



LIMITACIÓN DE ERRORES EN LA APLICACIÓN DE LOS PRINCIPIOS CONSERVATIVOS en la RECONSTRUCCIÓN DE SINIESTROS EN EL TRÁNSITO

Ing. Aníbal O. García – agarcia@perarg.com.ar

RESUMEN

La aplicación estricta de los modelos conservativos de la mecánica newtoniana, en los casos de la reconstrucción analítica de las colisiones del tránsito vial, traen aparejados algunos errores metodológicos sistemáticos, que el investigador debe conocer, y para los cuales son necesarias estrategias claras para acotar su impacto en los resultados de los cálculos, y en los dictámenes que se derivan de ellos.

La existencia de dichos errores sistemáticos no puede sorprendernos. Es la consecuencia lógica de la simplificación idealizada que necesariamente rige su aplicación a los casos concretos. En un gran número de casos, el impacto es de escasa significación, y existen métodos estimativos para acotarlos de manera segura¹.

La aplicación del principio de conservación de la cantidad de movimiento lineal (CCML) en configuraciones de colisión oblicua, plantea algunas incertidumbres particulares. En estos casos, la modelación vectorial se aplica sobre masas puntuales ideales, carentes de inercia y por lo tanto, indiferentes a los movimientos de rotación inducidos en las colisiones.

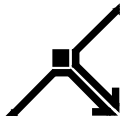
Cuando las rotaciones son pequeñas frente a los desplazamientos lineales del centro de masa de los vehículos, el error cometido puede ser despreciable; no es el caso cuando las rotaciones son de magnitud compatible con aquellos. Ello es frecuente en los casos en que el vehículo colisionado lateralmente, con su variación de velocidad, induce la rotación del antagonistas, por efecto de la fricción entre ambos durante el contacto: es el caso conocido como *colisión rozante* (*side swipe*)².

En este caso, el método simplificado de masas puntuales induce una marcada subestimación de la velocidad del automóvil colisionado lateralmente, del orden cercano al 100%, y consecuentemente, una sobreestimación de la del otro vehículo.

En el presente ensayo se analiza un caso de colisión lateral oblicua, y se comparan los resultados derivados de la aplicación del principio de CCML, con resultados poco compatibles con los hechos verificados, y una corrección aplicando el principio de conservación de la energía (CE), incluyendo en él la atenuación de los errores propios en la estimación de la energía disipada como trabajo de deformación, mediante la aplicación de la *Teoría General de la Colisión*.

¹ Véase Aníbal O. García - **ACCIDENTES DE TRANSITO – Investigación y Reconstrucción**, Editorial Nueva Librería, 2ª Ed. - Buenos Aires 2016, págs. 217 a 221.

² Aníbal O. García – Op. Cit, págs. 391 a 402.



1.- EL ACCIDENTE

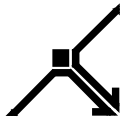
Se trata de una colisión lateral ocurrida en la intersección en “T” de dos rutas Nacional, protagonizada por un automóvil Mercedes Benz B200, con su conductor, y un automóvil Peugeot 206, tripulado por tres adultos y tres menores, todos los cuales fallecieron en el hecho a consecuencias del impacto.



Para el análisis se dispuso de un detallado relevamiento de rastros y de la escena del siniestro y de los dos vehículos –tomadas a nivel de piso y en vista aérea con dron), en formato digital original. Este soporte permite un análisis fino de los rastros debido a que contando con una buena pantalla de exposición, puede ampliarse la imagen hasta cinco veces sin perder definición, se puede ajustar el contraste y el brillo para resaltar mejor algunos elementos (por ejemplo huellas de neumáticos sobre el asfalto), y comparar posiciones de huellas y móviles con objetos fijos (la señalización horizontal de la ruta, por ejemplo). Todo ello redundará en la mejora de la interpretación y en la posibilidad de completar mediciones no realizadas in situ, o verificar la precisión de las realizadas.

El lugar donde ocurrió el hecho es una Ruta Nacional que atraviesa la pampa húmeda. Es una vía de doble mano de dos carriles asfaltados y banquetas de tierra consolidada, que en un tramo de unos 200 metros en torno al cruce se amplía a dos carriles para la mano por donde circulaban previamente los protagonistas, generando una dársena de desaceleración para el giro a la izquierda, y de aceleración para el tránsito que se incorpora a la primera ruta desde la izquierda.





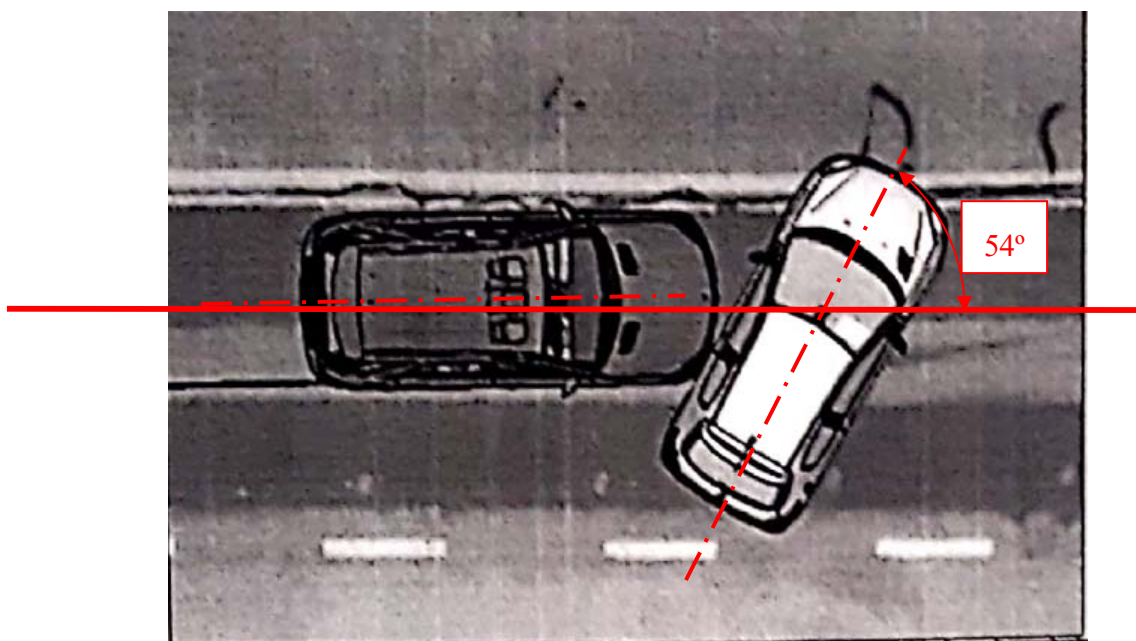
La aproximación en el sentido de circulación de ambos protagonistas, muestra unos 1000 metros antes el punto más alto de una loma, cuya pendiente finaliza a más de 700 metros de la intersección donde se produjo el siniestro; desde allí la traza es recta y llana, sin limitadores de visibilidad de ningún tipo.

El estado de conservación del pavimento es regular, usado y pulido por el tránsito. Al momento del hecho se encontraba seco y sin suciedad anormal (arena, tierra o fluidos oleosos), que alteraran la adherencia de los neumáticos de los vehículos. La señalización horizontal es completa, está en buen estado, y delimitan claramente la zona habilitada para el cruce de la ruta.

El punto de impacto se encuentra ubicado a unos 40 metros pasada la intersección. La posición del Peugeot indica que se encontraba cruzando la ruta en forma oblicua, con la rueda delantera izquierda pisando la doble línea amarilla, sobre la que quedó una marca de arrastre metálico, rastro cuya contrapartida es el depósito de pintura amarilla hallado en el hombro del neumático y el labio interior de la llanta.



Estas evidencias permiten reconstruir una posición aproximada de los autos al momento de iniciarse el contacto.





El Mercedes Benz quedó detenido sobre el préstamo a la izquierda de la ruta, orientado con su frente hacia ella, realizando desde el punto de impacto una trayectoria con movimiento de roto-traslación en sentido horario por espacio de 52 metros y dejando un reguero de fluidos oleosos.



