

**СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ  
Інститут транспорту та логістики  
Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-  
транспортних машин**

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
до дипломної роботи  
освітньо-кваліфікаційного рівня магістр**

напряму підготовки 070106 Автомобільний транспорт  
спеціальності 8.07010601 Автомобілі та автомобільне господарство

на тему: «Дослідження процесу зіткнення автомобілів та визначення основних його параметрів»

Виконав: студент групи АТ-16дм  
Гончаров О.І.

.....  
(підпис)

Керівник: доц. Полупан Є.В.

.....  
(підпис)

Завідувач кафедри: проф. Горбунов М.І.

.....  
(підпис)

Рецензент:

.....  
(підпис)

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Загальні зміни, що відбуваються сьогодні в економічному механізмі, зумовлюють потребу у розробці та реалізації нового підходу до аналізу безпеки руху на основі інтенсифікації та впровадження методів оцінки і впливу ДТП на суспільні процеси, оцінки ефективності запроваджуваних заходів, фінансування та управління безпекою дорожнього руху. В цих розвиток теорії і методології розслідування і експертизи дорожньо-транспортних подій повинні розглядатись як складова державної системи, утворення відповідного комплексу організаційного, соціально-економічного та методичного забезпечення діяльності з безпеки дорожнього руху.

Виникнення ДТП як конфлікту у дорожньому русі для кожного конкретного випадку є наслідком випадкового збігу ряду факторів та причин. Виявлений при цьому зв'язок причин та факторів має виразно індивідуальний характер. При аналізі значних масивів статистичної інформації вдається встановити загальні закономірності виникнення випадкових обставин, що передують ДТП. Питанням вивчення процесу зіткнення автомобілів при скоєнні ДТП присвячені роботи В.П. Байкова, Ю.Г. Важенієва, В.М. Іванова, В.О. Іларіонова, Н.М. Крісті, В.А. Огороднікова, І.К. Коршакова, В.А. Ксенофонтової, Ю.С. Сидорова, Ю.В. Міронова, В.М. Ветлінського, В.В. Амбарцумяна, В.П. Поліщука, В.М. Торліна, С.А. Євтюкова, Кузнецова О.Г. та ін.

У практиці автотехнічних експертиз застосовують різні способи визначення енергетичних витрат при динамічних навантаженнях, які сприймають елементи конструкції транспортних засобів. Проте жоден з них не враховує при оцінці енергетичних витрат, пов'язаних з пошкодженнями деталей конструкції при ударі складність навантаження, виду напруженого стану, немонотонних деформацій, що виникають у металі, який деформується в процесі динамічного навантаження.

Комп'ютерне моделювання, особливо моделювання ДТП повинне нести інформацію про фізичні явища, що відбуваються в елементах конструкції автомобіля, що деформуються. При комп'ютерному моделюванні механізму скоєння ДТП зазвичай можна одержати його якісний опис. Кількісно ж отримати достовірну інформацію про механіку пластичного формозмінювання елементів конструкції

автомобіля за умов реального ДТП практично неможливо через дві причини:

- неможливо відтворити динаміку подій (траєкторію руху, швидкісні режими та ін. чинники);

- необхідно мати у своєму розпорядженні відповідні критерії, за допомогою яких можна оцінювати рівень досягнутих деформацій в елементах конструкції автомобіля в умовах складного динамічного навантаження.

Сучасні комп'ютерні моделі ДТП повинні бути орієнтовані на складні історії деформації, оскільки при моделюванні аварій доводиться описувати двоступеневий процес – статичну деформацію при технологічних операціях витяжки, штампування, обтягування та ін., а також подальшу деформацію при ударі.

Для визначення роботи на деформування та руйнування конструкцій транспортних засобів недостатньо інформації про механічні властивості матеріалу у вигляді спеціальних функцій, що характеризують поведінку матеріалів за умов складного напруженого стану і складного навантаження. При розв'язанні задач надійного визначення енергетичних витрат, що припадають на пошкодження елементів конструкції, необхідно також враховувати швидкісні ефекти (швидкість деформації, що досягає значень  $1/300$  сек і більше). В цих випадках виникає необхідність використання складніших моделей властивостей матеріалу за умов динамічних навантажень, що враховують швидкісні ефекти при поглинанні питомої потенційної енергії металом, що деформується при ударі.

Враховуючи сказане, можна відзначити, що існує наукова проблема надійного визначення параметрів, за яких відбувається зіткнення транспортних засобів в результаті дорожньо-транспортної події.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дослідження є зіткнення автомобілів в результаті дорожньо-транспортної пригоди та визначення основних його параметрів.

Для досягнення вказаної мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- провести аналіз методів і моделей визначення швидкості руху при зіткненні автомобілів;

- розробити методику визначення величини швидкості руху автомобілів перед екстремим гальмуванням в момент, що передує удару, і швидкості їх відкидання.

**Об'єкт досліджень.** Об'єктом дослідження є процес зіткнення автомобілів під час дорожньо-транспортних подій.

**Предметом дослідження** є закономірності руху транспортних засобів при зіткненні за результатами накопиченої кінетичної енергії.

**Методи досліджень.** Дослідження засновані на досягненнях класичної теоретичної механіки, теорії удару, динаміки та міцності машин.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Вперше розроблена методика визначення швидкостей руху автомобілів у момент зіткнення за параметрами їхнього відкидання після ДТП за оцінкою енергетичних витрат при динамічних навантаженнях з урахуванням пошкоджень, отриманих при зіткненні.

Розроблене математичне моделювання процесу зіткнення транспортних засобів при ДТП, що дозволяє визначати параметри, за яких він відбувається.

**Практичне значення отриманих результатів.** Практичну цінність роботи становлять запропоновані:

- методи розрахунку параметрів, за яких відбувається зіткнення транспортних засобів в результаті ДТП;
- можливість проведення автотехнічних експертиз, здатних визначати швидкості транспортних засобів, що рухаються, за їх пошкодженнями при ДТП.

## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПИТАННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ

Однією з умов підвищення якості обслуговування потреб економіки України у перевезеннях вантажів і пасажирів є розвиток умов руху автомобільними дорогами. Зростання аварійності на вулицях та автомобільних дорогах стає одним з обмежень на шляху підвищення соціальної й економічної ефективності роботи автомобільного транспорту (табл. 1.1) [1].

