

Choques frontales contra postes y columnas

Aplicación del Modelo de Wood

Ing. Daniel François
ag025@adinet.com.uy

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo es una síntesis de la tesina desarrollada por el autor como trabajo final del Seminario Latinoamericano de Investigación de Siniestros Viales, realizado en la ciudad de Buenos Aires entre el 8 y el 12 de agosto de 2005.

*Presenta el modelo desarrollado por **Dennis Wood** y su aplicación a choques de vehículos automotores contra elementos rígidos y esbeltos que se encuentran en las vías de tránsito, tales como postes, árboles, etc.. El modelo brinda las ecuaciones necesarias para el tratamiento de este tipo de choques.*

Para la verificación de resultados se ha desarrollado una planilla de cálculo Excell, donde a partir del perfil deformado del vehículo y utilizando el modelo propuesto, se estima la energía absorbida en el choque por deformación, en unidades MKS, estimación de la cual deriva la estimación de la velocidad de impacto.

En base a la comparación de los cálculos con los resultados de tres ensayos, se realiza una apreciación del grado de error de aplicación del modelo.

El autor expresa su agradecimiento a los ingenieros Gustavo P. Galmés y Daniel A. Ivaldi que coordinaron la tesina, por la colaboración prestada con sus observaciones críticas y consejos

INDICE

1.- Antecedentes	2
2.- El modelo de Wood	2
3.- Aplicación del modelo a choques frontales contra postes	6
4.- Verificación con tres ensayos	8
5.- Conclusiones	10
Bibliografía	11

1.- ANTECEDENTES

A finales de los años sesenta y durante los setenta se presentan en los EEUU una serie de modelos que intentan calcular la energía disipada por deformación en el choque de dos vehículos automotores.

Para esto se realizan estudios de choque de un vehículo contra una barrera rígida de masa infinita, determinando la relación existente entre la velocidad de impacto y la deformación.

En 1972 Campbell introduce un método para una franja de velocidades de ensayo entre 24 y 97 km/h.; en este modelo se asume que la fuerza de deformación característica no varía a lo largo del frontal y que el daño es uniforme en todo el alto desde el paragolpes hasta el capot. Esto implica considerar el vehículo como un paralelepípedo sólido, homogéneo e isótropo. Los resultados se consideran válidos para deformaciones frontales que involucran hasta un 25 por ciento del frente del vehículo.

Desde 1973 en adelante, autores como Brian Mc Henry, Alope Prasad, desarrollan programas más perfeccionados para el cálculo de la velocidad en función de las deformaciones. Estos programas aplican los conceptos anteriores, agregando una respuesta elasto – plástica, basados en que la fuerza tiene una relación lineal con la deformación y agregando en su análisis la energía de restitución en el choque

Strother demostró que a bajas velocidades el modelo puede representarse por una fuerza que aumenta en forma lineal hasta un determinado valor máximo de ella, a partir del cual el material se deforma bajo los efectos de una fuerza casi constante, dando lugar a un tipo de modelo llamado de saturación.

A los efectos de este trabajo conviene destacar que todos estos modelos provienen de la experiencia y no de un modelo teórico del choque, sucesivamente los autores corrigen los algoritmos para que éstos se ajusten mejor a la serie de observaciones realizadas y basan sus algoritmos de cálculo en los resultados de los experimentos donde, en todos los casos, se indica una relación lineal entre la fuerza y la deformación.

2.- EL MODELO DE WOOD

En los años noventa *Dennis Wood* elabora un modelo basado en conceptos teóricos de resistencia y falla de materiales. De los estudios realizados por varios autores que lo preceden sobre ensayos de choque y utilizando modelos basados en el método de los elementos finitos, Wood plantea los siguientes conceptos para su modelo:

La gráfica real obtenida por medio de ensayos que muestra la variación real de la fuerza en función de la deformación puede verse en la figura 1. Esta figura responde a los siguientes conceptos de deformación:

1.- Primero se rompe el paragolpes y se aplasta todo el frente del vehículo, la fuerza oscila en ciertos valores relativamente más bajos que los que se producirán a continuación.