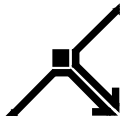
El Peugeot se encontró sobre la dársena de aceleración, a 46 metros del punto de colisión, orientado hacia la banquina. El cuerpo de una de las tripulantes quedó tendida sobre el pavimento en la mano contraria, sobre la línea discontinua que divide el carril de la banquina y de la rama de conexión.



A partir de estos rastros, la planificación del análisis de reconstrucción debe seguir los siguientes pasos.

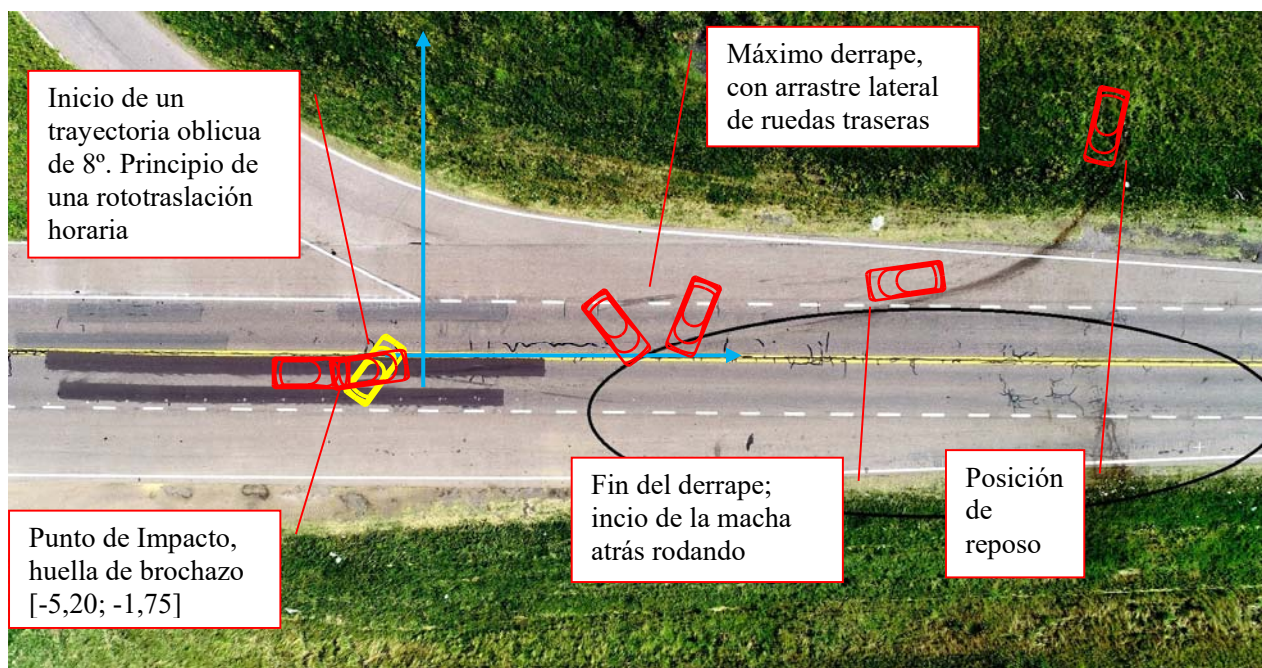
1. La determinación de la energía cinética y velocidad post impacto de ambos móviles
2. La composición de estos parámetros en la colisión, para determinar la velocidad pre impacto y la energía cinética de los dos vehículos
3. Generar algún método de validación de los resultados por un camino independiente

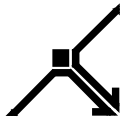
Siguiendo este orden, debemos esperar alcanzar resultados confiables.



2.- EL MOVIMIENTO POST IMPACTO Y SU EVALUACIÓN

En primer lugar estudiaremos la secuencia de desplazamiento del vehículo 1 (Mercedes Benz) desde el punto de impacto al punto de reposo. Para ello adoptamos un sistema de referencia con origen en el punto donde la proyección de la conjunción de las dos líneas blancas continuas de la rama Y Este de la bifurcación intersecta la línea divisoria doble amarilla. El eje X tiene la dirección de la ruta y sentido igual al de marcha de los vehículos; el eje Y tiene sentido hacia el Norte. Cada punto es definido por las coordenadas [X;Y]. Los principales puntos están ilustrados con fotografías de los rastros referenciados y comentarios acerca de la interpretación adecuada de los mismos.





El punto de partida del análisis es la huella de neumáticos que define el punto de impacto. Se compone de dos huellas parcialmente superpuestas. La huella (A) pertenece al neumático trasero izquierdo del Peugeot, claramente identificada por el cambio de dirección desde su inicio en (C). La huella (B) pertenece al neumático delantero derecho del Mercedes Benz y muestra la desviación de 8° respecto del eje principal de la ruta.

Compatibles con éstas, se observan dos huellas paralelas correspondientes al tren delantero del Mercedes Benz, que revela el inicio de un movimiento de rotación en el sentido horario, contemporáneo a la traslación, cuya fase más intensa -desplazamiento lateral franco de las ruedas traseras-, está identificada con la huella curva (D) sobre las líneas discontinuas blancas del carril contrario.



En este punto queda claramente identificado un giro de rotación de 60° respecto a la posición inicial. Ello es deducible de considerar la distancia diagonal entre el punto de apoyo de la rueda delantera derecha y la trasera izquierda (3,11 metros; resultado de una trocha de 1,552/1,549 y una distancia entre ejes de 2,699. El ángulo de esa “diagonal” respecto del eje principal del rodado es $29,79^\circ$).

El derrape finaliza aproximadamente donde empieza a formarse la mancha de aceite, y pasa por encima de la línea blanca discontinua (separadora de carriles). Esta evidencia surge de dos apreciaciones concretas sobre los rastros que median de allí en adelante.

El primero de ellos es que la trayectoria de desplazamiento lineal invierte la curvatura. Ello indica sin lugar a duda alguna, que en ese punto el movimiento de derrape finalizó, lo que resulta coherente con la distancia de esta marca a la huella de deslizamiento lateral de las ruedas traseras (D).

La segunda evidencia la proporciona la aparición de al menos tres huellas correspondientes a distintos neumáticos del vehículo, cuyo ancho se aproxima cada vez más al ancho del neumático, y cuya configuración se compadece plenamente con un vehículo en marcha hacia atrás y girando hacia su derecha (hacia la izquierda según el punto de vista del observador).

Estas huellas se continúan claramente en la banquina de tierra y en el pasto del préstamo y finalizan en la posición de reposo del rodado, donde claramente no hay ninguna señal de desplazamiento anormal de los neumáticos. Este hecho es plenamente coherente con el estado de los cuatro



neumáticos del rodado, los que se encuentran armados en sus respectivas llantas, y con presión de aire en todas las imágenes del vehículo siniestrado.



Los movimientos de roto-traslación suelen finalizar, como en el caso del Mercedes Benz, en desplazamientos rodando libremente, en marcha atrás. Ello se debe a que en el movimiento combinado de rotación y de traslación, existe en todo momento, un vector resultante del impulso y de la velocidad. Cuando la dirección de ese vector coincide –se alinea–, con el eje principal del vehículo, o *eje de rolido*, el movimiento combinado, que tiene un cierto grado de resistencia mayor a la rotación, se transforma en movimiento de traslación con rodadura que ofrece menor resistencia al avance.

Esta transformación es un principio general de la física: frente a una serie de opciones, la respuesta natural del sistema es por aquella que se desarrolla en el *camino del menor esfuerzo*. Ello sucede con el curso de agua, que siempre elegirá la mayor pendiente de las disponibles, y se verifica en el campo de la electricidad, el calor y demás áreas del mundo que nos rodea.