*Таблиця 1.1*

#### Динаміка ДТП та їх наслідків в Україні

Рік	2005	2006	2007	2008
Загальна кількість ДТП	189017	195640	278837	312751
Кількість ДТП з потерпілими	46485	49491	63554	51279
Всього потерпілих	63288	67610	88102	70972
Загинуло	7229	7592	9589	7718
Поранено	55999	60018	78513	63254
Кількість загиблих на 100 ДТП з потерпілими	15,6	15,3	15,0	15,0

Як бачимо, за останні чотири роки зареєстровано 210809 дорожньо-транспортних подій (ДТП) з потерпілими, в яких загинуло 32128 та отримали поранення різного ступеня тяжкості 257784 осіб; якщо ж врахувати і події з пошкодженнями транспортних засобів, то загальна їх кількість лише в 2008 році становила майже 313000 [1]. Кожні 3 хвилини трапляється ДТП, майже кожен годину гине людина. І це при тому, що і населення країни, і кількість зареєстрованих транспортних засобів останніми роками навіть дещо зменшувалась (табл. 1.2).

Таблиця 1.2

## Населення України та рівень автомобілізації

Рік	1999	2000	2001	2002	2003	2004
Населення, тис.чол.	49429,8	48923,2	48457,1	48003,5	47622,5	47280,8
Кількість зареєстрованих транспортних засобів	9513020	9230484	9152081	8984195	8890073	8530051

Розподіл ДТП за видами свідчить про те, що майже 60% від їх загальної кількості в 2008 році становили зіткнення транспортних засобів (рис. 1.1). З точки зору наслідків найбільш тяжкими були наїзди на пішохода, перекидання та наїзди на перешкоду (відповідно 105, 88 та 32 потерпілих на 100 ДТП).

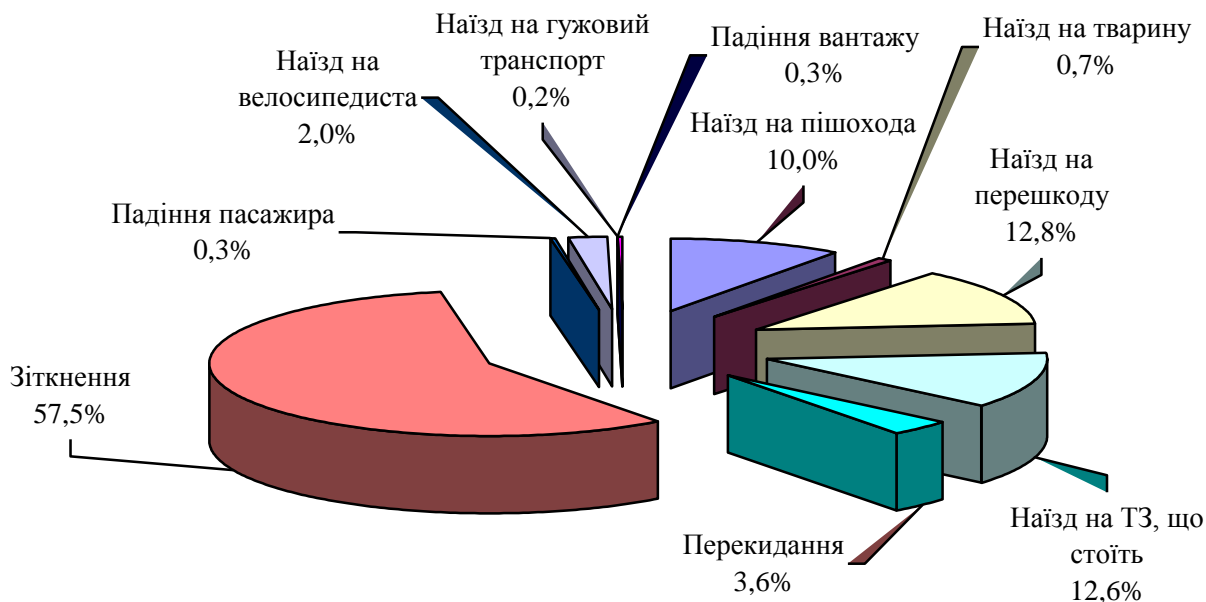


Рис. 1.1. Розподіл ДТП за видами

Питаннями безпеки дорожнього руху на автомобільних дорогах і на вулично-дорожніх мережах міст вивчали В.В.Сільянов, Є.М.Лобанов, Я.В.Хомяк,

В.Ф.Бабков, В.П.Поліщук, В.В.Шештокас, О.П.Васильєв, Б.М.Четверухін, Г.І.Клінковштейн, М.П.Печерський, Ю.О.Кременець, М.Б.Афанасьєв, О.П.Дзюба, В.І.Єресов, О.В.Красильнікова, О.Т.Лановий, С.В.Янішевський, Д.Дрю, Ф.Хейт, Х.Іносе, Г.Поттгофф та ін.

Проблемі забезпечення безпеки та організації дорожнього руху приділяють велику увагу в усіх країнах, зважаючи на суттєві людські жертви і матеріальні втрати при дорожньо-транспортних подіях. Особлива актуальність цієї проблеми в нашій країні обумовлена швидким процесом автомобілізації в містах і, на цьому фоні, зростанням кількості водіїв транспортних засобів, які ще не в повній мірі освоїли процес керування ним в умовах інтенсивного руху.

На основі міжнародної бази статистичних даних про дорожньо-транспортні події (IRTAD) були розраховані показники ризику в дорожньому русі (рис. 1.2). Як свідчить аналіз цих даних, Україна разом з Грецією, Угорщиною та Португалією характеризується найгіршими відносними показниками безпеки дорожнього руху.

Відповідно до методики [20], щорічні втрати держави внаслідок скоєння ДТП за останні 5 років становлять від 15,7 до 14,5 млрд. грн. Це дозволяє зробити висновок, що однією з основних задач ефективної організації дорожнього руху є виявлення, документування та аналіз місць скоєння ДТП