2.- Cuando comienzan a plastificarse los largueros se tiene un pico de fuerza máxima

Diagrama fuerza-deformación

(Fuente: paper SAE 930894)

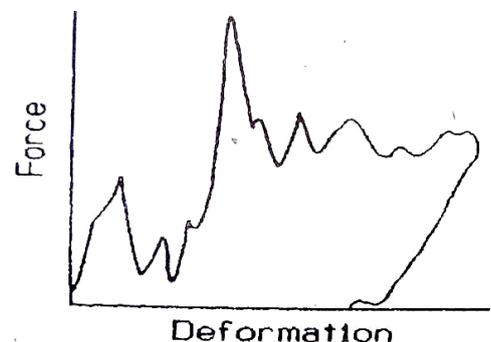


Figura 1

3.- La fuerza luego decae cuando comienza el aplastamiento del bloque motor y demás elementos asociados, la fuerza oscila entre valores mas acotados a un nivel mas alto que en la etapa 1.

Diagrama fuerza – deformación del modelo

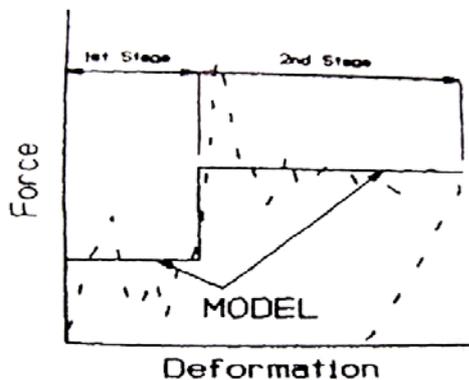


Figura 2

Varios autores japoneses demostraron y confirmaron que el proceso de aplastamiento puede representarse por un grafico simplificado de fuerza vs. deformación como el que se ve en la figura 2, donde se representan dos regímenes de fuerza constante diferenciados por una primera etapa con valores de fuerza constante baja y una segunda etapa con valores de fuerza altos, la transición de ambos regímenes se establece en el punto en que la deformación llega al bloque motor, donde se produce el máximo en la figura 1.

Wood considera estructuras de deformación ideales, a las que denomina absorbedores ideales de energía. Estas estructuras se deforman de tal forma que la fuerza que actúa sobre ellas permanece cuasi -constante durante todo el proceso de deformación o colapso contra una barrera rígida, en ellas la energía absorbida en el choque se puede expresar como:

$$E_a = F D$$

- Donde:
- E_a es la energía absorbida en el choque
 - F es la fuerza constante que produce el colapso de la estructura
 - $F = \sigma A$ es el producto de la tensión a la cual se llega durante la deformación por el área A de la sección de la estructura que impacta.
 - D es la profundidad de deformación producida en la estructura.

Define la deformación normalizada como:

$$D / L \text{ (numero adimensional)}$$

- Donde:
- D es la deformación
 - L el largo total de la estructura.

La energía cinética se iguala a la energía o trabajo de deformación producido en choque:

$$E_a = \frac{1}{2} \cdot m_e \cdot V^2$$

- Donde:
- m_e es la masa de la estructura
 - V es la velocidad previa al impacto

Igualando:

$$E_a = \frac{1}{2} \cdot m_e \cdot V^2 = F \cdot D$$

Dividiendo por la masa:

$$E_a / m_e = \frac{1}{2} \cdot V^2 = F \cdot D / m_e \quad (1)$$

La masa se puede expresar como: $m_e = \gamma g \cdot A \cdot L$

Donde: γg es la densidad del material de la estructura

Sustituyendo en la ecuación (1) y teniendo en cuenta que la velocidad de impacto es la EBS (Velocidad equivalente de barrera):

$$E_a / m_e = (EBS)^2 / 2 = (\sigma / \gamma g) \cdot (D / L) \quad (2)$$

Donde se expresa que la energía específica absorbida en el choque por la estructura que se deforma en el choque se puede expresar como una función de la tensión de deformación, la densidad del material y la deformación normalizada

Cuando esto se aplica a estructuras tubulares específicas, como por ejemplo un cilindro de paredes finas, se ajusta esta fórmula por los parámetros de forma del perfil y de su eficiencia para absorber energía de deformación.

