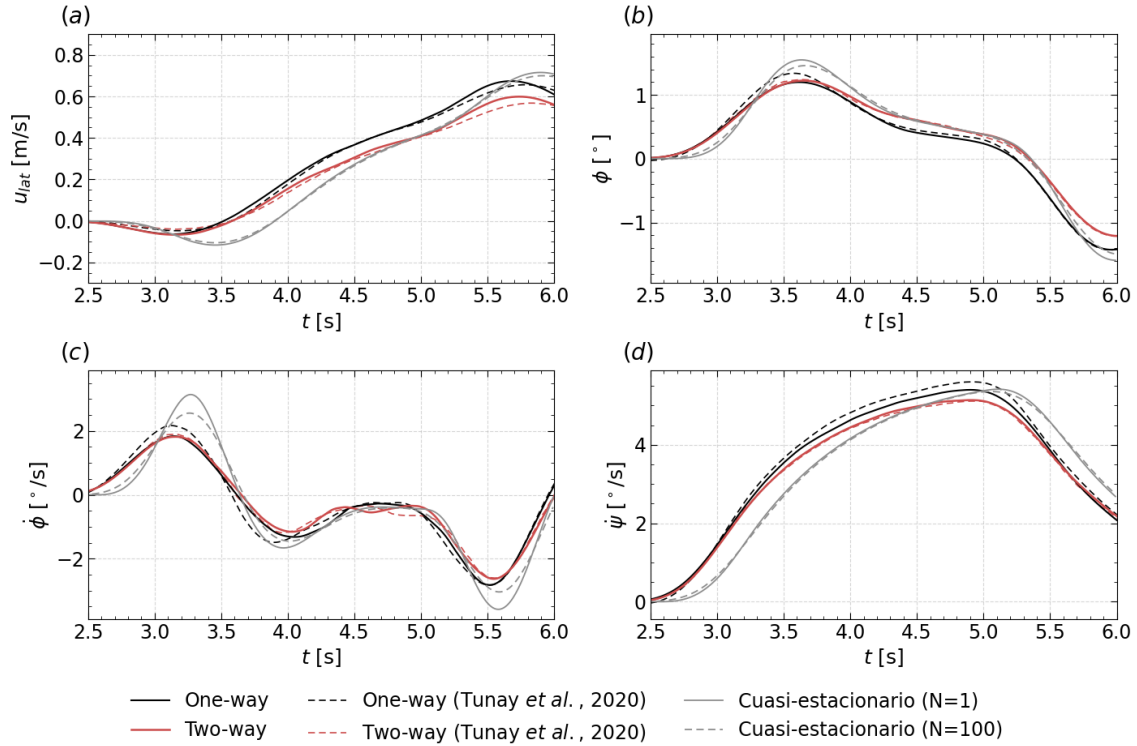


Figura 4.17: Curvas de: (a) velocidad lateral, (b) ángulo de rolido, (c) tasa de rolido y (d) tasa de guiñada obtenidas a través de la aplicación del código FSI desarrollado y mediante diferentes esquemas de resolución, contrastadas con los resultados reportados en Tunay et al. (2020a).

MBD y en base a una figura análoga a la aquí presentada para las variables cinemáticas — obtenida utilizando, como entrada, las cargas reportadas por Tunay et al. (2020a) (Figura 3.9). En este apartado, se hace especial foco en el análisis comparativo entre estrategias de resolución, aunque con base en los aspectos de la física subyacente que sirvieron a la descripción general realizada en la sección mencionada. Adicionalmente, la evaluación del campo de flujo de fluido se circunscribe a dicho objetivo, limitando en tal sentido el desarrollo eventual de un estudio exhaustivo como el realizado en el capítulo 2.

En lo que respecta a la comparación entre los resultados obtenidos con el código propio y los reportados en Tunay et al. (2020a), se evidencia una gran concordancia sobre las curvas pertinentes a las variables cinemáticas en el caso *two-way* (Figura 4.17), en consistencia con la correspondencia también identificada en las señales de fuerza y momentos entre ambos trabajos (Figura 4.16). Esta cuestión se manifiesta, asimismo, con el uso del esquema *one-way*, aunque con una ligeramente mayor discrepancia, asociada a la siguiente observación. Concretamente, Tunay et al. (2020a) reporta y explica que, en

el contexto del caso *one-way* con marco solidario al vehículo, debido a perturbaciones espurias que identificó aguas arriba de la posición del vehículo, comienzan a verificarse de forma temprana fuerzas y momentos sensiblemente no nulos aún cuando la ráfaga de viento lateral se encuentra distante del vehículo. Esto no fue identificado por los autores bajo los restantes esquemas de resolución —asumiendo que se corresponde, por tanto, con cierta desviación espuria relativa a este tipo de acoplamiento. Esta particularidad se observa en el primer tramo de las curvas de fuerzas y momentos de la Figura 4.16, donde exclusivamente las pertinentes al caso *one-way* de dichos autores comienzan visiblemente con valores no nulos. Esta problemática no se ha verificado en las simulaciones ejecutadas con el código desarrollado en este trabajo, llevando a un comportamiento dinámico con el esquema *one-way* ligeramente más próximo al de *two-way* que en Tunay et al. (2020a) (Figura 4.17). Sin embargo, debe tenerse en cuenta que, por fuera de este análisis fino, se verifica un acuerdo destacable entre los resultados del código propio y los de referencia. En cambio, fundamentalmente, las discrepancias a tener en consideración se corresponden con las del análisis entre diferentes esquemas y, de forma concreta y notable, al contrastar contra los casos cuasi-estacionarios, lo cual se aborda a continuación.

De la observación de la Figura 4.16, se identifica que el crecimiento de las solicitudes durante el ingreso del vehículo a la región de influencia del viento lateral se manifiesta con cierto retraso en el caso de los enfoques cuasi-estacionarios con respecto a las otras estrategias, cuestión que se marca de forma considerable, particularmente, en el momento de guiñada. Luego, naturalmente, este retraso en la acción de las cargas se traslada al estado dinámico del vehículo (Figura 4.17), manifestándose discrepancias a partir de dicha posición. Esto repercute en la historia posterior del movimiento, pese a que las solicitudes predichas en la zona aproximadamente constante de las curvas de cargas —cuando el vehículo se encuentra inmerso en la región de viento lateral constante— sean similares a las de los esquemas *two-way* y *one-way*. Concretamente, del análisis de la Figura 4.16 resulta evidente que las mayores discrepancias asociadas al caso cuasi-estacionario se concentran en la zona de ingreso y egreso de la región de la ráfaga, donde las condiciones de carga sobre cada parte del vehículo no son uniformes, manifestándose, tal como se indicó, cierto retraso en la dinámica con respecto a los restantes esquemas. En términos del caso cuasi-estacionario sin subdivisiones ($N = 1$), este comportamiento es congruente con el hecho de que el modelo de cargas comienza a predecir un cambio en el ángulo de

incidencia inicialmente nulo —y así, en las fuerzas/momentos— cuando el punto representativo del vehículo (típicamente, el centro de masa o geométrico) ingresa en la zona de influencia del viento lateral, aún cuando la porción del vehículo por delante de dicha posición ya ha ingresado a aquella región. En los casos *one-way* y *two-way*, se observa que el momento de guiñada alcanza más rápidamente valores del orden de la zona constante en comparación a las restantes cargas —fuerza lateral y momento de rolido—; sin embargo, en los casos cuasi-estacionarios, el crecimiento es análogo para las diferentes sollicitaciones. En términos generales, el retraso más notorio sobre la curva de momento de guiñada lleva, naturalmente, a una caracterización análoga sobre el ángulo de guiñada y, en menor medida —vía acoplamiento entre movimientos— sobre la dinámica de rolido y del movimiento lateral (Figura 4.17). En consistencia con la explicación dada en la Sección 3.3 sobre el comportamiento dinámico general durante el escenario, como la dinámica de guiñada está retrasada en el caso cuasi-estacionario, el cambio posterior a la tendencia inicial de la curva de velocidad lateral —que en dicha explicación se asignó a la dinámica de guiñada— demora más en manifestarse, llevando a un incremento negativo más notorio. Un comportamiento análogo se identifica en las curvas de ángulo y tasa de rolido donde, si bien el crecimiento inicial tiene cierto retardo, se mantiene durante más tiempo y lleva a valores máximos locales más altos que en los casos *two-way* y *one-way*, implicando una excitación inicial sobre el movimiento de rolido más intensa.

A través del caso asociado al planteo de subdivisiones ($N > 1$), el retraso en el comienzo del crecimiento de las curvas de fuerzas y momentos se corrige ligeramente. Sin embargo, hacia el fin de la zona de transición, el retraso es mayor que en el caso $N = 1$, debido a que en éste último, cuando el punto representativo para la determinación del ángulo de incidencia del viento global alcanza la zona de velocidad de viento constante, las sollicitaciones son las pertinentes a un vehículo completamente inmerso en dicha región —pese a que aún la porción del vehículo posterior a dicho punto representativo se encuentra fuera de aquella. Como consecuencia, con excepción de un moderado acercamiento de la curva de $\dot{\phi}$ hacia las pertinentes a los casos *two-way* y *one-way*, el impacto del uso de subdivisiones sobre la respuesta dinámica es limitado con respecto al caso $N = 1$. En términos generales, la estrategia de determinación de las fuerzas y momentos globales basada en información local reportada directamente de las simulaciones CFD —en contraparte al uso de coeficientes globales ponderados por el área relativa de cada subdivisión—

se plantea como una potencial mejora contra el retraso predicho de la dinámica, si bien como se mencionó previamente, esto se considera fuera del alcance de este trabajo (Sección 4.2.4), estableciéndose el foco principal de análisis en torno a la aplicación y evaluación del código FSI bajo los esquemas *two-way* y *one-way*.

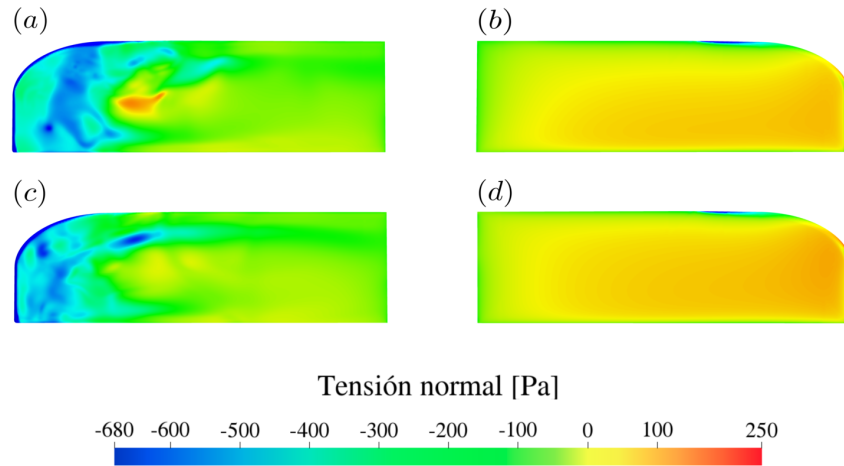


Figura 4.18: Campos de tensiones normales obtenidos mediante los esquemas *two-way* (a-b) y *one-way* (c-d), sobre la superficie lateral izquierda —lado de sotavento— (columna izquierda) y lateral derecha —lado de barlovento— (columna derecha), en un instante asociado al tramo en el que el vehículo se encuentra completamente inmerso en la región con velocidad de viento lateral máxima ($t = 4.5$ s).

En este sentido, al igual que en Tunay et al. (2020a), se identifican diferencias entre las predicciones relativas a los esquemas *two-way* y *one-way*, aunque considerablemente menores en relación a las discrepancias contra el caso cuasi-estacionario. En líneas generales, existe una correspondencia en los aspectos cualitativos del comportamiento dinámico —considerando la forma similar general de sus curvas en la Figura 4.17. No se observa un retraso relativo significativo entre las fuerzas y momentos, pero sí ligeramente en los valores alcanzados en la zona media. Así, por ejemplo, el momento de guiñada predicho con el esquema *one-way* es levemente superior al obtenido con *two-way*, lo cual explica en gran medida que la curva de tasa de guiñada alcance un máximo local mayor. Esto se asocia, fundamentalmente, con diferencias en el campo de fluido. Así, en la Figura 4.18 se presentan los campos de tensiones normales sobre las superficies lateral izquierda y derecha del vehículo —lados de sotavento y barlovento, respectivamente— obtenidos mediante los esquemas *two-way* y *one-way* en un instante en el que el vehículo se encuentra completamente inmerso en la región con velocidad máxima de viento lateral. Del análisis de dicha figura, se identifica claramente una región de baja presión próxima a la parte frontal

en el lado de sotavento. En el caso *one-way* —donde se predice un momento de guiñada ligeramente superior que con *two-way*— esta zona se encuentra levemente más desplazada hacia el frente del vehículo, cuestión que también fue reportada en Tunay et al. (2020a). Así, considerando que sobre el lado de barlovento los campos son sumamente similares (Figuras 4.18b y 4.18d), la diferencia anteriormente mencionada es consistente con un ligero incremento en el momento de guiñada (Figura 4.16c). Este aspecto diferenciado en el campo de flujo puede identificarse asimismo mediante el análisis del campo de presión, tal como se observa en la Figura 4.19, donde se presentan isosuperficies del coeficiente de presión ($C_p = -1.2$) obtenidas mediante los esquemas *one-way* y *two-way* en el mismo instante que el considerado en la Figura 4.18. Claramente, la zona de baja presión del lado de sotavento se encuentra más próxima al frente del vehículo en el caso *one-way*. Asimismo, en esta figura pueden identificarse regiones adicionales de baja presión, capaz de corresponderse con estructuras coherentes ya analizadas en el capítulo 2 (Sección 2.3.2), en relación al estudio cualitativo del flujo en condiciones de viento con ángulo de incidencia no nulo. Así, por ejemplo, se observan las pertinentes a los vórtices E y F de la Figura 2.10, que se desarrollan sobre la superficie superior y lateral del lado de sotavento, respectivamente, debido a la separación que se manifiesta en torno a los bordes que separan las superficies laterales con la superior del vehículo. De esta forma, existe cierta consistencia entre los resultados de las Figuras 4.16 y 4.17 con el análisis del campo de flujo.

Por otro lado, retornando al análisis de la Figura 4.17, con el esquema *one-way* se observa una excitación de ligeramente mayor intensidad en la dinámica de rolido, alcanzando también en este caso máximos locales mayores —tal como en la curva de tasa de guiñada. Si bien aquí no se abordó —según se explicó previamente y por razones de alcance—, en relación al caso *one-way* con marco de referencia idéntico al del *setup* bidireccional, Tunay et al. (2020a) muestra que esta estrategia predice curvas de variables cinemáticas más próximas a las del escenario *two-way* —aunque teniéndose en cuenta, como se mencionó previamente, que su caso con marco solidario presenta cierto ruido ya analizado durante la primera etapa de la simulación. Así, en general, es evidente la existencia de un impacto sensible debido al cierre de la retroalimentación entre los subproblemas fluido y sólido, diferencia metodológica central entre los casos *two-way* y *one-way* planteados.

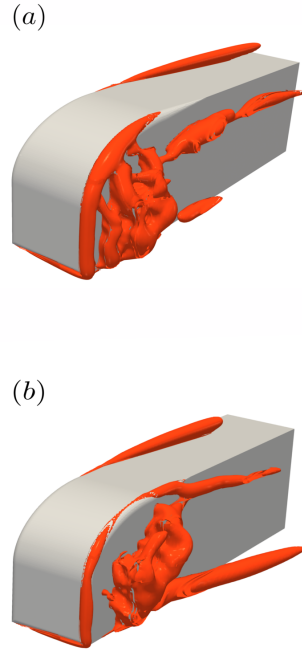


Figura 4.19: Isosuperficies del coeficiente de presión ($C_p = -1.2$) predichas mediante los esquemas (a) *one-way* y (b) *two-way* en torno al vehículo, en un instante asociado al tramo en el que el vehículo se encuentra completamente inmerso en la región con velocidad de viento lateral máxima ($t = 4.5$ s).

Adicionalmente al análisis comparativo entre tipos de acoplamiento, se presenta a continuación una evaluación de la capacidad del código de deformación de malla para abordar este escenario, basándose en los parámetros de calidad de malla especificados en la Sección 4.2.4: no-ortogonalidad (θ_{NO}) y *skewness* (q_{sk}). En líneas generales, el análisis de la calidad de la malla se realiza en términos de la identificación de la distribución espacial de las zonas más comprometidas, y de la determinación de la evolución de dichos parámetros en relación a los valores pertinentes al estado inicial. Al respecto, la malla de partida fue generada —tal como se indicó en las secciones 2.2.4 y 4.2.4— mediante *snappyHexMesh*, estableciéndose restricciones en la generación mediante criterios de calidad relativos a umbrales máximos/mínimos sobre ciertos parámetros. Bajo un compromiso entre calidad y funcionalidad —en términos de la capacidad de adaptarse a la geometría y, fundamentalmente, trabajar con $y^+ \sim 1$ en zonas de interés—, se efectivizaron los umbrales de 70° para no-ortogonalidad y 0.5 para *skewness* —estrictamente, solo 4 caras sobre $\sim 6 \times 10^7$ superan este último valor—, criterio que posibilitó obtener el nivel de concordancia de resultados mostrado y analizado previamente en esta sección (Figuras 4.16 y 4.17), y en el contexto del estudio pormenorizado de los aspectos del flujo abordado en el capítulo 2.

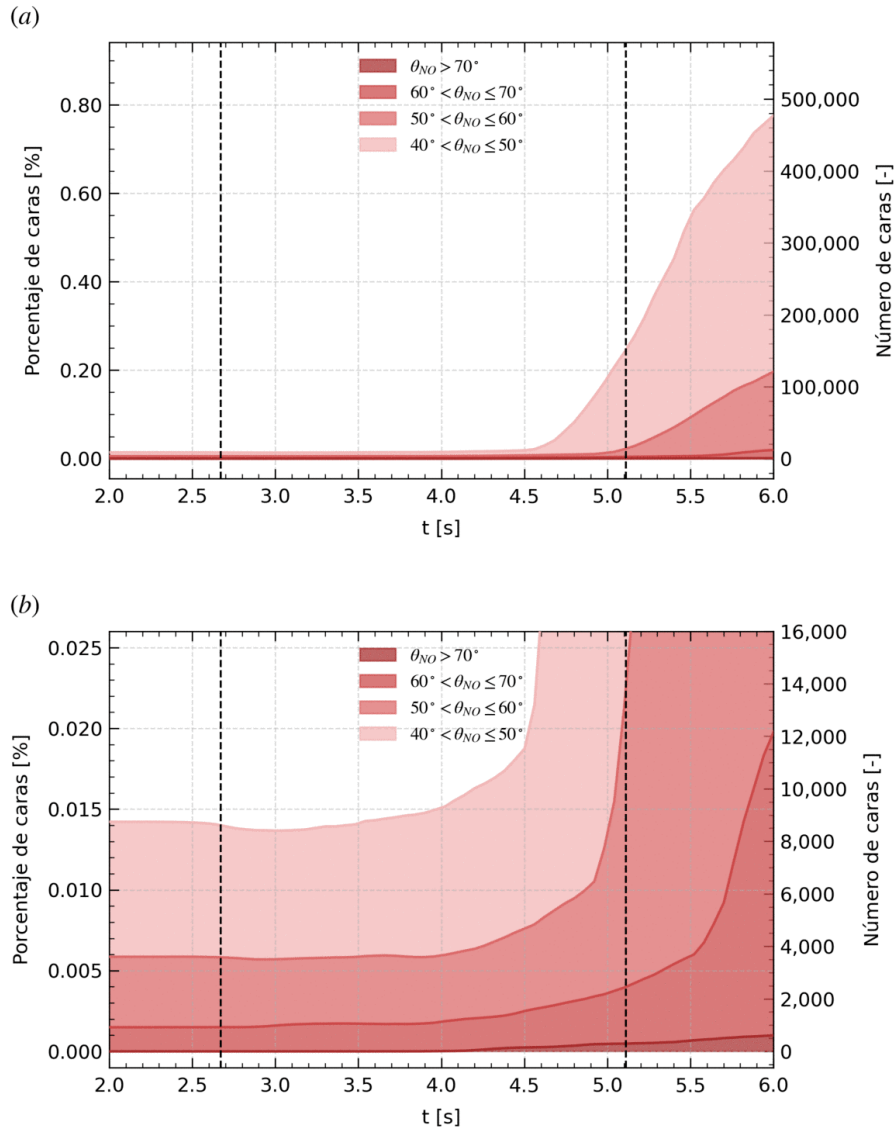


Figura 4.20: Evolución temporal de la calidad de la malla en términos de la cantidad de caras por encima de diferentes umbrales de no-ortogonalidad (θ_{NO}): (a) *plot* general y (b) *zoom* para visualización de los casos $60^\circ < \theta_{NO} \leq 70^\circ$ y $\theta_{NO} > 70^\circ$. Las líneas a trazos verticales corresponden a los instantes de tiempo representativos de la entrada y salida del vehículo de la región de viento lateral.

En la Figura 4.20 se reporta la evolución de la calidad de la malla en el escenario de viento lateral en términos de la cantidad de caras por encima de diferentes umbrales de no-ortogonalidad. Para mayor claridad, se incluye un *zoom* sobre el *plot* general, para la visualización de las regiones sombreadas asociadas a menores cantidades de caras. Tal como se indicó previamente, en el estado inicial, la totalidad de las caras verifica $\theta_{NO} < 70^\circ$, mientras que solo un porcentaje menor al 0.015 % posee un ángulo mayor a 40° . Previo a la entrada a la región de influencia del viento lateral, la calidad global se mantiene constante: el movimiento rectilíneo uniforme del vehículo no supone deformación alguna sobre las

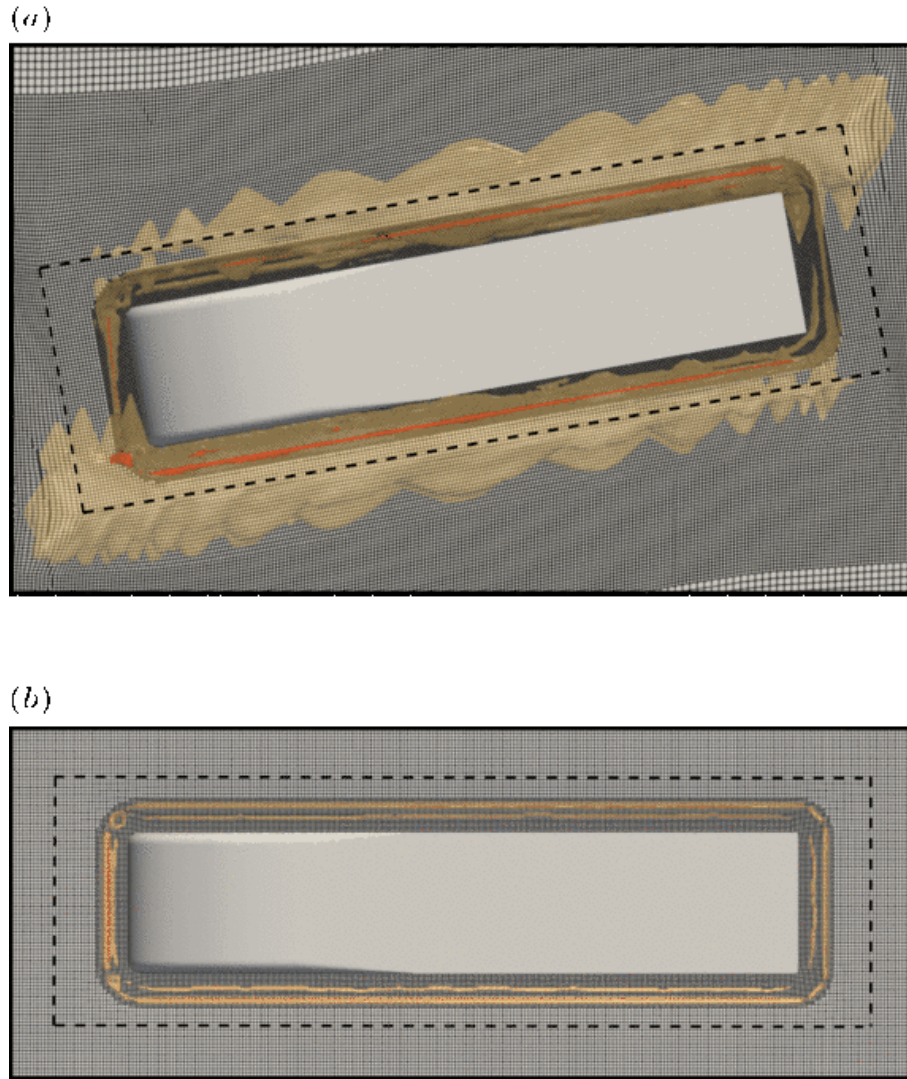


Figura 4.21: Vistas superiores de isosuperficies de no-ortogonalidad ($\theta_{NO} = 40^\circ$ en color naranja; $\theta_{NO} = 60^\circ$ en color rojo) en los instantes: (a) $t = 5.4$ s y (b) $t = 0$ s, para el escenario de viento lateral. A través de líneas a trozos se indica la extensión de la región de la malla con movimiento rígido solidario al vehículo.

celdas, en tanto la estrategia de movimiento de malla involucra un desplazamiento global solidario al movimiento axial de aquel. Posteriormente, durante gran parte del tramo recorrido dentro de la zona de viento lateral, las curvas permanecen aproximadamente constantes, hasta que comienza a manifestarse un crecimiento sostenido —en primer término, en la curva de $\theta_{NO} = 40^\circ$, y sucesivamente en el tiempo, para umbrales cada vez mayores— que continúa hasta después de abandonar el vehículo la región de viento lateral. Esto se explica, concretamente, por un ángulo de guiñada monótonamente creciente (Figura 4.17), en conjunto con el desplazamiento lateral, según se analiza a continuación al evaluar la distribución espacial de las caras con mayores valores de no-ortogonalidad.

