
POMĚRY ROZSAHU DEFORMACÍ JAKO KRITÉRIUM FINGOVANÝCH NEHOD

Jindřich Jan Šachl st.⁵⁵, Jindřich Šachl ml.⁵⁶, Michal Frydrýn⁵⁷

ABSTRAKT:

Poměr hodnot EES na vozidlech, jež se střetla, se obvykle dává do souvislosti s jejich hmotnostmi a vyjadřuje se vztahem pro přepočtení hodnot EES mezi jednotlivými vozidly. Běžně používaný vztah ale neplatí obecně, je založen na předpokladech, které nebývají splněny při všech typech střetů – podmínky platnosti tohoto vztahu bývají splněny dokonce spíše výjimečně. Vědí to všichni znalci? Mnozí dosadí „své“ hodnoty do zmíněného vztahu, jakoby byl exaktní obecně platný, a pokud poměr hodnot EES tomuto vztahu neodpovídá, považují to za hlavní kritérium pro výrok o tom, že se jedná o nehodu fingovanou – bohužel mnohdy mylně.

ABSTRACT:

Ratio of EES values on vehicles after accident is usually put into context of their masses. The EES ratio can be expressed by the conversion of EES values among particular vehicles. This commonly used equation is not valid generally, because it is based on assumptions which are not complied with all types of collisions. But, is this fact well known to all experts? Many of them substitute their „own variables“ into the common equation as it is generally valid, and then, if the EES ratio does not match the “general” equation - it must be (according to their opinion) the fake accident. Unfortunately the conclusion is not usually true.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Analýza dopravních nehod, Fingované dopravní nehody, EES

KEYWORDS:

traffic accident analysis, fake accidents, EES

1 ÚVOD

Cílem tohoto příspěvku je ukázat, že vztah pro určení poměru EES ve tvaru:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{k_2 \cdot m_2}{k_1 \cdot m_1}} \quad (1)$$

(kde k_1, k_2 jsou tuhosti zasažených částí vozidel, a m_1, m_2 jsou hmotnosti obou vozidel)

neplatí obecně, protože je založen na předpokladech (lit.[1]), které jsou v praxi splněny jen zřídka. Bude ukázáno teoreticky i na konkrétních příkladech z praxe, že uvedený vztah ve většině případů neplatí ani „přibližně“. Pro praxi z toho vyplývá, že není možné na základě vztahu (1) určit „reálný možný poměr EES“, a nehody, které tomuto poměru neodpovídají, nelze jen proto prohlásit za fingované. Není ale ani možné ze znalosti EES

⁵⁵⁾ Jindřich Šachl, doc.Ing., CSc

⁵⁶⁾ Jindřich Šachl, RNDr.Ing., Ph.D.

⁵⁷⁾ Ing.Michal Frydrýn

jednoho vozidla na základě vztahu (1) dopočítat EES druhého vozidla. Jediné, co je alespoň přibližně a s velkou dávkou obezřetnosti možné, je odhadnout EES jednoho i druhého vozidla na základě jejich reálných deformací, z toho určit celkovou deformační energii rázu a tuto deformační energii hrubě porovnat s celkovou energetickou bilancí střetu.