Se puede demostrar que la expresión (2) queda:

$$E_a / m_e = (EBS)^2 / 2 = (\sigma / \gamma g) \cdot (D / L) = s \cdot (\sigma_u / \gamma g) \cdot Fi^r \cdot (D / L)$$

Donde: s y r son parámetros que dependen de la forma del perfil
 Fi es la relación entre A_σ área cargada efectivamente por la tensión de deformación y A_o área total encerrada por el perfil.

Cuando este modelo teórico se aplica al choque de vehículos contra barrera hay que considerar que solo una parte de la estructura absorbe energía de deformación la ecuación entonces queda:

$$E_a / m_T = (EBS)^2 / 2 = (\sigma / \gamma g) \cdot (D / L) = s \cdot (\sigma_u / \gamma e) \cdot (Fi^r / 1+B) \cdot (D / L)$$

Donde: m_T es la masa total del vehículo
 σ_u es la resistencia última a la tracción del material
 γe es la densidad de los elementos que absorben energía
 B es el cociente entre m_{ne} masa de los elementos que no absorben energía y m_e masa de los elementos que si la absorben.
 $B = m_{ne} / m_e$
 E_a / m_T se define como la energía específica absorbida

De la anterior ecuación se puede despejar EBS como:

$$EBS = (2 \cdot E_a / m_T)^{1/2} = (\sigma / \gamma)_{ef}^{1/2} \cdot (D / L)^{1/2}$$

Esta ecuación debe ajustarse para un vehículo que impacta una barrera con una expresión de la forma:

$$EBS = (2 \cdot E_a / m_T)^{1/2} = C_1 + f \cdot (\sigma / \gamma)_{ef} \cdot (D / L)^y$$

Donde: C_1 es un coeficiente que tiene en cuenta la velocidad máxima a la cual no se producen deformaciones permanentes
 f e y son coeficientes que responden al tipo de vehículo impactado

Luego de realizar un estudio sobre 202 ensayos contra barrera y de graficar la velocidad equivalente de impacto contra barrera rígida con la deformación obtenida, se concluyó que la relación entre ambas no es lineal como se expresa en los modelos de Campbell y Mc Henry.

Usando la ecuación anterior derivada del modelo de Wood se pudo demostrar que la relación entre EBS y $(D / L)^{2/3}$ es lineal. De manera que se puede expresar:

$$EBS = b_0 + b_1 \cdot (D / L)^{2/3}$$

Donde: b_0 y b_1 son constantes que se evalúan en los ensayos de choque

El modelo de deformación presentado por Wood considera una absorción de energía constante a lo ancho del frente del vehículo, en realidad el patrón de absorción de energía varía en el ancho y también cambia cuando consideramos la profundidad de la deformación