Al respecto, las Figuras 4.21 y 4.22 se corresponden con vistas superiores y laterales de

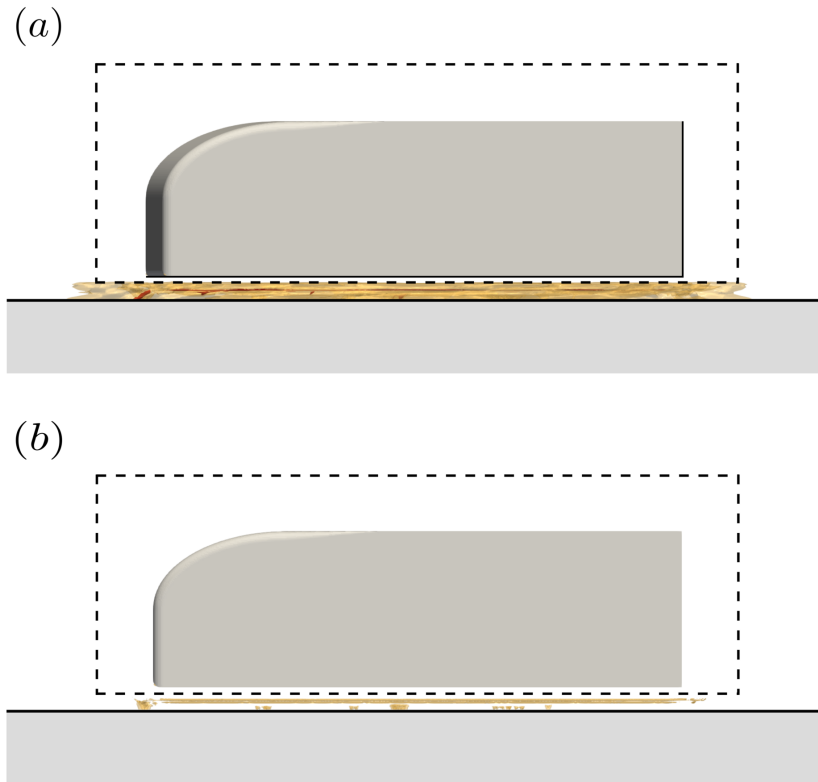


Figura 4.22: Vistas laterales de isosuperficies de no-ortogonalidad ($\theta_{NO} = 40^\circ$ en color naranja; $\theta_{NO} = 60^\circ$ en color rojo) en los instantes: (a) $t = 5.4$ s y (b) $t = 0$ s, para el escenario de viento lateral. A través de líneas a trozos se indica la extensión de la región de la malla con movimiento rígido solidario al vehículo.

isosuperficies de no-ortogonalidad — $\theta_{NO} = 40^\circ$ en color naranja, y $\theta_{NO} = 60^\circ$ en color rojo— en torno al vehículo y en diferentes instantes de tiempo representativos: $t = 5.4$ s (Figuras 4.21a y 4.22a) —con posterioridad a la salida de la región de viento lateral— y $t = 0$ s (Figuras 4.21b y 4.22b). Estrictamente, se hace foco en la visualización de la región próxima al vehículo, dado que en el resto del dominio el incremento de la no-ortogonalidad no supera umbrales de interés —pese a que se manifiesta cierta distorsión que permite absorber parte de la deformación y limitar así parcialmente la desarrollada cerca del vehículo. En general, se observa que, inicialmente, los mayores valores de no-ortogonalidad se concentran en torno a la transición entre las dos zonas con mayor nivel de refinamiento alrededor del vehículo y por debajo de la región de la malla con movimiento solidario a este. Estrictamente, también se identifican valores asociados a estos umbrales en una cantidad pequeña de caras aisladas próximas a la superficie del vehículo —incapaz de observarse en conjunto en una misma figura, debido justamente a la escasa cantidad y a disponerse de manera aislada entre sí. Hacia un momento representativo posterior

a la salida de la región de viento lateral ($t = 5.4\text{ s}$), se identifica una mayor cantidad de caras por encima de $\theta_{NO} > 40^\circ$ en la zona anteriormente mencionada —próxima al suelo y a la transición entre niveles de refinamiento— observándose así una isosuperficie más voluminosa e involucrando asimismo un engrosamiento de las regiones interiores correspondientes a $\theta_{NO} > 60^\circ$. Estas imágenes evidencian que el incremento analizado en la Figura 4.20 hacia la etapa final de la simulación se debe fundamentalmente a la distorsión provocada por el desplazamiento en guiñada del vehículo relativo al suelo, y principalmente en torno a la transición entre niveles de refinamiento.

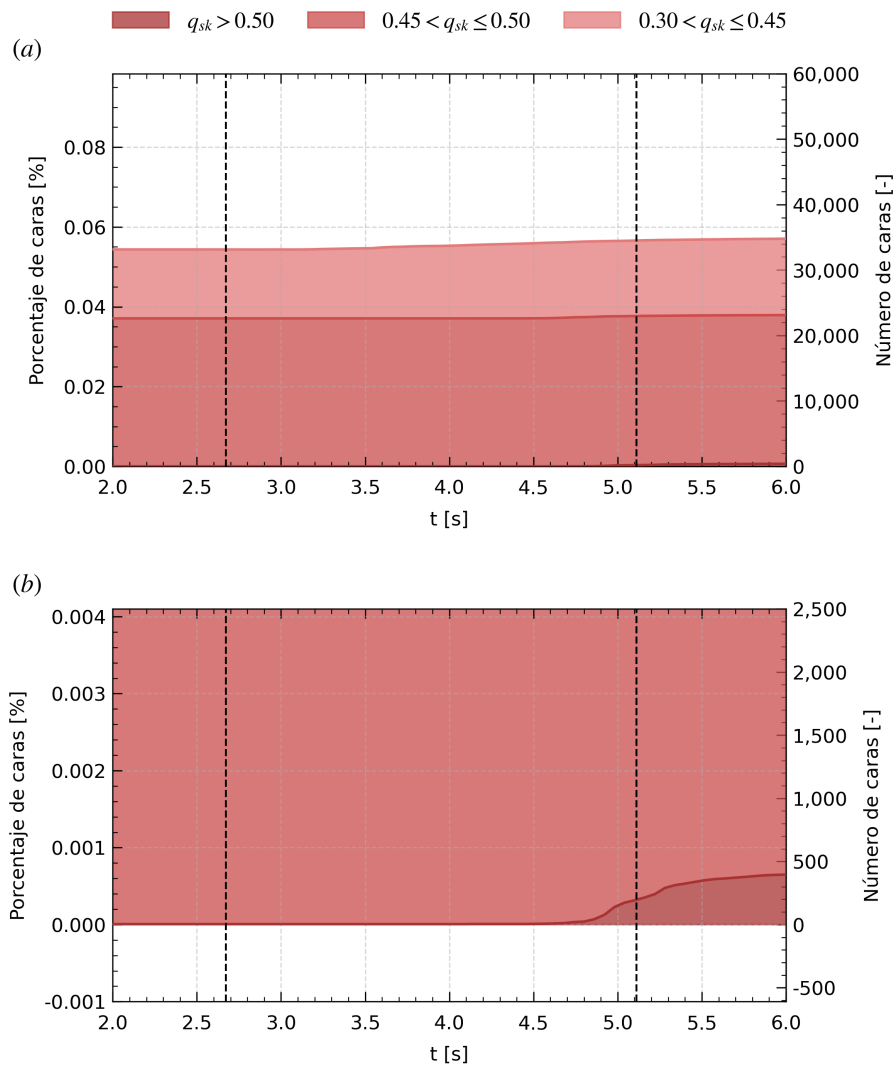


Figura 4.23: Evolución temporal de la calidad de la malla en términos de la cantidad de caras por encima de diferentes umbrales de *skewness* (q_{sk}): (a) *plot* general y (b) *zoom* para visualización del caso $q_{sk} > 0.5$. Las líneas a trazos verticales corresponden a los instantes de tiempo representativos de la entrada y salida del vehículo de la región de viento lateral.

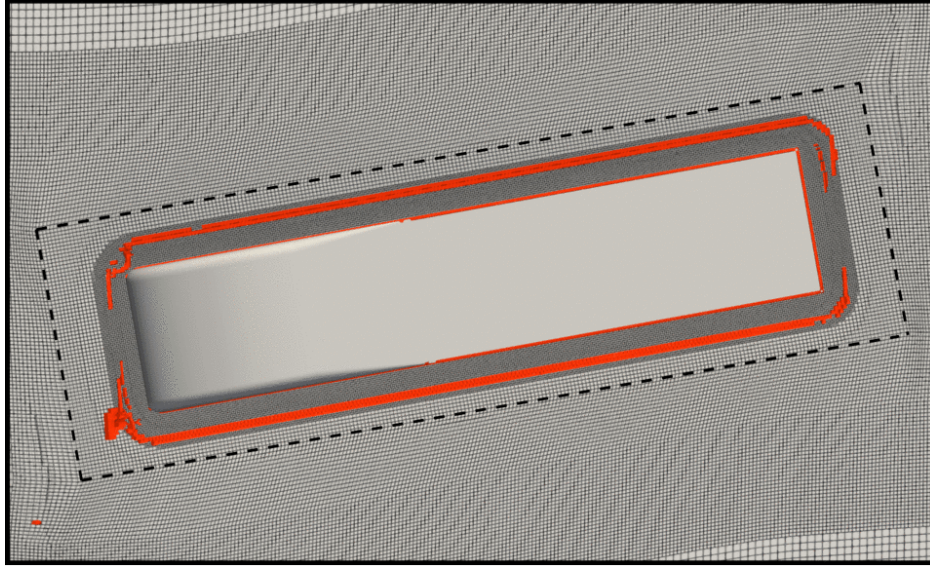
Considerando la proximidad entre la superficie inferior del vehículo y el suelo, este

comportamiento es esperable en términos de la estrategia de deformación abordada, lo cual limita —según sucede típicamente al aplicar una estrategia de deformación interna de malla basada en analogías mecánicas y similares— la amplitud de las deformaciones capaces de manejarse previo a un degradado grave o incluso divergencia de los resultados —cuestión analizada en la Sección 4.1.4. Lógicamente, en ningún caso se observan variaciones en los valores de parámetros de calidad en el interior de la región con movimiento rígido —encerrada con líneas a trozos en las Figuras 4.21 y 4.22. Si bien, en términos de la no-ortogonalidad, las caras más comprometidas se ubican fundamentalmente por fuera de dicha región —con excepción de una cantidad muy reducida, según se explicó previamente—, sí se observa una concentración mayor allí en relación a otros parámetros de calidad, tales como el *skewness*.

Concretamente, en la Figura 4.23 se muestra la evolución temporal de la calidad de la malla en términos de la cantidad de caras por encima de diferentes umbrales de *skewness*. Adicionalmente, de forma análoga al análisis de la no-ortogonalidad, se incluyen vistas superiores y laterales de una isosuperficie de *skewness* ($q_{sk} = 0.3$) en los mismos instantes de tiempo que los considerados previamente ($t = 0$ s y $t = 5.4$ s) (Figuras 4.24 y 4.25). Tal como se adelantó previamente, en este caso, se parte de un estado en el cual los mayores valores de *skewness* se ubican fundamentalmente dentro de la región de la malla con movimiento rígido —delimitada por líneas a trozos en las Figuras 4.24 y 4.25—, permaneciendo por tanto invariable durante la simulación. Esto explica, en gran parte, la baja variación porcentual asociada a los umbrales analizados (Figura 4.23), en comparación a la evolución de la no-ortogonalidad. Nuevamente, el empeoramiento de la calidad se concentra entre el suelo y la región de movimiento rígido —específicamente, en torno a la transición entre las dos zonas con mayor nivel de refinamiento que rodean al vehículo (Figuras 4.24 y 4.25). Se evidencia, entonces, que el desplazamiento de guiñada relativo al suelo provoca un empeoramiento general de la calidad, identificándose tanto en el análisis de la no-ortogonalidad como en el del *skewness*. En este caso, dado que los valores más críticos se ubican inicialmente dentro de la región de movimiento rígido, existe cierto margen hasta que comienzan a aparecer zonas con mayores valores.

Del análisis de las figuras anteriores, resulta que si bien la predicción puede verse comprometida cerca del suelo hacia el final de la simulación, el aspecto crítico de mantener la capacidad de resolver con precisión las regiones de flujo inmediatamente próximas a

(a)



(b)

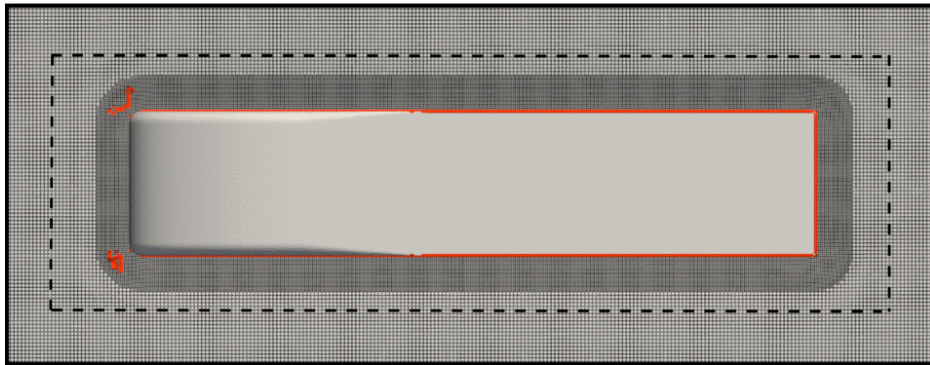


Figura 4.24: Vistas superiores de isosuperficie de *skewness* ($q_{sk} = 0.3$) en los instantes: (a) $t = 5.4$ s y (b) $t = 0$ s, para el escenario de viento lateral. A través de líneas a trozos se indica la extensión de la región de la malla con movimiento rígido solidario al vehículo.

la superficie del vehículo es solventado en gran medida con esta estrategia de deformación. Asimismo, esta metodología posibilita el desarrollo de importantes desplazamientos axiales sin impactar en la calidad de la malla. En general, aunque la malla inicial cumple con ciertos criterios de calidad y éstos son superados en una cantidad limitada de caras durante el desarrollo progresivo de desplazamientos laterales cada vez más significativos, este aspecto no ha impedido obtener resultados comparables a los de Tunay et al. (2020a) asociados al uso de mallas *overset* que, por una parte, evitan este inconveniente intrínseco de las estrategias de deformación basadas en analogías mecánicas y similares, aunque también cuentan con potenciales inconvenientes en la precisión (ver Sección 4.2.2).

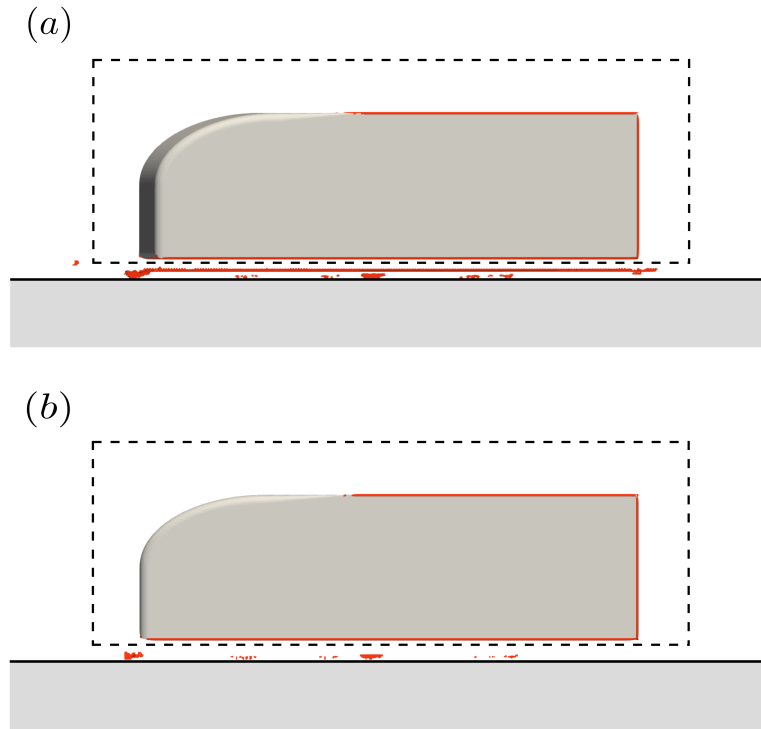


Figura 4.25: Vistas laterales de isosuperficie de *skewness* ($q_{sk} = 0.3$) en los instantes: (a) $t = 5.4$ s y (b) $t = 0$ s, para el escenario de viento lateral. A través de líneas a trozos se indica la extensión de la región de la malla con movimiento rígido solidario al vehículo.

4.3.2. Maniobras con entrada de dirección preestablecida

Finalizado el análisis del escenario de viento lateral, a continuación, se presentan los resultados asociados a las maniobras y ensayos con entrada de dirección preestablecida indicados en la Sección 4.2.4. Concretamente, se comienza con el abordaje del caso de *slalom*, pertinente a una entrada sinusoidal (Figura 4.11). Tal como se aseveró en la Sección 4.2.4, esta maniobra combina la excitación persistente de la dinámica de rolido con la inversión reiterada del movimiento de guiñada y el desarrollo de aceleraciones laterales alternantes. Un aspecto relevante a considerar dentro de los resultados de este caso, vinculado a la evaluación de la sensibilidad del comportamiento dinámico ante variaciones en los parámetros que definen la dirección, se corresponde con el análisis de la respuesta del vehículo ante diferentes frecuencias de la señal de dirección. Así, es posible llevar a cabo una serie de simulaciones que involucren un barrido en frecuencias sobre el *steering*, y evaluar aspectos destacados de los movimientos asociados a los diferentes grados de libertad del modelo.

El análisis del impacto de la variación de la frecuencia en la respuesta sobre la dinámica de rolido puede abordarse desde una base fundamentada en el desarrollo analítico del modelo vehicular (Sección 3.2.4), a través de la determinación de la función de transferencia $G_{\phi,\delta}$ entre el ángulo de dirección de las ruedas (δ) y el ángulo de rolido (ϕ):

$$G_{\phi,\delta}(s) = \frac{\Phi(s)}{\Delta(s)} \quad (4.38)$$

En la Ec. 4.38, $\Phi(s) = \mathcal{L}\{\phi(t)\}$ y $\Delta(s) = \mathcal{L}\{\delta(t)\}$ son las transformadas de Laplace de la salida $\phi(t)$ y la entrada $\delta(t)$ consideradas en el análisis. Siendo $s = \sigma + j\omega$ la variable compleja de Laplace, para el caso de una entrada sinusoidal de amplitud constante se tiene $\sigma = 0$ y por tanto $G_{\phi,\delta}(s) = G_{\phi,\delta}(j\omega)$. Esta función $G_{\phi,\delta}$, que vincula a las señales de dirección y de rolido, puede determinarse a partir de la matriz de coeficientes $\mathbf{A}$ y del vector de cargas $\mathbf{b}$ del sistema de ecuaciones que caracteriza al modelo vehicular (Ec. 3.22), explicitando como fuerzas externas a las ejercidas por los neumáticos debido a δ . Luego, conociendo dicha función, es posible obtener la señal de rolido esperada a partir de la dirección impuesta. Si consideramos una entrada dada por $\delta(t) = \delta_0 \sin(\omega t)$, con amplitud δ_0 constante, se tiene una salida según la Ec. 4.39:

$$\phi(t) = |G_{\phi,\delta}(j\omega)| \delta_0 \sin[\omega t + \angle G_{\phi,\delta}(j\omega)] \quad (4.39)$$

De acuerdo a la Ec. 4.39, la señal de rolido esperada en este escenario tiene una amplitud dada por $|G_{\phi,\delta}(j\omega)|$ veces la señal de dirección, y un desfase relativo de $\angle G_{\phi,\delta}(j\omega)$. A continuación, se aborda la obtención de una expresión para $G_{\phi,\delta}$. En efecto, se plantea la siguiente formulación del sistema dado por la Ec. 3.22, en la que se explicita la aplicación de las fuerzas ejercidas por las ruedas debido a su dirección δ :

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{b}_\delta \delta \quad (4.40)$$

Aquí, $\mathbf{b}_\delta$ es el vector de cargas para el caso de aplicación de una entrada de dirección dada por $\delta(t) = \delta_0 \sin(\omega t)$. Si, adicionalmente, se considera a la salida como $\phi = \mathbf{C}_\phi \mathbf{x}$ —con $\mathbf{C}_\phi = [0 \ 0 \ 0 \ 1]$, de acuerdo a la definición de $\mathbf{x}$ en la Ec. 3.22—, puede demostrarse que la función de transferencia G se calcula según la Ec. 4.41:

$$G_{\phi,\delta}(j\omega) = \frac{\Phi(j\omega)}{\Delta(j\omega)} = \mathbf{C}_\phi (j\omega \mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{b}_\delta \quad (4.41)$$

Así, conociendo la matriz de coeficientes $\mathbf{A}$ y el vector de cargas $\mathbf{b}_\delta$, es posible calcular la función $|G_{\phi,\delta}|$, según se muestra en la Figura 4.26, obtenida construyendo $\mathbf{A}$ y $\mathbf{b}_\delta$ a partir de los datos de la Tabla 3.1. Estrictamente, la función de transferencia $G_{\phi,\delta}$ representada en la Figura 4.26 no es aplicable para el caso de involucrar las fuerzas ejercidas por el fluido, dado que en la formulación dada por la Ec. 4.40 se requiere expresar al término independiente en la forma $\mathbf{b}_\delta \delta$, con $\mathbf{b}_\delta$ independiente del estado $\mathbf{x}$, lo cual en general solo es aplicable si se desestiman las fuerzas del aire. Sin embargo, esta relación obtenida es clave para conocer la contribución de las fuerzas del fluido sobre la dinámica de rolido, de acuerdo a cómo modifiquen la amplitud de $\phi(t)$ respecto a lo predicho por la Figura 4.26. El comportamiento sin la influencia del aire puede abordarse mediante el esquema de resolución *one-way* sin retroalimentación desde el fluido al sólido (Figura 4.5) —en el que solo el subproblema fluido recibe información de la estructura— y sin un modelo de cargas aerodinámicas, que equivale, desde un foco de interés exclusivo sobre la dinámica vehicular, a ejecutar el código MBD de forma aislada y sin fuerzas ejercidas por el aire. Luego, es posible llevar a cabo una serie de simulaciones utilizando el esquema anterior y la estrategia *two-way*, a fin de analizar dos cuestiones: constatar que en el caso sin retroalimentación desde el fluido al sólido se obtienen resultados concordantes con la Figura 4.26, y evaluar la forma en que las fuerzas del aire repercuten en la amplitud de $\phi(t)$.

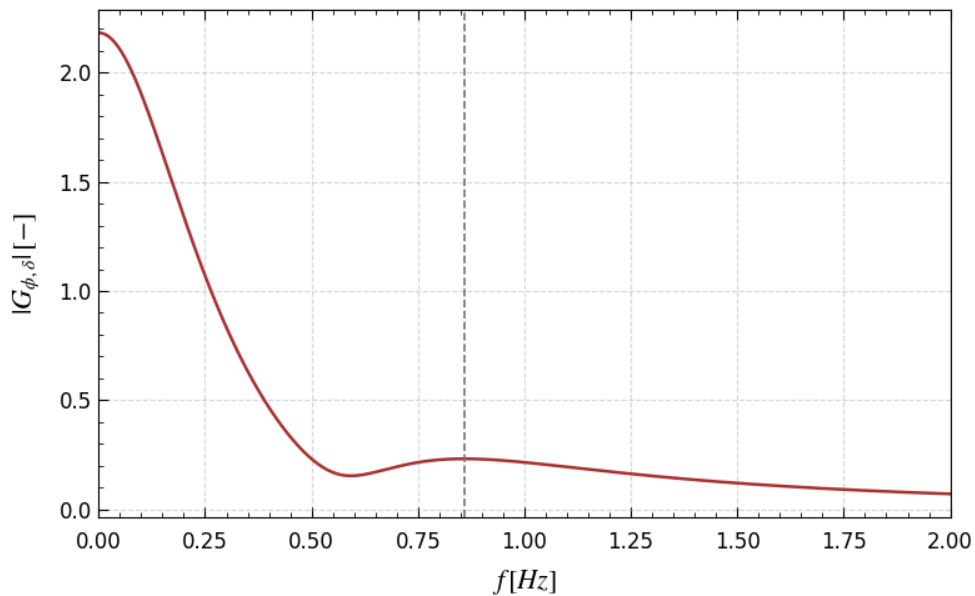


Figura 4.26: Representación gráfica del módulo de la función de transferencia $G_{\phi,\delta}$ entre el ángulo de dirección (δ) y el ángulo de rolido (ϕ), aplicable al análisis del modelo vehicular tratado en el escenario actual y para una variación sinusoidal de la dirección.

La línea vertical a trozos se corresponde con un máximo local de la función $|G_{\phi,\delta}|$.

En términos generales, en cuanto al *setup* del caso, se utiliza el mismo modelo vehicular que el tratado en el escenario de viento lateral (Sección 4.2.4), representativo de un colectivo que se mueve con velocidad axial constante y que, en un determinado momento, comienza a desarrollar un cambio periódico en la dirección de sus ruedas delanteras, dado por una ley del tipo $\delta(t) = \delta_0 \sin(\omega t)$. En lo que respecta a la configuración del subproblema fluido, de forma análoga, se siguen las aseveraciones mencionadas para el mismo escenario, exceptuando la imposición de viento sobre las fronteras externas. Por otro lado, en cuanto a los parámetros de la dinámica vehicular, se consideró la utilización de un centro de gravedad más elevado ($z = 1.4$ m) que el dado en la Tabla 3.1, a fin de plantear un escenario más desfavorable en términos de estabilidad lateral. De la señal del ángulo de rolo obtenida en cada ejecución del código, se determina su amplitud ϕ_0 y, con ella, el módulo de la función de transferencia entre δ y ϕ , según $|G_{\phi,\delta}| = \phi_0/\delta_0$. Teniendo en cuenta esto, en la Figura 4.27 se presentan los resultados de $|G_{\phi,\delta}|$ obtenidos para diferentes frecuencias mediante el uso del esquema *two-way* y del módulo MBD aislado (sin retroalimentación desde la resolución del campo de fluido), a su vez comparados contra la curva analítica ya abordada previamente (Figura 4.26). En líneas generales, en primer lugar, se observa un acuerdo significativo entre los resultados dados por la utilización del módulo MBD y la ley analítica, en línea con el nivel de concordancia visto en la validación del código MBD en los casos de estudio A y B (Sección 3.3). Por otro lado, tal como se adelantaba en la Figura 4.26, se observa que los mayores valores del módulo de la función de transferencia se presentan a frecuencias bajas —con máximo global para $f \rightarrow 0$ Hz. Esto implica que, dada cierta amplitud δ_0 de la señal de dirección, a bajas frecuencias se verificarán los mayores valores de ángulo de rolo, mientras que a mayores frecuencias, la transferencia es más limitada. Si bien es posible distinguir la existencia de un máximo local en torno a $f \approx 0.859$ Hz, el pico alcanzado en este caso es superado ampliamente a frecuencias más bajas. El gráfico se limita a $f \leq 1.5$ Hz considerando que, para frecuencias superiores, se observa simplemente una disminución monótona de $|G_{\phi,\delta}|$, implicando así una amplitud de la señal de rolo despreciable.