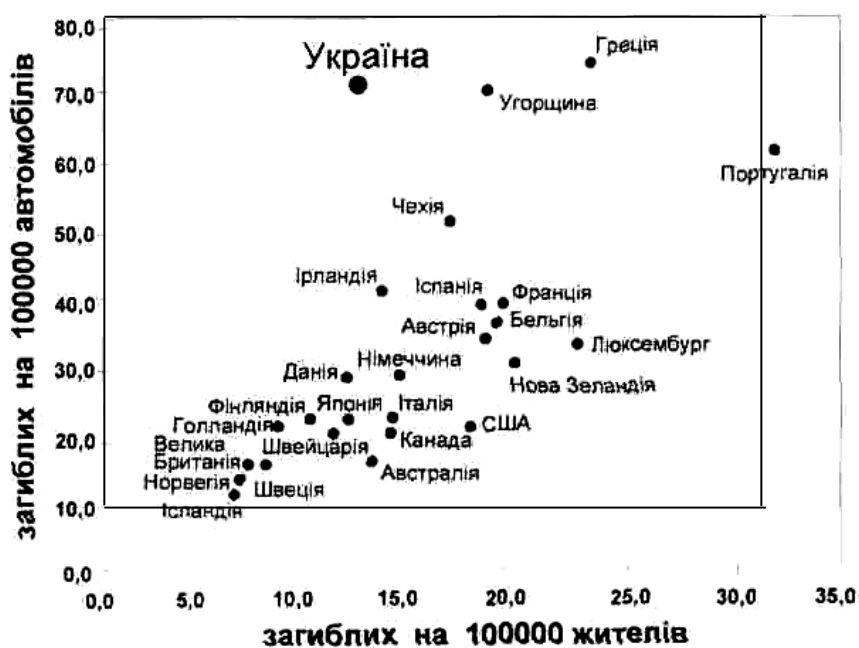


Рис. 1.2. Ризик дорожнього руху в різних країнах

Взаємозв'язок дорожньо-транспортної події з іншими елементами системи транспортної інфраструктури показано на рис. 1.3.

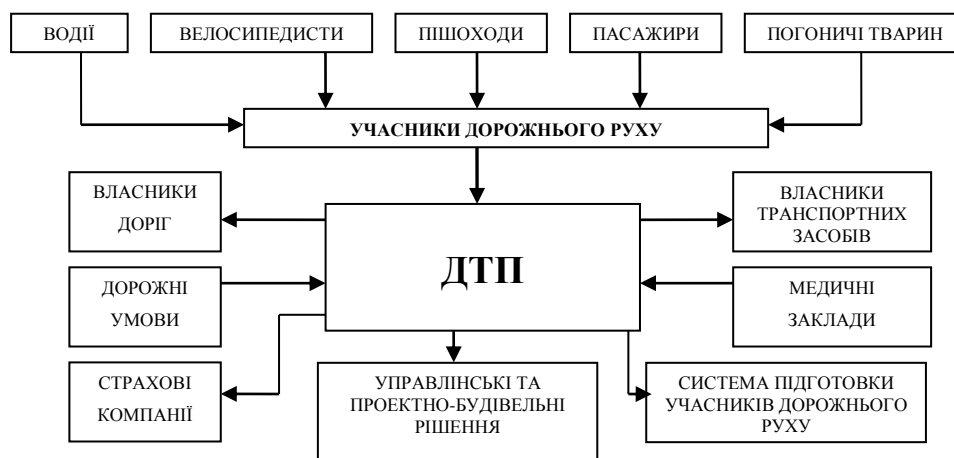


Рис. 1.3. Взаємозв'язок ДТП з елементами системи транспортної інфраструктури

Аналізуючи дорожньо-транспортну подію як елемент транспортної системи, що підлягає реєстрації та аналізу, можна відзначити такі її причинно-наслідкові аспекти та ознаки:

- людино-машинний, просторово-часовий і випадковий характер скоєння;
- кримінально-правовий та експертний характер розслідування;
- системність аналізу причин ДТП;
- соціально-економічні та морально-психологічні наслідки.

В узагальненій схемі процесів реєстрації та процесуального розгляду ДТП (рис. 1.4) виділено основні етапи, функції окремих учасників процесів.



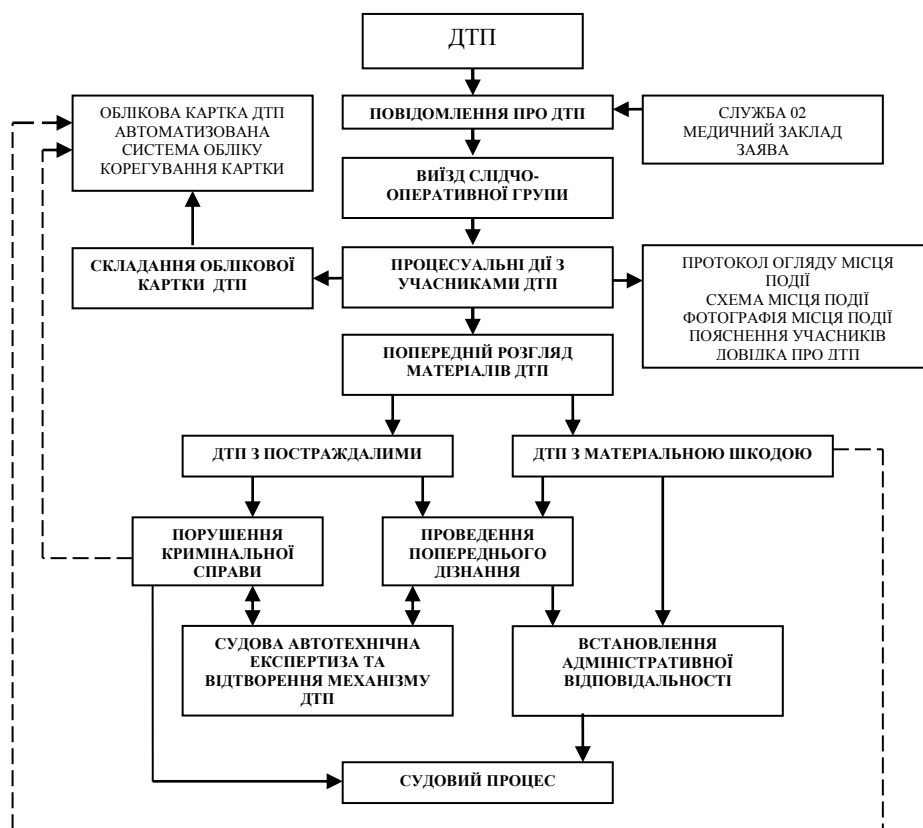


Рис. 1.4. Схема процесу реєстрації та процесуального розгляду ДТП

В останні роки проблема забезпечення безпеки дорожнього руху привертає увагу не лише спеціалістів транспорту, але й фахівців інших галузей знань. Зокрема, залучення представників кібернетики дозволило зробити висновок про те, що дорожньо-транспортні події можуть бути усунуті практично повністю [2, 4, 5]. Так, незважаючи на те, що комплекс „Автомобіль – Водій – Дорога” (А–В–Д) складається не з абсолютно надійних елементів, а навпаки, з елементів, для яких досягнення стовідсоткової (абсолютної) надійності не можливе, все-таки існують шляхи та методи створення цілком надійного комплексу з ненадійних елементів [6].