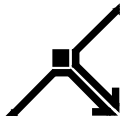
Existe clara evidencia de la imposibilidad de que el conductor apriete el freno. Ello deriva del hecho de que en el choque estallaron los air-bags. En esa condición el conductor queda inhabilitado por mucho tiempo de hacer alguna maniobra con el automóvil, entre ellas oprimir los frenos.

De acuerdo con los rastros relevados e interpretados, el tramo final de desplazamiento del vehículo, antes de quedar detenido sobre el préstamo Norte, está compuesto por un tramo de 11,67 m, rodando sobre el pavimento (factor de desaceleración $\mu = 0,03$), un segundo tramo rodando sobre la gramilla de 11,54 m de longitud (factor de desaceleración $\mu = 0,05$), con un descenso de 0,40 metros debido al desnivel entre el pavimento y el préstamo. En base a estas proposiciones se puede estimar la energía cinética disipada en el tramo final como:

$$E'_{f/m} = g \cdot [11,67 \cdot 0,03 + 11,54 \cdot 0,05 - 0,4] = 7,1 \text{ J/kg};$$

y la velocidad al inicio del tramo

$$v'_f = \sqrt{2E'_{f/m}} = 3,78 \text{ m/s}$$



El movimiento de derrape se modela empleando la fórmula de *Limpert*, que afecta al coeficiente de fricción en los neumáticos bloqueados por el seno del ángulo que forma el plano de rodadura de la rueda con la trayectoria³. De acuerdo a este criterio, en un cierto recorrido ΔS_i en una dirección α_i respecto de la dirección de desplazamiento, insumirá como trabajo de fricción una variación de la energía cinética elemental

$$\Delta E_i' = \mu \cdot g \cdot \text{sen} \alpha_i \cdot \Delta S_i$$

La energía cinética total disipada en el movimiento de derrape será entonces la sumatoria de las cantidades elementales de energía

$$\Delta E' = \mu \cdot g \sum_{i=1}^n (\text{sen} \alpha_i) \cdot \Delta S_i$$

Dado que en el caso analizado no se tiene un detallado relevamiento planimétrico de las huellas, se apela a un procedimiento aproximado.

En primer lugar se separan tres tramos de la longitud total de 33,55 metros que ha insumido en desplazamiento en derrape, identificables por huellas definidas en el pavimento. De allí se tiene un primer tramo de 19,14 m que corresponde al giro de los primeros 60°, hasta el inicio de la huella de desplazamiento lateral de la rueda trasera; un segundo tramo de 7 m con un giro de 60 a 120°, y un tercer tramo de 7,41 m, que completa el giro hasta 180°.

Cada tramo se divide en diez sub-tramos de igual desplazamiento ΔS_i y en diez arcos iguales; y sobre ellos se aplica la ecuación. Se obtiene así la energía disipada en cada sub-tramo, y la total tal como queda reflejada en la tabla de la página siguiente. El coeficiente de desaceleración en bloqueo se ha tomado el mayor valor de los emitidos a partir de ensayos por *Warner et al*⁴.

De acuerdo a los resultados de la tabla de la página siguiente, la energía disipada en el derrape ha sido de 158,9 J/kg. Adicionando a ella la disipada en la traslación final por rodadura, y un monto debido a la energía de rotación inicial del derrape, se alcanza un valor total al iniciar el movimiento de post impacto (o al finalizar el impacto, que es lo mismo), de 177,8 J/kg, equivalente a una velocidad de post impacto $v'_I = 18,9$ m/s.

Empleando el mismo sistema de referencia se deduce con buena precisión la secuencia de desplazamiento del vehículo 2 (Peugeot 206) desde el punto de impacto al punto de reposo.

El punto de partida del análisis es el mismo que en caso del vehículo 1: la huella de neumáticos que define el punto de impacto. Como se ha visto, la huella (A) pertenece al neumático trasero izquierdo en tanto la huella (B) pertenece al neumático delantero derecho del Mercedes Benz. El neumático delantero izquierdo, debido a los restos de pintura amarilla en la cara interior de la llanta, lo ubica en el inicio de una huella de arrastre metálico sobre la doble línea amarilla.

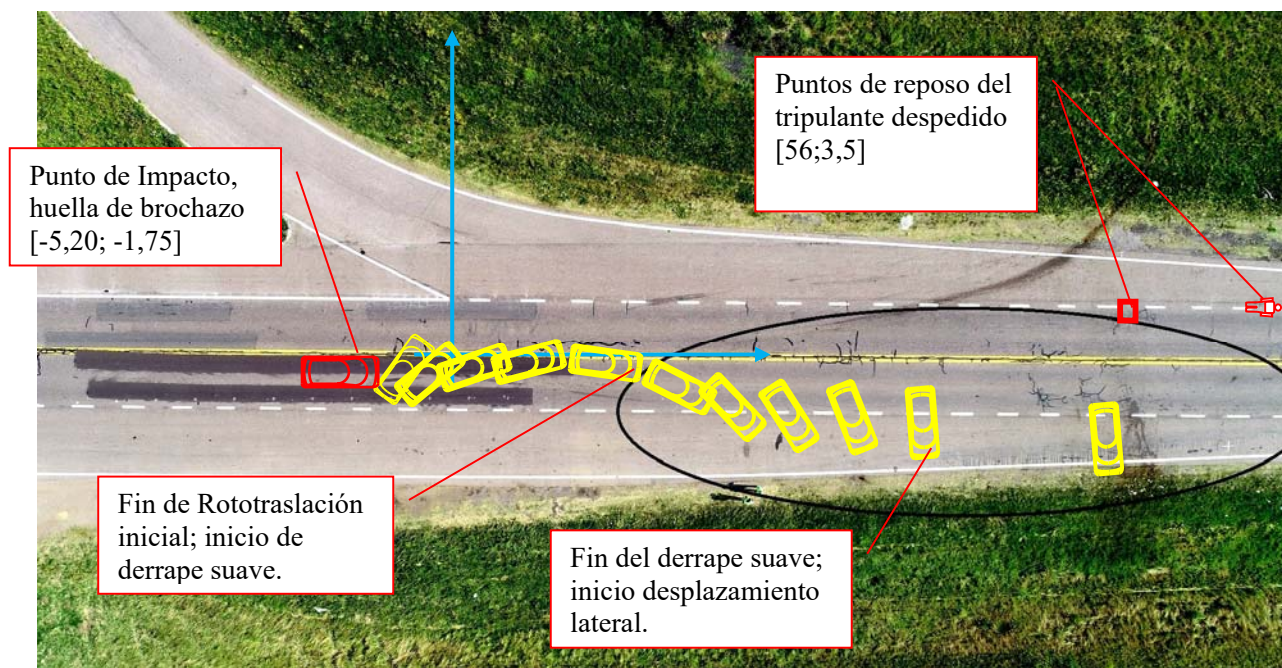
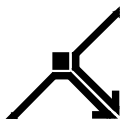
³ El modelo de *Limpert* está desarrollado en *Anibal O García* – Op. Citada, Páginas 130/134.