Adicionalmente, se observa que el impacto de la fuerza ejercida por el fluido sobre el vehículo —asociado a la diferencia de resultados reportada por el esquema *two-way* con respecto a los restantes— varía en función de la frecuencia de la señal de la dirección. Concretamente, para los casos analizados con $f \geq 0.66$ Hz, se identifican amplitudes de

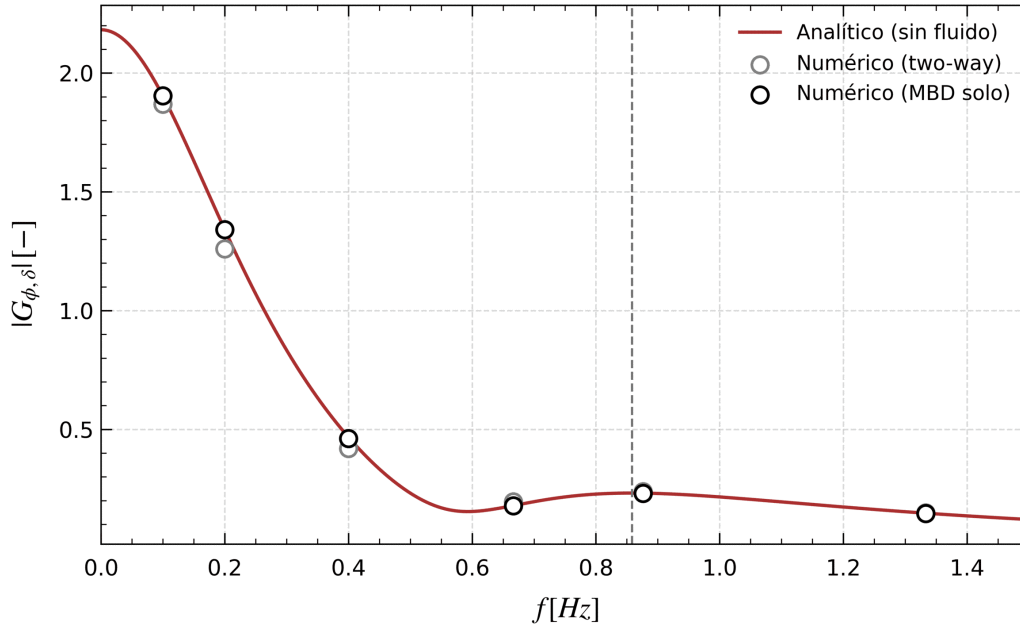


Figura 4.27: Valores de $|G_{\phi, \delta}|$ obtenidos mediante el uso del código FSI aplicado a la maniobra de *slalom* a diferentes frecuencias f de la señal de dirección $\delta(t) = \delta_0 \sin(2\pi ft)$. Se comparan los resultados obtenidos con y sin retroalimentación desde el subproblema del fluido a la estructura (*two-way* y uso del módulo MBD sin modelo de cargas, respectivamente), y además, contra el resultado dado por el modelo analítico. La línea vertical de trazos se corresponde con la frecuencia asociada a un máximo local de $|G_{\phi, \delta}|$. Los resultados se obtuvieron considerando $\delta_0 = 2^\circ$.

rolido ligeramente superiores al utilizar *two-way* en relación al caso sin retroalimentación, mientras que a frecuencias inferiores el efecto es el contrario. Esto evidencia que, en el primer caso y en términos de la dinámica de roldo, las fuerzas ejercidas por el fluido realizan un trabajo neto positivo en cada ciclo, aportando energía a dicho movimiento del vehículo, mientras lo contrario ocurre a frecuencias bajas. Si bien los movimientos asociados a cada grado de libertad del modelo se encuentran acoplados entre sí, de forma tentativa, es posible remarcar aspectos sobre la energía inyectada por el flujo de aire sobre la dinámica de roldo a través del trabajo realizado por el momento de roldo en un ciclo:

$$W_{M_\phi} = \int_{t_0}^{t_0+T} M_\phi \dot{\phi} dt \quad (4.42)$$

En la Ec. 4.42, M_ϕ se corresponde con el momento de roldo ejercido por el aire sobre el vehículo, y T es el período de la señal $\delta(t)$. De acuerdo a dicha ecuación, si $W_{M_\phi} > 0$, entonces M_ϕ contribuye a un aumento de energía relativo a la dinámica de roldo, asociado a un incremento en la amplitud del movimiento, mientras que el efecto esperado es el contrario cuando $W_{M_\phi} < 0$. Concretamente, en la Tabla 4.2 se muestra, para diferentes

casos de maniobras de *slalom* —diferenciados entre sí por la frecuencia f en la señal de la dirección— los resultados obtenidos mediante el esquema *two-way* en relación al trabajo realizado por el momento de rolido M_ϕ ejercido por el aire sobre el vehículo. Este trabajo se expresa por ciclo y normalizado por la energía máxima de deformación de la suspensión ($\frac{1}{2}K_\phi \frac{\phi_0^2}{4}$, siendo ϕ_0 la amplitud de ϕ , y K_ϕ la rigidez torsional de la suspensión dada por la Tabla 3.1).

Tabla 4.2: Trabajo realizado por el momento de rolido ejercido por el aire sobre el vehículo (M_ϕ) para diferentes casos de maniobras de *slalom*, expresado por ciclo y normalizado por la energía máxima de deformación de la suspensión ($\frac{1}{2}K_\phi \frac{\phi_0^2}{4}$). Se incluye además la diferencia de fase entre las señales del momento de rolido ejercido por el aire (M_ϕ) y de la tasa de rolido ($\dot{\phi}$). Los resultados fueron obtenidos mediante el código FSI desarrollado, utilizando el esquema *two-way*.

Frecuencia de señal de dirección (f)	$W_{M_\phi}^* = W_{M_\phi} / \left(\frac{1}{2}K_\phi \frac{\phi_0^2}{4} \right)$	$\Delta\varphi_{M_\phi, \dot{\phi}}$
0.100 Hz	−0.026	97.977 °
0.200 Hz	−0.053	105.614 °
0.400 Hz	−0.129	111.858 °
0.667 Hz	+0.278	48.154 °
0.876 Hz	+0.116	59.919 °
1.333 Hz	+0.003	88.774 °

Tal como se aseveró previamente, para los casos en los que el esquema *two-way* predijo una amplitud mayor en el movimiento de rolido (Fig 4.27), se identifica aquí $W_{M_\phi} > 0$ en cada ciclo, mientras que para amplitudes menores a las obtenidas sin retroalimentación se verifica $W_{M_\phi} < 0$. Al normalizar por la energía máxima de deformación que desarrolla la suspensión en términos de la dinámica de rolido — $W_{M_\phi}^* = W_{M_\phi} / \left(\frac{1}{2}K_\phi \frac{\phi_0^2}{4} \right)$ —, se observa que para $f = 0.667$ Hz la energía neta entregada por ciclo representa casi un cuarto de dicha energía máxima de deformación. Para los valores extremos de frecuencia considerados, la proporción disminuye considerablemente —siendo, por ejemplo, menor al 1 % para $f = 1.333$ Hz. Estos resultados están vinculados a la diferencia de fase entre las señales de M_ϕ y $\dot{\phi}$, que también se incluye en la Tabla 4.2 para cada escenario. De su análisis, se identifica que para los casos con frecuencias más bajas, la diferencia de fase reportada se ubica entre 90° y 180°, implicando un trabajo negativo; lo contrario ocurre para las frecuencias más altas, donde la diferencia de fase se ubica entre 0° y 90°. Asimismo, a me-

dida que dicho ángulo se acerca a 90° , el intercambio neto de energía por ciclo disminuye. En líneas generales, el análisis hecho en este párrafo parte de la noción, según se explicó previamente, de que el trabajo realizado por M_ϕ se traduce fundamentalmente en energía inyectada sobre la dinámica de rolido, cuando estrictamente sucede que los movimientos relativos a los diferentes grados de libertad se encuentran acoplados, en consistencia con el desarrollo analítico del modelo vehicular (Sección 3.2.4); así, el trabajo realizado por cada componente de fuerza o momento asociada *a priori* a determinado grado de libertad puede repercutir significativamente sobre el movimiento global del vehículo. Si bien en este caso se observa una correspondencia entre el signo de W_{M_ϕ} y el de la variación de amplitud de rolido al considerar la influencia del aire, podría no suceder lo mismo al analizar la dinámica de otros grados de libertad, aunque es útil a efectos de evaluar de forma tentativa el impacto de las fuerzas del fluido sobre el estado de movimiento.

Una forma de visualizar lo explicado previamente, a través de los resultados del campo de fluido, se corresponde con el análisis de las tensiones normales sobre las superficies laterales del vehículo. Así, por ejemplo, en la Figura 4.28 se observan dichas magnitudes para el caso de $f = 0.2 \text{ Hz}$ —asociado a $W_{M_\phi} < 0$ (Tabla 4.2)— en dos instantes diferentes: uno en el que $\dot{\phi} < 0$ y $M_\phi > 0$ (fila superior) y otro en el que $\dot{\phi} > 0$ y $M_\phi < 0$ (fila inferior). En ambos momentos, la tensión normal media sobre las superficies es negativa. En lo que respecta al caso de la fila superior, dicha magnitud es mayor (en valor absoluto) sobre el lateral izquierdo, y éste cuenta a su vez con un centro de presión ligeramente más elevado que el derecho. Luego, el campo de tensiones combinado se traduce en un momento positivo (de acuerdo a la convención de ejes y signos ya explicada en las secciones 2.2.5, 3.2.4 y 4.2.4). Lo contrario ocurre en el escenario de la fila inferior, en donde el valor absoluto de la tensión normal media y la altura del centro de presión son mayores sobre el lateral derecho.

De forma análoga, es posible analizar la dinámica de guiñada en base a la función de transferencia $G_{\psi,\delta}$ entre el ángulo de dirección y la tasa de guiñada. Debe destacarse que, anteriormente, se planteó la evaluación de $G_{\phi,\delta}$ considerando que, como aspecto físico de criticidad del estado de movimiento, la amplitud del ángulo de rolido es una medida representativa y relevante. Aquí, en cambio, la orientación en guiñada no resulta ser por sí misma un indicador análogo de criticidad del estado dinámico, mientras que la tasa de guiñada sí se constituye en una variable de interés en términos de la severidad de la

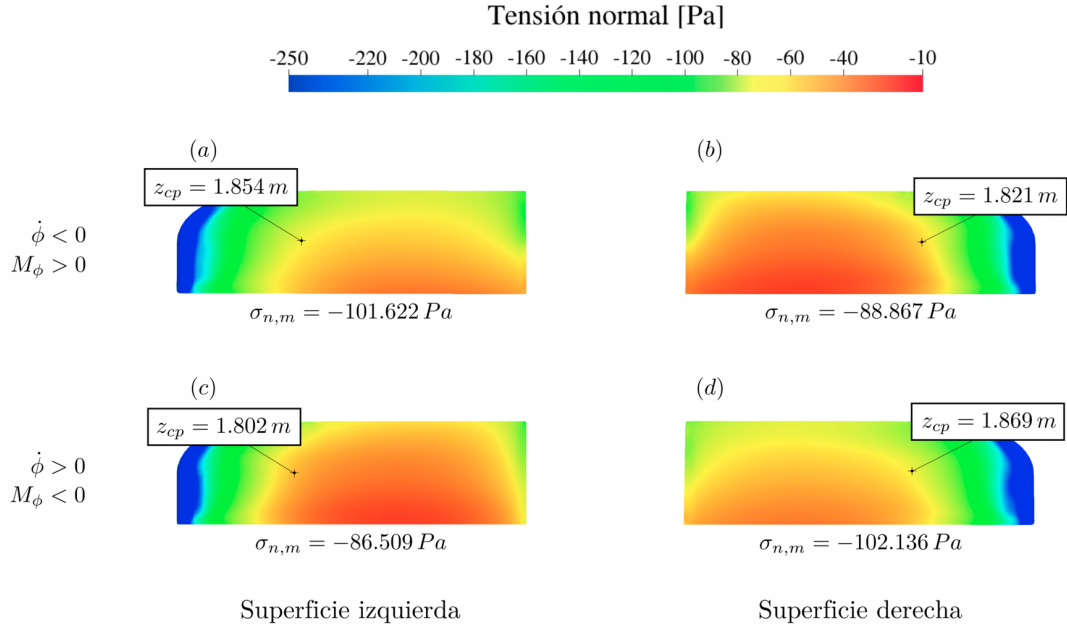


Figura 4.28: Campo de tensiones normales sobre las superficies laterales izquierda y derecha del vehículo en una maniobra de *slalom* con $f = 0.2$ Hz en diferentes instantes de tiempo: $t = 22$ s (momento representativo en el que $\dot{\phi} < 0$ y $M_\phi > 0$; fila superior) y $t = 25$ s (momento representativo en el que $\dot{\phi} > 0$ y $M_\phi < 0$; fila inferior). Se indican las alturas de los centros de presión sobre las superficies y las tensiones normales medias en cada caso.

respuesta direccional del vehículo. Al respecto, la Figura 4.29 muestra los resultados de $|G_{\psi,\delta}|$ obtenidos para diferentes frecuencias mediante el uso del esquema *two-way* y del módulo MBD sin modelo de cargas aerodinámicas, a su vez contrastados contra la curva dada por la formulación analítica del modelo vehicular. Nuevamente, se observa una virtual correspondencia entre los resultados predichos sin retroalimentación desde el fluido a la estructura y el analítico. En este caso, $|G_{\psi,\delta}|$ resulta ser monótonamente decreciente con la frecuencia, sin la existencia de un máximo local como en $|G_{\phi,\delta}|$ (Figura 4.26). Así, existe una mayor excitación sobre la señal de $\dot{\psi}$ cuanto menor es la frecuencia de la entrada de dirección, llegando a un máximo global cuando $f \rightarrow 0$ Hz. El impacto de las fuerzas ejercidas por el aire, en este caso, se traduce en una disminución de la amplitud de $\dot{\psi}$ en todo el rango de frecuencias analizado —con excepción del caso $f = 0.1$ Hz—, con un efecto sumamente reducido en las frecuencias más altas. La variación relativa máxima se alcanza, a diferencia del caso del análisis de la dinámica de rolido, para $f = 0.4$ Hz, siendo de 3.49 %.

En términos generales, del análisis dinámico hecho previamente, se extrae como noción fundamental que el efecto del flujo del aire sobre el desarrollo del movimiento lateral

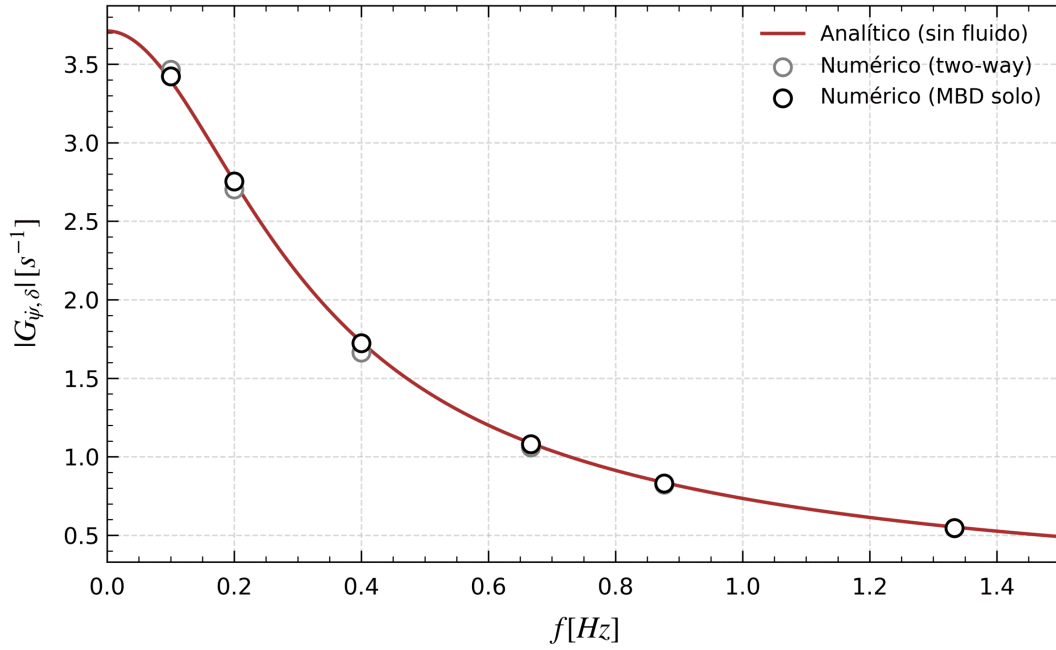


Figura 4.29: Valores de $|G_{\psi,\delta}|$ obtenidos mediante el uso del código FSI aplicado a la maniobra de *slalom* a diferentes frecuencias f de la señal de dirección $\delta(t) = \delta_0 \sin(2\pi ft)$. Se comparan los resultados obtenidos con y sin retroalimentación desde el subproblema del fluido a la estructura (*two-way* y uso del módulo MBD aislado, respectivamente), y además, contra el resultado dado por el modelo analítico.

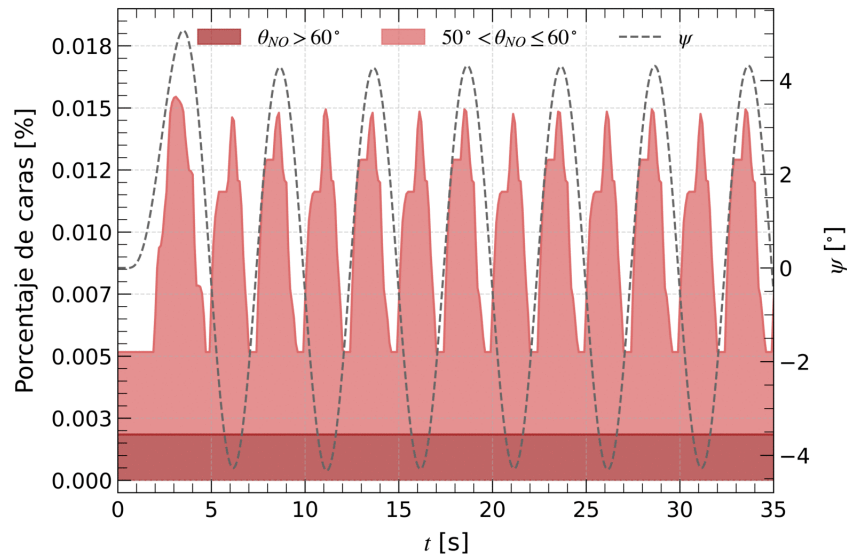


Figura 4.30: Evolución temporal de la cantidad de caras por encima de diferentes umbrales de no-ortogonalidad ($\theta_{NO} > 50^\circ$ y $\theta_{NO} > 60^\circ$), con superposición de la señal del ángulo de guiñada (ψ), para la maniobra de *slalom* con amplitud $\delta_0 = 2^\circ$ y frecuencia $f = 0.2$ Hz. Los resultados se obtuvieron recurriendo al esquema *two-way*.

del vehículo no es despreciable, con un impacto sobre cada dinámica dependiente de la frecuencia de la señal de dirección (Figuras 4.27 y 4.29). Las funciones de transferencia consideradas involucran un máximo global para $f \rightarrow 0$ Hz, implicando por tanto una mayor

severidad en el estado de movimiento asociado a dicha condición. Dependiendo de la frecuencia, el trabajo realizado por el aire puede aportar o extraer energía del movimiento relativo a cada grado de libertad, de acuerdo al detalle presentado previamente.

En lo que respecta a la evolución de los parámetros de calidad de la malla, se reporta de manera esperable una variación periódica en el tiempo del conjunto de dichas métricas, en consistencia con la física de la maniobra abordada. Esto puede analizarse, por ejemplo, a partir del caso de la no-ortogonalidad (Figura 4.30), donde la variación de la cantidad de caras por encima de $\theta_{NO} > 50^\circ$ exhibe una frecuencia aproximadamente igual al doble de la correspondiente a la señal del ángulo de guiñada (ψ) —también representada en la mencionada figura. Concretamente, la cantidad de caras asociada a dicho umbral alcanza un máximo en el entorno del tiempo asociado a los picos y valles de la señal de ψ . Esto es consecuencia, en gran medida, de la causa fundamental de degradación de la calidad, coincidente con la explicada para el escenario de viento lateral: el movimiento de guiñada del vehículo relativo al suelo distorsiona de manera sensible las celdas en la zona comprendida entre éste último y la superficie inferior de la región con movimiento rígido solidario al vehículo (Figuras 4.21 y 4.22). En términos generales, para las demás maniobras que se analizarán a continuación, la evolución de la calidad está también principalmente ligada a los valores máximos del ángulo de guiñada, en tanto las amplitudes en los movimientos de roldo y lateral típicas para cada escenario no suponen un impacto tan notorio como la de guiñada. Bajo esta óptica, las nociones fundamentales aplicables al comportamiento del código de deformación de malla al abordar las diferentes maniobras ya han sido, en gran medida, explicadas en el contexto del escenario de viento lateral, en donde se realizó un análisis pormenorizado de la evolución temporal de las métricas asociadas y de su distribución espacial.

Es importante destacar que gran parte de los aspectos abordados en el análisis de esta maniobra y en relación a las capacidades del código en torno a dicha aplicación, pueden extrapolarse —fundamentalmente, en términos de sus nociones generales— a la evaluación de los restantes escenarios. Además de las cuestiones ya mencionadas en torno a la evolución de la calidad de la malla, se menciona, por ejemplo, que la derivación y representación gráfica mostrada de las funciones de transferencia $|G_{\phi,\delta}|$ y $|G_{\psi,\delta}|$ (Figuras 4.27 y 4.29) resultan aplicables, en general, al conjunto de las maniobras con señal de dirección preestablecida. Estrictamente, estas funciones cuantifican la excitación relativa de cada

dinámica para diferentes valores de f , sucediendo que, en general, una entrada arbitraria de la dirección se corresponde con una señal que resulta de la composición de señales simples de tipo senoidal y cosenoidal con diferente frecuencia —al respecto, la maniobra de *slalom* constituye un caso particular asociado a una única función senoidal. En general, a fin de evitar una extensión considerable de la presente sección, y en relación al nivel de detalle contemplado para las maniobras ya abordadas, se acotará moderadamente el contenido desarrollado en torno a las subsiguientes, en vista de incluir exclusivamente los aspectos relevantes de su análisis.

A continuación, se evalúan los resultados más importantes vinculados a la maniobra de entrada de dirección tipo escalón (*step steer*) (Sección 4.2.4), caracterizada por la imposición de un cambio abrupto en la dirección, alcanzando y manteniendo un determinado ángulo δ_{max} (Figura 4.12). Un aspecto relevante de este caso, a diferencia de los anteriormente abordados, se corresponde justamente con involucrar una variación no suave en las sollicitaciones externas aplicadas, permitiendo así evaluar las capacidades del código en este contexto. Según se ha explicado en la Sección 4.2.4, a fin de enriquecer el análisis del conjunto de maniobras, se ha optado en general por flexibilizar moderadamente las condiciones estrictamente establecidas en ciertas normas de ensayo —dependiendo de si se encuentra formalmente estandarizado—, manteniendo los aspectos físicos relevantes del escenario y haciendo foco en las cuestiones problemáticas características en relación a la estabilidad. Esto, lógicamente, posibilita ampliar el alcance del análisis que implicaría atenerse a cierta estandarización. Así, por ejemplo, el estándar ISO 14793:2011, aplicable a vehículos pesados, establece un marco para un ensayo asociado a esta maniobra en el que se establece que la dirección debe mantenerse en el valor máximo de ensayo hasta alcanzar cierto estado estacionario en algunas variables cinemáticas globales —tales como el ángulo de rolido y la tasa de guiñada. En el análisis abordado aquí, se plantea en cambio la posibilidad de considerar diferentes intervalos de tiempo de mantenimiento (Δt_m) —no necesariamente llegando a dicho estado cuasi-estacionario— y evaluar de forma comparativa el efecto del aire en la respuesta dinámica en cada caso. Esto, asimismo, lleva a la posibilidad de analizar qué sucede en una fase de recuperación —posterior al fin del intervalo de mantenimiento de la dirección— y contrastándolo contra el caso base de mantenimiento prolongado. Adicionalmente, variando la amplitud de la señal, es posible enriquecer el análisis comparativo.

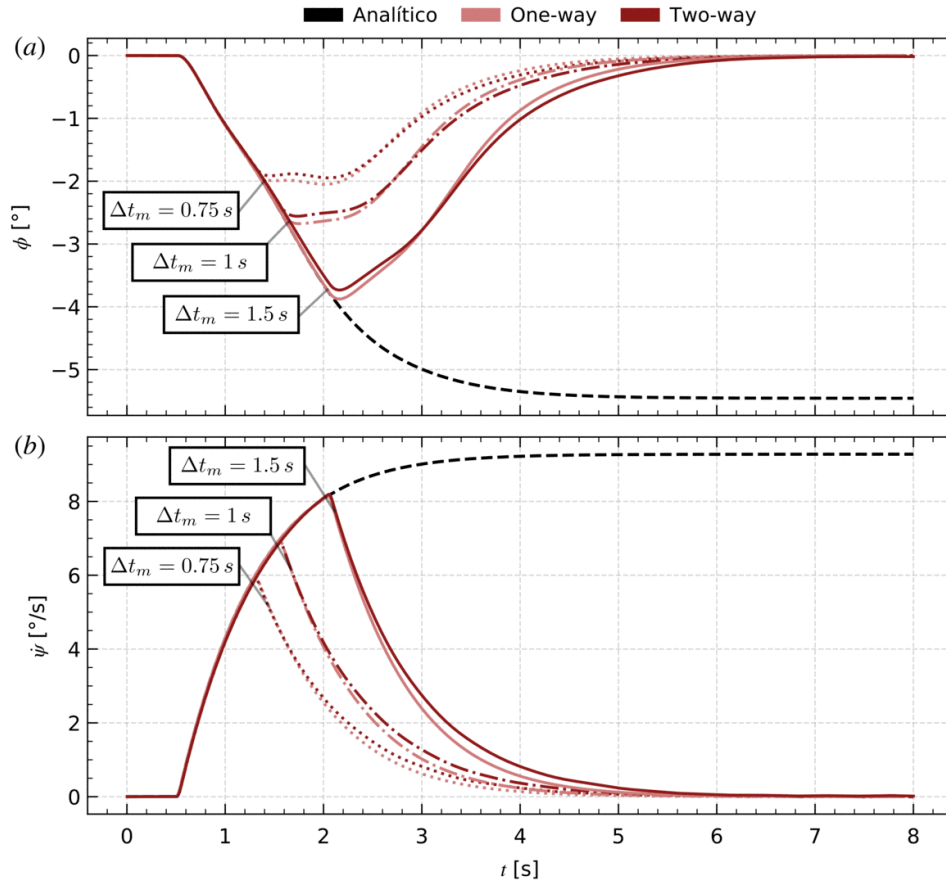


Figura 4.31: Representación gráfica de los resultados de: (a) ángulo de rolido (ϕ) y (b) tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) obtenidos con el código FSI mediante los esquemas *two-way* y *one-way* para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo escalón de amplitud de *steering* 2.5° y diferentes tiempos de mantenimiento: $\Delta t_m = 1.5$ s (línea continua), $\Delta t_m = 1$ s (línea de trazo y punto) y $\Delta t_m = 0.75$ s (línea de puntos). Las predicciones del código se comparan contra el resultado analítico con $\Delta t_m \rightarrow \infty$.