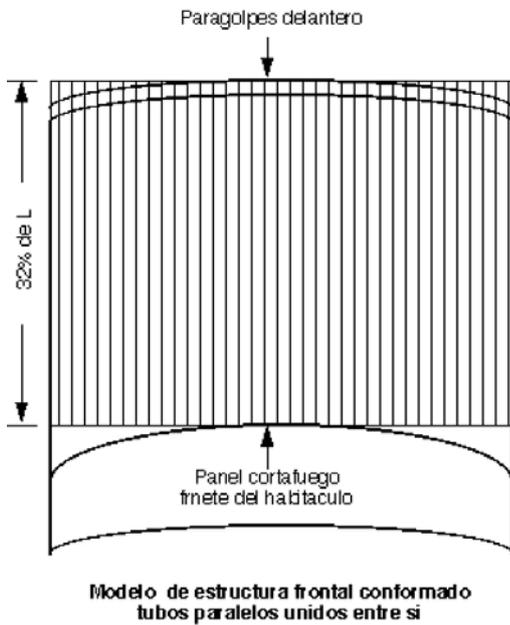


Figura 3

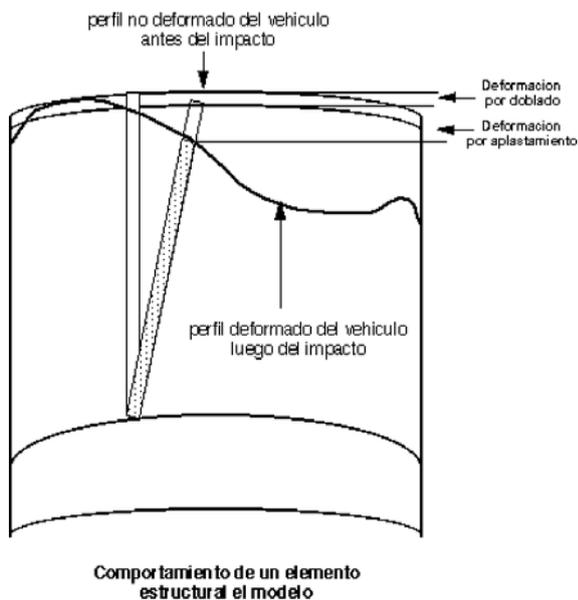


Figura 4

Se ha visto que la estructura que absorbe la energía de deformación es la que se encuentra ubicada en el frente del vehículo desde el paragolpes hasta aproximadamente el tabique cortafuegos donde comienza el habitáculo. Se puede establecer que esta distancia es del orden del 32% del largo del vehículo según estudios estadísticos de la población de vehículos considerada en el estudio.

La fuerza de deformación es constante y es la que se considera en la figura 2, con dos regímenes bien diferenciados, un régimen inicial de fuerza constante y valores bajos seguido de otro donde la fuerza es constante y con un valor mayor.

Se ha establecido que en estructuras tubulares el aplastamiento se produce mediante una fuerza de deformación en promedio constante, independiente del valor de la deformación.

De esta forma se puede considerar el frente del vehículo como un volumen formado por infinitas estructuras tubulares unidas entre sí, que se extiende desde el frente del vehículo hasta el cortafuegos, ver figura 3, adjunta.

Cada una de estas estructuras colapsa bajo una fuerza constante, la magnitud de la fuerza aplicada depende de la profundidad y varía entre el valor bajo y alto que ya se ha mencionado.

Cada uno de estos elementos sufre una deformación por el aplastamiento y una deformación lateral o flexión como se muestra en la figura 4.

Los elementos lejanos a la zona de contacto y que no se encuentran directamente afectados por el aplastamiento sufren una deformación lateral por el arrastre producido por los otros elementos que se aplastan y que se tuercen y que sí son directamente afectados en el proceso de choque frontal.

Estos elementos lejanos a la zona de impacto también sufren un acortamiento por el arrastre de los elementos impactados causado por la unión que existe en el modelo entre los distintos elementos tubulares.

El análisis geométrico del proceso del impacto contra un elemento como un poste rígido muestra que la deformación por doblado o flexión de los elementos adyacentes es de menor magnitud que la de aplastamiento y todo el proceso se puede representar considerando este aplastamiento de todos los elementos del frente del vehículo debido a las fuerzas actuantes en el choque, así para el análisis de la deformación se considera la de todo el frente del vehículo.

3.- APLICACIÓN DEL MODELO DE WOOD A CHOQUES FRONTALES CONTRA POSTES Y COLUMNAS RIGIDAS.

En las colisiones frontales contra postes, la zona de contacto entre el frontal y el poste se encuentra muy deformada. Esta zona de contacto es bastante reducida en extensión, de tal forma que los modelos de Campbell, McHenry y otros, introducen errores de hasta el 30%.

El modelo utilizado para el choque contra postes presentado por Wood, estudiando una serie de ensayos de choque contra postes rígidos relaciona la energía específica E_a/m_T con el logaritmo neperiano de una expresión que depende de la deformación normalizada D/L , esta expresión es una relación lineal de la forma:

$$E_a/m_T = A \cdot (\ln(1 / (1 - D/L)) + B) \quad (3)$$

Donde: E_a : energía absorbida en la colisión

m_T : masa total del vehículo

A y B son los coeficientes obtenidos de la regresión de los datos de 67 modelos de vehículos obtenida de 202 ensayos de choque contra barrera

D: deformación residual

L: longitud del vehículo

D/L : deformación normalizada

A partir de la evaluación de la absorción de la energía específica de la muestra estudiada de vehículos automotores Wood plantea dos ecuaciones:

Caso 1: Choques a baja velocidad los valores de deformación son pequeños y los valores de $\ln(1 / (1 - D/L))$ son menores a 0,05, entonces $A = 537$ y $B = 0,0072$.