⁴ *Charles Y WARNER, Gregory C SMITH, Michael B. JAMES, and Geoff J. GERMANE* – **FRICTION APPLICATIONS IN ACCIDENT RECONSTRUCTION** – Intl Congress and Exposition Detroit, 1983. La tabla universalmente difundida se reproduce en *Anibal O García* – Op. cit, página 124



ESTIMACION DE LA ENERGÍA DISIPADA EN DERRAPE POR EL MERCEDES BENZ

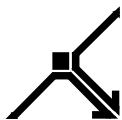
Factor de desaceleración en bloqueo				
			u =	0,65
S	Angulo	seno	E/m disipada	tiempo
m	º		J/kg	s
0,00	0	0	0	0
1,91	6	0,105	1,3	0,11
3,83	12	0,208	2,5	0,21
5,74	18	0,309	3,8	0,32
7,66	24	0,407	5,0	0,42
9,57	30	0,500	6,1	0,53
11,48	36	0,588	7,2	0,64
13,40	42	0,669	8,2	0,75
15,31	48	0,743	9,1	0,87
17,23	54	0,809	9,9	0,99
19,14	60	0,866	10,6	1,12
19,84	66	0,914	4,1	1,16
20,54	72	0,951	4,2	1,21
21,24	78	0,978	4,4	1,26
21,94	84	0,995	4,4	1,31
22,64	90	1,000	4,5	1,37
23,34	96	0,995	4,4	1,42
24,04	102	0,978	4,4	1,48
24,74	108	0,951	4,2	1,53
25,44	114	0,914	4,1	1,59
26,14	120	0,866	3,9	1,65
26,88	126	0,809	9,9	1,72
27,62	132	0,743	9,1	1,79
28,36	138	0,669	8,2	1,87
29,10	144	0,588	7,2	1,96
29,85	150	0,500	6,1	2,05
30,59	156	0,407	5,0	2,16
31,33	162	0,309	3,8	2,29
32,07	168	0,208	2,5	2,44
32,81	174	0,105	1,3	2,60
33,55	180	0,000	0,0	2,79
			158,9	

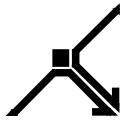


La huella sobre la línea amarilla (M), resulta compatible con una tercera huellas arrastre metálico de un punto no determinado del piso del automóvil (N). Ambas huellas describen el movimiento de rotación inicial del Peugeot a lo largo de unos 12 metros hasta completar un giro total de 77°.



El inicio de un movimiento de derrape suave, está representado por las huellas del neumático trasero izquierdo (A) y otra huella que debería corresponder al neumático delantero derecho (P)





El fin del derrape suave está representado por un conjunto de huellas intermitentes que comienzan con una marca de neumático tenue (Q) y se incrementan con otras huellas de arrastre metálico (R), que finalizan con el automóvil en el punto de reposo.

En base a las huellas y las apreciaciones que se hacen de ellas, se deduce la siguiente secuencia de fenómenos de desplazamiento:

Fase A - un desplazamiento inicial en la dirección de marcha del Mercedes Benz, de 17,57 metros de longitud, rotando en total un ángulo de 77°

Fase B - un desplazamiento en derrape suave de 90° en una longitud de 16,33 metros

Fase C- un deslizamiento lateral de 13,03.

En la planilla de cálculo (cuyos resultados se muestran en la página siguiente), se ha realizado el cómputo de energía específica por unidad de masa, disipada en estos movimientos. Para los deslizamientos se ha considerado la ecuación:

$$E'_i = \mu g \cdot d \quad \text{siendo } d \text{ la distancia recorrida}$$

Para la rotación inicial y la ocurrida en el derrape, asimilada a un trompo puro:

$$E'_i = \mu g \cdot \theta \cdot r \quad \text{siendo } \theta \text{ el ángulo abatido y } r \text{ el valor medio de la diagonal del cuadrilátero formado por la distancia entre ejes y la trocha.}$$

El valor del factor medio de desaceleración μ aplicable al desplazamiento en este caso, debe considerar la proporción de masa del automóvil, descargada en cada punto de apoyo.

Para ello se asume que el tren delantero porta el 54% del peso total; de él la mitad se descarga sobre la rueda izquierda impedida de rodar (factor específico 0,8), y la otra mitad sobre la parte baja del motor y caja (roce metálico, factor de roce con pavimento 0,45).

El 46% de la masa restante se descarga por igual en las ruedas traseras, las que pueden rodar libremente, y de hecho así se han trasladado, sin dejar huellas de deslizamiento lateral, salvo en unos pocos metros al inicio. Con estas consideraciones el factor de desaceleración resultará:

$$\mu_a = (0,27 \cdot 0,8 + 0,27 \cdot 0,45 + 0,46 \cdot 0,05) = 0,361$$

NOTA

Al compatibilizar los resultados del movimiento post impacto de ambos rodados con la energía disipada en la colisión (ver el capítulo siguiente), se ha encontrado que el valor $\mu_a = 0,361$ conduce una velocidad equivalente de barrera del Mercedes Benz inferior a los 9 m/s. Este último valor es el mínimo valor de severidad de impacto, compatible con el accionamiento de los air-bags. Se verificó que el valor de velocidad equivalente del Mercedes Benz se incrementa, en tanto el del Peugeot disminuye, con un valor de μ más bajo. Por ello en el cálculo se empleó el valor máximo de compatibilización de 0,35.

Los resultados del cómputo permiten determinar un valor de energía específica por unidad de masa disipada de 157,56 J/kg, equivalentes a una velocidad post impacto de 17,8 m/s.



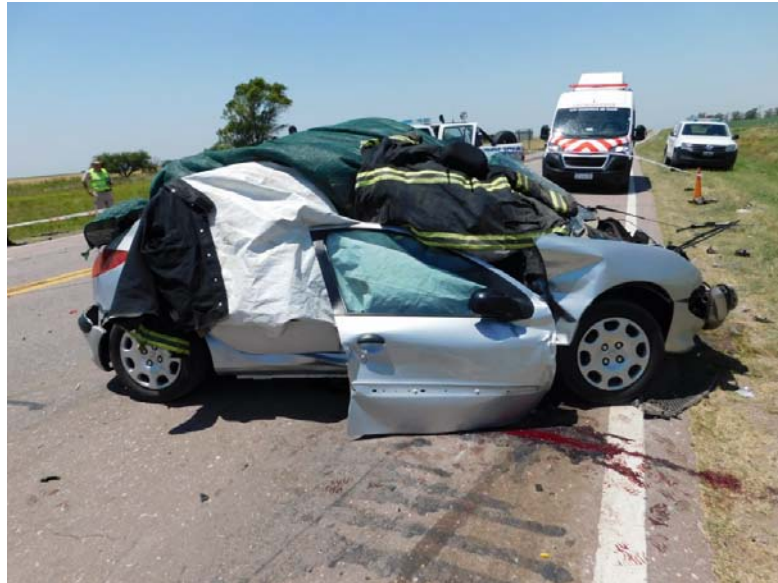
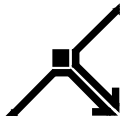
COMPUTO DE ENERGÍA ESPECÍFICA POST IMPACTO DEL PEUGEOT 206

Factor de desaceleración en bloqueo				u =	0,35	
				valor r =	1,41	m
Deslizamiento inicial	dA =	17,57	m	Ea/m =	60,33	J/kg
rotación inicial 77º		1,344	rad	Earot/m =	6,51	J/kg
Derrape desde 0 a 90º, en 16,33 m						
	Delta S	S	Angulo	seno	E/m disipada	
		m	º		J/kg	
	1,633	0,00	0	0	0,00	
1	16,33	1,63	9	0,156	0,88	
2		1,63	18	0,309	1,73	
3		1,63	27	0,454	2,54	
4		1,63	36	0,588	3,29	
5		1,63	45	0,707	3,96	
6		1,63	54	0,809	4,53	
7		1,63	63	0,891	4,99	
8		1,63	72	0,951	5,33	
9		1,63	81	0,988	5,53	
10		1,63	90	1,000	5,60	
Energía disipada en traslación				Eb/m =	38,39	J/kg
Energía disipada en rotación				Ebrot/m =	7,60	J/kg
Desplazamiento lateral final		13,03	m	Ec/m =	44,74	J/kg
				Energía disipada	157,56	J/kg
				v'2 =	17,8	m/s

VERIFICACION CONSIDERANDO LA PROYECCION DE UN TRIPULANTE

Un rastro adicional para evaluar la pertinencia de este cómputo, lo brinda el hecho de que una pasajera del rodado salió despedida del interior del habitáculo y quedó tendida sobre las líneas discontinuas de la mano contraria a unos 9 metros más allá de la posición de reposo del vehículo (coordenada [56;3,5]). Asociado a ella, se observó un parlante de madera que también quedó sobre las líneas discontinuas, pero alineado en el sentido transversal (Y) a la posición final del rodado.

De acuerdo a los rastros del estado final del rodado, la puerta delantera derecha fue retirada por los bomberos según se desprende de la ausencia de rayones de roce con el pavimento, y de las marcas de barroteo sobre la parte trasera del guardabarros delantero.