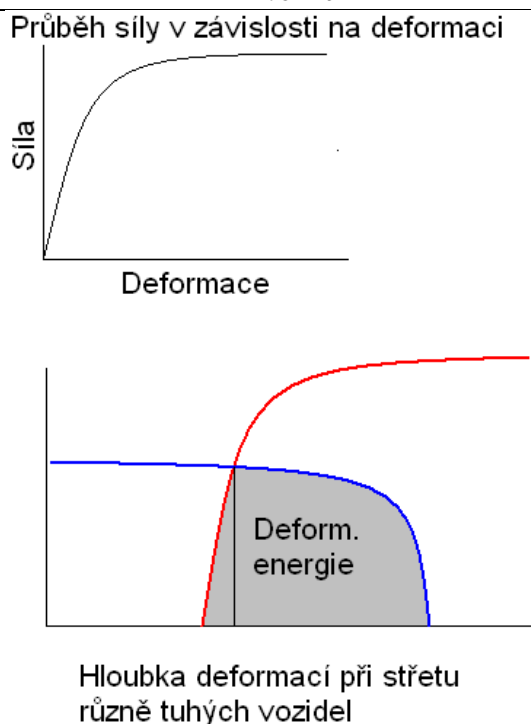
2 ROZBOR PROBLEMATIKY

Hlavní problém spočívá v tom, že mnohdy velmi složité deformační vlastnosti vozidla popisujeme jen jediným číslem – tuhostí vozidla k . Mlčky přitom předpokládáme lineární závislost (přímou úměrnost) mezi deformační silou a hloubkou deformace. Ta však platí ideálně pro ocelovou pružinu či pro homogenní ocelovou strukturu v oblasti pružných deformací. Pokud však proběhne náraz jen v rozsahu pružných deformací, pak se deformace po skončení rázu vrátí zpět a EES nelze zpětně nijak určit. Při plastické deformaci se karoserie vozidla s rostoucí deformací hroutlí, láme, v její struktuře jsou i prázdné prostory, a tak její silový odpor (proti deformování) postupně nejen vzrůstá ale i klesá. Uvedený předpoklad linearit je značně problematický. Hlavní příčiny jsou dvě:

- Tuhost jednotlivých komponent je různá. Proto dochází ke změnám velikosti deformační síly podle toho, jak v průběhu procesu deformování „přicházejí jednotlivé komponenty za sebou na řadu“. Změny velikosti deformační síly přitom nemají žádný spojitý „uhlazený“ charakter a velmi závisí na konkrétní geometrii nárazu.
- Během nárazu často dochází ke zhroucení či zlomení zasažené struktury. Její tuhost se pak skokově zmenší, a proto v průběhu vzrůstu deformací může dokonce dojít k lokálnímu poklesu deformační síly – až do průniku deformace k další tužší struktuře. Příkladem může být mezera za plastovým nárazníkem s kovovou výztuhou a blokem motoru.

Na obr.1 je naznačen realističtější průběh závislosti mezi hloubkou deformace a působící silou. Jde opět o modelovou závislost, ale takovýto průběh deformace lze reálně pozorovat při deformačních zkouškách většiny materiálů, a proto odpovídá realitě lépe než závislost lineární. Graf má nejprve v levé části prudce stoupající průběh, který odpovídá elastické deformaci. Sklon křivky v této části je popsán koeficientem tuhosti (respektive modulem pružnosti). Křivka však dále pokračuje poměrně dlouhou a plochou částí vpravo, která popisuje deformaci plastickou. Velikost deformační síly zde prakticky vůbec nezávisí na hloubce deformace a její hodnota odpovídá mezi pružnosti deformovaného materiálu.

Vydeme-li z předpokladu, že v každém okamžiku rázu se musí síly mezi vozidly vzájemně rovnat (princip akce a reakce), pak můžeme do jednoho grafu namalovat deformační křivky obou vozidel. Křivky stranově převrátíme a přeložíme přes sebe tak, aby překryl odpovídal celkové hloubce deformace obou vozidel. Plocha pod oběma křivkami pak odpovídá celkové deformační energii rázu. Z obrázku je pak také patrný poměr mezi deformacemi obou vozidel. Je zřejmé, že i v případě, že jedno vozidlo bude mít jen o málo vyšší mez pružnosti (na obrázku červená křivka) než druhé vozidlo (modrá křivka), snadno dojde k deformaci pouze jednoho vozidla (v našem případě modrého), zatímco druhé (červené) bude deformováno jen v elastické části deformační křivky a tato elastická deformace se po rázu vytratí. Z obrázku je také zřejmé, že kdybychom dále pokračovali v deformaci a překryli obě křivky ještě více, tak další deformace stále bude probíhat jen na „modrém“ vozidle, zatímco hloubka deformace „červeného“ zůstane téměř beze změny.



Obr.1 Hloubka deformací při střetu různě tuhých vozidel

Fig. 1 Depth of deformation during collision of the vehicles with different stiffness

Je zřejmé, že reálná deformační křivka vozidla bude ještě výrazně složitější. Proto i postup, jak se budou křivky obou vozidel postupně „překrývat“, může být poměrně složitý a „ohnisko deformace“, kde dochází v daném okamžiku k největší a nejrychlejší deformaci, se může velice rychle přesouvat z jednoho vozidla na druhé a zase zpět. Tuhost a mez pružnosti zasažených částí obou vozidel je prakticky vždy rozdílná – nebude shodná ani v případě střetu dvou shodných vozidel, protože se téměř nikdy nestřetnou v geometricky přesně symetrické konfiguraci – zvláště velká diference mezi stejnými vozidly přichází v úvahu, narazí-li vozidlo svou přídílí na bok či na zadní vozidla téhož typu.