Bajo este contexto, en la Figura 4.31 se presentan los resultados obtenidos con el código en términos de la variación temporal del ángulo de rolido (ϕ) y la tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) para una serie de maniobras con tiempo de mantenimiento variable y amplitud de dirección constante ($\delta_{max} = 2.5^\circ$). Concretamente, se muestran las predicciones dadas por los esquemas *two-way* y *one-way* sin retroalimentación desde el subproblema del fluido al de la estructura y sin un modelo de cargas del fluido. Lo reportado mediante el código se contrasta contra el resultado analítico para $\Delta t_m \rightarrow \infty$. En todos los casos, la maniobra comienza en el instante $t = 0.5$ s. Fundamentalmente, en primer lugar, se identifica que las curvas obtenidas con el esquema *one-way* son consistentes con la analítica hasta el final del tiempo de mantenimiento respectivo. En general, se observa un efecto moderado de las fuerzas ejercidas por el aire sobre el vehículo: en términos de la dinámica de

rolido, se identifica una pendiente de la curva levemente inferior a la del caso *one-way* durante la fase de mantenimiento, alcanzando —en valor absoluto— un ángulo de rolo menor hacia el final de aquella. En general, se observa una tendencia del flujo a favorecer la reducción de la amplitud del movimiento de rolo. En el caso de la tasa de guiñada, la discrepancia entre valores máximos es más reducida. Además, durante la etapa de recuperación, $\dot{\psi}$ decrece más lentamente en el caso *two-way*. El mayor efecto del aire sobre la dinámica de rolo se evidencia en la Tabla 4.3, identificándose diferencias en el valor máximo de ϕ en torno al 4 – 5 %, mientras que del orden del 1 % en relación a $\dot{\psi}$.

Tabla 4.3: Diferencia entre los valores máximos —en valor absoluto— del ángulo de rolo (ϕ) y de la tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) reportados entre los esquemas *two-way* y *one-way* (sin retroalimentación desde el fluido a la estructura), para diferentes casos de la maniobra de entrada de dirección de tipo escalón con tiempo de mantenimiento finito, definidos por el valor máximo del ángulo de dirección (δ_{max}) y el tiempo de mantenimiento (Δt_m).

Caso	$ \Delta\phi_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $
$\delta_{max} = 2.5^\circ, \Delta t_m = 0.75 \text{ s}$	4.97 %	1.31 %
$\delta_{max} = 2.5^\circ, \Delta t_m = 1.00 \text{ s}$	4.43 %	0.87 %
$\delta_{max} = 2.5^\circ, \Delta t_m = 1.50 \text{ s}$	3.68 %	0.57 %
$\delta_{max} = 3.0^\circ, \Delta t_m = 0.75 \text{ s}$	5.04 %	1.34 %
$\delta_{max} = 3.0^\circ, \Delta t_m = 1.00 \text{ s}$	4.46 %	0.89 %
$\delta_{max} = 3.0^\circ, \Delta t_m = 1.50 \text{ s}$	3.71 %	0.55 %

Para valores mayores del ángulo máximo de dirección (δ_{max}), el análisis comparativo no es sumamente diferente, según se puede observar en la Figura 4.32 para el caso de $\delta_{max} = 3^\circ$ y para otras amplitudes no reportadas aquí. Esto también puede corroborarse al analizar la Tabla 4.3, donde los porcentajes de variación de los valores máximos de ϕ y $\dot{\psi}$ son muy similares a los de $\delta_{max} = 2.5^\circ$. Así, en general, el flujo de aire que se desarrolla durante la etapa activa —mientras se mantiene la dirección en su valor no nulo—, tiende a disminuir la energía asociada a la dinámica de rolo fundamentalmente, con un impacto menor en la de guiñada. En la Figura 4.33 se analiza el campo de tensiones normales sobre las superficies laterales izquierda y derecha del vehículo en un instante de tiempo representativo durante la fase de mantenimiento de la maniobra, indicando asimismo la altura de los centros de presión y el valor de la tensión normal media en cada superficie. En

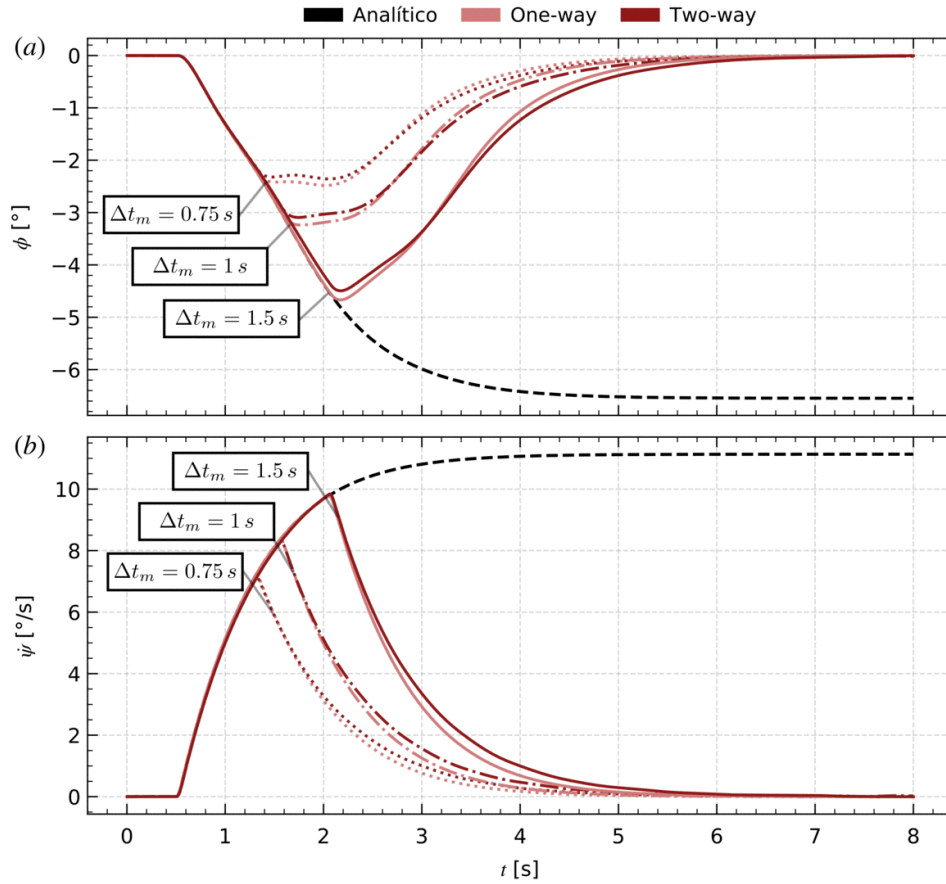


Figura 4.32: Representación gráfica de los resultados de: (a) ángulo de rolado (ϕ) y (b) tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) obtenidos con el código FSI mediante los esquemas *two-way* y *one-way* para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo escalón de amplitud de *steering* 3.0° y diferentes tiempos de mantenimiento: $\Delta t_m = 1.5$ s (línea continua), $\Delta t_m = 1$ s (línea de trazo y punto) y $\Delta t_m = 0.75$ s (línea de puntos). Las predicciones del código se comparan contra el resultado analítico con $\Delta t_m \rightarrow \infty$.

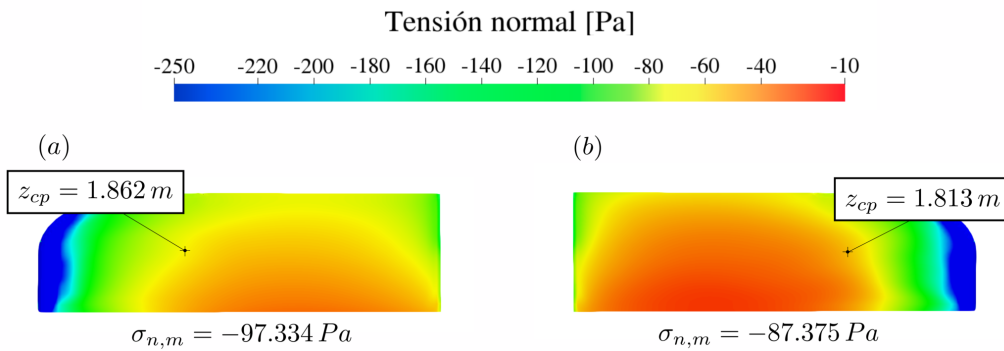


Figura 4.33: Campo de tensiones normales sobre las superficies laterales izquierda (primera columna) y derecha (segunda columna) del vehículo en un instante representativo durante la etapa de mantenimiento de una maniobra *step steer* con tiempo de mantenimiento finito. Los resultados se obtuvieron con el código FSI mediante el esquema *two-way*. Se indica la altura de los centros de presión y el valor medio de la tensión normal en cada una de dichas superficies.

este caso, se observa claramente cómo la superficie lateral izquierda desarrolla una presión media menor, lo cual, sumado al hecho de presentar un centro de presión más elevado que el lateral derecho, lleva a una contribución neta correspondiente a un momento de rolido positivo —y así, valores de ϕ con menor valor absoluto en las Figuras 4.31 y 4.32.

En general, debe destacarse cierta limitación ligada al desarrollo de grandes desplazamientos en guiñada. En consistencia con el análisis de la evolución de la calidad de la malla hecho para maniobras anteriores, el degradado provocado por el movimiento de guiñada del vehículo relativo al suelo ha llevado a abordar fundamentalmente casos con tiempo de mantenimiento (Δt_m) moderado, en términos de implicar un desplazamiento en guiñada neto que no provoque problemas de divergencia. Este aspecto está naturalmente asociado al ámbito de estrategias de deformación interna basadas en analogías mecánicas y similares, y particularmente notorio en el caso de cuerpos relativamente próximos con movimiento relativo —en este caso, el vehículo y el suelo. Sin embargo, por fuera de este punto, y en términos de la *performance* global del código FSI, se ha evidenciado la capacidad de abordar un espectro relativamente amplio de casos con diferentes tiempos de mantenimiento y, en lo que respecta al módulo MBD, predecir una respuesta dinámica en concordancia con resultados analíticos en un caso que involucra variaciones abruptas en las sollicitaciones sobre el sistema analizado (Figuras 4.31 y 4.32).

A continuación, se abordan —bajo un esquema de análisis similar— los aspectos más importantes en la aplicación relativa a la maniobra con entrada de dirección sinusoidal con pausa (*sine with dwell*) (Figuras 4.10d y 4.14), de acuerdo al siguiente enfoque. En términos generales, los parámetros característicos de la señal de entrada se corresponden con la frecuencia (f) de la senoide pertinente, su amplitud (δ_0) y el tiempo de mantenimiento de la dirección (Δt_m) que, para esta maniobra, se desarrolla en torno al valle del ciclo, previo a su finalización (Figura 4.14). En consistencia con la noción de flexibilizar las condiciones establecidas en estándares para ensayos, y sin afectar el foco o utilidad de la maniobra, se plantea la variación de los parámetros indicados previamente, de forma análoga a lo planteado en el contexto del *step steer*. Más aún, bajo este marco de análisis, debe tenerse en cuenta que para $\Delta t_m = 0$ s la señal de entrada se vuelve un ciclo de una senoide, coincidente en términos matemáticos con la forma de una maniobra de cambio de carril en *open-loop*, según se indicó en la Figura 4.13. Asimismo, en la práctica, se remarca que ambos escenarios consideran típicamente frecuencias en la dirección sumamente

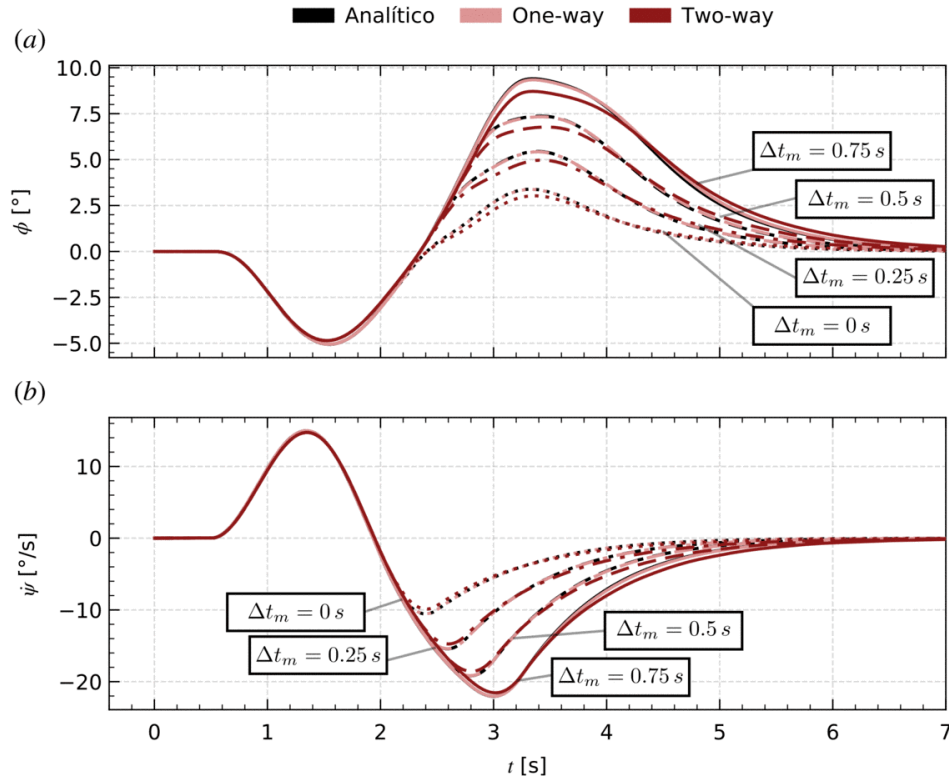


Figura 4.34: Curvas pertinentes a los resultados de: (a) ángulo de rolido (ϕ) y (b) tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) obtenidos con el código FSI mediante los esquemas *two-way* y *one-way* —sin retroalimentación desde el subproblema del fluido al de la estructura— para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo senoidal con amplitud de dirección $\delta_0 = 8^\circ$, frecuencia $f = 0.5$ Hz y varios tiempos de mantenimiento: $\Delta t_m = 0.75$ s (línea continua); $\Delta t_m = 0.5$ s (línea de trazos); $\Delta t_m = 0.25$ s (línea de trazo y punto); y $\Delta t_m = 0$ s (línea de puntos). Las predicciones del código se comparan contra los resultados analíticos para cada caso de Δt_m .

similares ($f \approx 0.3\text{Hz} - 1\text{Hz}$) pese a que, en términos estrictos y bajo una parametrización rigurosa, los ensayos pueden responder a objetivos específicos diferenciados —dentro del marco común de la estabilidad lateral. De esta forma, bajo la noción de flexibilización establecida previamente, desde un enfoque de estudio paramétrico y sirviendo a un análisis comparativo más abarcativo, se muestran a continuación los resultados de ambas maniobras en conjunto —*sine with dwell* y cambio de carril en lazo abierto—, evaluando de forma análoga a los escenarios anteriores el efecto del flujo de aire sobre el vehículo y la caracterización general de la dinámica de rolido y guiñada, entre otros aspectos relevantes.

De esta forma, la Figura 4.34 muestra las curvas dadas por los resultados de ángulo de rolido (ϕ) y tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) obtenidos para entradas de dirección con amplitud $\delta_0 = 8^\circ$, frecuencia $f = 0.5$ Hz y diferentes tiempos de mantenimiento Δt_m —abarcando un caso con $\Delta t_m = 0$ s, asociado a una maniobra de cambio de carril simple en lazo abierto, según

se especificó previamente. Estos resultados se obtuvieron, nuevamente, mediante el uso de los esquemas *two-way* y *one-way* sin retroalimentación desde el fluido al vehículo y sin modelo de cargas, y se compararon contra los resultados analíticos derivados para cada valor de Δt_m .

Tabla 4.4: Diferencia entre los valores máximos —en valor absoluto— del ángulo de rolido (ϕ) y la tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) reportados entre los esquemas *two-way* y *one-way* (sin retroalimentación desde el fluido a la estructura), para diferentes casos de la maniobra con entrada de dirección de tipo senoidal, definidos por la amplitud del ángulo de dirección (δ_0), la frecuencia de la señal (f) y el tiempo de mantenimiento (Δt_m).

Caso	$ \Delta\phi_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $
$\delta_{max} = 8^\circ, f = 0.5 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.75 \text{ s}$	6.73 %	2.21 %
$\delta_{max} = 8^\circ, f = 0.5 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.50 \text{ s}$	7.59 %	3.15 %
$\delta_{max} = 8^\circ, f = 0.5 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.25 \text{ s}$	8.36 %	4.25 %
$\delta_{max} = 8^\circ, f = 0.5 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.00 \text{ s}$	10.30 %	6.11 %
$\delta_{max} = 6^\circ, f = 0.5 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.75 \text{ s}$	6.75 %	2.17 %
$\delta_{max} = 6^\circ, f = 0.5 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.50 \text{ s}$	7.58 %	3.18 %
$\delta_{max} = 6^\circ, f = 0.5 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.25 \text{ s}$	8.38 %	4.36 %
$\delta_{max} = 6^\circ, f = 0.5 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.00 \text{ s}$	10.46 %	6.31 %
$\delta_{max} = 6^\circ, f = 1.0 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.75 \text{ s}$	6.08 %	2.00 %
$\delta_{max} = 6^\circ, f = 1.0 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.50 \text{ s}$	6.33 %	2.58 %
$\delta_{max} = 6^\circ, f = 1.0 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.25 \text{ s}$	6.96 %	2.94 %
$\delta_{max} = 6^\circ, f = 1.0 \text{ Hz}, \Delta t_m = 0.00 \text{ s}$	11.24 %	3.44 %

En términos generales, al analizar la Figura 4.34, se destaca nuevamente una gran correspondencia entre los resultados analíticos y los reportados por el esquema *one-way*. Durante la primera parte del ciclo, el vehículo desarrolla un primer máximo/mínimo local en sus valores de ϕ y $\dot{\psi}$, mientras que en la segunda etapa —asociada al mantenimiento de la dirección—, se alcanzan las amplitudes máximas respectivas, con signo opuesto a las de la fase anterior. Se observa típicamente una severidad creciente en la dinámica lateral a medida que el tiempo de mantenimiento crece y, nuevamente, una tendencia a obtener máximos de menor magnitud en ambas variables al utilizar *two-way*. Así, de forma análoga al escenario *step steer*, se observa que el fluido impacta en la dinámica del vehículo reduciendo moderadamente la amplitud de los movimientos de rolido y guiñada. En la Tabla 4.4, se identifica que dicho efecto es consistentemente mayor a medida que Δt_m

decrece, llegando a $\sim 10\%$ en $|\Delta\phi_{max}|$ y $\sim 6\%$ en $|\Delta\dot{\psi}_{max}|$ en el *setup* abordado aquí.

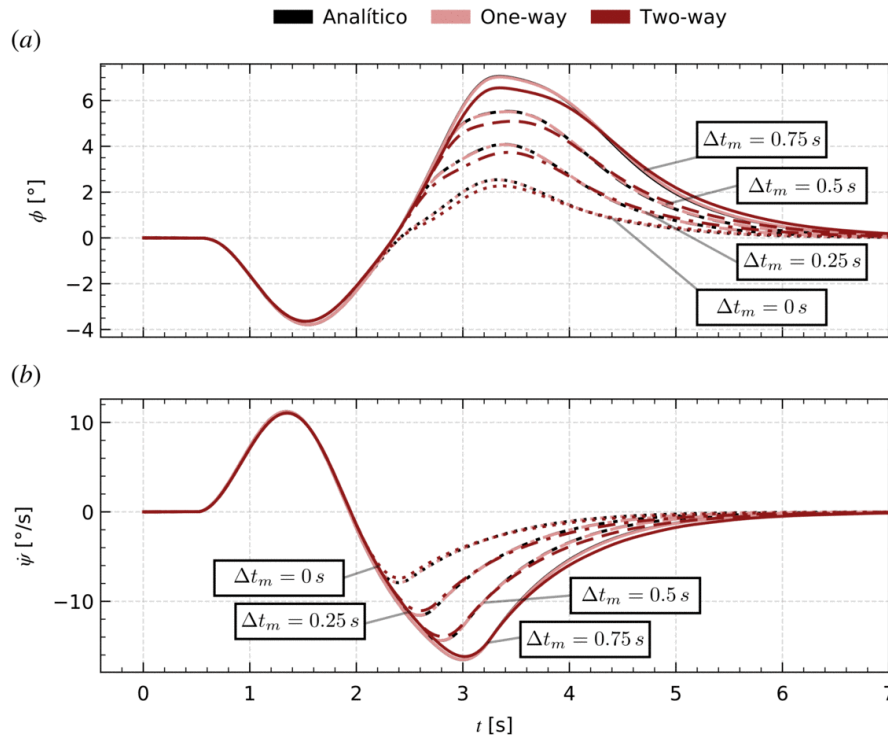


Figura 4.35: Curvas pertinentes a los resultados de: (a) ángulo de rolido (ϕ) y (b) tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) obtenidos con el código FSI mediante los esquemas *two-way* y *one-way* —sin retroalimentación desde el subproblema del fluido al de la estructura— para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo senoidal con amplitud de dirección $\delta_0 = 6^\circ$, frecuencia $f = 0.5$ Hz y varios tiempos de mantenimiento: $\Delta t_m = 0.75$ s (línea continua); $\Delta t_m = 0.5$ s (línea de trazos); $\Delta t_m = 0.25$ s (línea de trazo y punto); y $\Delta t_m = 0$ s (línea de puntos). Las predicciones del código se comparan contra los resultados analíticos para cada caso de Δt_m .

De manera análoga al caso anterior, estos porcentajes se mantienen en el mismo orden al incrementar la amplitud, según se observa en esa misma tabla y se analiza en la Figura 4.35, para el caso de $\delta_0 = 6^\circ$ e igual frecuencia. Se evidencia que las curvas de ϕ y $\dot{\psi}$ son análogas en su morfología al caso de $\delta_0 = 8^\circ$, lo cual se repite para otras amplitudes no reportadas aquí. Por otro lado, en línea con lo analizado en el contexto de la maniobra de *slalom*, la frecuencia tiene un impacto mayor en términos de la variación del efecto dinámico de las fuerzas del aire. Así, en la Figura 4.36 se presentan los resultados para el caso de $\delta_0 = 6^\circ$, $f = 1$ Hz e iguales series de Δt_m . De manera consistente con lo visto en términos del análisis de $|G_{\phi,\delta}|$ (Figura 4.27), para una frecuencia de 1 Hz se alcanzan amplitudes menores y un menor efecto general del aire que con respecto a una frecuencia del orden de 0.5 Hz. Las variaciones porcentuales de los valores máximos también se

incluyen para este caso en la Tabla 4.4. Adicionalmente, se observa que la forma de las curvas de ϕ y $\dot{\psi}$ en torno a su valor máximo difieren ligeramente respecto a $f = 0.5$ Hz, tendiendo a alcanzar un primer máximo local en ϕ previo al global.

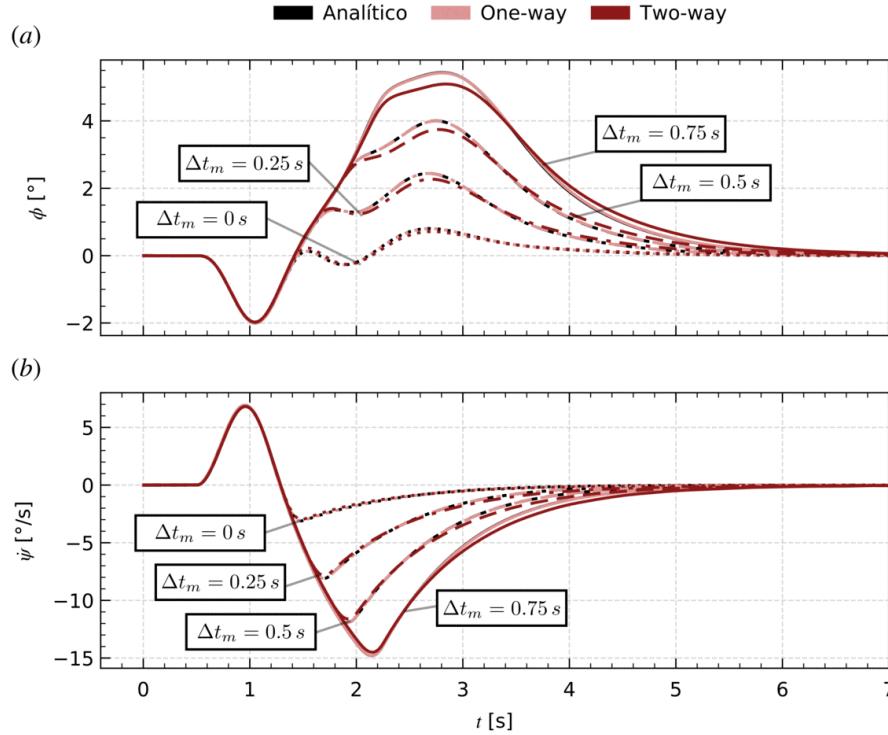


Figura 4.36: Curvas pertinentes a los resultados de: (a) ángulo de rolido (ϕ) y (b) tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) obtenidos con el código FSI mediante los esquemas *two-way* y *one-way* —sin retroalimentación desde el subproblema del fluido al de la estructura— para diferentes maniobras con entrada de dirección de tipo senoidal con amplitud de dirección $\delta_0 = 6^\circ$, frecuencia $f = 1$ Hz y varios tiempos de mantenimiento: $\Delta t_m = 0.75$ s (línea continua); $\Delta t_m = 0.5$ s (línea de trazos); $\Delta t_m = 0.25$ s (línea de trazo y punto); y $\Delta t_m = 0$ s (línea de puntos). Las predicciones del código se comparan contra los resultados analíticos para cada caso de Δt_m .

De forma similar a casos anteriores, el efecto del aire —tendiente a reducir la amplitud máxima de rolido (ϕ_{max})— queda en gran medida evidenciado por los resultados del campo de flujo, a través del campo de tensiones normales sobre las superficies laterales. Así, en la Figura 4.37 se presentan dichos campos para el caso de $\delta_0 = 6^\circ$ y $f = 0.5$ Hz, en un instante previo a la fase de mantenimiento pero posterior al del primer pico. En este momento, el vehículo se encuentra guiñando hacia su derecha, y su ángulo de rolido es positivo —esto es, inclinándose lateralmente hacia su izquierda. La tensión normal media sobre la superficie derecha es notablemente mayor —en valor absoluto— que sobre la izquierda, y presenta un centro de presión más elevado. Esto implica una contribución

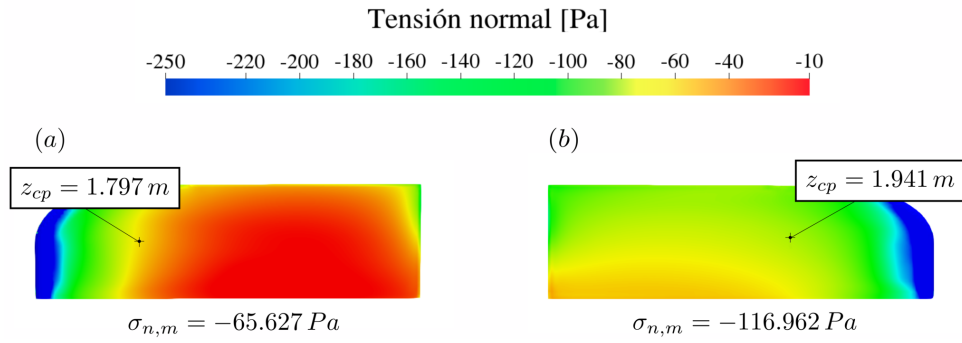


Figura 4.37: Campo de tensiones normales sobre las superficies laterales izquierda (primera columna) y derecha (segunda columna) del vehículo en un instante representativo previo a la fase de mantenimiento de dirección en una maniobra de tipo *sine with dwell*. Los resultados se obtuvieron con el código FSI mediante el esquema *two-way*. El caso se corresponde a una entrada de dirección con amplitud 6° y frecuencia 0.5 Hz. Se indica la altura de los centros de presión y el valor medio de la tensión normal en cada una de dichas superficies.

relativa a un momento de rolido negativo, impactando en términos de una menor amplitud máxima a desarrollarse durante la fase de mantenimiento (Figuras 4.34, 4.35 y 4.36).