Безпека пересування окремого транспортного засобу, що рухається в потоці, насамперед оцінюється можливістю його зіткнення (контактування) з транспортним засобом, що рухається попереду [15]. Умова забезпечення безпеки сумісного руху в цьому випадку записується таким чином:

$$F_{\zeta} = \max_S \int_0^{\tau} |(V_1 - V_2)| dt \leq |Z_1^{\alpha} - Z_2^{\alpha}|, \quad (1.1)$$

де  $V_1$  – швидкість автомобіля, що рухається позаду;

$V_2$  – швидкість автомобіля-лідера;

$Z_1^\alpha$  – динамічний габарит автомобіля, що рухається позаду;

$Z_2^\alpha$  – динамічний габарит автомобіля-лідера.

Здатність впевненого керування автомобілем в реальних умовах нерозривно пов'язана з забезпеченим стійкості його руху. Тому цю здатність пропонується характеризувати величиною відхилення фазових координат автомобіля від напрямку руху, що задається дорогою [15]. Чим меншою є величина цих відхилень, тим слабшим є вплив випадкових факторів на швидкість автомобіля, і тим кращою є його керованість. Функціонал, що визначає здатність впевненого керування, може бути записаний у формі інтеграла:

$$F_a = \int_{S_0}^{S_1} \{ \alpha_1 [V_S - V_S^0]^2 + \alpha_2 [\psi_S - \psi_S^0]^2 + \alpha_3 [x_S - x_S^0]^2 + \alpha_4 [U_S - U_S^0]^2 + \alpha_5 [\varphi_S - \varphi_S^0]^2 + \alpha_6 [\omega_S - \omega_S^0]^2 + \alpha_7 [\theta_S - \theta_S^0]^2 \} dS, \quad (1.2)$$

де  $\alpha_1, \dots, \alpha_7$  – коефіцієнти, що враховують вплив окремих факторів на здатність керування.

$\psi$  – ступінь відкриття дросельної заслінки;

$x$  – бічний зсув автомобіля;

$U$  – швидкість бокового зміщення автомобіля;

$\omega$  – кутова швидкість автомобіля;

$\theta$  – кут повороту керованих коліс автомобіля.

Показники з індексом “0” характеризують ідеальний рух автомобіля, що повторює всі зміни плану і поздовжнього профілю без врахування впливу випадкових чинників.

Водії в процесі керування автомобілем підтримують визначений ритм руху (ритм сприйняття і ритм прийняття рішень), що може як стимулювати активність

водія, так і гальмувати її. Ритм сприйняття визначає швидкість руху, ритм прийняття рішень визначається способом керування автомобілем. Вивчення психофізіологічних параметрів водія показує, що існує деякий оптимальний ритм руху.

Результати системного аналізу та оцінки ефективності проведеної роботи з питань забезпечення безпеки руху показали наявність тенденції погіршення загальної ситуації з аварійністю, зниження результативності заходів щодо активної та пасивної безпеки руху. Проте гострота сучасної проблеми аварійності є наслідком не лише недоліків в цій роботі, але й відсутності прийнятного рішення ряду організаційних і методичних задач.

Останнім часом у різних країнах світу значну увагу приділяють аналізу причин виникнення ДТП, а також розробці заходів щодо поліпшення умов дорожнього руху. Аналіз причин ДТП в основному здійснюється шляхом збору та обробки статистичних даних про аварійність; в подальшому саме ця інформація є базовою при визначенні профілактичних заходів. Ефективність зазначених заходів у кінцевому рахунку залежить від своєчасної реалізації обраних способів усунення небезпечних ділянок.

Вважається, що існує цілком закономірний зв'язок між числом ДТП на перехресті і кількістю конфліктних ситуацій на ньому. Проте, через відсутність достатніх статистичних даних про число ДТП і ряд інших причин, намагання встановити чіткі (однозначні) кореляційні залежності між зазначеними факторами загалом були безуспішними (окрім деяких успішних спроб, що застосовуються для аналізу і прогнозування ДТП). Тому починають з'являтися окремі критичні зауваження з приводу використання методу конфліктних ситуацій для вирішення різних задач, що вимагає більш точного визначення самого поняття конфліктної ситуації. Крім того, перш ніж застосовувати метод конфліктних ситуацій для визначення потенційної небезпеки скоєння ДТП на перехрестях, варто спочатку сформулювати кілька понять, без яких не можна обійтися (наприклад, які умови дорожнього руху слід вважати конфліктними, скільки існує видів (типів) конфліктних точок при взаємодії різних учасників руху і для різних схем перехресть, яку конфліктну ситуацію необхідно кваліфікувати як небезпечну (складну), середньої складності та безпечну (просту), тощо).

Безпека дорожнього руху є функцією багатьох змінних факторів, оскільки умови руху на вулично-дорожній мережі постійно мінються (це стосується транспортного потоку (його складу, динамічних якостей та режимів руху окремих транспортних засобів), дорожніх умов (типу та стану покриття проїзної частини), умов видимості, погодно-кліматичних факторів, технічних засобів регулювання руху (їх кількості та експлуатаційного стану), організаційних чинників, тощо). Таким чином, слід враховувати, що місця виникнення конфліктних ситуацій не є постійними, і вони виникають не тільки безпосередньо на ділянках “очікуваної” взаємодії потенційно конфліктних транспортних потоків (тобто на перехрестях, на яких, згідно статистичних даних, виникає близько 40% ДТП від загальної їх кількості у містах), але і на всіх ділянках, де маються перешкоди руху.

### 1.1. Інтенсивність руху та аварійність

Дорожньо-транспортні події, що пов’язані з наїздами, обумовлюються значними відхиленнями швидкостей руху окремих автомобілів відносно середньої швидкості руху транспортного потоку. По мірі того, як інтенсивність і щільність руху підвищуються, зменшується відхилення (розкидання) швидкостей руху, а при інтенсивності руху, що наближається до пропускної здатності, практично всі автомобілі рухаються у дуже вузькому діапазоні швидкостей.

Як свідчать спостереження [16], при незначній інтенсивності руху різниця у швидкостях окремих автомобілів складає у середньому біля 20 км/г і зменшується до 5 км/г при інтенсивності 900 авт/г (рис. 1.5).