Caso 2: Choques a velocidades altas, los valores de deformación son mayores y los valores de $\ln(1 / (1 - D/L))$ son mayores a 0,05, entonces $A = 1,191$ y $B = -0,0235$.

Si definimos: D_{med} como la deformación media

D_{max} como la deformación máxima

Entonces la expresión (3) pasa a tener la siguiente forma:

$$E_a/m_T = A \cdot (D_{med} / D_{max}) \cdot (\ln(1 / (1 - D_{max}/L)) + B)$$

Donde A y B son los coeficientes ya expresados.

Se define $f = (D_{med} / D_{max}) \cdot (\ln(1 / (1 - D_{max}/L)))$

Si $f < 0,05$ entonces estamos en el primer caso

Si $f > 0,05$ entonces estamos en el segundo caso

Una vez obtenida E_a/m_T multiplicando por m_T obtenemos la energía de deformación en Joules, la velocidad de impacto EBS se calcula por la relación:

$$EBS = (2 \cdot E_a / m_T)^{1/2}$$

De esta forma obtenemos la velocidad en m/s que se transforma en km/h multiplicando por el factor 3,6.

La velocidad de colisión V_{col} real del vehículo estará dada por:

$$V_{col} = (m_T/m_s) \cdot EBS$$

Donde: m_T es la masa total del vehículo considerado (con carga, ocupantes, etc)
 m_s es la masa estándar del vehículo

Si el impacto no se produce alineado con el centro de gravedad del vehículo es necesario realizar una corrección en m_s y considerar m_{se}

$$m_{se} = m_s (k^2 / k^2 + h^2)$$

donde: m_{se} es la masa a considerar en el choque excéntrico
 m_s es la masa estándar del vehículo
 k^2 es el radio de giro del vehículo en el plano horizontal
 h es la distancia perpendicular a la línea de acción de la fuerza principal de impacto desde el centro de gravedad del vehículo en m.

El radio de giro del vehículo se puede aproximar como el de una placa rectangular de lados a y b con un factor de corrección porque el vehículo no es macizo:

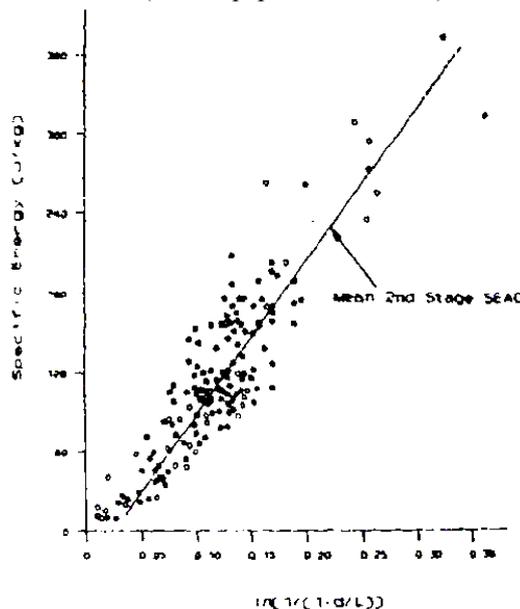
$$k^2 = 0.931 \cdot (a^2 + b^2) / 12$$

donde: a y b son las dimensiones del frontal y el largo total del vehículo

Wood encontró que la energía específica absorbida media, despreciando los efectos de la restitución, es independiente del tamaño del vehículo de forma que esta energía se puede expresar según la ecuación (3) para todos los vehículos de la muestra estudiada, teniendo en cuenta la velocidad (baja o alta) a la cual impactan, y corrigiendo en consecuencia la ecuación con los coeficientes arriba indicados.

En la figura 5 se ve el gráfico con los ensayos realizados y la recta que ajusta los valores para el segundo caso a velocidades altas y f mayor que 0.05

Figura 5
(fuente: paper SAE 930894)



Energía específica vs. $\ln(1/(1-d/l))$

Como puede observarse para los valores de velocidad bajos los resultados se alejan de la recta, para este primer caso la recta de ajuste toma los valores indicados para f menor a 0,05.