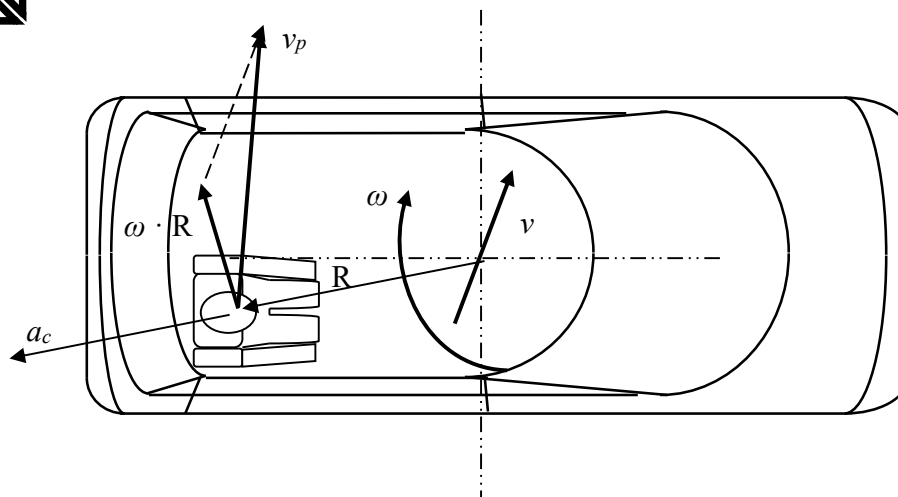
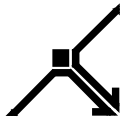


Dado que el lado izquierdo resultó comprimido por la deformación del contacto, el único lugar posible de salida para el cuerpo de la pasajera y el parlante, es el portón trasero, el cual se abrió por efecto de la deformación inducida en la colisión.



Por lo tanto la pasajera despedida debía ubicarse en el asiento trasero, y del lado derecho, el más alejado de la zona de contacto en la colisión. A una distancia R del centro de masa del mismo.

El mecanismo de expulsión se puede explicar por efecto de la aceleración centrípeta, en dirección radial al centro de rotación, y la velocidad de proyección resultará de la composición vectorial (suma) de la velocidad de traslación del centro de rotación y la velocidad tangencial $[\omega \cdot R]$ instantáneas en el momento de salida.



Es decir que la velocidad de proyección del tripulante estará determinada en dirección por esa composición vectorial y la magnitud de esa velocidad será:

$$v_p = v \cdot \cos \gamma + \omega \cdot R$$

en la que γ es el ángulo que forma la dirección de proyección del tripulante con la dirección de la velocidad del automóvil en el instante de desprendimiento.

Un punto probable por las condiciones de aceleración, retardo desde el inicio del movimiento (1,11 segundos) y velocidad angular más probable de 5 s^{-1} , es el final del deslizamiento inicial (coordenadas [11; -1,5]). La distancia total de proyección desde esa posición hasta el punto de reposo del cuerpo es de 50,16 metros, con un ángulo de desviación de la trayectoria de proyección de $4,6^\circ$, lo que forma con la dirección del vector velocidad del automóvil un ángulo de aproximadamente 10° .

Empleando la ecuación de *Searle*⁵ para la mínima velocidad de proyección:

$$v_{p\min} = \sqrt{2g \frac{\mu}{1 + \mu^2} \cdot S}$$

donde el valor de desaceleración de un cuerpo vestido con pavimento es $\mu = 0,64$, y reemplazando los valores resulta $v_p = 20,09 \text{ m/s}$. La componente de velocidad tangencial es de $6,5 \text{ m/s}$. Por lo tanto la velocidad lineal del automóvil en ese punto debería ser

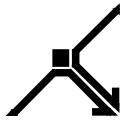
$$v = \frac{v_p - \omega R}{\cos 10^\circ} = \frac{20,09 - 6,5}{0,985} = 13,8 \text{ m/s}$$

Por otro lado el automóvil, partiendo de una velocidad post impacto de $17,8 \text{ m/s}$ ha recorrido $16,3$ metros con una desaceleración lineal de $0,35 \cdot g$, Su velocidad instantánea deberá ser:

$$v = \sqrt{17,8^2 - 2g \cdot 0,35 \cdot 16,3} = 14,47 \text{ m/s}$$

Este valor resulta muy aproximado por exceso al determinado anteriormente; por lo tanto verifica razonablemente bien la estimación de energía y velocidad post impacto del Peugeot

⁵ John A. Searle, Angela Searle – **THE TRAJECTORIES OF PEDESTRIANS, MOTORCYCLES, MOTORCYCLISTS, ETC., FOLLOWING A ROAD ACCIDENT** - SAE Paper 831622.



3.- VELOCIDAD DE IMPACTO

Siendo una colisión oblicua, con los ángulos de 54° para la trayectoria previa del vehículo 2, y 8° para la trayectoria post impacto del vehículo 1, la primera tentación del analista es aplicar un modelo de cálculo vectorial de masas puntuales, generando dos ecuaciones de proyección de los vectores de impulso lineal (cantidad de movimiento).

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 \cdot \cos 54^\circ = m_1 \cdot v'_1 \cdot \cos 8^\circ + m_2 \cdot v'_2$$

$$m_2 \cdot v_2 \cdot \sin 54^\circ = m_1 \cdot v'_1 \cdot \sin 8^\circ$$

Adoptando una masa de choque de 1.470 y 1.325 kg respectivamente, con las velocidades post impacto de 18,9 y 17,8 m/s calculadas en el capítulo anterior, resultará:

$$v_1 = 32,7 \text{ m/s} = 117,8 \text{ km/h} \quad v_2 = 3,87 \text{ m/s} = 13,9 \text{ km/h}$$

¿son estos valores posibles? ¿no llama la atención la escasa velocidad del segundo vehículo? No resulta lógico que el Peugeot hubiese realizado una maniobra de cruce tan lentamente. Para sacarnos las dudas (es decir para *validar los resultados*), debemos tratar de verificar la consistencia de estos números. Para ello es necesario contar con un procedimiento basado en algún otro principio físico, que relacione los valores de velocidad pre y post impacto.

Esto es posible aplicando el principio de conservación de la energía, que matemáticamente se expresa como:

$$E_1 + E_2 = E'_1 + E'_2 + L_{d1} + L_{d2},$$

donde E_1 y E_2 son respectivamente la energía cinética de ambos vehículos al iniciarse el contacto, E'_1 y E'_2 la energía cinética de ambos vehículos al finalizar el contacto (calculada en el capítulo 2), y L_{d1} y L_{d2} la cantidad de energía disipada como trabajo mecánico de deformación. Estos últimos resultarán de despejar:

$$L_{d1} + L_{d2} = E_1 + E_2 - E'_1 - E'_2; \text{ y reemplazar con los valores de velocidad calculados:}$$

$$L_{d1} + L_{d2} = 786 + 9,9 - 177,8 - 157,6 = 460,5 \text{ kJ}$$

Para poder distribuir el trabajo de deformación total en cada uno de los vehículos, podemos asumir que son resortes ideales de constante de rigidez k , donde el trabajo resulta en cada caso $\frac{1}{2} \cdot k \cdot x^2$, y la fuerza media (de igual módulo en ambos vehículos por la aplicación del principio de acción y reacción) $k \cdot x$. Se pueden plantear un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas:

$$k_1 \cdot x_1 = k_2 \cdot x_2 \text{ de donde se puede despejar } k_1/k_2 = x_2/x_1 \quad \text{y}$$

$$\frac{1}{2} \cdot [k_1 \cdot x_1^2 + k_2 \cdot x_2^2] = 460,5 \text{ kJ}$$

Como veremos más adelante, los valores de deformación media ponderada son aproximadamente 30 cm para el Mercedes Benz y 41 cm para el Peugeot. Con esos parámetros resulta:

$$k_2 = 3.154 \text{ N/m}; \quad k_1 = 4.312 \text{ N/m}; \quad L_{d1} = 194,8 \text{ kJ}; \quad \text{y} \quad L_{d2} = 265,7 \text{ kJ}$$