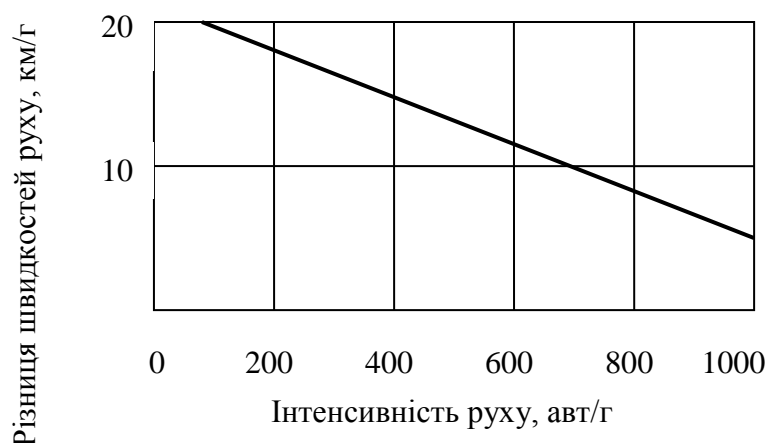


Рис. 1.5. Зменшення різниці швидкостей з ростом інтенсивності руху

З іншого боку, хоча з підвищенням інтенсивності руху знижується свобода маневрування, загальна кількість ДТП по мірі збільшення до визначених меж інтенсивності руху зростає. Характерна залежність аварійності від інтенсивності руху, що підтверджено багатьма спеціальними дослідженнями [12, 16], наведена на рис. 1.6 (для зручності аналізу також розміщена залежність „кількість обгонів – інтенсивність”).

По мірі зростання інтенсивності обмежується свобода маневрування і можливість руху з великою швидкістю. Для підтримання бажаної швидкості руху водії легкових автомобілів мають виконувати обгони транспортних засобів, що рухаються повільно. Через це, як видно на рис. 1.6,б, зі зростом інтенсивності руху зростає потреба в обгонах, і кількість фактично виконаних обгонів спочатку також збільшується. Проте зростання інтенсивності руху призводить до того, що у потоці стає все менше й менше інтервалів, що є достатніми для безпечного виконання маневру обгону.

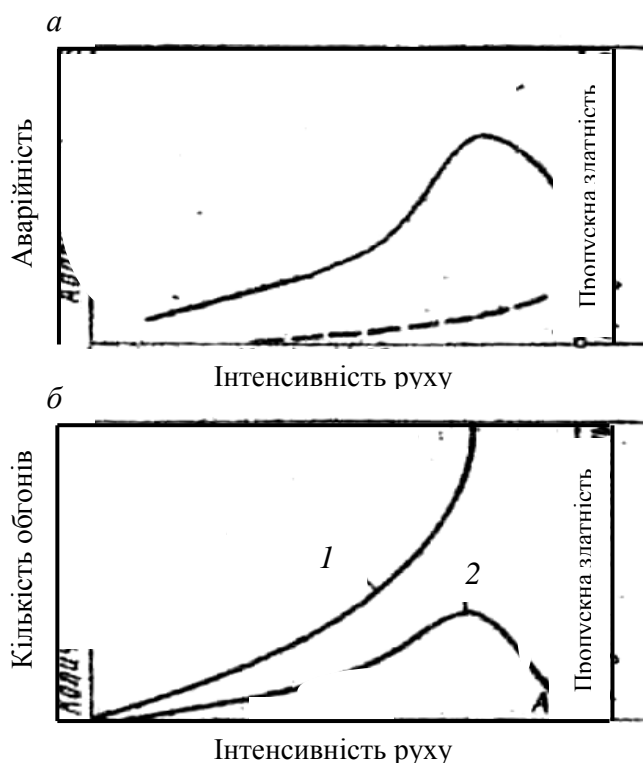


Рис. 1.6. Вплив інтенсивності руху на аварійність (а) та кількість обгонів (б):

1 – тих, що потрібні; 2 – тих, що реалізуються

Зазвичай вважають, що для потенційно безпечного обгону потрібен часовий інтервал між двома послідовними транспортними засобами не менш ніж 7–10 с. При високих інтенсивностях таких інтервалів мало, а тому водії, які виконують обгони у таких умовах, як правило, створюють аварійні ситуації.

Характер наведених на рис. 1.6,б залежностей підтверджує, що кількість безпечних обгонів (крива 2) після досягнення максимуму швидко зменшується, і при інтенсивності руху, що дорівнює величині пропускної здатності (точка А на рис. 1.6,б), обгони стають неможливими. Аварійність також досягає максимуму при вищевказаній інтенсивності (рис. 1.6,а), після чого зменшується, а після досягнення потоком величини пропускної здатності стабілізується на якомусь мінімальному рівні. Подальше зростання щільності транспортного потоку призводить до зниження інтенсивності руху та різкого падіння швидкостей. В такому насиченому потоці рух поступово набуває колонного характеру, і імовірність виникнення аварійних ситуацій зменшується (див. пунктирну лінію на рис. 1.6,а).

Таким чином, інтенсивність руху визначає структуру транспортного потоку, впливає на швидкість руху і кількість обгонів. Такі кількісні та якісні зміни суттєво впливають на рівень аварійності.

## 1.2. Швидкість і безпека руху

Однією з найголовніших переваг сучасного автомобіля є здатність його руху з різними швидкостями. Можливість реалізації швидкісного режиму, як правило, повністю залежить від вміння водія правильно оцінити обстановку. Разом з тим, як свідчить статистика аварійності, далеко не завжди вибір водіями швидкості в конкретних дорожньо-транспортних ситуаціях є правильним (в середньому з кожних 100 ДТП, що скоєні на дорогах нашої країни, 43 пов'язані з перевищенням швидкості руху).

Відомо, що на автомобільних магістралях, де немає перехресть (перетинань) транспортних потоків в одному рівні, а рух за напрямками відокремлений, рівень забезпечення безпеки при суттєвій різниці у швидкостях приблизно в 2,5 – 3 рази вищий, ніж на інших автомобільних дорогах.

ДТП при високих швидкостях руху характеризуються особливою тяжкістю

наслідків (наприклад, за результатами досліджень, що виконувались в США, при швидкості руху автомобіля перед пригодою 80 км/г на 100 ДТП припадає 2 загиблих, а при швидкості руху 120 км/г – в 11 раз більше). Ступінь пошкоджень автомобілів і пов'язаний з цим матеріальний збиток також залежать від швидкості руху (згідно даних тих же досліджень, при швидкості руху 50 км/г матеріальний збиток від одного ДТП складає у середньому біля \$500, а при швидкості руху 100 км/г досягає \$2000). При цьому кількість автомобілів, які при визначеній швидкості потрапили в ДТП, не пропорційна загальній кількості автомобілів, що рухаються з цією швидкістю (рис. 1.7).