Následující příklady z praxe ukazují, že nejde jen o teoretickou konstrukci ani o nějaký výjimečný jev. Na obr.2 je stav po kolizi, kdy do vyztuženého zadního nárazníku prvního vozidla narazilo čelně druhé vozidlo svou přídílí v oblasti čelní mřížky. Zatímco zadní nárazník předního automobilu zůstal bez trvalých deformací, čelní maska druhého automobilu a struktury za maskou byly masivně zdeformovány. Hodnota EES na prvním automobilu je prakticky nulová, hodnota EES na druhém automobilu nulová určitě není.

Opačné poměry tuhostí vykazuje postřetový stav automobilů na obr.3.



Obr.2 Různá tuhost v kolizní zóně střetnuvších se vozidel-příklad
Fig. 2 Different stiffness of the colliding vehicles-example



Obr.3 Příklad následků střetu různě tuhých struktur
Fig. 3 Example of deformation of the differently stiff structures



Obr.4 Stopy na místě střetu automobilů z obr.3

Fig. 4 – Marks at the collision site of the vehicles in Fig.3

Dalším příkladem, který **dokazuje neplatnost vztahu (1) a nemožnost použití tohoto vztahu k rozhodnutí, zda je nehoda reálná nebo fingovaná**, je zaručeně skutečná (ne fingovaná) nehoda tří vozidel, při níž nejprve narazil (druhý) automobil ŠKODA Fabia svou předí na zád' (prvního) terénního automobilu HUMMER a vzápětí narazil (třetí) automobil FORD Mondeo svou předí na zád' (druhého) automobilu ŠKODA Fabia (viz sérii obr.5). Všimněme si klasických důsledků rozdílu v tuhostech jednotlivých automobilů v kolizních zónách: zád' HUMMERu je prakticky nepoškozená, zatímco před' ŠKODA Fabia je zdeformována značně (nic zvláštního), ale také, že před' FORDu Mondeo je (proti očekávání) zdeformována v relativně větším rozsahu než zád' ŠKODA Fabia.



Na zád' automobilu HUMMER



narazil předí automobil ŠKODA Fabia



na zád' automobilu ŠKODA Fabia

potom narazil automobil FORD Mondeo

Obr.5 Deformace automobilů

Fig. 5 Vehicle deformation

Důležitým poznatkem je **prolomení výztuhy nárazníku automobilu FORD Mondeo**, ač nedošlo ke kolizi s žádnou „úzkou překážkou“. Komůrkový profil výztuhy prakticky není možné ohnout do oblouku, aniž by přitom nedošlo ke zborcení stěn komůrky mezi stěnou namáhanou na tah a protilehlou stěnou namáhanou na tlak, za současného zhroucení (stlačení) stěny namáhané na tlak (přesně tak, jak je patrné z obr.5). **Prolomení výztuhy nárazníku proto nelze považovat za důkaz, že šlo o náraz na „úzkou překážku“.**

Pro další výklad použijme srovnání s působením **tzv. tlumiče nárazu**, jehož konstrukce je navržena tak, aby jeho deformační křivka odpovídala prakticky přesně grafu na obr.1. Tlumič nárazu je příslušenství silnic stavěné do míst odklonu odbočovacích pruhů - zařízení sestavené z řady speciálních sudů, které se při nárazu vozidla deformují, čímž samy poskytují (vytvářejí) deformační zónu. Sudy mohou být půdorysně sestaveny ve tvaru trojúhelníka anebo obdélníka. Obdélníková sestava (s prismatickým profilem) se začíná deformovat až po překročení určité charakteristické meze pružnosti a pak klade stále zhruba konstantní odpor nezávislý na vzrůstu deformací (až do úplného stlačení samozřejmě), tedy zároveň poskytuje konstantní „brzdné“ zpomalení vozidlu, které tam narazilo. Jak velká bude deformace takového tlumiče? Nárůst deformací ustane, zastaví se, jakmile se vyčerpá kinetická energie vozidla přeměnou na deformační práci, jež je prostým součinem síly charakteristického odporu tlumiče a délky deformační dráhy, tedy velikosti deformace tlumiče. Při tomto typu nárazu vůbec nemusí vzniknout žádné trvalé deformace přidě vozidla za předpokladu, že před' (vyztužený nárazník) je tužší než tlumič nárazu.