Estos valores de trabajo de deformación resultan llamativamente altos. Una verificación es determinar la *velocidad equivalente de barrera* (EBS, por sus iniciales en inglés) que deriva del trabajo de deformación, y compararla con la velocidad relativa de colisión. La velocidad equivalente



EBS es una velocidad característica, que representa la de un ensayo del automóvil contra una barrera de masa y rigidez infinitas (*crash test*), que produce la misma deformación, expresada como:

$$EBS = \sqrt{\frac{2L_d}{m}} \quad \text{que remplazando resulta } EBS_1 = 16,2 \text{ m/s} \quad \text{y} \quad EBS_2 = 20 \text{ m/s}$$

Estos valores permiten determinar la velocidad relativa de impacto, que debe cumplir la igualdad

$$v_r = v_1 - v_2 \cdot \cos 54^\circ = EBS_1 + EBS_2$$

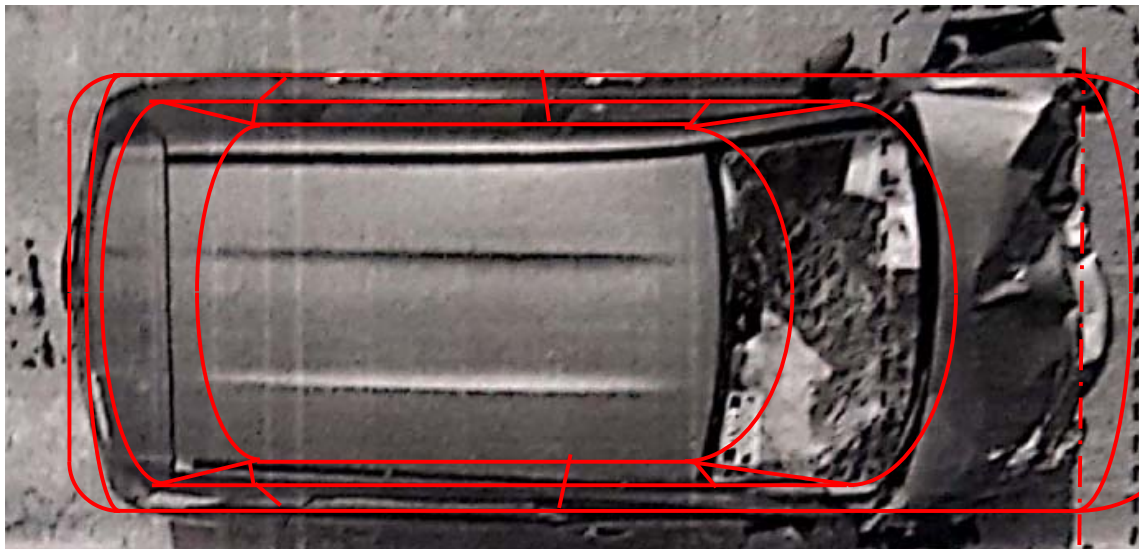
Con el primer término resulta $v_r = 32,7 - 3,87 \cdot \cos 54^\circ = 30,4 \text{ m/s}$

Con el segundo término de la igualdad resulta $v_r = 16,2 + 20 = 36,2 \text{ m/s}$

El desbalance es del orden del 20 %, lo que denuncia alguna inconsistencia en el cálculo.

Otro modo de calcular el trabajo mecánico de deformación es apelar a alguno de los algoritmos derivados de la teoría de *Kenneth Campbell* del año 1974⁶, ampliamente aceptada en la comunidad científica. Para el presente caso aplicamos los algoritmos *CRAHS3*⁷ y de *Aloke Prasad*⁸.

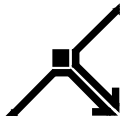
El perfil de deformación del Mercedes Benz se obtuvo de la imagen “visto desde arriba” del vehículo siniestrado, inserto en la pericia. Sobre esa imagen se ha superpuesto un perfil del rodado con las dimensiones del rodado según lo informa la ficha técnica, a escala.



⁶ Para una idea acabada acerca de la teoría de *Kenneth Campbell* y el concepto de *EBS*, puede verse *Anibal O. García* – Op. Citada, Pag 269.

⁷ *Raymond R. McHenry* - **A COMPARISON OF RESULTS OBTAINED WITH DIFFERENT ANALYTICAL TECHNIQUES FOR RECONSTRUCTION OF HIGHWAY ACCIDENT.**- Paper SAE 750893 - **A REVISED DAMAGE ANALYSIS PROCEDURE FOR THE CRASH COMPUTER PROGRAM.**- Paper SAE 861894

⁸ *Aloke K. Prasad* - **CRASH3 DAMAGE ALGORITHM REFORMULATION FOR FRONT AND REAR COLLISIONS.**- Paper SAE 900098

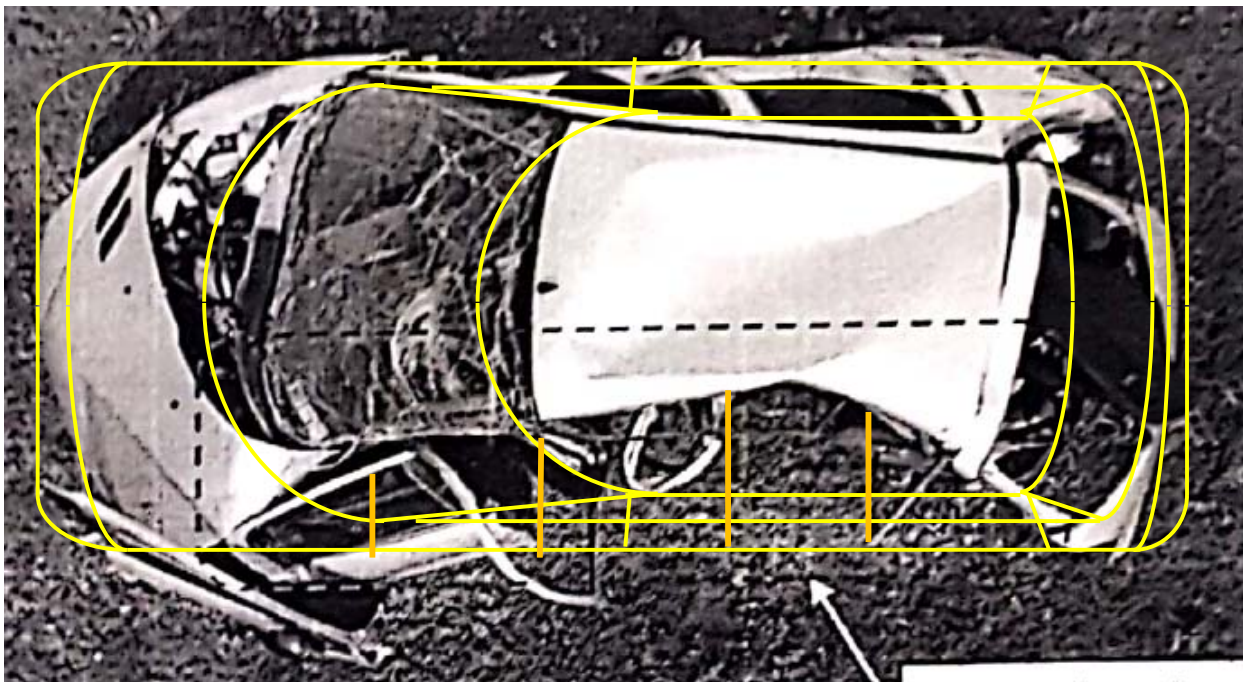


De esta representación se obtiene una deformación media ponderada entre 30 y 35 cm. Con este dato se aplica una planilla de cálculo ad-hoc que establece un rango posible de L_{d1} entre 60,5 y 77 kJ disipados como energía,

Para estimar la energía disipada en el Peugeot, se aplica el mismo procedimiento. Las deformaciones medidas en cm, son respectivamente:

$P1 = 0 - P2 = 25 - P3 = 33 - P4 = 56 - P5 = 42 - P6 = 0$ - El ancho deformado: 275 cm. Los coeficientes de rigidez aplicables son $A = 100 \text{ lb/in}$ (17,9 kgr/m); $B = 66,20 \text{ lb/in}^2$ (4,63 kgr/m²); $G = 84,06 \text{ lb/in}^2$ (84,06 kgr/m²) según el paper de *Siddall et al*⁹, Con estos resultados el trabajo de deformación en el Peugeot resulta $L_{d2} = 91,3 \text{ kJ}$.