Este escenario, por su naturaleza física, ha permitido considerar mayores amplitudes del ángulo de dirección que el pertinente al *step steer*, en términos de la anteriormente citada limitación asociada al degradado de la calidad de la malla. Sin embargo, en el rango de trabajo, la variación de la amplitud no ha resultado de gran importancia analítica, al no haber impactado de manera destacada en los aspectos relevantes discutidos de la dinámica. Bajo este contexto de mayores ángulos de dirección, resulta significativo analizar una cuestión ligada al modelado del neumático, según se aborda a continuación.

Hasta aquí, en las maniobras analizadas y bajo el *setup* general establecido por Tunay et al. (2020a) para el caso de viento lateral, se optó por utilizar —bajo un enfoque de desarrollo básico, para posteriormente proceder a complejizar la implementación— un modelo de neumático lineal, en el que la fuerza lateral ejercida debido al desarrollo de un ángulo de deslizamiento es siempre proporcional a aquel. Según se analizó pormenorizadamente en la Sección 3.2.5, esta aseveración es aproximadamente cierta, fundamentalmente, para ángulos de deslizamiento pequeños, sucediendo que para una mayor precisión global resulta adecuado recurrir a modelos más avanzados, como el de Pacejka —también analizado en dicha sección, en conjunto con su implementación. Al respecto, a continuación se analiza el efecto de variar el modelo de neumático en el contexto de la maniobra *sine with dwell*, para diferentes amplitudes de dirección. Concretamente, la Figura 4.38 muestra los

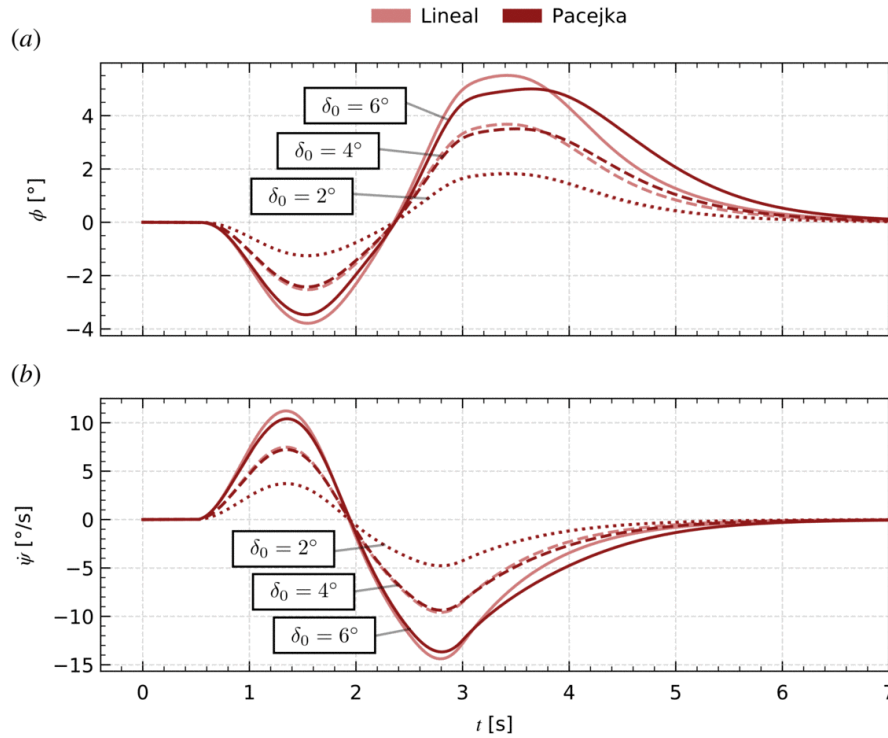


Figura 4.38: Curvas pertinentes a los resultados de: (a) ángulo de rolido (ϕ) y (b) tasa de guiñada ($\dot{\psi}$) obtenidos para una serie de maniobras *sine with dwell* con $f = 0.5$ Hz, $\Delta t_m = 0.5$ s y diferentes amplitudes de dirección: $\delta_0 = 6^\circ$ (línea continua), $\delta_0 = 4^\circ$ (línea a trazos) y $\delta_0 = 2^\circ$ (línea de puntos), con dos modelos diferentes de neumáticos (lineal y Pacejka). Los resultados se obtuvieron mediante el esquema *one-way* —sin retroalimentación desde el subproblema del fluido al de la estructura, y sin modelo de cargas del fluido.

resultados de ϕ y $\dot{\psi}$ obtenidos con una entrada de dirección con $f = 0.5$ Hz, $\Delta t_m = 0.5$ s y diferentes valores de δ_0 . De acuerdo a lo esperado, a medida que la amplitud decrece, los resultados de ambos modelos se aproximan, considerando que el modelo de Pacejka utilizado aquí, análogo al presentado en la Sección 3.2.5, presenta una relación aproximadamente proporcional al ángulo de deslizamiento cuando éste es pequeño (Figura 4.39). En general, se observa que el modelo lineal lleva a una dinámica de rolido y guiñada progresivamente más severa en amplitud que el de Pacejka. Esto se debe a que la fuerza lateral predicha por éste último es, típicamente, menor (Figura 4.39), llegando incluso a cierta saturación a ángulos relativamente grandes, tal como es de esperar en términos de la física relativa a la dinámica del neumático.

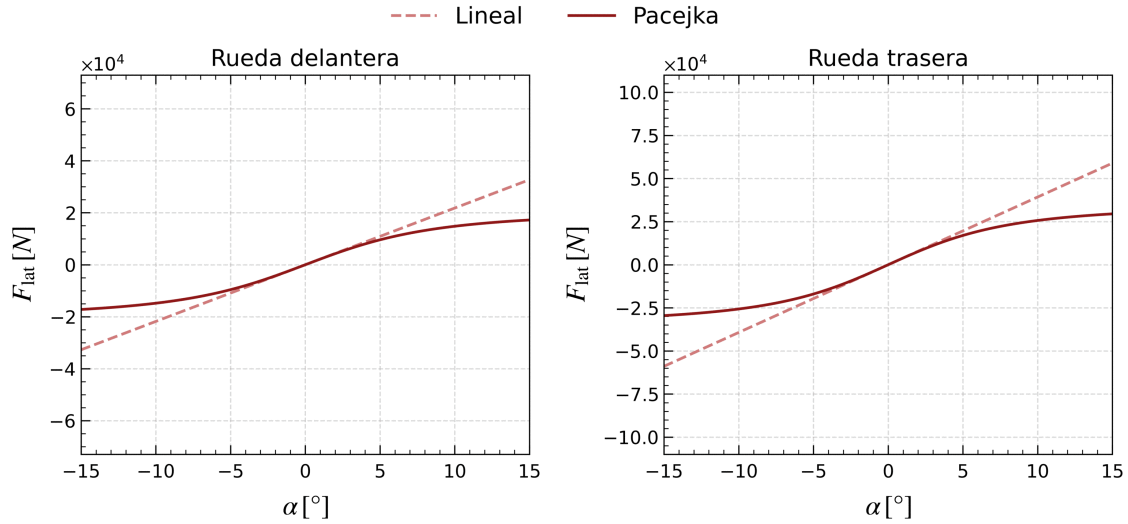


Figura 4.39: Fuerza lateral sobre los neumáticos delanteros y traseros predicha por los modelos lineal y Pacejka, en función del ángulo de deslizamiento (α) y bajo el *setup* planteado en las maniobras con entrada de dirección preestablecida.

4.4. Conclusiones parciales

En conformidad con el eje central de la tesis, el presente capítulo ha tratado los aspectos relevantes del desarrollo (Sección 4.2) y la aplicación práctica (Sección 4.3) de un código de interacción fluido-estructura sobre diferentes escenarios críticos de interés en el tópico del análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte. Bajo un marco de utilización de esquemas particionados, el código integra diferentes módulos para la resolución de cada subproblema constitutivo (Sección 4.2.3), sobre cuyo desarrollo se han articulado las contribuciones analizadas en los capítulos 2 y 3, en relación a la resolución numérica del flujo de fluidos en torno a modelos vehiculares y a la obtención de un código modular de dinámica de sistemas multicuerpo rígidos, respectivamente. De forma adicional, en el contexto de la utilización de mallas *body-fitted*, se ha desarrollado un código para el tratamiento del movimiento y la deformación de la malla, basado en un criterio de minimización de la distorsión de celdas, según se detalla en la Sección 4.2.2.

El código se ha aplicado sobre una variedad de escenarios con cierta criticidad relativa a la estabilidad lateral, abarcando desde la evaluación del comportamiento dinámico en condiciones de viento lateral, hasta la consideración de diferentes maniobras basadas en la definición de cierta entrada sobre la dirección del vehículo, típicas en el contexto de ensayos estandarizados y/o de la práctica ingenieril. Concretamente, el estudio del caso de viento lateral ha posibilitado testear la utilización de diferentes esquemas de acoplamiento,

involucrando las estrategias *two-way* y *one-way*, además de la consideración de enfoques cuasi-estacionarios caracterizados por la utilización de un modelo de cargas aerodinámicas basado en resultados CFD obtenidos previamente. En líneas generales, se ha reportado un gran acuerdo con resultados de referencia (Tunay et al., 2020a), y en consistencia con la física del escenario tratado. Además, se han identificado los aspectos más relevantes del comportamiento del código de deformación de malla, en términos de sus ventajas y limitaciones, a través de la evaluación de métricas de calidad típicas y el análisis de su distribución espacial. Por otro lado, en relación a los casos con entrada de dirección preestablecida, se destaca que se han contrastado resultados de la maniobra de *slalom* contra los analíticos pertinentes —estrictamente, sin la consideración de la influencia del aire en este aspecto—, mostrando consistencia en el comportamiento esperado en relación a la variación de la frecuencia de la entrada, y reportando un efecto relativamente moderado de las fuerzas del aire sobre el movimiento. Bajo un enfoque de estudio similar, se trataron las restantes maniobras —*step steer*, *sine with dwell*, y cambio de carril en lazo abierto. En cada una de ellas se reportó una gran concordancia con derivaciones analíticas, además de consistencia con la física ligada a cada escenario particular. Variaciones en los parámetros que definen la entrada en cada maniobra han permitido evaluar su influencia en la dinámica global.

En términos generales, se ha concretado el desarrollo de un código de interacción fluido-estructura pertinente a la aplicación práctica relativa al análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte, evidenciando robustez y precisión en un conjunto de diferentes escenarios y maniobras de interés, de acuerdo a los detalles especificados en la Sección 4.3.

Capítulo 5

Conclusiones generales

En este apartado se detallan las conclusiones derivadas del trabajo desarrollado y descrito pormenorizadamente en los capítulos previos, en términos de contribuciones y síntesis explicativa, e incorporando paralelamente propuestas de trabajo futuro pertinentes a la línea de investigación establecida. Adicionalmente, se indican los trabajos publicados y las presentaciones en congresos vinculadas a lo realizado.

La presente tesis doctoral ha abordado la obtención de contribuciones en el contexto del desarrollo de herramientas numéricas para el tratamiento de problemas de interacción fluido-estructura ligados al análisis de la estabilidad de vehículos de gran porte. La estructura metodológica consistente en separar en diferentes capítulos el conjunto de tareas concretadas en relación a cada una de las físicas intervinientes —concretamente, la resolución del flujo de fluido, la dinámica vehicular y, como capítulo final central, el abordaje del acoplamiento— está vinculada a la noción conceptual de desarrollo de códigos FSI bajo el marco de enfoques particionados, en los que típicamente cada subproblema físico es resuelto por un código dedicado y especializado —que, por tanto, involucra *a priori* desafíos metodológicos específicos capaces de ser abordados primeramente de forma separada. Esta estructura expositiva ha sido consistente, asimismo, con la definición de objetivos específicos ligados a cada subproblema (Sección 1.2), además del pertinente a la integración y concreción del código FSI. De esta forma, en el capítulo 2 se reúnen los aspectos relevantes tratados en relación a la resolución del flujo de fluido en torno a modelos de vehículos de gran porte, mientras que en el capítulo 3 se abordan las cuestiones vinculadas al desarrollo del código de dinámica vehicular. Finalmente, en el capítulo 4 se incorporan las metodologías y resultados destacados asociados al tratamiento del movi-

miento de la malla, la integración de los diferentes módulos de resolución y la aplicación propiamente dicha del código FSI. Las contribuciones y detalles de relevancia pertinentes a cada objetivo específico planteado en la introducción del trabajo se presentan a continuación.

Objetivo específico N°1:

Investigación, evaluación e implementación de estrategias de resolución del flujo de fluido en torno a diferentes geometrías estandarizadas de vehículos de gran porte, con énfasis en la obtención de resultados estadísticamente precisos en el contexto del análisis comparativo contra referencias experimentales, y sobre la base de *software* de código abierto.

En el capítulo 2 se concretó un estudio sistemático en el marco de la resolución del flujo de fluido en torno a vehículos de gran porte, que comprendió la integración conjunta de varios aspectos de interés: abordar diferentes modelos estandarizados del mencionado tipo de vehículo —definiendo cierto rango de complejidad geométrica—, evaluar el impacto de diversas variantes en el modelado de la turbulencia basadas en la formulación DDES, y analizar un conjunto amplio de resultados cuantitativos y cualitativos de relevancia. Lo desarrollado en este punto derivó en una publicación con referato (Inzeo et al., 2026).

Específicamente, en términos de resultados destacados, se constató que la formulación estándar del modelo de turbulencia SST-DDES denota ciertas limitaciones en la capacidad predictiva sobre los escenarios analizados, al analizarse comparativamente lo reportado contra mediciones experimentales (Storms et al., 2001; Cheli et al., 2011a,b). La problemática fundamental, en este contexto práctico, se identificó en la pérdida de precisión en la predicción de características del flujo a grandes ángulos de incidencia del viento. Una variante particular de dicho modelo de turbulencia, consistente en modificar el limitador del esfuerzo de corte (a_1) —fundamentándose en trabajos del autor del modelo SST (Menter, 1992)—, posibilitó mejorar notablemente la predicción de coeficientes de fuerzas para ángulos de incidencia relativamente grandes en el caso del modelo geométrico sencillo (GTS), evidenciando cierta sobrepredicción de la separación en regiones con fuertes gradientes de presión adversos por parte de la formulación estándar. Por su parte, la modificación ligada a la incorporación de un cálculo explícito de la componente no lineal de las tensiones de Reynolds no derivó en mejoras sensibles. En relación al modelo Ley-

land DAF 45-130 (Cheli et al., 2011a,b), con detalles geométricos realistas, se identificó la existencia de múltiples focos de separación inducidos parcialmente por la geometría que, debido a una fuerte interacción mutua, se configuran en estructuras tridimensionales de separación espacialmente difusas y complejas, bajo un comportamiento representativo de modelos realistas en general y esperable en términos del mayor detalle geométrico, contrastando con la presencia de estructuras con mayor coherencia en el caso del GTS y modelos simples. Se evidenció una clara tendencia, en este caso, hacia la subpredicción del contenido de energía turbulenta en las zonas de separación, aún con la incorporación de las variantes propuestas del modelo de turbulencia, constituyéndose en un resultado recurrente en trabajos similares sobre modelos geométricos con este nivel de detalle (Patel et al., 2019). Al respecto, analizando de manera comparativa bibliografía reciente (Menter et al., 2024), se identifica que el nivel de precisión alcanzado en este trabajo es aceptable en términos del estado del arte actual en este ámbito de aplicación, observándose cierta maduración en general en lo referido a la resolución del flujo sobre geometrias vehiculares bajo los modelos existentes y las capacidades de cálculo típicas en la actualidad. Bajo este contexto, y en términos del estudio sistemático abordado, el aporte se estableció en criterios y estrategias para un tratamiento robusto y preciso de la resolución del flujo en torno a vehículos de gran porte, sirviendo de utilidad para el objetivo final de aportar, desde el módulo de resolución del flujo de fluido, a la robustez y precisión del código FSI desarrollado.

Objetivo específico N°2:

Desarrollo de un código para la resolución numérica de la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos, de carácter modular y aplicable al análisis de diversas maniobras y escenarios de interés vinculados a la estabilidad de vehículos de gran porte.

A lo largo del capítulo 3, se describieron los aspectos relevantes del desarrollo del código orientado a la resolución de la dinámica de sistemas multicuerpo rígidos, con aplicación particular al ámbito de vehículos de gran porte. En términos de la concreción de una arquitectura modular, la herramienta, desarrollada en C++ bajo el paradigma de programación orientada a objetos, se estructuró sobre la base de funcionalidades de un módulo encargado de operar sobre la dinámica de sistemas de partículas genéricos sujetos a variedad

de restricciones, a través de la discretización y resolución de las ecuaciones diferenciales-algebraicas (DAEs) asociadas a la formulación lagrangiana de sistemas multicuerpo. Este componente se desarrolló manteniendo un relativamente bajo nivel de abstracción algorítmica en lo referido a la formulación, linealización iterativa y ensamblado de las ecuaciones, en el sentido de que éstas se implementan directamente a nivel del cálculo y ensamblado de residuales y matrices en un esquema de Newton-Raphson desarrollado internamente, sin delegar la resolución del sistema no lineal completo a bibliotecas de alto nivel —recurriendo a bibliotecas externas únicamente en relación a las estructuras de datos y rutinas de álgebra lineal subyacente. En virtud de la arquitectura modular asociada (Figura 3.2), el bloque anterior cuenta con cierta independencia estructural con respecto a la definición y manejo general del sistema vehicular, favoreciendo de esta forma la consideración e implementación de otros modelos de vehículos, e incluso, de diferentes sistemas mecánicos modelados como sistemas multicuerpo, sin alterar sensiblemente las funcionalidades ligadas a la dinámica de partículas.

La capacidad predictiva del código se ha evaluado en términos del planteo de diferentes escenarios en el ámbito práctico de la dinámica de vehículos de gran porte, contrastando sus resultados con los derivados de desarrollos analíticos asociados a cada caso (secciones 3.2.3 y 3.3). Concretamente, se abordó el análisis de casos con solicitaciones estáticas (Figuras 3.7 y 3.8), un escenario asociado a la acción de viento lateral (Figura 3.9) y, remitido al contexto del capítulo 4, el planteo de maniobras de *slalom* con frecuencia de oscilación variable. En términos generales, se ha observado una correspondencia significativa entre la predicción del código y los resultados asociados a las formulaciones analíticas pertinentes en todos los casos analizados, según se detalla en la sección de resultados.

El valor de la herramienta desarrollada reside fundamentalmente en servir al desarrollo del código FSI en términos de la incorporación de un módulo MBD robusto y contrastado. Adicionalmente, en el contexto de trabajo futuro y sobre un enfoque de complejización progresiva del código, un aporte fundamental ha consistido en proveer de una arquitectura modular que favorezca la potencial incorporación de nuevas estrategias, métodos y modelos a fin de ampliar su alcance, sobre la base de funcionalidades ya evaluada en este bloque a través de los escenarios mencionados en el párrafo anterior, y sin alterar en gran medida su estructura general. Asimismo, si bien el código cuenta con una lógica particularmente enfocada en el análisis de maniobras y escenarios vehiculares, en virtud de su

arquitectura modular y aspectos generales posibilita aplicarse a diversos problemas con sistemas multicuerpo rígidos genéricos.

Objetivo específico N°3:

Implementación de un código de interacción fluido-estructura orientado al análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte, articulando los desarrollos y contribuciones ligadas a los objetivos específicos anteriores, y evaluando su robustez y precisión en una aplicación sistemática sobre diferentes escenarios críticos asociados a la práctica ingenieril y/o a ensayos estandarizados.

En el contexto del eje temático central de la tesis y como objetivo de cierre, se concretó formalmente el desarrollo de un código de interacción fluido-estructura con orientación al análisis de la estabilidad lateral de vehículos de gran porte, integrando las contribuciones e implementaciones llevadas a cabo en los bloques anteriores y aplicándose con éxito a una variedad de escenarios con las características planteadas en el enunciado del objetivo específico.

Bajo un enfoque de acoplamiento particionado y en el contexto de uso de mallas *body-fitted*, este trabajo involucró desarrollar, en primer lugar, un módulo dedicado al subproblema del movimiento y deformación de la malla empleada en la resolución del fluido, para el cual se contribuyó con una adaptación de la estrategia de López et al. (2007) en el contexto del método de volúmenes finitos y con una metodología propuesta diferenciada de la formulación original. Concretamente, según se explica en la Sección 4.2.2, el algoritmo se caracteriza por la definición de una malla auxiliar —diferenciada de la utilizada específicamente en el subproblema CFD— creada para una aplicación eficiente de un método de deformación basado en la resolución de un problema variacional de minimización de una métrica de distorsión de celdas. Luego, a partir de su deformación, se interpolan los desplazamientos sobre los nodos de la malla principal. Asimismo, la definición e implementación de una región de malla en torno al vehículo con movimiento rígido solidario a éste posibilitó preservar la calidad, típicamente crítica, de las celdas próximas a su superficie. En términos generales, a través del análisis de la evolución temporal de métricas de calidad y su distribución espacial, el módulo ha probado ser útil para el abordaje de las diferentes maniobras y escenarios planteados, aún compartiendo las limitaciones ca-

racterísticas de los métodos de deformación/suavizado basados en analogías mecánicas y similares. Contrastando resultados con autores que han utilizado mallas *overset* en el escenario de viento lateral abordado (Tunay et al., 2020a), se ha reportado un gran acuerdo. Pese a involucrar típicamente una menor complejidad en la implementación, y al hecho de evitar en gran medida las desventajas típicas del uso de *overset* —la falta de conservación estricta en las interfases intergrilla de sus formulaciones clásicas, la sensibilidad de la precisión sobre la localización de la interfaz y la fuerte dependencia del costo y la robustez respecto de la calidad del ensamblado de conectividad—, se plantea como trabajo a futuro la posibilidad de incorporar este enfoque de tratamiento de mallas, fundamentalmente, para el caso de maniobras que implican importantes desplazamientos laterales y angulares.

Por otro lado, se desarrolló la capa de acoplamiento (Sección 4.2.3), integrando las contribuciones e implementaciones hechas en los capítulos anteriores, y disponiendo de diferentes esquemas de resolución del tipo particionado, involucrando los casos bidireccional (*two-way*) y unidireccional (*one-way*). Cabe destacar que la herramienta desarrollada se caracteriza por un entorno FSI más completo y de mayor alcance que el existente de forma nativa en *Code Saturne* —*software* sobre el que se articuló el marco de ejecución del código FSI. El código se evaluó, en primer término, sobre un escenario de viento lateral, contrastando contra resultados de referencia (Tunay et al., 2020a) tanto para el caso *two-way* como *one-way*. Adicionalmente, se incorporó un análisis comparativo contra enfoques cuasi-estacionarios basados en modelos de cargas aerodinámicas que utilizan información de ejecuciones CFD previas, comúnmente utilizados con anterioridad a la difusión de códigos FSI como el actual y en términos de estudios que involucran un menor costo computacional. Asimismo, se evaluó la capacidad predictiva del código y su robustez sobre casos de diferentes maniobras con entrada de dirección preestablecida, basadas en la práctica ingenieril típica y en ensayos estandarizados: las maniobras *sine with dwell*, cambio de carril, *step steer* y *slalom*.

De esta forma, en términos generales, se ha concretado el desarrollo de un código de interacción fluido-estructura pertinente a la aplicación práctica relativa al análisis de la estabilidad lateral, evidenciando robustez y precisión en un conjunto de diferentes escenarios y maniobras de interés. A su vez, en línea con las características de la arquitectura del código MBD explicadas en el objetivo anterior, el código FSI dispone también de un

caracter modular que favorece su potencial extensión en términos de la implementación de estrategias y métodos que aporten robustez, precisión y mayor alcance en el ámbito de aplicación abordado.

5.1. Publicaciones y presentaciones en eventos científicos

Publicaciones en revistas:

- **Inzeo, F. P.**, Storti, M. A., Garelli, L. y Castro, H. G. “Assessment of flow and force predictions on representative high-sided vehicles at multiple yaw angles using SST-DDES”. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 36(2):695–739, 2026. DOI: 10.1108/HFF-07-2025-0529.

Se destaca que se encuentra en preparación un manuscrito vinculado al tópico del capítulo 4, pertinente al desarrollo del código FSI con aplicación al análisis de la estabilidad vehicular, y con foco en las contribuciones indicadas en torno al tercer objetivo específico.

Presentaciones en congresos:

- **Inzeo, F. P.**, Storti, M. A., Garelli, L. y Castro, H. G. “One-way and two-way coupled fluid-structure interaction simulation of a high-sided road vehicle”. *MECOM 2025 - XLI Congreso Argentino de Mecánica Computacional*. Sesión: Multifísica. Buenos Aires, Argentina, 2025.
- Storti, M. A., **Inzeo, F. P.** y Garelli, L. “Streamlined boundaries for fluid-structure interaction in vehicles”. *MECOM 2025 - XLI Congreso Argentino de Mecánica Computacional*. Sesión: Multifísica. Buenos Aires, Argentina, 2025.
- **Inzeo, F. P.**, Garelli, L., Castro, H. G. y Storti, M. A. “Reimplementación del modelo $k-\omega$ SST-DDES en Code Saturne para la aerodinámica del modelo GTS”. *MECOM 2024 - XL Congreso Argentino de Mecánica Computacional*. Sesión: Mecánica de Fluidos Computacional. Rosario, Argentina, 2024.
- **Inzeo, F. P.**, Castro, H. G. y Storti, M. A. “Integración de librería relativa a la dinámica de sistemas de partículas en software para el análisis de la aerodinámica

de vehículos de gran superficie lateral”. *MECOM 2023 - XXXIX Congreso Argentino de Mecánica Computacional - I Congreso Argentino Uruguayo de Mecánica Computacional*. Sesión: Multifísica. Concordia, Argentina - Salto, Uruguay, 2023.