Obr.6 Tlumič nárazu

Fig. 6 Crash cushion

Druhým, možná méně očividným zato ale skutečně principiálním problémem fyzikální analýzy deformace vozidel (včetně odvození vztahu (1)) je skutečnost, že k popisu dějů během rázu používáme fyzikální vztahy a pojmy, které platí pro pohyb hmotného bodu nebo pro pohyb (absolutně) tuhého tělesa. Dostáváme se tak do logického protimluvu, protože se snažíme **popsat průběh deformace nedeformovatelného tělesa**. V čem se to projevuje? Jde o to, že se jednotlivé části původně kompaktního tělesa vlivem deformací začínají pohybovat vůči sobě navzájem a mění se tvar vozidla. Jako příklady můžeme vzít vznik jakési „beztvaré“ již deformované hmoty, která vzniká v deformační zóně mezi oběma vozidly, jejíž rychlost a směr neodpovídá rychlosti a směru ani jednoho z vozidel a jejíž hmotnost v průběhu rázu velmi rychle narůstá, nebo pohyb posádky uvnitř vozidla (ať už byla posádka připoutaná či nikoli), pohyb nákladu uvnitř zavazadlového prostoru nebo pohyb motoru vůči karoserii – prostě pohyb jakékoli části vozidla o nezanedbatelné hmotnosti vůči jeho ostatním částem. Musíme být proto opatrní s používáním následujících veličin:

- Popis rotace vozidla pomocí **úhlové rychlosti** a **momentu setrvačnosti** vozidla. Oba tyto pojmy jsou z mechaniky tuhého tělesa a předpokládají, že se těleso pohybuje jako jeden celek. V průběhu doby rázu proto nejsou dobře definované. Navíc i po skončení rázu, když už lze obě veličiny opět bez problému používat, bude mít vozidlo vlivem deformace jinou hodnotu momentu setrvačnosti než před rázem.
- Popis pohybu vozidla pomocí **rychlosti** a **hmotnosti** vozidla. Vozidlo jako celek má sice stále stejnou hmotnost, ale už nelze napsat „vozidlo o hmotnosti m , se pohybuje rychlostí v “, protože se jednotlivé části vozidla mohou pohybovat různými rychlostmi a směry. Můžeme sice definovat „průměrnou“ rychlost jako podíl celkové hybnosti

a celkové hmotnosti vozidla, ale i tady můžeme narazit na řadu problémů, například že celková kinetická energie (jakožto součet kinetické energie jednotlivých pohybujících se částí vozidla) **bude větší** než $\frac{1}{2} m \cdot v^2$. Rozdíl je způsoben kinetickou energií pohybu jednotlivých částí vůči sobě. Pokud se naopak budeme snažit popisovat vozidlo, jako soubor částí, které mají aktuálně stejnou rychlost (například jako část vozidla, která ještě nebyla deformována a naproti tomu již zmíněná „beztvará hmota“, která už prošla nárazem a ztratila svojí původní rychlost), nebude lehké definovat hmotnost těchto částí a tato hmotnost se navíc v čase může velmi rychle měnit.