4.- VERIFICACIÓN CON TRES ENSAYOS

Para realizar una revisión del sistema se ha desarrollado una planilla de cálculo, y se compara con los resultados de tres ensayos de choque publicados en el Vol. 10, No.3 de mayo – junio de 1998 del **Accident Reconstruction Journal**. En él se consignan los datos de tres ensayos de choque de tres Ford Festiva modelos 1988 y 1989 contra postes rígidos los cuales son denominados: 94F015, 94F011 y 94F012. Para el primero se verificaron los cálculos de la planilla manualmente.

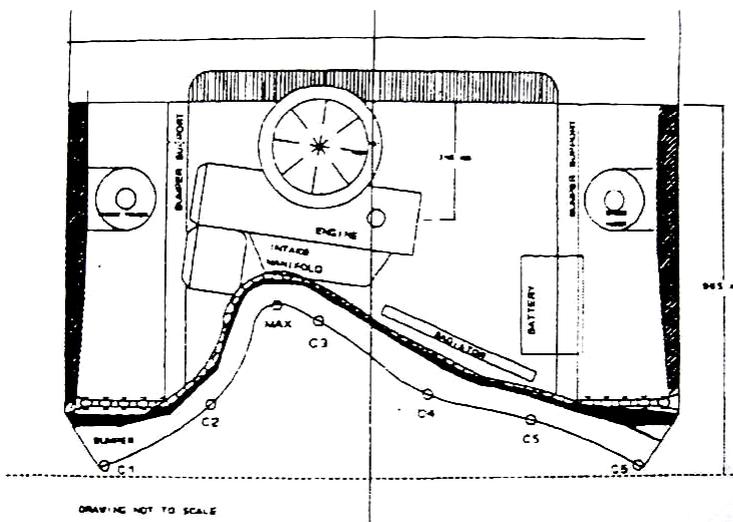
Caso 1:

En las figura siguiente se ve la deformación producida por el impacto contra un elemento rígido tipo poste producidas en el frente del vehículo junto a las medidas de las seis deformaciones y la deformación máxima producida en pulgadas y cm.

Ensayo 94F015

Ford Festiva 1988

Choque contra poste excéntrico a 203 mm del eje central del vehículo



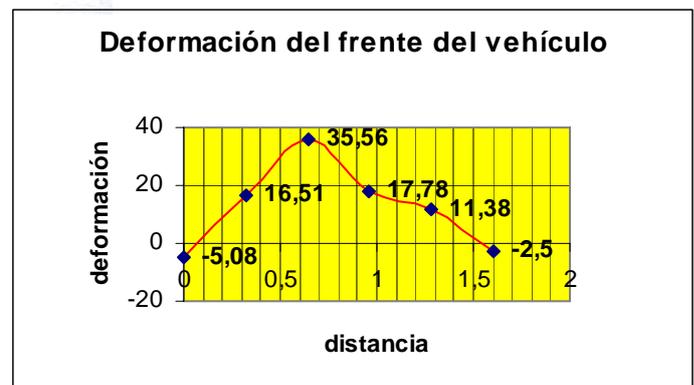
masa: 810 Kg.
 largo: 3,559 m
 ancho: 1,605 m

C1: -2,0" -5,08 cm
 C2: 6,5" 16,51 cm
 C3: 14,0" 35,56 cm
 C4: 7,0" 17,78 cm
 C5: 4,48" 11,38 cm
 C6: -1,0" -2,54 cm

 C_{max}: 15,5" 39,37 cm

Gráfico de deformación que se obtiene mediante la planilla del frente del vehículo.