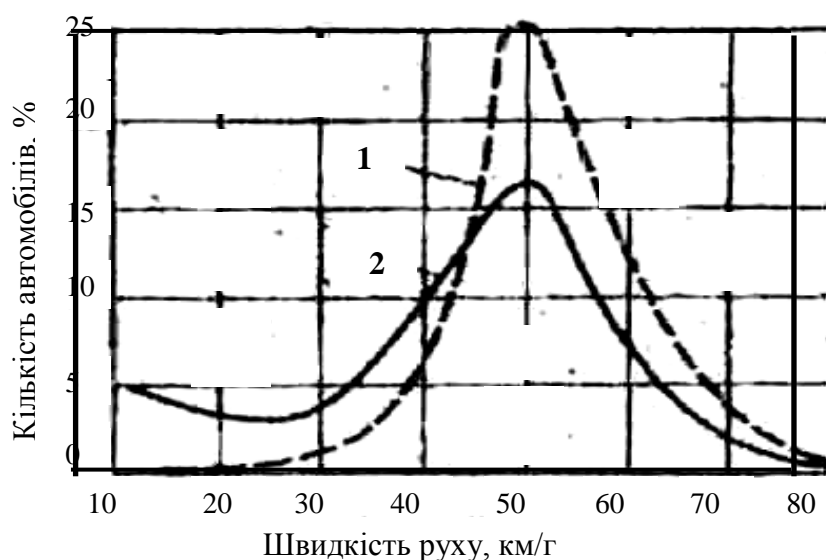


Рис. 1.7. Розподіл швидкостей (1) і кількість автомобілів, що потрапили у ДТП (2) при відповідних швидкостях (за даними американської статистики)

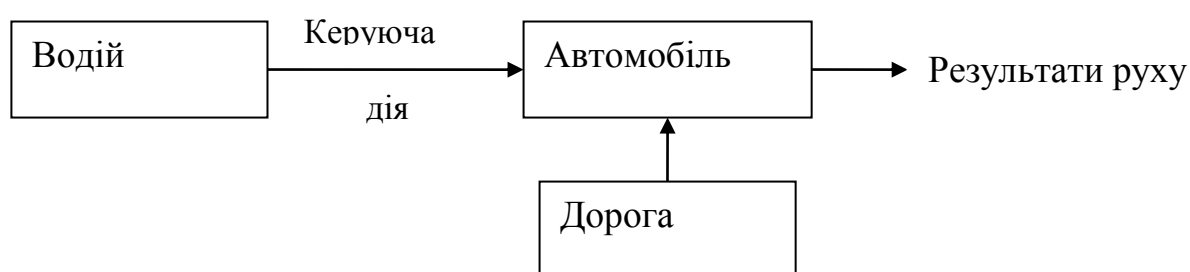
### 1.3. Керованість як ознака активної безпеки автомобіля

Активна безпека автомобіля визначається його поведінкою в критичних ситуаціях – його стійкістю відносно дорожніх та експлуатаційних чинників, а також здатністю забезпечувати адекватне керування при аварійному маневруванні. Активна безпека автомобіля багато в чому залежить від характеристик водія, що ним керує. Якості, що визначають цю безпеку, виявляються при взаємодії водія й автомобіля як компонентів системи „водій – автомобіль – дорога”. Водій може керувати автомобілем за розімкнутою схемою (без обліку сигналу зворотного зв'язку) або за замкнутою схемою (з урахуванням сигналу зворотного зв'язку) (рис.

1.8) [16].

Період роботи системи „водій – автомобіль” за розімкнутою схемою, як правило, є незначним, оскільки через якийсь час після керуючої дії, що здійснюється водієм, він одержує інформацію по відповідним каналам зворотного зв'язку і починає виконувати корекцію положення автомобіля по ширині дороги, вибираючи при цьому швидкість зміни цього положення (рис. 1.8,б). Таке керування, при якому водій робить регулюючу дію, тобто виконує функції регулятора в системі, називають керуванням за замкнутою схемою.

а)



б)

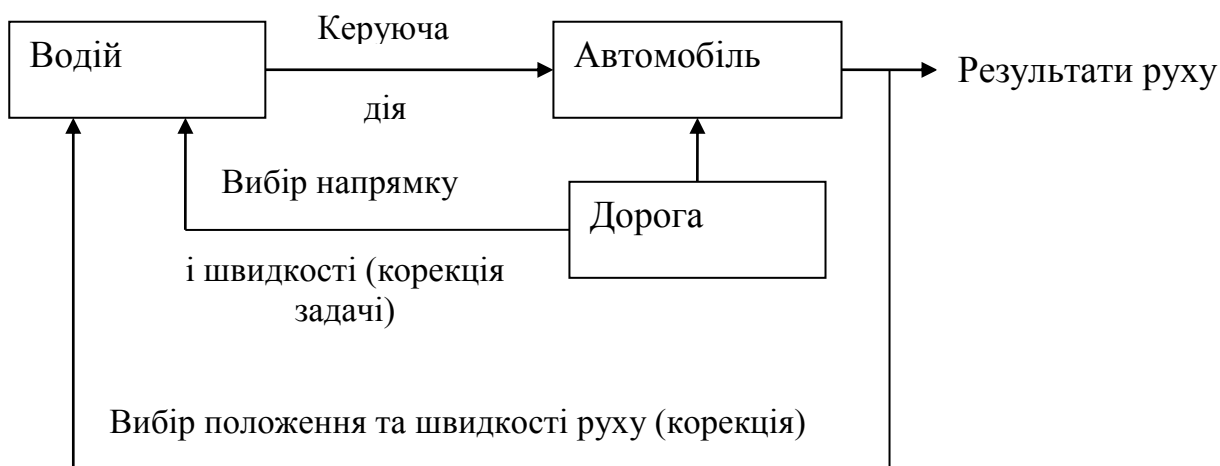


Рис. 1.8. Схеми керування автомобілем:

а – розімкнута схема; б – замкнута схема

В залежності від умов руху та дорожньої обстановки активна безпека автомобіля може визначатися: його конструктивними параметрами, характеристиками взаємодії в підсистемі „автомобіль – дорога” (силами, що діють у контакті шин з покриттям, коефіцієнтом зчеплення, факторами експлуатаційного



стану дороги), характеристиками взаємодії в підсистемі „водій – автомобіль” (вимогами, що ставляться до водія в залежності від особливостей автомобіля та умов руху). Здатність автомобіля зберігати вибраний напрямок руху під дією стаціонарних та імпульсних дестабілізуючих чинників називаються стійкістю, а здатність підкорятися керуванню – керованістю (рис. 1.9).