- Storti, M. A., **Inzeo, F. P.**, Medina, J., Zamora Ramírez, E., Battaglia, L., Cruchaga, M. A. “Numerical modeling of fluid structure interaction with many rigid bodies”. *MECOM 2023 - XXXIX Congreso Argentino de Mecánica Computacional - I Congreso Argentino Uruguayo de Mecánica Computacional*. Sesión: Multifísica. Concordia, Argentina - Salto, Uruguay, 2023.
- **Inzeo, F. P.**, Castro, H. G. y Storti, M. A. “Descripción de la topología de flujo en torno al modelo Ground Transportation System (GTS) mediante el uso del software de código abierto Code Saturne”. *MECOM 2022 - XXXVIII Congreso Argentino de Mecánica Computacional*. Sesión: Mecánica de Fluidos Computacional. Bahía Blanca, Argentina, 2022.

Bibliografía

- V. Acary y B. Brogliato. *Numerical Methods for Nonsmooth Dynamical Systems*. Springer Berlin Heidelberg, Heidelberg, 2008. ISBN 978-3-540-75392-6. doi: 10.1007/978-3-540-75392-6.
- P. Adey y J. Greaves. The Application of a 3-D Aerodynamics Model to the Sterling 825 Body Shape and Comparison with Experimental Data. Technical Paper 880456, SAE International, Warrendale, PA, enero 1988.
- R. Agrawal, S. T. Bose, y P. Moin. Nonequilibrium wall model for large eddy simulations of complex flows exhibiting turbulent smooth body separation. *Physical Review Fluids*, 9(12):124603, 2024. doi: 10.1103/PhysRevFluids.9.124603.
- S. R. Ahmed y W. H. Hucho. The Calculation of the Flow Field Past a Van with the Aid of a Panel Method. *SAE Transactions*, 86(2):1672–1692, 1977.
- S. R. Ahmed, G. Ramm, y G. Faltin. Some Salient Features of the Time -Averaged Ground Vehicle Wake. *SAE Transactions*, 93(2):473–503, 1984.
- R. W. Allen, H. T. Szostak, T. J. Rosenthal, y D. H. Klyde. Field Testing and Computer Simulation Analysis of Ground Vehicle Dynamic Stability. Technical Paper 900127, SAE International, Warrendale, PA, enero 1990.
- L. Andreassi, V. Mulone, P. Valentini, y L. Vita. A CFD-FEM Approach to Study Wing Aerodynamics under Deformation. Technical Paper 2004-01-0444, SAE International, Warrendale, PA, 2004.
- M. Anitescu y F. Potra. Formulating Dynamic Multi-Rigid-Body Contact Problems with Friction as Solvable Linear Complementarity Problems. *Nonlinear Dynamics*, 14:231–247, 1997. doi: 10.1023/A:1008292328909.

- A. F. Antoniadis, T. Panagiotis, y D. Drikakis. Assessment of high-order finite volume methods on unstructured meshes for RANS solutions of aeronautical configurations. *Computers & Fluids*, 146:86–104, 2017. doi: 10.1016/j.compfluid.2017.01.002.
- M. M. Antony y R. Whenish. Advanced Driver Assistance Systems (ADAS). In M. Kathiresh y R. Neelaveni, editors, *Automotive Embedded Systems. EAI/Springer Innovations in Communication and Computing*. Springer, Cham, Berlin, 2021. doi: 10.1007/978-3-030-59897-6_9.
- M. Arnold. DAE Aspects of Multibody System Dynamics. In A. Ilchmann y T. Reis, editors, *Surveys in Differential-Algebraic Equations IV. Differential-Algebraic Equations Forum*. Springer, Cham, Berlin, 2017. doi: 10.1007/978-3-319-46618-7_2.
- S. K. Arolla y P. A. Durbin. A rotation/curvature correction for turbulence models for applied CFD. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*, 14(6):341–351, 2014. doi: 10.1504/PCFD.2014.065472.
- H. Ashi. *Numerical Methods for Stiff Systems*. PhD thesis, University of Nottingham, UK, 2008.
- A. Asnaghi, U. Svennberg, y R. E. Bensow. Evaluation of curvature correction methods for tip vortex prediction in SST $k-\omega$ turbulence model framework. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 75:135–152, 2019. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2018.12.002.
- A. Assam, N. N. Kalkote, V. Sharma, y V. Eswaran. An Automatic Wall Treatment for Spalart–Allmaras Turbulence Model. *Journal of Fluids Engineering*, 140(6):061403, 2018. doi: 10.1115/1.4039087.
- H. Attia. A matrix formulation for the dynamic analysis of spatial mechanisms using point coordinates and velocity transformation. *Acta Mechanica*, 165:207–222, 2003. doi: 10.1007/s00707-003-0027-4.
- Y. Babulal, M. J. Stallmann, y P. S. Els. Parameterisation and modelling of large off-road tyres for on-road handling analyses. *Journal of Terramechanics*, 61:77–85, 2015. doi: 10.1016/j.jterra.2015.07.001.

- S. Badia, F. Nobile, y C. Vergara. Fluid–structure partitioned procedures based on Robin transmission conditions. *Journal of Computational Physics*, 227(14):7027–7051, 2008. doi: 10.1016/j.jcp.2008.04.006.
- C. Baker y C. Robinson. The assessment of wind tunnel testing techniques for ground vehicles in cross winds. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 33(1–2):429–438, 1990. doi: 10.1016/0167-6105(90)90058-K.
- E. Bakker, L. Nyborg, y H. Pacejka. Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies. *SAE Technical Paper*, page 870421, 1987. doi: 10.4271/870421.
- A. Balan, M. A. Park, S. L. Wood, W. K. Anderson, A. Rangarajan, D. P. Sanjaya, y G. May. A review and comparison of error estimators for anisotropic mesh adaptation for flow simulations. *Computers & Fluids*, 234:105259, 2022. doi: 10.1016/j.compfluid.2021.105259.
- J. W. Banks, W. D. Henshaw, D. W. Schwendeman, y Q. Tang. A stable partitioned FSI algorithm for rigid bodies and incompressible flow. Part II: General formulation. *Journal of Computational Physics*, 343:469–500, 2017. doi: 10.1016/j.jcp.2017.04.064.
- N. Barral y F. Alauzet. Three-dimensional CFD simulations with large displacement of the geometries using a connectivity-change moving mesh approach. *Engineering with Computers*, 35:397–422, 2019. doi: 10.1007/s00366-018-0607-5.
- K. J. Bathe, H. Zhang, y S. Ji. Finite element analysis of fluid flows fully coupled with structural interactions. *Computers & Structures*, 72(1–3):1–16, 1999. doi: 10.1016/S0045-7949(99)00042-5.
- M. Bauer y J. Feldwisch. High-fidelity multidisciplinary maneuver simulations of the Falcon 2000LX ISTAR. *CEAS Aeronautical Journal*, 17:323–342, 2026. doi: 10.1007/s13272-025-00849-8.
- J. Baumgarte. Stabilization of constraints and integrals of motion in dynamical systems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1(1):1–16, 1972. doi: 10.1016/0045-7825(72)90018-7.
- E. Bayo, J. García de Jalón, A. Avello, y J. Cuadrado. An efficient computational method for real time multibody dynamic simulation in fully cartesian coordinates. *Computer*

- Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 92(3):377–395, 1991. doi: 10.1016/0045-7825(91)90023-Y.
- M. Benoit y S. Nadarajah. On the Geometric Conservation Law for the Non Linear Frequency Domain and Time-Spectral methods. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 355:690–728, 2019. doi: 10.1016/j.cma.2019.04.002.
- J. Bernard. A Digital Computer Method for the Prediction of the Directional Response of Trucks and Tractor-Trailers. Technical Paper 740138, SAE International, Warrendale, PA, febrero 1974.
- P. Betsch y S. Uhlar. Energy-momentum conserving integration of multibody dynamics. *Multibody System Dynamics*, 17:243–289, 2007. doi: 10.1007/s11044-007-9043-9.
- R. L. Bisplinghoff, H. Ashley, y R. L. Halfman, editors. *Aeroelasticity*. Dover Publications, New York, 1955.
- T. Blochwitz, M. Otter, M. Arnold, C. Bausch, C. Clauß, H. Elmqvist, A. Junghanns, J. Mauss, M. Monteiro, T. Neidhold, D. Neumerkel, H. Olsson, J. Peetz, y S. Wolf. The Functional Mockup Interface for Tool independent Exchange of Simulation Models. In *Proceedings of the 8th International Modelica Conference*, pages 105–114, Dresden, 2011. Linköping University Press. ISBN 978-91-7393-096-3.
- K. E. Brenan, S. L. Campbell, y L. R. Petzold. *Numerical solution of initial-value problems in differential-algebraic equations*. Elsevier Science Ltd, Oxford, UK, 1989. ISBN 978-0444015112.
- B. Brogliato. *Nonsmooth Mechanics*. Springer Cham, Switzerland, 2016. ISBN 978-3-319-28664-8. doi: 10.1007/978-3-319-28664-8.
- B. Brogliato, J. Kovecses, y V. Acary. The contact problem in Lagrangian systems with redundant frictional bilateral and unilateral constraints and singular mass matrix. The all-sticking contacts problem. *Multibody System Dynamics*, 48:151–192, 2020. doi: 10.1007/s11044-019-09712-1.
- J. Broniszewski y J. Piechna. A fully coupled analysis of unsteady aerodynamics impact on vehicle dynamics during braking. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 13(1):623–641, 2019. doi: 10.1080/19942060.2019.1616326.

- A. N. Brooks y T. J. R. Hughes. Streamline upwind/Petrov-Galerkin formulations for convection dominated flows with particular emphasis on the incompressible Navier-Stokes equations. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 32(1–3): 199–259, 1982. doi: 10.1016/0045-7825(82)90071-8.
- F. Browand, J. T. Heineck, A. Leonard, D. McBride, R. McCallen, J. Ross, W. Rutledge, K. Salari, y B. Storms. October 1998 working group meeting on heavy vehicle aerodynamic drag: presentations and summary of comments and conclusions. Technical Paper UCRL-ID–132478, Lawrence Livermore National Lab., Livermore, CA, octubre 1998.
- O. Bröls y A. Cardona. On the Use of Lie Group Time Integrators in Multibody Dynamics. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 5(3):031002, 2010. doi: 10.1115/1.4001370.
- K. Burgin, P. Adey, y J. Beatham. Wind tunnel tests on road vehicle models using a moving belt simulation of ground effect. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 22(2–3):227–236, 1986. doi: 10.1016/0167-6105(86)90087-5.
- E. Burman y M. A. Fernández. Stabilization of explicit coupling in fluid-structure interaction involving fluid incompressibility. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 198(5–8):766–784, 2009. doi: 10.1016/j.cma.2008.10.012.
- J. R. Canavin y P. W. Likins. Floating reference frames for flexible spacecraft. Conference Paper 77-66, AIAA, Los Angeles, CA, enero 1977.
- V. Cantillo. Transporte de carga y transporte interurbano de pasajeros en América Latina y el Caribe. Technical Report Policy Paper N°26, Banco de Desarrollo de América Latina y el Caribe, Caracas, Venezuela, octubre 2023. URL <https://scioteca.caf.com/handle/123456789/2267>. Accedido: 2026-01-08.
- L. Carbonne, N. Winkler, y G. Efraimsson. Use of Full Coupling of Aerodynamics and Vehicle Dynamics for Numerical Simulation of the Crosswind Stability of Ground Vehicles. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 9(2):359–370, 2016. doi: 10.4271/2016-01-8148.
- P. Causin, J. F. Gerbeau, y F. Nobile. Added-mass effect in the design of partitioned

- algorithms for fluid–structure problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 194(4506–4527):71–90, 2005. doi: 10.1016/j.cma.2004.12.005.
- CESVI. RAT-2004/2016, 2016. URL https://home.cesvi.com.ar/WebSitesFiles/CesviArgentina/RAT%20-%20Historico%202004%20-%202do%20sem_2016.pdf. Accedido: 2026-01-08.
- W. Chan, R. Gomez, S. Rogers, y P. Buning. Best Practices in Overset Grid Generation. In *32nd AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, AIAA 2016-0585*). American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, VA, 2002. doi: 10.2514/6.2002-3191.
- X. Chang, R. Ma, L. Zhang, X. He, y M. Li. Further study on the geometric conservation law for finite volume method on dynamic unstructured mesh. *Computers & Fluids*, 120:98–110, 2015. doi: 10.1016/j.compfluid.2015.07.023.
- D. F. Channell. The Harmony of Theory and Practice: The Engineering Science of W. J. M. Rankine. *Technology and Culture*, 23(1):39–52, 1982.
- F. Cheli, R. Corradi, E. Sabbioni, y G. Tomasini. Wind tunnel tests on heavy road vehicles: Cross wind induced loads—Part 1. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 99(10):1000–1010, 2011a. doi: 10.1016/j.jweia.2011.07.009.
- F. Cheli, F. Ripamonti, E. Sabbioni, y G. Tomasini. Wind tunnel tests on heavy road vehicles: Cross wind induced loads—Part 2. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 99(10):1011–1024, 2011b. doi: 10.1016/j.jweia.2011.07.007.
- J. Choi, H. Lee y H. Park. Aerodynamics of Heavy Vehicles. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 46:441–468, 2014. doi: 10.1146/annurev-fluid-011212-140616.
- C. Chok, S. Parameswaran, R. Sun, y M. Gleason. Numerical investigation of the effects of base slant on the wake pattern and drag of three-dimensional bluff bodies with a rear blunt end. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 51(3):269–285, 1994. doi: 10.1016/0167-6105(94)90063-9.
- G. Chourdakis, K. Davis, B. Rodenberg, M. Schulte, F. Simonis, B. Uekermann, G. Abrams, H. J. Bungartz, L. C. Yau, I. Desai, K. Eder, R. Hertrich, F. Lindner, A. Rusch, D. Sashko, D. Schneider, A. Totounferoush, D. Volland, P. Vollmer, y O. Z.

- Koseomur. preCICE v2: A sustainable and user-friendly coupling library. *Open Research Europe*, 2(51), 2022. doi: 10.12688/openreseurope.14445.2.
- A. Cioffi, A. R. Prakash, E. Sabbioni, M. Vignati, y F. Cheli. Heavy-Vehicle Response to Crosswind: Evaluation of Driver Reactions Using a Dynamic Driving Simulator. *Vehicles*, 5(1):344–366, 2023. doi: 10.3390/vehicles5010020.
- J. D. Cohen, M. C. Lin, D. Manocha, y M. Ponamgi. I-COLLIDE: an interactive and exact collision detection system for large-scale environments. In *Proceedings of the 1995 symposium on Interactive 3D graphics*, page 189, New York, NY, 1995. Association for Computing Machinery. doi: 10.1145/199404.199437.
- S. Coleman y C. Baker. The Reduction of Accident Risk for High Sided Road Vehicles in Cross Winds. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 44(1–3): 2685–2695, 1992. doi: 10.1016/0167-6105(92)90060-N.
- A. R. Collar. The Expanding Domain of Aeroelasticity. *The Journal of the Royal Aeronautical Society*, 50(428):613–636, 1946. doi: 10.1017/S0368393100120358.
- Colorado General Assembly. Colorado revised statutes 42-4-715: Yielding right-of-way in roundabouts. https://colorado.public.law/statutes/crs_42-4-715, 2024. Accedido: 2026-09-16.
- K. Cooper. Truck Aerodynamics Reborn - Lessons from the Past. *SAE transactions*, 112: 132–142, 2003. doi: 10.4271/2003-01-3376.
- M. E. Crawford y W. M. Kays. STAN5: A program for numerical computation of two-dimensional internal and external boundary layer flows. Technical Paper NASA-CR-2742, NASA, Cleveland, Ohio, noviembre 1976.
- R. H. Croll, W. T. Gutierrez, B. Hassan, J. E. Suazo, y A. J. Riggins. Experimental investigation of the ground transportation systems (GTS) project for heavy vehicle drag reduction. Technical Paper 960907, SAE International, Warrendale, PA, enero 1996.
- C. F. Curtiss y J. O. Hirschfelder. Integration of Stiff Equations. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 38(3):235–243, 1952.

- A. de Boer, M. S. van der Schoot, y H. Bijl. Mesh deformation based on radial basis function interpolation. *Computers & Structures*, 85(11–14):784–795, 2007. doi: 10.1016/j.compstruc.2007.01.013.
- J. W. Deardorff. A numerical study of three-dimensional turbulent channel flow at large Reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 41(2):453–480, 1970. doi: 10.1017/S0022112070000691.
- J. Degroote. Partitioned Simulation of Fluid-Structure Interaction. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 20:185–238, 2013. doi: 10.1007/s11831-013-9085-5.
- J. C. Dixon, editor. *Tires, Suspension and Handling*. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1996. ISBN 978-0-7680-6289-2.
- D. Do Van, C. C. C., y C. K. C. Numerical and experimental study of two-vehicle overtaking process. *Advances in Mechanical Engineering*, 15(12):901204, 2023. doi: 10.1177/16878132231221044.
- R. Dominy. *An Introduction to Modern Vehicle Design*, chapter 5. Butterworth-Heinemann, 2002.
- J. Donea, S. Giuliani, y J. P. Halleux. An arbitrary lagrangian-eulerian finite element method for transient dynamic fluid-structure interactions. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 33(1–3):689–723, 1982. doi: 10.1016/0045-7825(82)90128-1.
- J. Donea, A. Huerta, J. P. Ponthot, y A. Rodríguez-Ferran. Arbitrary Lagrangian–Eulerian Methods. Part 1. Fundamentals. In *Encyclopedia of Computational Mechanics*. John Wiley & Sons, 2004. doi: 10.1002/0470091355.ecm009.
- T. Dukic, T. Fredlund, R. Sjöblom, A. Theander, y A. Vadeby. Collision matrix for heavy goods vehicles worldwide. Technical Report CP70, SAFER Vehicle and Traffic Safety Centre at Chalmers, Göteborg, Sweden, noviembre 2024.
- T. D. Economon, F. Palacios, S. R. Copeland, T. W. Lukaczyk, y J. J. Alonso. SU2: An Open-Source Suite for Multiphysics Simulation and Design. *AIAA Journal*, 54(3):1–19, 2016. doi: 10.2514/1.J053813.

- European Road Safety Observatory. Facts and Figures, Buses and Heavy Goods Vehicles. Technical report, European Commission, Directorate General for Transport, Bruselas, Bélgica, agosto 2025. URL https://road-safety.transport.ec.europa.eu/document/download/b9763b55-f51c-4bac-aa94-2b3f17970fa7_en?filename=ff_buses_hgv_2025.pdf. Accedido: 2026-01-08.
- R. Evans. Properties of Tires Affecting Riding, Steering and Handling. Technical Paper 350082, SAE International, Warrendale, PA, abril 1935.
- S. Evans y S. Lardeau. Validation of a turbulence methodology using the SST $k-\omega$ model for adjoint calculation. In *54th AIAA Aerospace Sciences Meeting, AIAA 2016-0585*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, VA, 2016. doi: 10.2514/6.2016-0585.
- A. Evrard, O. Cadot, V. Herbert, D. Ricot, R. Vigneron, y J. Délery. Fluid force and symmetry breaking modes of a 3D bluff body with a base cavity. *Journal of Fluids and Structures*, 61:99–114, 2016. doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2015.12.001.
- S. Fang y K. Yu. Fine-Tuning Hybrid Physics-Informed Neural Networks for Vehicle Dynamics Model Estimation. *IFAC-PapersOnLine*, 58(28):810–815, 2024. doi: 10.1016/j.ifacol.2025.01.075.
- E. Fares. Unsteady flow simulation of the Ahmed reference body using a lattice Boltzmann approach. *Computers & Fluids*, 35(8–9):940–950, 2006. doi: 10.1016/j.compfluid.2005.04.011.
- R. Featherstone. The Calculation of Robot Dynamics Using Articulated-Body Inertias. *The International Journal of Robotics Research*, 2(1):643–651, 1983. doi: 10.1177/027836498300200102.
- Federal Highway Administration. Traffic Monitoring Guide, 2013. URL https://www.fhwa.dot.gov/policyinformation/tmguidetmg_2013/. Accedido: 2026-02-10.
- Federal Highway Administration. Highway Statistics Series, 2022. URL <https://www.fhwa.dot.gov/policyinformation/statistics.cfm>. Datos reportados entre 2016–2022. Accedido: 2026-01-08.

- Federal Highway Administration. Highway statistics 2023, table fi-200: Motor vehicle traffic fatalities, 1900–2023, abril 2023. URL <https://www.fhwa.dot.gov/policyinformation/statistics/2023/fi200.cfm>.
- Federal Motor Carrier Safety Administration. Large Truck and Bus Crash Facts 2022. Technical Report FMCSA-RRA-24-001, U.S. Department of Transportation, Washington, DC, septiembre 2025. URL <https://www.fmcsa.dot.gov/safety/data-and-statistics/large-truck-and-bus-crash-facts-2022-0>. Accedido: 2026-01-08.
- C. A. Felippa y T. L. Geers. Partitioned analysis for coupled mechanical systems. *Engineering Computations*, 5(2):123–133, 1988. doi: 10.1108/eb023730.
- C. A. Felippa y K. C. Park. Staggered transient analysis procedures for coupled mechanical systems: Formulation. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 24(1):61–111, 1980. doi: 10.1016/0045-7825(80)90040-7.
- E. Fiala. Seitenkräfte am rollenden Luftreifen. *VDI-Zeitschrift*, 96:973, 1954.
- D. C. Forbes, G. J. Page, M. A. Passmore, y A. P. Gaylard. A Fully Coupled, 6 Degree-of-Freedom, Aerodynamic and Vehicle Handling Crosswind Simulation using the DrivAer Model. *SAE International Journal of Passenger Vehicle Systems*, 9(2):710–722, 2016. doi: 10.4271/2016-01-1601.
- Y. Fournier, J. Bonelle, C. Moulinec, Z. Shang, A. G. Sunderland, y J. C. Uribe. Optimizing Code_Saturne computations on Petascale systems. *Computers Fluids*, 45(1):103–108, 2011. doi: 10.1016/j.compfluid.2011.01.028.
- Y. Fournier, C. Moulinec, y P. Vezolle. Testing, Deploying, and Evolving the Code_Saturne CFD Toolchain for Billion-Cell Calculations. In B. Topping y P. Iványi, editors, *Proceedings of the Third International Conference on Parallel, Distributed, Grid and Cloud Computing for Engineering*, number 12. Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, 2013. doi: 10.4203/ccp.101.12.
- S. Frik, G. Leister, y W. Schwartz. Simulation of the IAVSD Road Vehicle Benchmark Bombardier Iltis with FASIM, MEDYNA, NEWEUL and SIMPACK. *Vehicle System Dynamics*, 22(1):215–253, 1993. doi: 10.1080/00423119308969496.

- C. Fu, M. Uddin, C. Robinson, A. Guzman, y D. Bailey. Turbulence Models and Model Closure Coefficients Sensitivity of NASCAR Racecar RANS CFD Aerodynamic Predictions. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 10(1): 330–344, 2017. doi: 10.4271/2017-01-1547.
- C. Führer. Numerical integration methods in vehicle dynamics simulation. *Vehicle System Dynamics*, 16(1):329–345, 1987. doi: 10.1080/00423118708969181.
- J. García De Jalón, J. Unda, y A. Avello. Natural coordinates for the computer analysis of multibody systems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 56(3): 309–327, 1986. doi: 10.1016/0045-7825(86)90044-7.
- B. Gatzhammer, M. Mehl, y T. Neckel. A coupling environment for partitioned multiphysics simulations applied to fluid-structure interaction scenarios. *Procedia Computer Science*, 1(1):681–689, 2010. doi: 10.1016/j.procs.2010.04.073.
- B. A. Gaylard, A. y J. Howell. The Use of CFD to Predict the Aerodynamic Characteristics of Simple Automotive Shapes. Technical Paper 980036, SAE International, Warrendale, PA, 1998.
- C. W. Gear. The automatic integration of ordinary differential equations. *Communications of the Association for Computing Machinery*, 14(3):176–179, 1971. doi: 10.1145/362566.362571.
- C. W. Gear, B. Leimkuhler, y G. K. Gupta. Automatic integration of Euler-Lagrange equations with constraints. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 12–13:77–90, 1985. doi: 10.1016/0377-0427(85)90008-1.
- M. W. Gee, U. Küttler, y W. A. Wall. Truly monolithic algebraic multigrid for fluid–structure interaction. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 85(8):987–1016, 2011. doi: 10.1002/nme.3001.
- N. J. Georgiadis y D. A. Yoder. Recalibration of the Shear Stress Transport Model to Improve Calculation of Shock Separated Flows. Technical Report NASA/TM-2013-217851, NASA Glenn Research Center, 2013.

- L. Gerardo-Giorda, F. Nobile, y C. Vergara. Analysis and Optimization of Robin–Robin Partitioned Procedures in Fluid-Structure Interaction Problems. *SIAM Journal on Numerical Analysis*, 48(6):2091–2116, 2010. doi: 10.1137/09076605X.
- J. F. Gerbeau y M. Vidrascu. A Quasi-Newton Algorithm Based on a Reduced Model for Fluid-Structure Interaction Problems in Blood Flows. *ESAIM: Mathematical Modelling and Numerical Analysis*, 37(4):631–647, 2003. doi: 10.1051/m2an:2003049.
- H. Ghuge. *Detached Eddy Simulations of a simplified Tractor-Trailer Geometry*. PhD thesis, Auburn University, AL, USA, 2007.
- J. M. Gimenez y F. Bre. An enhanced $k\text{-}\omega$ SST model to predict airflows around isolated and urban buildings. *Building and Environment*, 237:110321, 2023. doi: 10.1016/j.buildenv.2023.110321.
- F. A. González, S. Elgeti, y M. Behr. The surface-reconstruction virtual-region mesh update method for problems with topology changes. *Engineering with Computers*, 124(9):2050–2067, 2023. doi: 10.1002/nme.7200.
- M. Grandemange, M. Gohlke, y O. Cadot. Bi-stability in the turbulent wake past parallelepiped bodies with various aspect ratios and wall effects. *Physics of Fluids*, 25:095103, 2013. doi: 10.1063/1.4820372.
- G. A. V. S. J. Gritskevich, M. S. y F. R. Menter. Development of DDES and IDDES Formulations for the $k\text{-}\omega$ Shear Stress Transport Model. *Flow, Turbulence and Combustion*, 88:431–439, 2012. doi: 10.1007/s10494-011-9378-4.
- A. S. Hakkert y V. Gitelman. Thinking about the history of road safety research: Past achievements and future challenges. *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour*, 25:137–149, 2014. doi: 10.1016/j.trf.2014.02.005.
- A. Hansbo y P. Hansbo. An unfitted finite element method, based on Nitsche’s method, for elliptic interface problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 191(47–48):5537–5552, 2002. doi: 10.1016/S0045-7825(02)00524-8.
- F. H. Harlow. Fluid dynamics in Group T-3 Los Alamos National Laboratory: (LA-UR-03-3852). *Journal of Computational Physics*, 195(2):414–433, 2004. doi: 10.1016/j.jcp.2003.09.031.