- **Vztah $F=m \cdot a$ je asi nejvíce problematický.** Jestliže se různé části vozidla mohou pohybovat různými rychlostmi, tak mohou samozřejmě mít i různá zrychlení. Ta se mohou lišit dokonce řádově. Pokud tedy síla bude způsobovat na různých částech vozidla různé deformace a tedy i různá zrychlení pohybujících se částí, pak začne být důležité i to, jak velká hmota je příslušným zrychlením urychlována nebo brzděna. Jako příklad můžeme uvést situaci, kdy v počátečních fázích deformace při čelním nárazu chvíli trvá, než posádka vyletí ze sedadel a je zachycena bezpečnostním pásem. V tomto krátkém okamžiku však již probíhá deformace předě vozidla a pro přepočítání mezi deformační silou a zpomalením vozidla bude tedy relevantní hmotnost vozidla „bez posádky“. Hybnost rychleji letící posádky se v deformační zóně vozidla také projeví, ale až o chvíli později přenesením sil přes pásy a airbagy. Konečné rozložení deformací na vozidle i výsledné EES tak může záviset dokonce i na tom, kolik je členů posádky a zda byli připoutáni či nikoli. Takovéto detaily však ve vztahu (1) nejsou a nemohou být zachyceny.
- Koncept pohybu jednotlivých částí vozidla vůči sobě dokonce narušuje i představu použitou v úvodní části tohoto příspěvku, že dochází k deformaci vždy v nejméně odolné části vozidla a že se při změně poměrů tuhosti (když se měkká část vozidla zdeformuje natolik, že už není schopna pojmout další deformaci) může „ohnisko“ deformace velice rychle přesunout z jednoho místa na druhé i například do druhého vozidla. To je pravda až na jedno „ALE“ a tím je právě deformovaná „beztvará“ hmota na rozhraní vozidel. Pokud je jedno z vozidel méně tuhé a deformuje se rychleji než druhé, tak to znamená, že se tato deformovaná hmota pohybuje spíše ve směru od tužšího vozidla k méně tuhému. Když se najednou poměry tuhosti vozidel obrátí, tak dříve, než se začne deformovat druhé vozidlo, je potřeba dosud deformovanou hmotu zbrzdit a urychlit ji proti směru jízdy původně tužšího vozidla. Ke změně rychlosti pohybu již deformované oblasti je zapotřebí síly a tato síla může **dočasně** způsobit, že se bude po krátkou dobu deformovat jiná část deformační zóny, než která je v daném okamžiku nejméně pevná. Pokud se tedy „ohnisko“ deformace má přenést z místa na místo (nebo z jednoho vozidla do druhého), tak to vždy nutně musí znamenat změnu rychlosti hmoty umístěné mezi oběma místy a s tím spojenou **dočasnou dodatečnou rázovou sílu**. Pro ilustraci si představme jednoduchý model: Pokud narazí méně tuhé vozidlo do vozidla tužšího, tak v souladu s příklady uvedenými výše bude deformováno pouze méně tuhé vozidlo. Co když ale na před méně tuhé vozidlo připevníme nedeformovatelný litinový radiátor od topení. Nejprve fakticky narazí radiátor do tužšího vozidla a bude ho deformovat tak dlouho, dokud se rychlost radiátoru nevyrovná s rychlostí tužšího vozidla. Pak teprve méně tuhé vozidlo narazí do dvojice tuhé vozidlo-radiátor. Je tedy vidět příklad, kdy vložená hmota způsobí, že se dočasně deformuje tužší část dříve, než část méně tuhá. Pokud se poměr tuhosti vozidel během rázu obrátí, pak bude zase nutné radiátor včetně ostatní dosud deformované hmoty urychlit opačným směrem.

Jaké další zajímavé důsledky lze odvodit z toho, že se deformované vozidlo nemusí pohybovat jako jeden celek, si ukažme na následujícím příkladu: Pro zjednodušení problému si představme srážku dvou naprosto identických vlaků jedoucích stejnými rychlostmi proti sobě. Vlaky volíme proto, že navozují představu jednorozměrného problému (pohyb je možný jen v jednom rozměru podél kolejí, není možný excentrický nebo kolmý náraz). Vlak dále volíme proto, že si snadno představíme řadu zcela identických vagonů zařazených za sebe se stejnou hmotností i stejnými deformačními vlastnostmi. (Stejně vlastnosti budeme pro jednoduchost předpokládat i pro lokomotivy obou vlaků.). Takovýto problém se dá jednoduše analyticky řešit i bez použití sofistikovaných programů. Lze snadno odvodit například brzdné síly v jednotlivých spojích mezi vagóny v průběhu srážky v závislosti na hmotnosti vagónů před a za sledovaným spojem. Pokud budou vlaky opravdu stejné, tak je samozřejmě stejná i jejich deformace, EES i další veličiny. Nyní model doplníme tak, že na zvolené místo (mezi dva vagóny) jednoho z vlaků vložíme dodatečnou deformační zónu a budeme sledovat, jak budou výsledky srážky obou vlaků záviset na poloze dodatečné deformační zóny v rámci vlaku, na její délce a na mezi její pružnosti. Je škoda, že v tomto článku není prostor na podrobné rozpracování naznačeného modelu. Proto jen shrňme možné závěry:

- V čelní části vlaku (tam, kde všichni intuitivně očekávají) proběhne vždy nějaká deformace a dále může (ale nemusí) proběhnout i ve vložené deformační zóně. Zda k deformaci deformační zóny dojde nebo ne, závisí na poměru meze pružnosti čelní části vlaku, meze pružnosti vložené deformační zóny a na poměru hmotností části vlaku před a za deformační zónou.
- Pokud dojde k deformaci vložené deformační zóny, pak to znamená, že přední a zadní část vlaku se v průběhu deformace pohybují různými rychlostmi. Pojem „rychlost vlaku“, tak ztrácí smysl, protože se vlak už nepochybuje jako celek.
- Pokud vložená deformační zóna nebude dostatečně dlouhá a zdeformuje se celá, tak se snadno může stát, že zadní část vlaku narazí do přední části vlaku a způsobí deformace vagónů v místech před a za vloženou deformační zónou. Tedy v místech kde by deformace neproběhla, pokud bychom deformační zónu nevložili.
- EES vlaku s vloženou deformační zónou bude nyní větší, než EES druhého vlaku bez vložené zóny. Přitom deformace v čelní části obou vlaků budou vzájemně stejné a budou obecně menší než v případě nárazu bez deformační zóny. Pokud tedy při následném vyhodnocování takové nehody přehlédneme deformaci deformační zóny a jejího nejbližšího okolí, tak dojdeme k nižšímu EES a k celkovému podhodnocení celkové energetické bilance srážky. (Při nárazu silničních vozidel si představme „skryté“ deformace vozidla v místech mimo zónu zdeformovanou viditelně).
- Část vlaku před deformační zónou dokonce může chvíli couvat do té doby, než na ni plnou silou narazí zadní část vlaku.
- Rozložení deformací vlaku bude silně záviset i na tom, zda stihne proběhnout deformace čelní části vlaku (a vyrovnat se rychlost s vlakem protijedoucím) dříve, než dojde k plnému nárazu zadní části vlaku do přední, nebo zda obě deformace budou probíhat souběžně. To bude mít zásadní dopad i na rozdělení EES mezi oba vlaky.
- A nakonec závěr, který dokonce trochu podlamuje i samotný koncept určování EES: Když vypočteme celkovou EES vlaku s vloženou deformační zónou a potom vypočteme, jak by dopadly deformace vlaku, pokud bychom vlak přesně touto rychlostí nechali narazit do pevné zdi, tak sice dostaneme deformace energeticky ve stejném rozsahu, jako při původní srážce dvou vlaků, ale tyto deformace budou rozmístěny na jiných místech vlaku. Jinými slovy : neexistuje rychlost, kterou bychom mohli narazit vlak do pevné zdi tak, aby na něm vznikly stejné deformace, jako při „reálné“ nehodě.

Když tedy toto všechno přestává při deformaci vozidel platit, co nakonec zůstává v platnosti? Prakticky všechno podstatné: Tedy zejména **zákony zachování energie, hybnosti a momentu hybnosti** (a z nich vyplývající zákon akce a reakce). Tyto zákony mají oproti vztahu (1) a dalším vlastnostem EES tu velkou výhodu, že platí jak pro velmi krátké časové úseky, tak i pro časy velmi dlouhé. Stačí tedy na začátku vyhodnotit celkovou energii, hybnost a moment hybnosti systému, pak úplně přestat sledovat, co se v systému děje, a po nějaké době všechny tři údaje znovu vyhodnotit a zkontrolovat jejich zachování. Přitom je jedno, ke kolika rázům kolika částí mezitím došlo. Jediným omezením pro délku zvoleného času je to, po jak dlouhou dobu jsme schopni udržet náš systém izolovaný od okolí, nebo alespoň zanedbat působení okolí na systém. Uvedené zákony proto platí nejen pro srážky vozidel a třeba pohyb kosmických těles, ale i například pro nádobu s plynem, kde každou sekundu dochází k nepředstavitelně velkému množství vzájemných srážek a nikdo není schopen (jinak než statisticky) počítat rychlosti jednotlivých atomů a molekul. Přitom důsledky zákonů zachování jsou makroskopicky patrné na první pohled: Důsledkem zákona zachování hybnosti je to, že tlak plynu je na všechny stěny nádoby stejný a že se nádoba jako celek nemůže začít sama pohybovat nějakým směrem. Důsledkem zákona zachování momentu hybnosti je to, že nádoba jako celek se nemůže sama od sebe roztočit. A konečně důsledkem zákona zachování energie je fakt, že teplota plynu zůstane konstantní. Všechny tři zákony dokonce přesně platí i pro systém tak „neposedných“ částic, jako je hejno much uzavřené ve skleněné láhvi. Dokonce ani mouchy, které si mohou létat, jak chtějí, nemohou rozhodit platnost všech tří zákonů zachování hybnosti, momentu hybnosti a energie na láhvi jako celku. Přitom nijak nevádí, že se mouchy nepohybují „rovnoměrně přímočaře“ ani že „úhel odrazu“ mouchy od stěny láhve se nerovná „úhlu dopadu“. Jediné, na co si musíme dát pozor, je to, abychom do celkové energie soustavy započítali i chemickou energii muší potravy a změny teploty vzduchu v láhvi. Fyzikální popis tedy perfektně funguje i na takto složitých pohybových systémech a to až do okamžiku, než někoho napadne např. podle vzorce (1) počítat EES přistání mouchy na stěně láhve.