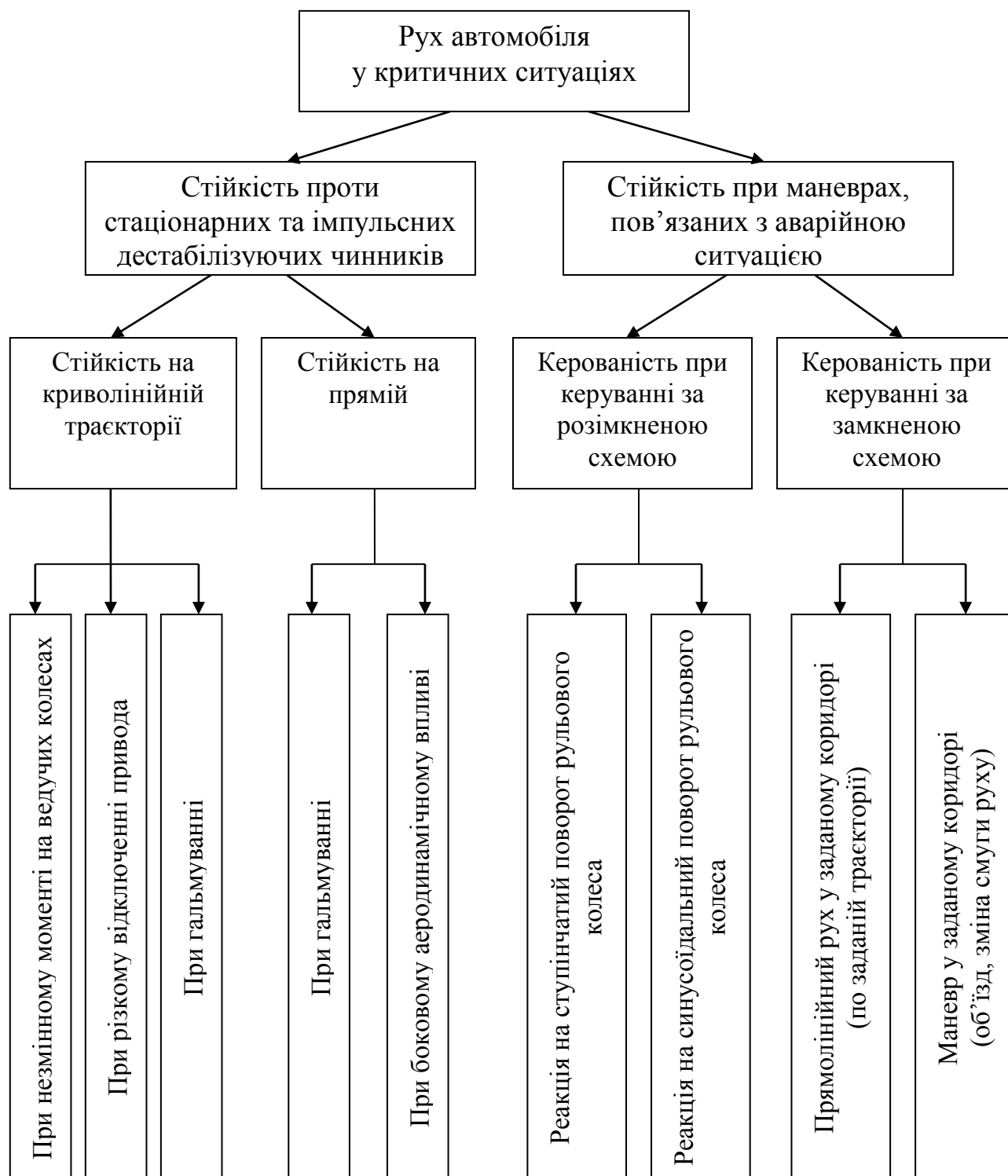


Рис. 1.9. Характеристики динаміки автомобіля, що визначають активну безпеку

При аналізі керованості автомобіля розглядаються випадки керування ним як по розімкнутій, так і за замкнутою схемою. При керуванні за розімкнутою схемою найчастіше аналізується поведінка автомобіля після різкого повороту керма (як при русі з постійним моментом на ведучих колесах, так і при одночасному гальмуванні (двигуном або гальмами)), а при керуванні за замкнутою схемою - стандартний маневр, пов'язаний з об'їздом перешкоди (зміна смуги руху) або з обгоном (подвійна зміна смуги руху).

Керований рух автомобіля є результатом функціонування складної динамічної і інформаційної системи, що включає автомобіль, умови руху та водія. Кожна з цих складових сама є досить складною системою.

Автомобіль при моделюванні може бути представлений розгалуженою системою твердих тіл (у випадку, якщо моделюється рух), системою тіл з розподіленими параметрами (у випадку, якщо моделюється зіткнення з перешкодами), тощо. Найбільш раціональною формою організації моделі для моделювання керованого руху є блокова схема, при якій модель являє собою сполучення функціональних блоків, зміст яких формується в залежності від специфіки розв'язуваної задачі. Структурна схема математичної моделі, що враховує ці особливості й відображає реальні внутрішні зв'язки системи. „водій – автомобіль”, показана на рис. 1.10.

Основним у моделі є блок динаміки руху, у якому вирішуються диференціальні рівняння руху автомобіля в нерухомих або рухомих координатах (в останньому випадку одночасно вирішуються рівняння траєкторії руху, щодо якого розглядаються переміщення центру мас і подовжньої осі автомобіля).

У переважній більшості робіт по аналізу керованості автомобіля розрахунковими методами використовуються рівняння динаміки руху та відповідні математичні моделі різної складності (від найпростішої моделі плоского руху з одним центром мас та двома ступенями свободи до моделі системи з багатьма центрами мас, що має більш ніж 100 ступенів свободи).

Ще більш складними є моделі, в яких враховуються деформації окремих елементів при зіткненнях (наприклад, кузова автомобіля). У таких моделях

реалізується метод кінцевих елементів, і кількість ступенів свободи суттєво зростає.