- F. H. Harlow y J. E. Welch. Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface. *Physics of Fluids*, 8:2182—2189, 1965. doi: 10.1063/1.1761178.
- M. D. Haskind. The hydrodynamic theory of ship oscillations in rolling and pitching. *Prikladnaya Matematika i Mekhanika*, 10:33–66, 1946.
- J. Haslinger y Y. Renard. A New Fictitious Domain Approach Inspired by the Extended Finite Element Method. *SIAM Journal on Numerical Analysis*, 47(2):1474–1499, 2009. doi: 10.1137/070704435.
- M. He, S. Huo, H. Hemida, D. Soper, M. Sterling, y C. Baker. The Flow Around a Lorry Platoon Subject to a Crosswind—a Detached Eddy Simulation. *Frontiers in Future Transportation*, 3:901204, 2022. doi: 10.3389/ffutr.2022.901204.
- P. He, C. A. Mader, J. R. R. A. Martins, y K. J. Maki. An aerodynamic design optimization framework using a discrete adjoint approach with OpenFOAM. *Computers & Fluids*, 168:285–303, 2018. doi: 10.1016/j.compfluid.2018.04.012.
- M. Heil, A. L. Hazel, y J. Boyle. Solvers for large-displacement fluid–structure interaction problems: segregated versus monolithic approaches. *Computational Mechanics*, 43:91–101, 2008. doi: 10.1007/s00466-008-0270-6.
- S. Heinrich, A. Zoufahl, y R. Rojas. Real-time trajectory optimization under motion uncertainty using a GPU. *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pages 3572–3577, 2015. doi: 10.1109/IROS.2015.7353876.
- B. T. Helenbrook. Mesh deformation using the biharmonic operator. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 56(7):1007–1021, 2003. doi: 10.1002/nme.595.
- A. Hellsten. Some Improvements in Menter’s $k-\omega$ SST Turbulence Model. In *29th AIAA Fluid Dynamics Conference, AIAA-98-2554*, Reston, VA, 1998. American Institute of Aeronautics and Astronautics. doi: 10.2514/6.1998-2554.
- J. F. W. Herschel, editor. *A Brief Notice of the Life, Researches, and Discoveries of Friedrich Wilhelm Bessel*. George Barclay, Castle Street, Leicester Square, London, 1847.

- J. L. Hess y A. M. O. Smith. Calculation of potential flow about arbitrary bodies. In *Progress in aeronautical sciences*, volume 8, pages 1–138. Pergamon Press, 1967. doi: 10.1016/0376-0421(67)90003-6.
- W. Hirschberg, G. Rill, y H. Weinfurter. Tire model TMeasy. *Vehicle System Dynamics*, 45(1):101–119, 2007. doi: 10.1080/00423110701776284.
- C. W. Hirt, A. A. Amsden, y J. L. Cook. An arbitrary Lagrangian-Eulerian computing method for all flow speeds. *Journal of Computational Physics*, 14(3):227–253, 1974. doi: 10.1016/0021-9991(74)90051-5.
- M. Hoffmann, E. Fischer, y B. Richter. The incorporation of tire models into vehicle simulations. *Vehicle System Dynamics*, 21(1):49–57, 1992. doi: 10.1080/00423119208969998.
- J. Hron y S. Turek. A Monolithic FEM/Multigrid Solver for ALE Formulation of Fluid-Structure Interaction with Application in Biomechanics. In H. J. Bungartz y M. Schäfer, editors, *Fluid-Structure Interaction. Lecture Notes in Computational Science and Engineering*, volume 53. Springer, Berlin, 2006. doi: 10.1007/3-540-34596-5_7.
- N. C. Huang. Equipomental system of rigidly connected equal particles. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 16(6):1194–1196, 1993. doi: 10.2514/3.21150.
- T. Huang, M. Feng, J. Huang, J. Ma, D. Yi, X. Ren, L. Zhang, y W. Zeng. Aerodynamic stability of high-speed vehicle passing bridge tower in different lanes under crosswind conditions. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 242(2):105560, 2023. doi: 10.1016/j.jweia.2023.105560.
- T. M. Huang, Z. Q. Gu, y C. J. Feng. Coupled analysis of unsteady aerodynamics and vehicle motion of a passenger car in crosswind condition. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 10(2):625–637, 2017. doi: 10.18869/acadpub.jafm.73.239.26639.
- W. Hucho, editor. *Aerodynamics of Road Vehicles*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 1987. ISBN 978-0-7506-1267-8. doi: 10.1016/C2013-0-01227-3.
- W. H. Hucho y H. J. Emmelmann. Theoretical prediction of the aerodynamic derivatives of a vehicle in cross wind gusts. Technical Paper 730232, SAE International, Warrendale, PA, 1973.

- W. H. Hucho, L. J. Janssen, y H. J. Emmelmann. The Optimization of Body Details—A Method for Reducing the Aerodynamic Drag of Road Vehicles. *SAE International*, 85 (2):865–882, 1976.
- T. J. R. Hughes, K. S. Pister, y R. L. Taylor. Implicit-explicit finite elements in nonlinear transient analysis. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 17–18 (1):159–182, 1979. doi: 10.1016/0045-7825(79)90086-0.
- T. J. R. Hughes, W. K. Liu, y T. K. Zimmermann. Lagrangian-Eulerian finite element formulation for incompressible viscous flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 29(3):329–349, 1981. doi: 10.1016/0045-7825(81)90049-9.
- J. C. R. Hunt. Lewis Fry Richardson and his contributions to mathematics, meteorology and models of conflict. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 30(1):13–36, 1998. doi: 10.1146/annurev.fluid.30.1.0.
- I. Huněk. On a penalty formulation for contact-impact problems. *Computers & Structures*, 48(2):193–203, 1993. doi: 10.1016/0045-7949(93)90412-7.
- B. Hübner y D. Walhorn, E. Dinkler. A monolithic approach to fluid-structure interaction using space-time elements. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 193(23–26):2087–2104, 2004. doi: 10.1016/j.cma.2004.01.024.
- F. P. Inzeo, M. A. Storti, L. Garelli, y H. G. Castro. Assessment of flow and force predictions on representative high-sided vehicles at multiple yaw angles using SST-DDES. *International Journal of Numerical Methods for Heat Fluid Flow*, 36(2):695–739, 2026. doi: 10.1108/HFF-07-2025-0529.
- ISO. ISO 14791:2000. Road vehicles — Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses — Lateral stability test methods. Standard, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2000. URL <https://www.iso.org/es/contents/data/standard/02/55/25560.html>.
- ISO. ISO 15037-2:2002. Road vehicles — Vehicle dynamics test methods. Part 2: General conditions for heavy vehicles and buses. Standard, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2002. URL <https://www.iso.org/standard/28824.html>.

- ISO. ISO 12021:2010. Road vehicles — Sensitivity to lateral wind — Open-loop test method using wind generator input. Standard, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2010. URL <https://www.iso.org/standard/53602.html>.
- ISO. ISO 14793:2011. Road vehicles — Heavy commercial vehicles and buses — Lateral transient response test methods. Standard, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2011a. URL <https://www.iso.org/standard/57255.html>.
- ISO. ISO 16333:2011. Heavy commercial vehicles and buses — Steady-state rollover threshold — Tilt-table test method. Standard, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2011b. URL <https://www.iso.org/standard/57252.html>.
- ISO. ISO 18375:2016. Heavy commercial vehicles and buses — Test method for yaw stability — Sine with dwell test. Standard, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2016. URL <https://www.iso.org/standard/62291.html>.
- R. I. Issa. Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting. *Journal of Computational Physics*, 62(1):40–65, 1986. doi: 10.1016/0021-9991(86)90099-9.
- A. Jalali y C. Ollivier-Gooch. Higher-order unstructured finite volume RANS solution of turbulent compressible flows. *Computers & Fluids*, 143:32–47, 2017. doi: 10.1016/j.compfluid.2016.11.004.
- H. Jasak, I. Gatin, y V. Vukčević. Monolithic coupling of the pressure and rigid body motion equations in computational marine hydrodynamics. *Journal of Marine Science and Application*, 16:375–381, 2017. doi: 10.1007/s11804-017-1436-4.
- W. Joppich y M. Kürschner. MpCCI—a tool for the simulation of coupled applications. *Concurrency and Computation. Practice and Experience*, 18:183–192, 2006. doi: 10.1002/cpe.913.
- T. R. Kane. Dynamics of Nonholonomic Systems. *Journal of Applied Mechanics*, 28(4): 574–578, 1961. doi: 10.1115/1.3641786.

- S. Kapadia, S. Roy, M. Vallero, K. Wurtzler, y J. Forsythe. Detached-Eddy Simulation over a Reference Ahmed Car Model. In R. Friedrich, B. J. Geurts, y O. Métais, editors, *Direct and Large-Eddy Simulation V. ERCOFTAC Series*, volume 8. Springer, Dordrecht, 2004. ISBN 978-90-481-6575-9. doi: 10.1007/978-1-4020-2313-2_50.
- E. Kasprzak y D. Gentz. The Formula SAE Tire Test Consortium-Tire Testing and Data Handling. Technical Paper 2006-01-3606, SAE International, Warrendale, PA, enero 2006.
- T. Kataoka, H. China, K. Nakagawa, K. Yanagimoto, y M. Yoshida. Numerical Simulation of Road Vehicle Aerodynamics and Effect of Aerodynamic Devices. In *International Congress & Exposition*, Detroit, MI, 1991. SAE. doi: 10.4271/910597.
- H. Kato y S. Obayashi. Statistical approach for determining parameters of a turbulence model. In *15th International Conference on Information Fusion*, pages 2452–2457, Singapur, 2012. IEEE.
- J. F. Kiviaho, K. Jacobson, M. J. Smith, y G. Kennedy. Application of a Time-Accurate Aeroelastic Coupling Framework to Flutter-Constrained Design Optimization. In *Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference*, Atlanta, GA, 2018. American Institute of Aeronautics and Astronautics. doi: 10.2514/6.2018-2932.
- K. Knothe y F. Böhm. History of Stability of Railway and Road Vehicles. *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 31(5–6):283–323, 1999. doi: 10.1076/vesd.31.5.283.8362.
- N. Kobayashi y M. Yamada. Stability of a One Box Type Vehicle in a Cross-Wind-An Analysis of Transient Aerodynamic Forces and Moments. Technical Paper 881878, SAE International, Warrendale, PA, 1988.
- D. Kochkov, A. A. Smith, J. A., Q. Wang, M. P. Brenner, y S. Hoyer. Machine learning–accelerated computational fluid dynamics. *Proceedings of the National Academy of Sciences, USA*, 118(21):e2101784118, 2021. doi: 10.1073/pnas.2101784118.
- M. Koishi, T. Okano, L. Olovsson, H. Saito, y M. Makino. Hydroplaning simulation using fluid-structure interaction in LS-DYNA. In *The 3rd European LS-DYNA Users Conference*, Paris, 2001. LS-DYNA.

- D. A. Kopriva, J. Nordström, y G. J. Gassner. On the theoretical foundation of overset grid methods for hyperbolic problems: Well-posedness and conservation. *Journal of Computational Physics*, 448(1):2392–2406, 2022. doi: 10.1016/j.jcp.2021.110732.
- S. Krajnović y L. Davidson. Large Eddy Simulation of a Road Vehicle with Drag-Reduction Devices. Technical Paper 2001-01-0702, SAE International, Warrendale, PA, marzo 2001.
- S. Krajnović y L. Davidson. Numerical Study of the Flow Around a Bus-Shaped Body. *Journal of Fluids Engineering*, 125(3):500–509, 2003. doi: 10.1115/1.1567305.
- E. Kuhl, S. Hulshoff, y R. De Borst. An arbitrary Lagrangian Eulerian finite element approach for fluid–structure interaction phenomena. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 57(1):117–142, 2003. doi: 10.1002/nme.749.
- U. Küttler y W. A. Wall. Fixed-point fluid–structure interaction solvers with dynamic relaxation. *Computational Mechanics*, 43:61–72, 2008. doi: 10.1007/s00466-008-0255-5.
- J. L. Lagrange, editor. *Mécanique analytique*. chez la veuve Desaint, libraire, rue du Foin S. Jacques, Paris, 1788.
- H. Lamb, editor. *A Treatise on the Mathematical Theory of the Motion of Fluids*. Cambridge University Press, London, 1879.
- F. W. Lanchester. Motor Car Suspension and Independent Springing. *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*, 30(2):668–762, 1936. doi: 10.1243/PIAE_PROC_1935_030_039_02.
- E. E. Larrabee y R. J. Hawks. The calculated effects of cross wind gradients on the disturbance of automotive vehicles. In *Proceedings of the AIAA Symposium on the Aerodynamics of Sports Competition Automobiles*, Los Ángeles, 1968. American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- B. E. Launder y D. B. Spalding. The numerical computation of turbulent flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 3(2):269–289, 1974. doi: 10.1016/0045-7825(74)90029-2.

- L. P. Laus y J. M. Selig. Rigid body dynamics using equimomental systems of point-masses. *Acta Mechanica*, 231:221–236, 2020. doi: 10.1007/s00707-019-02543-3.
- P. Le Tallec y C. Martin. A nonlinear elasticity model for structured mesh adaptation. In *In Proceedings of the Third ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conference*, pages 174–180, Paris, 1996. John Wiley & Sons.
- P. Le Tallec y J. Mouro. Fluid structure interaction with large structural displacements. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 190(24–25):3039–3067, 2001. doi: 10.1016/S0045-7825(00)00381-9.
- H. Lee. Machine-Learning-Based Rollover Risk Prediction for Autonomous Trucks: A Dynamic Stability Analysis. *Applied Sciences*, 15(9):4886, 2025. doi: 10.3390/app15094886.
- H. C. Lee, J. H. Choi, y A. A. Shabana. Spatial dynamics of multibody tracked vehicles part II: Contact forces and simulation results. *Vehicle System Dynamics*, 29(2):113–137, 1998. doi: 10.1080/00423119808969369.
- S. Lee, M. Kasahara, y Y. Mori. Roll Damping Control of a Heavy Vehicle under the Strong Crosswind. *IFAC Proceedings Volumes*, 46(21):219–224, 2013. doi: 10.3182/20130904-4-JP-2042.00053.
- S. N. Lee y J. C. Fell. An Historical Review of the National Highway Traffic Safety Administration’s Field Accident Investigation Activities. NHTSA Technical Report. Technical Report 77962, National Highway Traffic Safety Administration, U.S. Department of Transportation, Washington, junio 1988.
- E. M. Lee-Rausch y R. T. Biedron. Simulation of an Isolated Tiltrotor in Hover with an Unstructured Overset-Grid RANS Solver. In *AHS International 65th Annual Forum & Technology Display*, Grapevine, TX, 2009. American Helicopter Society.
- M. Lesoinne y C. Farhat. Geometric conservation laws for flow problems with moving boundaries and deformable meshes, and their impact on aeroelastic computations. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 134(1–2):71–90, 1996. doi: 10.1016/0045-7825(96)01028-6.

- R. J. LeVeque y Z. Li. The Immersed Interface Method for Elliptic Equations with Discontinuous Coefficients and Singular Sources. *SIAM Journal on Numerical Analysis*, 31(4):1019–1044, 1994. doi: 10.1137/0731054.
- J. Levin y S. H. Chen. Flow Structure Investigation of a Truck under Crosswinds. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 15(5):1513–1523, 2022. doi: 10.47176/jafm.15.05.1076.
- K. Li, N. M. Atallah, G. A. Main, y G. Scovazzi. The Shifted Interface Method: A flexible approach to embedded interface computations. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 121(3):492–518, 2020. doi: 10.1002/nme.6231.
- Z. Li y M. C. Lai. The Immersed Interface Method for the Navier–Stokes Equations with Singular Forces. *Journal of Computational Physics*, 171(2):822–842, 2001. doi: 10.1006/jcph.2001.6813.
- Z. Li, J. Bai, H. Ouyang, S. Martelli, M. Tang, Y. Yang, H. Wei, P. Liu, R. Wei, y Y. Gu. Physics-informed neural networks for friction-involved nonsmooth dynamics problems. *Nonlinear Dynamics*, 112:7159–7183, 2024. doi: 10.1007/s11071-024-09350-z.
- M. Lin y J. Canny. A fast algorithm for incremental distance calculation. In *1991 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pages 1008–1014, Sacramento, CA, 1991. IEEE. doi: 10.1109/ROBOT.1991.131723.
- A. Liu, Y. Liao, X. Xu, Y. Chen, H. Zhong, J. Wu, B. Kong, A. Raikov, y M. Guo. Parallel Optimization of Computational Fluid Dynamics Application code_saturne Based on Next Generation Sunway Supercomputer. In *14th International Symposium on Parallel Architectures, Algorithms and Programming (PAAP)*, pages 1–6. IEEE, Beijing, China, 2023. doi: 10.1109/PAAP60200.2023.10391738.
- J. Liu, Z. Gu, T. Huang, S. Li, L. Zheng, y K. Sun. Coupled analysis of the unsteady aerodynamics and multi-body dynamics of a small car overtaking a coach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 233(14):3684–3699, 2019. doi: 10.1177/0954407019831559.
- E. J. López, N. M. Nigro, M. A. Storti, y J. A. Toth. A minimal element distortion strategy for computational mesh dynamics. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 69:1898–1929, 2007. doi: 10.1002/nme.1838.

- Z. Ma y N. C. Perkins. Modeling of Track-Wheel-Terrain Interaction for Dynamic Simulation of Tracked Vehicle Systems. In *Proceedings of the ASME 1999 Design Engineering Technical Conferences. Volume 7A: 17th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise*, pages 21–32, Las Vegas, NV, 1999. ASME. doi: 10.1115/DETC99/VIB-8200.
- C. C. MacAdam, M. W. Sayers, J. D. Pointer, y M. Gleason. Crosswind Sensitivity of Passenger Cars and the Influence of Chassis and Aerodynamic Properties on Driver Preferences. *Vehicle System Dynamics*, 19(4):201–236, 1990. doi: 10.1080/00423119008968942.
- S. Maddox, K. D. Squires, K. E. Wurtzler, y J. R. Forsythe. Detached-eddy simulation of the ground transportation system. In R. McCallen, F. Browand, y J. Ross, editors, *The Aerodynamics of Heavy Vehicles: Trucks, Buses, and Trains*, pages 89–104. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, 2004. ISBN 978-3-642-53586-4. doi: 10.1007/978-3-540-44419-0_8.
- T. Maeda y H. Uemura. On Development of Vehicle Dynamics by Means of a Digital Computer. Technical Paper 690233, SAE International, Warrendale, PA, febrero 1969.
- C. Marino. *Supercomputer Applications in Automotive Research and Engineering Development*. WIT Press, UK, 1986. ISBN 978-0905451541.
- A. W. Marris. A Review on Vortex Streets, Periodic Wakes, and Induced Vibration Phenomena. *Journal of Basic Engineering*, 86(2):185–193, 1964. doi: 10.1115/1.3653027.
- J. L. Mashaw y D. L. Harfst. *The struggle for auto safety*. Harvard University Press, Cambridge, MA, 1990. ISBN 978-0674845305.
- H. G. Matthies y J. Steindorf. Partitioned strong coupling algorithms for fluid–structure interaction. *Computers & Structures*, 81(8–11):805–812, 2003. doi: 10.1016/S0045-7825(00)00381-9.
- A. Matyushenko y A. Garbaruk. Adjustment of the $k-\omega$ SST turbulence model for prediction of airfoil characteristics near stall. In N. S. Averkiev, S. A. Poniaev, y G. S. Sokolovskii, editors, *18th International Conference Physica.SPb*, volume 769, page 012082. IOP Publishing Ltd, Saint Petersburg, 2016. doi: 10.1088/1742-6596/769/1/012082.

- M. Mayr, M. H. Noll, y M. W. Gee. A hybrid interface preconditioner for monolithic fluid–structure interaction solvers. *Advanced Modeling and Simulation in Engineering Sciences*, 7(15), 2020. doi: 10.1186/s40323-020-00150-9.
- R. C. McCallen, K. Salari, J. Ortega, P. Castellucci, W. D. Pointer, J. Chang, S. Singh, E. Dringenberg, F. Browand, C. Radovich, T. Merzel, D. Plocher, J. Ross, y B. Storms. DOE Project on Heavy Vehicle Aerodynamic Drag. Technical Paper UCRL–TR-227076, Lawrence Livermore National Laboratory (LLNL), Livermore, CA, enero 2007.
- P. McCorquodale, P. Colella, y H. Johansen. A Cartesian Grid Embedded Boundary Method for the Heat Equation on Irregular Domains. *Journal of Computational Physics*, 173(2):620–635, 2001. doi: 10.1006/jcph.2001.6900.
- R. R. McHenry y N. J. DeLeys. Vehicle Dynamics in Single-vehicle Accidents: Validation and Extensions of a Computer Simulation. R&D Report 1635, United States Bureau of Public Roads, Washington, 1968.
- P. J. Mcnaull, D. A. Guenther, G. J. Heydinger, P. A. Grygier, y M. K. Salaani. Validation and Enhancement of a Heavy Truck Simulation Model with an Electronic Stability Control Model. Technical Paper 2010-01-0104, SAE International, Warrendale, PA, abril 2010.
- R. L. Meakin. Unsteady Aerodynamic Simulation of Multiple Bodies in Relative Motion: A Prototype Method. Technical Report NASA-TM-102181, NASA Ames Research Center, 1989.
- F. R. Menter. Improved Two-Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows. Technical Report NASA-TM-103975, NASA Ames Research Center, 1992.
- F. R. Menter. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 32(8):1598–1605, 1994. doi: 10.2514/3.12149.
- F. R. Menter y Y. Egorov. The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 1: Theory and Model Description. *Flow, Turbulence and Combustion*, 85:113–138, 2010. doi: 10.1007/s10494-010-9264-5.

- F. R. Menter, P. E. Smirnov, y T. Liu. A One-Equation Local Correlation-Based Transition Model. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 95:583–619, 2015. doi: 10.1007/s10494-015-9622-4.
- F. R. Menter, A. Hüppe, D. Flad, A. V. Garbaruk, A. A. Matyushenko, y A. S. Stabnikov. Large Eddy Simulations for the Ahmed Car at 25° Slant Angle at Different Reynolds Numbers. *Computers & Fluids*, 112:321–343, 2024. doi: 10.1007/s10494-023-00472-9.
- W. F. Milliken y D. W. Whitcomb. General Introduction to a Programme of Dynamic Research. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, 10(1):287–309, 1956. doi: 10.1243/PIME_AUTO_1956_000_031_02.
- R. Mittal y J. H. Seo. Origin and evolution of immersed boundary methods in computational fluid dynamics. *Physical Review Fluids*, 8(10):100501, 2023. doi: 10.1103/physrevfluids.8.100501.
- J. J. Moreau. Some numerical methods in multibody dynamics: application to granular materials. *European Journal of Mechanics - A/Solids*, 13(4):93–114, 1994.
- T. Morel. Aerodynamic Drag of Bluff Body Shapes Characteristic of Hatch-Back Cars. *SAE International*, 87(2):1270–1279, 1978.
- R. W. Murphy. A Hybrid Computer System for the Simulation of Vehicle Dynamics. Technical Paper 690233, SAE International, Warrendale, PA, enero 1970.
- H. M. Musharaf, U. Roshan, A. Mudugamuwa, Q. T. Trinh, J. Zhang, y N.-T. Nguyen. Computational Fluid–Structure Interaction in Microfluidics. *Micromachines (Basel)*, 15(7):897, 2024. doi: 10.3390/mi15070897.
- T. Nakashima, M. Tsubokura, T. Ikenaga, y Y. Doi. HPC-LES for Unsteady Aerodynamics of a Heavy Duty Truck in Wind Gust - 2nd report: Coupled Analysis with Vehicle Motion. Technical Paper 2010-01-1021, SAE International, Warrendale, PA, abril 2010.
- T. Nakashima, M. Tsubokura, M. Vázquez, H. Owen, y Y. Doi. Coupled analysis of unsteady aerodynamics and vehicle motion of a road vehicle in windy conditions. *Computers & Fluids*, 80(10):1–9, 2013. doi: 10.1016/j.compfluid.2012.09.028.

- National Center for Statistics and Analysis. An Analysis of Fatal Large Truck Crashes. Technical Report DOT HS 809 569, U.S. Department of Transportation, Washington, junio 2003. URL https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.gov/files/fmvss/ESC_FRIA_%252003_2007.pdf.
- National Highway Traffic Safety Administration. FMVSS No. 121 Air brake systems. Technical report, U.S. Department of Transportation, Washington, abril 2004. URL <https://www.ecfr.gov/current/title-49/subtitle-B/chapter-V/part-571/subpart-B/section-571.121>.
- National Highway Traffic Safety Administration. FMVSS No. 126 Electronic Stability Control Systems. Technical report, U.S. Department of Transportation, Washington, marzo 2007. URL https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.gov/files/fmvss/ESC_FRIA_%252003_2007.pdf.
- National Highway Traffic Safety Administration. Laboratory Test Procedure for Dynamic Rollover. The Fishhook Maneuver Test Procedure. Technical Report NHTSA-2015-0119, U.S. Department of Transportation, Washington, marzo 2013. URL https://downloads.regulations.gov/NHTSA-2015-0119-0027/attachment_1.pdf.
- National Highway Traffic Safety Administration. Laboratory test procedure for FMVSS No. 136 Electronic Stability Control Systems for Heavy Vehicles. Technical Report TP-136-01, U.S. Department of Transportation, Washington, abril 2024. URL <https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.gov/files/2024-04/TP-136-01-04122024tag.pdf>.
- National Highway Traffic Safety Administration. Traffic Safety Facts 2023 Data: Large Trucks. Technical Report DOT HS 813 717, U.S. Department of Transportation, Washington, DC, abril 2025. URL <https://crashstats.nhtsa.dot.gov/Api/Public/ViewPublication/813717>. Accedido: 2026-01-08.
- C. L. M. H. Navier. Memoire sur les lois du Mouvement des Fluides. *Memoires de l'Academie Royale des Sciences de l'institut de France*, 6:389–440, 1823.
- H. Netter, G. Schupp, W. Rulka, y K. Schroeder. New aspects of contact modelling and validation within multibody system simulation of railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 29(1):246–269, 1998. doi: 10.1080/00423119808969563.