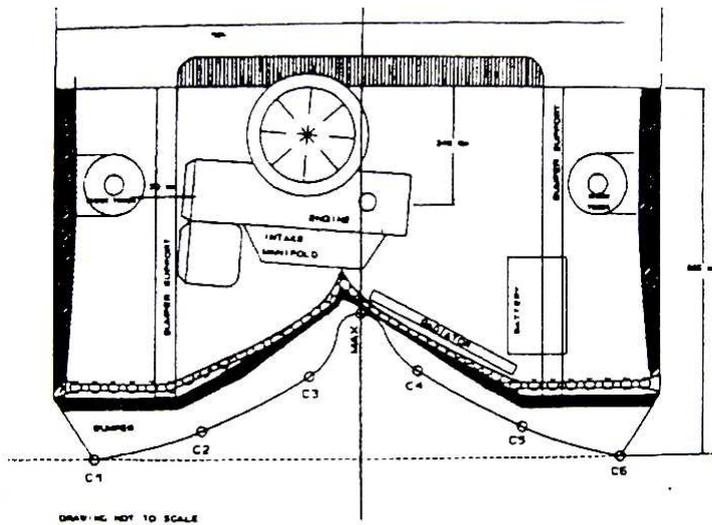
Observación: en el informe citado no figuran W y L por lo tanto los datos del ancho y el largo del vehículo se obtuvieron de la pagina de la pagina del NHTSA Vehicle Crash Test Database buscando por fabricante, modelo y año.



La velocidad calculada según la planilla es de 28,19 km/h, la velocidad real de impacto del vehículo fue de 33,1 km/h, la diferencia es de 4,91 km/h.

Caso 2:
Ensayo 94F011
Ford Festiva 1989

Choque contra poste en el eje central del vehículo

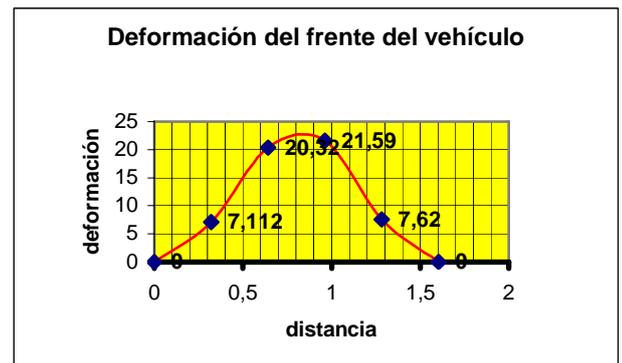


masa: 810 Kg.
 largo: 3,559 m
 ancho: 1,605 m

- C1: 0,0" 0,00 cm
- C2: 2,8" 7,11 cm
- C3: 8,0" 20,32 cm
- C4: 8,5" 21,59 cm
- C5: 3,0" 7,62 cm
- C6: 0,0" 0,00 cm

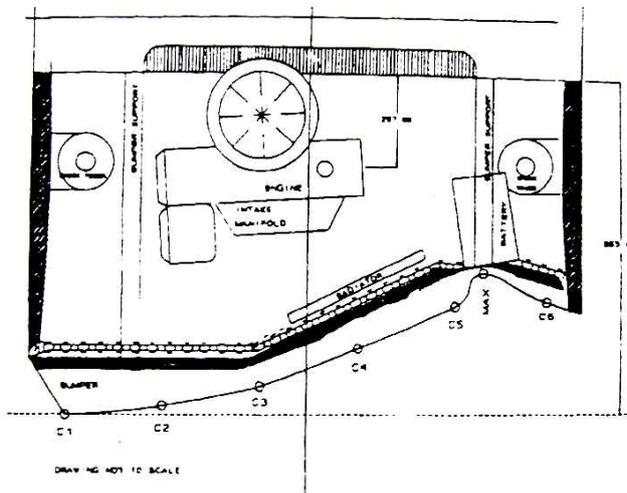
C_{max}: 15,5" 39,37 cm

Con estos datos se obtiene una velocidad de 23,87 km/h lo que da una diferencia de 9,23 km/h y la grafica de deformación adjunta del frente del vehículo.



Caso 3
Ensayo 94F012
Ford Festiva 1989

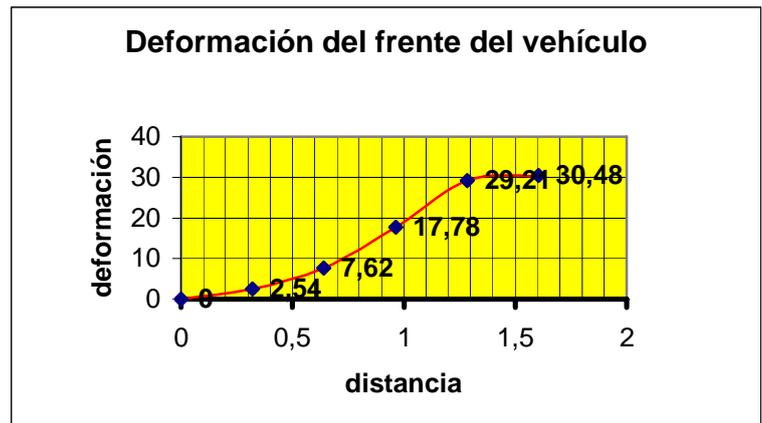
Choque contra poste excéntrico a 483 mm del eje central del vehículo