Přidejme ještě jednu spíše početní komplikaci při rozdělování celkové deformační energie na EES jednotlivých vozidel. Vyjděme z předpokladu, že máme hodnotu celkové deformační energie vypočtenou z energetické bilance střetu a odhadneme hodnotu EES jednoho vozidla. Pak se samozřejmě dá dopočítat zbývající EES druhého vozidla z rovnice (2) :

$$E_{def} = \frac{1}{2} m_1 \cdot EES_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot EES_2^2 \quad (2)$$

Naneštěstí v případech, kdy je velký poměr hmotností obou vozidel nebo velký poměr výsledných EES, tak výpočet není úplně stabilní a vykazuje při malé změně vstupních parametrů velké výkyvy výsledné EES. Uvedme dva příklady:

1. Pokud budeme mít střet dvou vozidel se stejnou hodnotou EES 70 km/h, ale jedno z nich bude mít hmotnost 3000 kg, zatímco druhé pouze hmotnost 1000 kg, dostaneme celkovou deformační energii 756,17 kJ. Pokud však zvýšíme odhad EES prvního vozidla o 14 % na 80 km/h, pak musíme snížit odhad EES druhého vozidla o celých 70 % na hodnotu 20 km/h, abychom dostali stejnou hodnotu deformační energie.
2. Nyní uvažujme dvě stejně těžká vozidla o hmotnosti 1000 kg, ale různou hodnotou EES. Pokud EES prvního vozidla bude 120 km/h a EES druhého vozidla 50 km/h, dostaneme celkovou deformační energii 652 kJ. Pokud nyní zvýšíme odhad EES prvního vozidla o necelých 8,5 % na 130 km/h, pak musíme snížit odhad EES druhého

vozidla o celých 100 % na hodnotu přesně 0 km/h, abychom se dostali ke stejné hodnotě deformační energie.

3 ZÁVĚR

Pokud čtenář stále nezískal dojem, že problematika určení EES a rozdělení celkové deformační energie na EES jednotlivých vozidel je velmi komplikovaná a vyžaduje velmi obezřetné a kritické posouzení, před vyslovením jakéhokoli závěru, odkazují autoři na článek „Problémy, chyby a zvláštnosti při určování EES“, který napsal Manfred Becke (lit.[2]), kde je ve 13 podrobných kapitolách shrnutý vliv neúplného překryvu vozidel, boční kolize, konstrukční rozdíly vozidel, použitých náhradních dílů, extrémně vysokých EES a mnoho dalších. Článek máme připraven v překladu do češtiny a s laskavým souhlasem autorovým by mohl být zveřejněn.

4 LITERATURA

- [1] KOHÚT, P.: *Energeticky ekvivalentná rýchlosť a prerozdelenie EES*. In: Soudní inženýrství č.6/2005 S.318-330
- [2] BECKE, M.: *Probleme, Fehler und Besonderheiten bei der EES-Einstufung (Problémy, chyby a zvláštnosti při určování EES)* In: Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 9/2006 S.221-228.