- D. Neuhaus y J. Willms. Vehicle Dynamics - Continuous Improvements in Vehicle Safety from ABS to Electronic Stability Control. Technical Paper 2005-26-065, SAE International, Warrendale, PA, enero 2005.
- I. Newton, editor. *Philosophiae Naturalis Principia Mathematica*. Jussu Societatis Regiae ac Typis Josephi Streater, London, 1687.
- P. E. Nikravesh y H. A. Affifi. *Computer-Aided Analysis of Rigid and Flexible Mechanical Systems*, volume 268, chapter Construction of the Equations of Motion for Multibody Dynamics Using Point and Joint Coordinates. Springer, Dordrecht, 1994. doi: 10.1007/978-94-011-1166-9_2.
- S. Nishikawa, Y. Watanabe, K. Fujitani, R. Himeno, y M. Takagi. Numerical Simulation of Flow Around a Heavy-Duty Truck Body. Technical Paper 890599, SAE International, Warrendale, PA, febrero 1989.
- W. Noon. Computer Simulated Vehicle Performance. Technical Paper 620573, SAE International, Warrendale, PA, abril 1962.
- M. Olley. Independent Wheel Suspension-Its Whys and Wherefores. Technical Paper 340080, SAE International, Warrendale, PA, enero 1934.
- M. Olley. Road Manners of the Modern Car. *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*, 41(1):523–551, 1946. doi: 10.1243/PIAE_PROC_1946_041_034_02.
- N. Orlandea y M. Chace. Simulation of a vehicle suspension with the ADAMS computer program. Technical Paper 770053, SAE International, Warrendale, PA, enero 1977.
- N. V. Orlandea. Multibody Systems History of ADAMS. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 11(6):060301, 2016. doi: 10.1115/1.4034296.
- J. M. Ortega, T. Dunn, R. McCallen, y K. Salari. Computational Simulation of a Heavy Vehicle Trailer Wake. In R. McCallen, F. Browand, y J. Ross, editors, *The Aerodynamics of Heavy Vehicles: Trucks, Buses, and Trains. Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics*, volume 19, pages 219–233. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, 2004. doi: 10.1007/978-3-540-44419-0_22.

- H. B. Pacejka y I. J. M. Besselink. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. *Vehicle System Dynamics*, 27(1):234–249, 1997. doi: 10.1080/00423119708969658.
- Pacejka, H. B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2006. ISBN 980-0-7506-6918-7.
- L. Palkovics y J. Bokor. Modern control theory applied to vehicle dynamics. State-of-art report. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 24(1):65–80, 1996.
- L. Palkovics y M. El-Gindy. Design of an Active Unilateral Brake Control System for Five-Axle Tractor-Semitrailer Based on Sensitivity Analysis. *Vehicle System Dynamics*, 24(10):725–758, 1995. doi: 10.1080/00423119508969116.
- A. Parente, C. Gorlé, J. van Beeck, y C. Benocci. Improved k- ϵ model and wall function formulation for the RANS simulation of ABL flows. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 99(4):267–278, 2011. doi: 10.1016/j.jweia.2010.12.017.
- E. J. Parish y K. Duraisamy. A paradigm for data-driven predictive modeling using field inversion and machine learning. *Journal of Computational Physics*, 305(1–3):758–774, 2016. doi: 10.1016/j.jcp.2015.11.012.
- S. V. Patankar y D. B. Spalding. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15(10):1787–1806, 1972. doi: 10.1016/0017-9310(72)90054-3.
- M. Patel, G. Orzechowski, Q. Tian, y A. A. Shabana. A new multibody system approach for tire modeling using ANCF finite elements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 230(1):69–84, 2015. doi: 10.1177/1464419315574641.
- N. Patel, M. He, H. Hemida, y A. Quinn. Large-Eddy Simulation of the airflow around a truck. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 195:104017, 2019. doi: 10.1016/j.jweia.2019.104017.
- R. B. Payne. Calculations of unsteady viscous flow past a circular cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, 4(1):81–86, 1958. doi: 10.1017/S0022112058000318.

- A. K. Perry, P. Giancarlo, y M. Passmore. Influence of short rear end tapers on the wake of a simplified square-back vehicle: wake topology and rear drag. *Experiments in Fluids*, 57:169, 2016. doi: 10.1007/s00348-016-2260-3.
- C. S. Peskin. Flow patterns around heart valves: A numerical method. *Journal of Computational Physics*, 10(2):252–271, 1972. doi: 10.1016/0021-9991(72)90065-4.
- L. R. Petzold. Description of DASSL: a differential/algebraic system solver. Technical Report SAND-82-8637, Sandia National Labs., Livermore, CA, septiembre 1982.
- F. Pfeiffer y C. Glocker. *Multibody Dynamics with Unilateral Contacts*. Wiley-VCH, Weinheim, 1996. ISBN 9780471155652. doi: 10.1002/9783527618385.
- A. Piacentini, T. Morel, A. Thévenin, y F. Duchaine. O-Palm: an open source dynamic parallel coupler. In *Proceedings of the IV International Conference on Computational Methods for Coupled Problems in Science and Engineering*, pages 885–895, Kos, Greece, 2011. CIMNE.
- S. Piperno y C. Farhat. Design and Evaluation of Staggered Partitioned Procedures for Fluid-Structure Interaction Simulations. Technical Paper RR-3241, Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique, Valbonne, France, septiembre 1997. URL <https://hal.science/inria-00073448/>.
- S. Piperno, C. Farhat, y B. Larrouturou. Partitioned procedures for the transient solution of coupled aeroelastic problems Part I: Model problem, theory and two-dimensional application. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 124(1–2):79–112, 1995. doi: 10.1016/0045-7825(95)92707-9.
- H. P. S. Pratomo, F. D. Surprianto, y T. Sutrisno. Hybrid Turbulence Models: Recent Progresses and Further Researches. In R. Friedrich, B. J. Geurts, y O. Métais, editors, *1st International Conference on Automotive, Manufacturing, and Mechanical Engineering (IC-AMME 2018)*, volume 103, page 01013. EDP Sciences, Paris, 2019. doi: 10.1051/e3sconf/201913001013.
- A. D. Quinn, M. Sterling, A. P. Robertson, y C. J. Baker. An investigation of the wind-induced rolling moment on a commercial vehicle in the atmospheric boundary layer.

- Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 221(11):1367–1379, 2007. doi: 10.1243/09544070JAUTO537.
- V. I. Raffo, F. J. Sánchez, I. S. D’Ocon, y A. G. Treceño. Argentina - Road Sector Public Expenditure Review. Technical Report 163364, Banco Mundial, Washington, DC, agosto 2021. URL <https://documents1.worldbank.org/curated/en/654591629919558020/pdf/Argentina-Road-Sector-Public-Expenditure-Review.pdf>. Accedido: 2026-05-19.
- H. Rahnejat. Multi-body dynamics: historical evolution and application. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 214(1):149–173, 2000. doi: 10.1243/0954406001522886.
- R. Rajamani. *Vehicle Dynamics and Control*. Springer New York, New York, 2011. ISBN 978-1-4614-1432-2. doi: 10.1007/978-1-4614-1433-9.
- M. Ramnefors, R. Bensryd, E. Holmberg, y S. Perzon. Accuracy of Drag Predictions on Cars Using CFD - Effect of Grid Refinement and Turbulence Models. Technical Paper 960681, SAE International, Warrendale, PA, febrero 1996.
- W. J. M. Rankine, editor. *An Experimental Inquiry Into the Advantages Attending the Use of Cylindrical Wheels on Railways*. R. Grant and Son, Edinburgh, 1842.
- W. J. M. Rankine, editor. *A manual of civil engineering*. Richard Griffin and Company, Glasgow, 1862.
- A. N. Rao, G. Minelli, J. Zhang, B. Basara, y S. Krajnović. Investigation of the near-wake flow topology of a simplified heavy vehicle using PANS simulations. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 183:243–272, 2018. doi: 10.1016/j.jweia.2018.09.019.
- S. Rawnsley y D. Tatchell. Application of the PHOENICS Code to the Computation of the Flow Around Automobiles. Technical Paper 860217, SAE International, Warrendale, PA, marzo 1986.
- C. M. Rhie y W. L. Chow. Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation. *AIAA Journal*, 21(11):1525–1532, 1983. doi: 10.2514/3.8284.

- T. Richter. *Fluid-structure Interactions: Models, Analysis and Finite Elements*. Springer Cham, 2017. doi: 10.1007/978-3-319-63970-3.
- P. Riekert y T. Schunck. Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs. *Ingenieur-Archiv*, 11:210–224, 1940. doi: 10.1007/BF02086921.
- W. Rodi. A New Algebraic Relation for Calculating the Reynolds Stresses. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 56:219–221, 1976. doi: 10.1002/zamm.19765613093.
- W. Rodi. Comparison of LES and RANS calculations of the flow around bluff bodies. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 69:55–75, 1997. doi: 10.1016/S0167-6105(97)00147-5.
- C. J. Roy, J. Payne, y M. McWherter-Payne. RANS Simulations of a Simplified Tractor/Trailer Geometry. *Journal of Fluids Engineering*, 128(5):1083–1089, 2006. doi: 10.1115/1.2236133.
- M. W. Sayers. Automated formulation of efficient vehicle simulation codes by symbolic computation (AutoSim). *Vehicle System Dynamics*, 18(1):474–487, 1989.
- J. Schaefer, S. Hosder, T. West, C. Rumsey, J. Carlson, y W. Kleb. Uncertainty Quantification of Turbulence Model Closure Coefficients for Transonic Wall-Bounded Flows. *AIAA Journal*, 55(1):1–18, 2017. doi: 10.2514/1.j054902.
- W. Schiehlen. Research trends in multibody system dynamics. *Multibody System Dynamics*, 18:3–13, 2007. doi: 10.1007/s11044-007-9064-4.
- T. Schierz, M. Arnold, y C. Clauß. Co-simulation with communication step size control in an FMI compatible master algorithm. *Proceedings of the 9th International MODELICA Conference*, 76(20):205–214, 2012. doi: 10.3384/ecp12076205.
- H. J. Schmidt, Woszidlo, C. N. R., Nayeri, y C. O. Paschereit. The effect of flow control on the wake dynamics of a rectangular bluff body in ground proximity. *Experiments in Fluids*, 59(6):107, 2018. doi: 10.1007/s00348-018-2560-x.
- P. J. G. Schreurs, F. E. Veldpaus, y W. A. M. Brekelmans. Simulation of forming processes, using the arbitrary eulerian-lagrangian formulation. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 58(1):149–172, 1986. doi: 10.1016/0045-7825(86)90076-9.

- A. Schubert, S. Babisch, J. M. Scanlon, E. T. Campolettano, R. Roessler, T. Unger, y T. L. McMurtry. Passenger and heavy vehicle collisions with pedestrians: Assessment of injury mechanisms and risk. *Accident Analysis & Prevention*, 190:107139, 2023. doi: 10.1016/j.aap.2023.107139.
- T. C. Schuetz, editor. *Aerodynamics of Road Vehicles*. SAE International, Warrendale, PA, 2015. ISBN 978-0-7680-7977-7.
- L. Segel. Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, 10(1):310–330, 1956. doi: 10.1243/PIME_AUTO_1956_000_032_02.
- L. Segel. Research in the fundamentals of automobile control and stability. *SAE Transactions*, 65:527–540, 1957.
- L. Segel. On the Lateral Stability and Control of the Automobile as Influenced by the Dynamics of the Steering System. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 88(3):283–294, 1966. doi: 10.1115/1.3670945.
- A. Shabana. Dynamics of Inertia-Variant Flexible Systems Using Experimentally Identified Parameters. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 108(3):358–366, 1986. doi: 10.1115/1.3258740.
- A. A. Shabana. An Important Chapter in the History of Multibody System Dynamics. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 11(6):060303, 2016. doi: 10.1115/1.4034295.
- A. A. Shabana y R. A. Wehage. A Coordinate Reduction Technique for Dynamic Analysis of Spatial Substructures with Large Angular Rotations. *Journal of Structural Mechanics*, 24(3):401–431, 1983. doi: 10.1080/03601218308907450.
- P. N. Sheth y J. J. Uicker. IMP (Integrated Mechanisms Program), A Computer-Aided Design Analysis System for Mechanisms and Linkage. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 94(2):454–464, 1972. doi: 10.1115/1.3428176.

- M. L. Shur, P. R. Spalart, M. K. Strelets, y A. K. Travin. A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29(6):1638–1649, 2006. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.07.001.
- J. Smagorinsky. General circulation experiments with the primitive equations: I. The basic experiment. *Monthly weather review*, 91(3):99–164, 1963. doi: 10.1175/1520-0493(1963)091<0099:GCEWTP>2.3.CO;2.
- D. M. Solanillas y J. Kövecses. A new formulation for the dynamics of rigid bodies with unilateral interactions. *Mechanism and Machine Theory*, 203:105809, 2024. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2024.105809.
- J. O. Song y E. J. Haug. Dynamic analysis of planar flexible mechanisms. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 24(3):359–381, 1980. doi: 10.1016/0045-7825(80)90070-5.
- D. Southall, R. Tait, y T. Walsh. Drivers' field of view from large vehicles — Phase 2: Report. Technical report, Department of the Environment, Transport and the Regions (DETR), Loughborough, UK, junio 1998.
- G. Sovran, T. Morel, y W. T. Mason, editors. *Aerodynamic Drag Mechanisms of Bluff Bodies and Road Vehicles*. Springer, New York, 1978. ISBN 978-1-4684-8434-2. doi: 10.1007/978-1-4684-8434-2.
- P. Spalart. Strategies for turbulence modelling and simulations. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21(3):252—263, 2000. doi: 10.1016/S0142-727X(00)00007-2.
- P. Spalart y M. Shur. On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature. *Aerospace Science and Technology*, 1(5):297—302, 1997. doi: 10.1016/S1270-9638(97)90051-1.
- P. R. Spalart, S. Deck, M. L. Shur, K. Squires, M. K. Strelets, y A. K. Travin. A New Version of Detached-eddy Simulation, Resistant to Ambiguous Grid Densities. *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, 20:181–195, 2006. doi: 10.1007/s00162-006-0015-0.

- D. B. Spalding. A general purpose computer program for multi-dimensional one- and two-phase flow. *Mathematics and Computers in Simulation*, 23(3):267—276, 1981. doi: 10.1016/0378-4754(81)90083-5.
- J. L. Steger, F. C. Dougherty, y J. A. Benek. A chimera grid scheme. Technical Report 19840028795, NASA Ames Research Center, 1983.
- K. Stein, T. Tezduyar, y R. Benney. Mesh Moving Techniques for Fluid-Structure Interactions With Large Displacements. *Journal of Applied Mechanics*, 70(1):58–63, 2003. doi: 10.1115/1.1530635.
- D. E. Stewart y J. C. Trinkle. An implicit time-stepping scheme for rigid body dynamics with inelastic collisions and coulomb friction. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 39:2673–2691, 1996. doi: 10.1002/(SICI)1097-0207(19960815)39:15<2673::AID-NME972>3.0.CO;2-I.
- G. G. Stokes. On the effect of the internal friction of fluids on the motion of pendulums. *Transactions of the Cambridge Philosophical Society*, 9, 1851.
- K. A. Stonex. Automotive test track design. In *Highway Curves and Test Track Design*, volume 483, pages 1–33. Highway research board, National Academy of Sciences - National Research Council, 1957.
- B. Storms, J. Ross, J. Heineck, S. Walker, D. Driver, G. Zilliac, y D. Bencze. An Experimental Study of the Ground Transportation System (GTS) Model in the NASA Ames 7- by 10-Ft Wind Tunnel. Technical Report NASA/TM-2001-209621, NASA Ames Research Center, 2001.
- C. Su, Z. Hu, Q. Zhang, X. Yuan, C. Zhang, y Y. Wang. Coupling analysis of transient aerodynamic and dynamic response of cars in overtaking under crosswinds. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 14(1):1215–1227, 2020. doi: 10.1080/19942060.2020.1803970.
- W. Sunada y S. Dubowsky. The Application of Finite Element Methods to the Dynamic Analysis of Flexible Spatial and Co-Planar Linkage Systems. *Journal of Mechanical Design*, 103(3):643–651, 1981. doi: 10.1115/1.3254965.

- F. Syed, S. Khan, y M. Toma. Modeling Dynamics of the Cardiovascular System Using Fluid-Structure Interaction Methods. *Biology*, 12(7):1026, 2023. doi: 10.3390/biology12071026.
- H. Taiming, J. Ma, L. Zhang, P. Hao, M. Feng, W. Zeng, y C. Ou. The influence of vehicle body roll motion on aerodynamic characteristics under crosswind condition. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 33(12):4138–4157, 2023. doi: 10.1108/HFF-06-2023-0337.
- K. Takizawa, T. Tezduyar, y R. Avsar. A low-distortion mesh moving method based on fiber-reinforced hyperelasticity and optimized zero-stress state. *Computational Mechanics*, 65:1567–1591, 2020. doi: 10.1007/s00466-020-01835-z.
- C. Tan, Y. Cai, H. Wang, y L. Chen. Vehicle State Estimation Combining Physics-Informed Neural Network and Unscented Kalman Filtering on Manifolds. *Sensors*, 23(15):6665, 2023. doi: 10.3390/s23156665.
- A. Tasora, D. Negrut, y M. Anitescu. GPU-Based Parallel Computing for the Simulation of Complex Multibody Systems with Unilateral and Bilateral Constraints: An Overview. In K. Arczewski, W. Blajer, J. Fraczek, y M. Wojtyra, editors, *Multibody Dynamics. Computational Methods in Applied Sciences*, volume 23. Springer, Dordrecht, 2011. doi: 10.1007/978-90-481-9971-6_14.
- T. E. Tezduyar. Stabilized Finite Element Formulations for Incompressible Flow Computations. *Advances in Applied Mechanics*, 28:1–44, 1991. doi: 10.1016/S0065-2156(08)70153-4.
- T. E. Tezduyar, M. Behr, y J. Liou. A new strategy for finite element computations involving moving boundaries and interfaces—The deforming-spatial-domain/space-time procedure: I. The concept and the preliminary numerical tests. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 94(3):339–351, 1992. doi: 10.1016/0045-7825(92)90059-S.
- T. E. Tezduyar, S. Sathe, R. Keedy, y K. Stein. Space–time finite element techniques for computation of fluid–structure interactions. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 195(17–18):2002–2027, 2006. doi: 10.1016/j.cma.2004.09.014.

- T. Theodorsen. General Theory of Aerodynamic Instability and the Mechanism of Flutter. Technical Report NACA-TR-496, National Advisory Committee for Aeronautics, 1934.
- T. Theodorsen y I. E. Garrick. Mechanism of Flutter A Theoretical and Experimental Investigation of the Flutter Problem. Technical Report NACA-TR-685, National Advisory Committee for Aeronautics, 1940.
- A. Thom. The flow past circular cylinders at low speeds. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 141 (845):651–669, 1933. doi: 10.1098/rspa.1933.0146.
- D. Thomas, M. L. Cerquaglia, R. Boman, T. D. Economon, J. J. Alonso, G. Dimitriadis, y V. E. Terrapon. CUPyDO - An integrated Python environment for coupled fluid-structure simulations. *Advances in Engineering Software*, 128:69–85, 2019. doi: 10.1016/j.advengsoft.2018.05.007.
- V. Tran. A Calculation Method for Estimating the Transient Wind Force and Moment Acting on a Vehicle. Technical Paper 910315, SAE International, Warrendale, PA, 1991.
- C. Trivedia y M. J. Cervantes. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68:87–101, 2017. doi: 10.1016/j.rser.2016.09.121.
- Y. H. Tseng y J. H. Ferziger. A ghost-cell immersed boundary method for flow in complex geometry. *Journal of Computational Physics*, 192(2):593–623, 2003. doi: 10.1016/j.jcp.2003.07.024.
- P. Tsoutsanis y M. Dumbser. Arbitrary high order central non-oscillatory schemes on mixed-element unstructured meshes. *Computers & Fluids*, 225:104961, 2021. doi: 10.1016/j.compfluid.2021.104961.
- T. Tunay, L. Drugge, y C. J. O'Reilly. On coupling methods used to simulate the dynamic characteristics of heavy ground vehicles subjected to crosswind. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 201:104194, 2020a. doi: 10.1016/j.jweia.2020.104194.
- T. Tunay, C. J. O'Reilly, y L. Drugge. The Significance of Roll on the Dynamics of Ground Vehicles Subjected to Crosswind Gusts by Two-Way Coupled Simulation of

- Aero- and Vehicle Dynamics. In M. Klomp, F. Bruzelius, J. Nielsen, y A. Hillemyr, editors, *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. IAVSD 2019.*, pages 1388–1397. Springer, Cham, 2020b. doi: 10.1007/978-3-030-38077-9_160.
- S. V. Unaune, S. D. Sovani, y S. E. Kim. Aerodynamics of a generic ground transportation system: Detached eddy simulation. *SAE Transactions*, 114:596–611, 2005. doi: 10.4271/2005-01-0548.
- United Nations Economic Commission for Europe. Consolidated Resolution on the Construction of Vehicles (R.E.3). Technical Report ece/trans/wp.29/78/rev.7, United Nations, Ginebra, mayo 2023. URL https://unece.org/sites/default/files/2023-12/ECE_TRANS_WP.29_78_Rev.7e.pdf.
- U.S. centers for disease control and prevention. Achievements in Public Health, 1900–1999 Motor-Vehicle Safety: A 20th Century Public Health Achievement. *Morbidity and Mortality Weekly Report (MMWR)*, 48(18):369–374, 1999. URL <https://www.cdc.gov/mmwr/preview/mmwrhtml/mm4818a1.htm>.
- U.S. Department of the Interior. Large vehicles - zion national park. <https://www.nps.gov/zion/planyourvisit/large-vehicles.htm>, 2026. Accedido: 2026-09-16.
- E. H. van Brummelen, C. Michler, y R. de Borst. Interface-GMRES(R) Acceleration of Subiteration for Fluid-Structure-Interaction Problems. Report DACS-05-001, Delft Aerospace Computational Science, Delft, The Netherlands, enero 2005.
- J. P. Van Doormaal y G. D. Raithby. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows. *Numerical Heat Transfer*, 7(2):147–163, 1984. doi: 10.1080/01495728408961817.
- M. D. Van Gennip y J. McPhee. Parameter Identification for Combined Slip Tire Models using Vehicle Measurement System. Technical Paper 4, SAE International, Warrendale, PA, abril 2018.
- A. van Zanten, R. Erhardt, y G. Pfaff. VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch. Technical Paper 950759, SAE International, Warrendale, PA, febrero 1995.

- R. Verzicco, M. Fatica, G. Iaccarino, P. Moin, y B. Khalighi. Large Eddy Simulation of a Road Vehicle with Drag-Reduction Devices. *AIAA Journal*, 40(12):2447–2455, 2002. doi: 10.2514/2.1613.
- T. von Kármán. Ueber den Mechanismus des Widerstandes, den ein bewegter Körper in einer Flüssigkeit erfährt. *Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen, Mathematisch-Physikalische Klasse*, pages 509–517, 1911. URL <http://eudml.org/doc/58812>.
- S. Wallin y A. Johansson. An explicit algebraic Reynolds stress model for incompressible and compressible turbulent flows. *Journal of Fluid Mechanics*, 403:89—132, 2000. doi: 10.1017/S0022112099007004.
- J. X. Wang, J. L. Wu, y H. Xiao. Physics-informed machine learning approach for reconstructing Reynolds stress modeling discrepancies based on DNS data. *Physical Review Fluids*, 2:034603, 2017. doi: 10.1103/PhysRevFluids.2.034603.
- Y. Wang, Z. Zhang, Q. Zhang, Z. Hu, y C. Su. Dynamic coupling analysis of the aerodynamic performance of a sedan passing by the bridge pylon in a crosswind. *Applied Mathematical Modelling*, 89(2):1279–1293, 2021. doi: 10.1016/j.apm.2020.07.003.
- R. A. Wehage y E. J. Haug. Generalized Coordinate Partitioning for Dimension Reduction in Analysis of Constrained Dynamic Systems. *Journal of Mechanical Design*, 104(1): 247, 1982. doi: 10.1115/1.3256318.
- D. W. Whitcomb y W. F. Milliken. Design Implications of a General Theory of Automobile Stability and Control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, 10(1):367–425, 1956. doi: 10.1243/PIME_AUTO_1956_000_035_02.
- T. Wick. Fully Eulerian fluid–structure interaction for time-dependent problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 255:14–26, 2013. doi: 10.1016/j.cma.2012.11.009.
- J. Wiedemann. The Influence of Ground Simulation and Wheel Rotation on Aerodynamic Drag Optimization - Potential for Reducing Fuel Consumption. Technical Paper 960672, SAE International, Warrendale, PA, febrero 1996.

- D. C. Wilcox. Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. *AIAA Journal*, 26(11):1299–1310, 1988. doi: 10.2514/3.10041.
- N. Winkler, L. Drugge, A. S. Trigell, y G. Efraimsson. Coupling aerodynamics to vehicle dynamics in transient crosswinds including a driver model. *Computers and Fluids*, 138: 26–34, 2016. doi: 10.1016/j.compfluid.2016.08.006.
- A. M. Winslow. Numerical solution of the quasilinear poisson equation in a nonuniform triangle mesh. *Journal of Computational Physics*, 1(2):149–172, 1966. doi: 10.1016/0021-9991(66)90001-5.
- T. Xiao, N. Qin, D. Luo, y S. Deng. Deformable Overset Grid for Multibody Unsteady Flow Simulation. *AIAA Journal*, 54(8):2392–2406, 2016. doi: 10.2514/1.J054861.
- W. S. Yoo y E. J. Haug. Dynamics of Flexible Mechanical Systems Using Vibration and Static Correction Modes. *Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design*, 108(3):315, 1986. doi: 10.1115/1.3258733.
- Z. Yuan, D. Huo, Y. Chen, D. Xia, H. Wang, y L. Lin. Vehicle lateral control and stability analysis under the disturbed flow coupling effect in the crosswind region of a bridge tower. *International Journal of Dynamics and Control*, 13(388), 2025. doi: 10.1007/s40435-025-01888-z.
- J. Zhang, W. Fan, Z. Guo, S. Han, G. Gao, y J. Wang. Investigation of the wake flow of a simplified heavy vehicle with different aspect ratios. *Physics of Fluids*, 34(6):065135, 2022a. doi: 10.1063/5.0094534.
- Q. Zhang, C. Su, y Y. Wang. Numerical investigation on aerodynamic performance and stability of a sedan under wind–bridge–tunnel road condition. *Alexandria Engineering Journal*, 59(5):3963–3980, 2020. doi: 10.1016/j.aej.2020.07.004.
- Q. Zhang, C. Su, M. Tsubokura, Z. Hu, y Y. Wang. Coupling analysis of transient aerodynamic and dynamic response of articulated heavy vehicles under crosswinds. *Physics of Fluids*, 34(1):017106, 2022b. doi: 10.1063/5.0077988.
- Q. Y. Zhao, B. K. Wang, Y. H. Lu, X. Y. Liao, Y. H. Xianyu, y T. Huang. Aerodynamic Stability Analysis of Vehicles under Vehicle Meeting Conditions Based on Aerodyna-

mics and Multi-body Dynamics Coupling. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 19(3): 308–321, 2026. doi: 10.47176/jafm.19.3.3927.

Électricité de France R&D. Code Saturne v8.0 general documentation, 2023. URL <https://www.code-saturne.org/cms/web/documentation/v80>. Accedido: 2026-02-12.