masa: 810 Kg.
 largo: 3,559 m
 ancho: 1,605 m

- C1: 0,0" 0,0 cm
- C2: 1,0" 2,54 cm
- C3: 3,0" 7,62 cm
- C4: 7,0" 17,78 cm
- C5: 11,5" 29,21 cm
- C6: 12,0" 30,48 cm
- C_{max}: 15,5" 38,10 cm

Con estos datos se obtiene una velocidad de 31,66 km/h, lo que da una diferencia de 1,44 km/h y la siguiente gráfica de deformación del frente del vehículo.



5.- CONCLUSIONES

El cálculo empleando el modelo de Wood arroja valores de 31,66 - 28,19 y 23,87 km/h, siendo que en los tres ensayos la velocidad de impacto fue de 33,1 km/h. Las diferencias son de unos 5,2 km/h en promedio, y la velocidad obtenida por el cálculo es menor que la real en los tres casos.

Comparando los resultados del modelo con ensayos de impacto de la NTHSA (paper SAE 930894) la correspondencia entre las velocidades calculadas (en un rango de 30 a 50 km/h) y las reales llega al 95%, obteniendo así velocidades EBS de +/- 9 km/h de las reales.

En este caso y en referencia al método de cálculo, los tres ensayos tienen la misma D_{max} . Si solo tuviésemos en cuenta esta deformación deberíamos obtener una misma relación E_d / M para los tres casos, pues tendríamos una misma abscisa en la fig.5. Pero el modelo tiene en cuenta el perfil de deformación ocurrido en el choque, por lo que cuando calculamos los valores de la D_{med} cambia el valor de f en cada caso y da por consiguiente una EBS diferente en cada uno de ellos. Además aparecen diferencias en el cálculo al tener en cuenta el ajuste por la excentricidad en el choque, de allí que se obtengan valores diferentes para velocidades de ensayo similares debido a que los perfiles de deformación y la forma en que impactan los vehículos contra el elemento rígido es diferente.

Respecto a la diferencia que existe entre el cálculo realizado y la realidad, hay que tener en cuenta que en varios impactos a una misma velocidad pueden existir diferencias en la energía absorbida por deformación, ya que la recta que usamos para el cálculo es solo una aproximación a una dispersión de puntos obtenida de los ensayos reales como se ve en la fig. 5. El modelo de Wood sirve como una adecuada aproximación a la velocidad de colisión del vehículo estudiado.

Montevideo, Diciembre de 2005.-

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Denis P. Wood, Mark Doody and Stephen Mooney
Application of a Generalised Frontal Crush Model of the Car Population to Pole and Narrow Object Impacts
SAE Technical Paper 930894
- 2.- Cristopher M.Brown
Ford Festiva collisions with narrows objects
Accident Reconstruction Journal, vol 10, No.3, may –june 1998
- 3.- J.J.Alba Lopez, A.I. Iglesia Pulla, J. Araguás Viñao.
Accidentes de Trafico: Introducción al análisis de deformaciones
Grupo de Seguridad Vial y Accidentes de Transito – Universidad de Zaragoza
- 4.- Ing. Aníbal García.
Modelos de Deformación
Apuntes de clases dictadas en el Seminario Dinámica Vehicular e Introducción a la Investigación de Accidentes (FI – UBA, setiembre – octubre de 2004)
- 5.- Ing. A. García, Ing. G. P. Galmés, Ing. .L M. Ance, Ing. D. A. Ivaldi, Lic. P. Caro, Lic. G. A. Enciso.
Investigación de Siniestros Viales - Seminario Latinoamericano
Apuntes de clases (agosto de 2005)