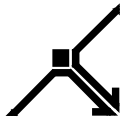
Sumando la energía disipada en el choque como trabajo de deformación en ambos vehículos, se tiene un máximo de 168,3 y un mínimo de 151,8 kJ. Estos valores representan a lo sumo un 36,5% de la que deriva de la diferencia entre la energía pre y post impacto (460,5 kJ).



Cierto es que los algoritmos empleados están cargados de incertidumbre. Podría esperarse una dispersión de resultados muy amplia, debido tanto a la imprecisión en la medición de la deformación, como al efecto de utilizar valores medios de rigidez.

Pero una desviación de casi tres veces no puede ser achacada a los errores de estimación de esta técnica; hay una contribución y muy importante de un error conceptual. Es el empleo de un modelo *Conservación de la Cantidad de Movimiento Lineal*, muy poco representativo de los fenómenos físicos realmente ocurridos en el choque.

⁹ Donald E. SIDDALL and Terry D. DAY - **UPDATING THE VEHICLE CLASS CATEGORIES** – SAE Paper 960897



En este tipo de colisiones, donde a la oblicuidad se agrega un cierto grado de excentricidad, el rozamiento entre los rodados, produce severas aceleraciones angulares, las que determinan la rotación post impacto en ambos protagonistas. La aplicación del principio de conservación del impulso se refiere al *Impulso Angular*, producido por los momentos de las fuerzas que inducen esas rotaciones. El cómputo de esas fuerzas y de sus momentos es muy complejo, lo cual arrastra incertidumbres y dificultades que atentan contra la confiabilidad de los resultados.

El error puede pasar inadvertido, sin en el análisis no se recurre a la combinación de los dos principios de conservación que posee la física: el *principio de conservación de la energía mecánica* y el *principio de conservación del impulso* sin adjetivos ni aditamentos. Es esta combinación la que puso en evidencia la existencia de un error.

El secreto está en cómo esta combinación virtuosa nos puede sacar del error.

El enfoque alternativo lo aporta la consideración de la conservación del impulso o cantidad de movimiento durante el choque, en el intervalo que media entre el inicio del contacto entre ambos vehículos, y el momento en que ambos alcanzan la misma velocidad. Esta velocidad es denominada técnicamente *velocidad común* o *velocidad del centro de masa*.

4.- APLICACIÓN DE LA TEORIA GENERAL DE LA COLISIÓN.

La Teoría General de la Colisión¹⁰ aplica la *conservación de la cantidad de movimiento* a la primera fase del choque, hasta que ambos rodados alcanzan la misma velocidad común v_c . En ese breve intervalo el movimiento se manifiesta esencialmente lineal. La ecuación de partida es:

$$m_1 \cdot (v_1 - v_c) = m_2 \cdot (v_c - v_2)$$

Asimilando las diferencias entre paréntesis a la *velocidad equivalente de barrera EBS*, de cada uno de los móviles, derivada del trabajo de deformación, esta velocidad equivalente *EBS* resulta:

$$EBS = \sqrt{\frac{2L_d}{m}} =$$

y se puede escribir la ecuación básica de la teoría como:

$$m_1 \cdot EBS_1 = m_2 \cdot EBS_2$$

La *EBS* en el Mercedes Benz resultará $9,1 < EBS_1 < 10,23 \text{ m/s}$,

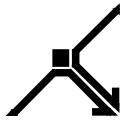
y en el Peugeot $EBS_2 = 11,2 \text{ m/s}$

Adicionalmente existen las ecuaciones complementarias siguientes (ya escritas en las condiciones del caso analizado):

$$\text{Velocidad relativa de impacto} \quad (v_1 - v_2 \cdot \cos 54^\circ) = EBS_1 + EBS_2$$

Variación de velocidad $\Delta v = (1 + e) \cdot EBS$, que en el caso concreto se puede escribir como:

¹⁰ Anibal O García – *PARA UNA TEORIA GENERAL DE LA COLISION* Mimeo, Febrero-Agosto 2017.



$$v_1 = v'_1 + EBS_1 \cdot (1 + e)$$

$$v_2 = v'_2 - EBS_2 \cdot (1 + e)$$

donde e es el coeficiente de restitución dado por la ecuación: $e = \frac{v'_2 - v'_1}{EBS_1 + EBS_2}$

El conjunto de ecuaciones permite plantear un amplio abanico de posibilidades y verificar dentro de ellas cual es la combinación de valores que minimiza el error. Ese procedimiento se ha desarrollado en una planilla de cálculo ad-hoc, cuya matriz de datos y resultado se transcribe a continuación, en dos etapas de precisión.

Relación de masas =			1,109		Energía post Impacto E' =			470,2 kJ			
EBS1	EBS2	e	V1	V2	E1	E2	E	Ld1	Ld2	E - Ld	error E'
9,0	10,0	0,0158	26,1	12,2	502,3	98,2	600,5	59,5	66,1	474,9	4,7
9,5	10,5	0,0150	26,6	11,2	521,7	83,5	605,2	66,3	73,6	465,3	-4,9
10,0	11,1	0,0142	27,1	10,3	541,5	70,1	611,6	73,5	81,5	456,5	-13,7
10,5	11,6	0,0135	27,6	9,3	561,6	57,8	619,4	81,0	89,9	448,5	-21,7
11,0	12,2	0,0129	28,1	8,4	582,1	46,7	628,8	88,9	98,7	441,2	-28,9
11,5	12,8	0,0124	28,6	7,5	603,0	36,8	639,8	97,2	107,8	434,8	-35,4
12,0	13,3	0,0119	29,1	6,5	624,2	28,1	652,3	105,8	117,4	429,0	-41,1
12,5	13,9	0,0114	29,6	5,6	645,8	20,5	666,4	114,8	127,4	424,1	-46,1
13,0	14,4	0,0109	30,1	4,6	667,8	14,2	682,0	124,2	137,8	419,9	-50,2
13,5	15,0	0,0105	30,6	3,7	690,1	9,0	699,1	134,0	148,6	416,5	-53,6
Ajuste fino											
EBS1	EBS2	e	V1	V2	E1	E2	E	Ld1	Ld2	E - Ld	error E
9,200	10,2	0,0155	26,3	11,8	510,0	92,2	602,2	62,2	69,0	471,0	0,8
9,210	10,2	0,0154	26,4	11,8	510,4	91,9	602,3	62,3	69,2	470,8	0,6
9,220	10,2	0,0154	26,4	11,8	510,8	91,6	602,4	62,5	69,3	470,6	0,4
9,230	10,2	0,0154	26,4	11,7	511,2	91,3	602,5	62,6	69,5	470,4	0,2
9,240	10,3	0,0154	26,4	11,7	511,6	91,0	602,6	62,8	69,6	470,2	0,0
9,250	10,3	0,0154	26,4	11,7	512,0	90,7	602,7	62,9	69,8	470,0	-0,2

La primera matriz explora un amplio rango de combinaciones, más allá que recorre todo el espectro posible de acuerdo al rango determinado. La columna a la derecha muestra como *error E*, la diferencia entre la suma $E_1 + E_2$ y la suma $E'_1 + E'_2 + L_{d1} + L_{d2}$. Un valor de "0" indicará el valor exacto para las hipótesis planteadas. Ese valor se encuentra entre el 1er y 2º renglón, donde se encuentran los valores más bajos de *EBS*.

La segunda de las matrices de datos y resultados realiza el "ajuste fino" dentro de ese micro-rango, hasta determinar el conjunto de valores precisos para la condición planteada (5º renglón). En ese conjunto la velocidad de impacto del Mercedes Benz resulta 26,4 m/s (95 km/h), y la del Peugeot 11,7 m/s (42 km/h).

Este conjunto de resultados ha considerado una energía post impacto de 470 kJ, un 40% superior a la determinada en el cálculo del capítulo 2, para aventar posibles errores de estimación; ello se debe a tener resultados compatibles con *EBS* iguales o superiores a 9 m/s, límite inferior de activación de los air-bags. Con esa maximización, la energía pre impacto resultó de 602 kJ, sólo un 75% de los 795,9 kJ resultantes de aplicar el modelo vectorial de masas puntuales del capítulo 3.



Sin embargo lo que mejor aporta este análisis es en la distribución de la energía pre impacto, incrementando la atribuible al Peugeot (y disminuyendo la del Mercedes Benz, naturalmente). En este sentido, una velocidad de 42 km/h del vehículo colisionado resulta más razonable, si se atiende al desplazamiento lateral de la trompa del Mercedes Benz, de unos 20 a 25 cm visible en el alma del paragolpes, y a la desviación de la trayectoria de 8°.



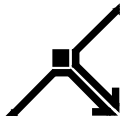
Para tratar de aventar cualquier duda que aún pudiese quedar en el lector, apelamos a la siguiente comparación. Las siguientes imágenes presentan la distinta deformación de dos vehículos del mismo modelo. La imagen de la izquierda es la de un Mercedes Benz B200 ensayado contra barrera a 64 km/h (17,8 m/s), colisionando con el 40% del ancho. En dicho ensayo se produjo la destrucción y hundimiento de toda la longitud del frente, hasta colocar el tren delantero debajo del habitáculo. Por cierto que esta no es ni por asomo, la deformación real ocurrida en el choque analizado; en el caso que se estudia la deformación es significativamente menor.

La energía cinética de este ensayo es la mitad aproximadamente de la que se dispondría si el choque se produjese con todo el ancho, para la misma deformación y la misma penetración de la barrera. Por lo tanto se puede estimar la energía cinética necesaria para producir esa deformación en todo el ancho del vehículo, como:

$$E_{100\%} = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot (17,8 \text{ m/s})^2 = 215,5 \text{ kJ};$$

La imagen de la derecha corresponde al vehículo siniestrado, con una energía disipada igual o menor a 56 kJ¹¹, según nuestros cálculos. Debajo se ha graficado en proporción la cantidad de energía de ambos casos y la que se deduce de los resultados del capítulo 3.

¹¹ Obsérvese que el rango calculado con *CRASH3* era algo superior (60,5 a 77 kJ), pero el valor final surge del ajuste inducido por la aplicación de los principios conservativos a las relaciones que derivan de la *Teoría General de la Colisión*



Valor calculado para la deformación
ocurrida en el siniestro: 56 kJ

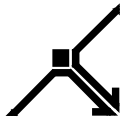


Valor para la deformación ocurrida en el
ensayo: 215,5 kJ



Valor de deformación implícito según el
cálculo del Capítulo 3: 195 kJ

De esta comparación resulta razonable que entre la imagen del ensayo y la imagen del siniestro haya una relación de energía disipada de [3,84:1]. Y queda en evidencia que el valor de 195 kJ -casi un 90% de la energía disipada en el ensayo- está burdamente exagerado.



5. CONCLUSIONES

La física de la colisión se fundamenta en una serie de supuestos simplificativos; en ellos, la configuración geométrica se reduce a condiciones particulares: *colineal*, *oblicua* y *excéntrica*, y recurre en algunos casos a la reducción de los cuerpos a *masas puntuales*.

Los supuestos de estas simplificaciones están perfectamente delimitados, pero el uso mecanicista de los conceptos a que conduce la práctica cotidiana, los va dejando perdidos bajo los informes periciales. Así el profesional, que aquilata experiencia con una sucesión de casos analizados, va alejándose cada vez más de los conceptos y de sus limitaciones, y quedándose en el ámbito de la rutina del uso mecánico de las *fórmulas*.

Salvo contadas excepciones, en la vida cotidiana no existen colisiones perfectamente colineales, ni absolutamente oblicuas, ni exclusivamente excéntricas. En general son una concurrencia de los tres modos. De igual manera, en el tránsito vial jamás colisionan masa puntuales; eso solo sucede con alguna aproximación en las mesas de billar, y con absoluta precisión ... en la mente del analista, que sueña con un *caballo esférico y sin rozamiento*.

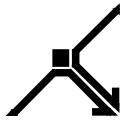
Los modelos puros son buenas aproximaciones cuando los vehículos no realizan rotaciones post impacto; y lo siguen siendo mientras el componente del impulso angular [$m i^2 \cdot \omega$] resulte despreciable frente al impulso lineal [$m v$]. Pero en las colisiones rozantes (o de *side swipe*) de configuración fronto-lateral, la velocidad del automóvil colisionado introduce componentes angulares, cuyo desprecio lleva a incurrir en errores como los que se examinan en este artículo.

Si el Peugeot hubiese estado detenido, su movimiento post impacto hubiera sido casi exclusivamente de rotación y deslizamiento lateral. Pero el hecho que realizara una etapa de derrape importante entre ambos movimientos, da cuenta de que sus ruedas estaban dotadas de una cierta inercia de rotación, que solo en una ínfima porción puede atribuirse al impulso aplicado por el Mercedes Benz. Y en ese caso, este segundo vehículo hubiese seguido una trayectoria cuya dirección debiera ser muy próxima a la de pre impacto.

Por ello la aplicación de la *Teoría General de la Colisión*, que evalúa simultáneamente la conservación de la energía con la conservación del impulso, al reducir el análisis al intervalo entre el inicio de la colisión y el instante en que alcanzan la velocidad común, permite la aplicación de los principios derivados de la colisión colineal con mínimo error. En ese intervalo no se han manifestado aún las rotaciones, y la oblicuidad del vector impulso del vehículo colisionado puede ser resumida a la componente de la dirección del vehículo colisionador.

Este método atenúa también los errores que derivan de otras estimaciones, como podría ser una errónea apreciación de la fase posterior al impacto. Si el analista hubiese caído en la tentación de reducir el movimiento de rototraslación con o sin rodadura, a un único modelo de deslizamiento en todo el trayecto hasta el reposo, habría obtenido valores de velocidad y energía post impacto mucho más altos, los que serían incompatibles con los valores de energía disipada en la colisión.

En este sentido conviene hacer alguna aclaración. Para ilustrar las diferencias entre las diversas formas de abordaje, los cálculos que se presentan en este trabajo han sido presentados como números exactos, en lugar de bandas o rangos de valores posibles. Es decir se apeló a un trazo fino y nítido, ajeno al trazo grueso y borroso que debe primar en la expresión de los resultados de un análisis como el presentado.



Por cierto que todas las estimaciones realizadas en este trabajo están cargadas de un cierto rango de imprecisión o *error*, lo que solo en contadas ocasiones se manifestó. El autor es consciente de esa falencia, y solo el uso didáctico e ilustrativo del ejemplo justifica este modo de exposición de los resultados.

Pero el error de estimación de cada técnica y de cada fase del análisis, cualquiera fuese su magnitud, puede ser atenuado por el uso conjunto de todos los recursos y herramientas disponibles. Hemos disentido de manera plena, y a veces en forma vehemente, con algunas postulaciones que ponen de sobre relieve los errores de estimación de ciertas técnicas, y ocultan los graves errores, de apreciación y conceptuales, con que se aplican las otras técnicas.

El ejemplo del caso analizado exhibe las ventajas de amigarse con la ciencia y la técnica sin prejuicios y con criterios de rigurosidad en el análisis.

Buenos Aires, mayo-agosto de 2019.-----