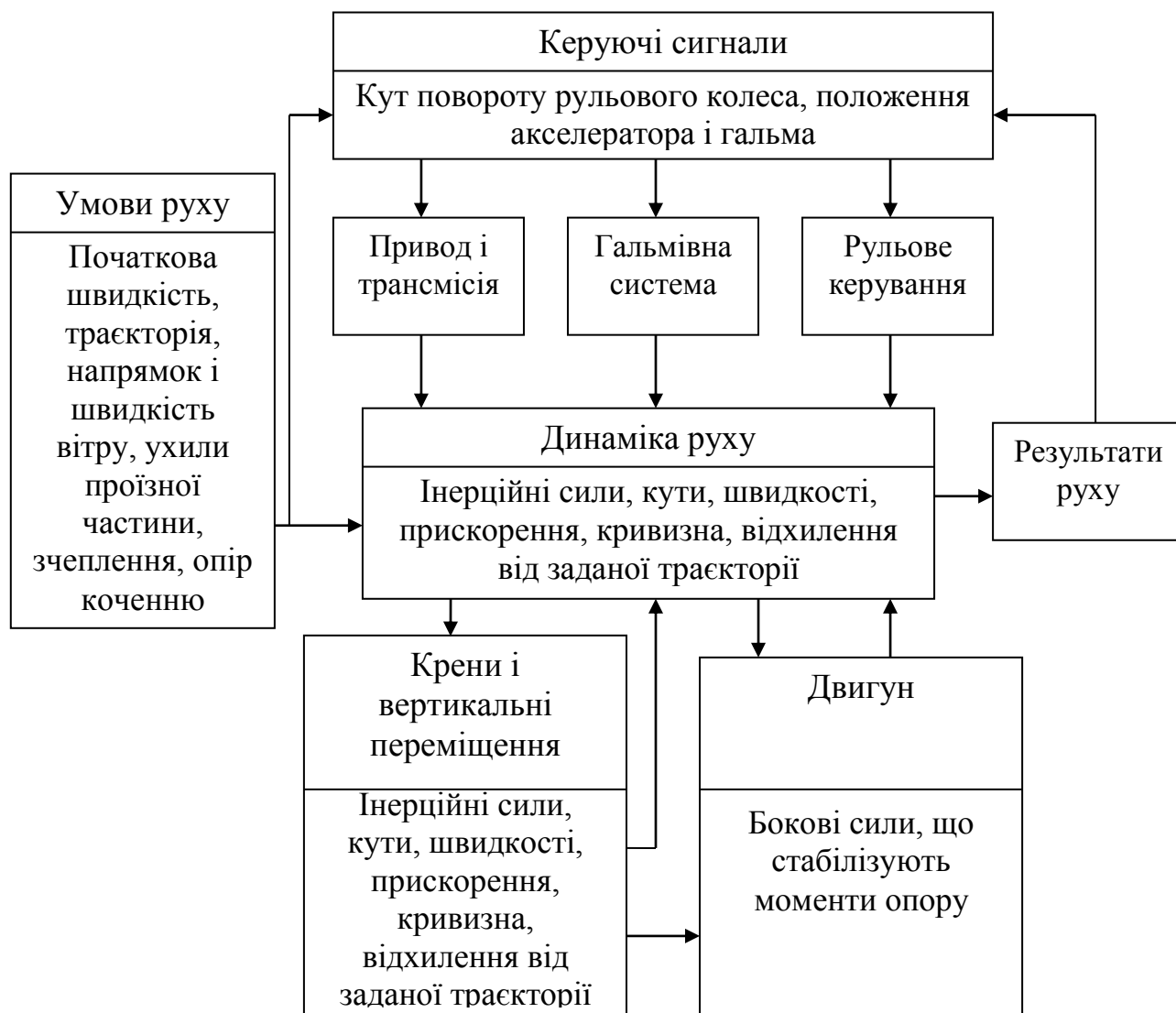


Рис. 1.10. Структурна схема математичної моделі керованого руху автомобіля

Прикладом такої системи моделювання є програма NEWEUL [18], яка призначена для моделювання руху системи твердих тіл (транспортних засобів) з великими амплітудами відхилень.

#### 1.4. Людський фактор і аварійність

Найчастіше основною причиною виникнення ДТП вважають яку-небудь особливість поведінки водія транспортного засобу чи пішохода (тобто людський фактор); головним чином це стосується водія. Частка пригод, які були скоєні з вини

водіїв, у різних країнах коливається незначно і складає близько 70 – 80% (за даними ДДАІ МВС України, в 2006 році з вини водіїв в країні сталось 151 552 ДТП (77,5% від їх загальної кількості) [1]).

Незважаючи на те, що перехід від конфліктної ситуації до ДТП виражається начебто лише одним ступенем розвитку ситуації, однак насправді частота конфліктних ситуацій у кілька тисяч разів більше, ніж частота виникнення ДТП, а тому визначення взаємозв'язку між ними – досить складна задача. Ще більш складним (а тому фактично невизначеним) є зв'язок між помилками по керуванню транспортним засобом (чи характером пересування пішоходів) і частотою ДТП, між рівнем кваліфікації (досвіду) водія та аварійністю (водій-початківець може не стати учасником ДТП достатньо тривалий час, тоді як досвідчений водій може скоювати їх неодноразово), тощо.

Під взаємодією учасників дорожнього руху розуміють їх поведінку по відношенню один до одного [7, 14]. Крім взаємодії, існує ще поняття комунікації (зв'язку, повідомлення) між учасниками дорожнього руху, що визначається як найважливіша з форм соціальної взаємодії.

Раніше спосіб вивчення поведінки учасників дорожнього руху полягав, як правило, у ретельному дослідженні зовнішнього боку явищ взаємодії (комунікації). При цьому не було розуміння того, що за допомогою соціологічних (соціально-психологічних) теорій комунікації може бути знайдений новий підхід до вивчення ДТП, а саме - що існуючі форми взаємодії (комунікації) регулюються як визначеними соціальними (соціально-психологічними) передумовами, так і закономірностями особистого спілкування. Тому умови соціалізації, що є наслідком цього, стають важливим чинником у мотивації нашого поведіння в дорожньому русі та ухваленні рішень (наприклад, йти на деякий ризик (загострення) за рахунок зміни режиму свого руху чи прагнути уникнути такого ризику). Недооцінка ризику з боку водія підсилюється, коли пересування супроводжується шумом, струсами, побічним прискоренням, або ж коли за відсутності підвищеної слизькості покриття проїзної частини водій цілком ігнорує встановлене обмеження швидкості або ж інші сигнали того ж інформаційного значення.

Для кожного водія більшою чи меншою мірою характерний той чи інший тип поведінки (взаємодії). Досвідчений водій відрізняється від початківця; людина

середнього років, що знаходиться в гарній формі - від літнього водія; водій, який втомився – від того, який відпочив. Разом з тим, те, що називають поведінкою учасників дорожнього руху, досить рідко є поведінкою лише однієї людини, коли інша (інші) учасники руху на неї не впливають; подібні випадки складають відносно невелику частку (від 15 до 25%) від загального числа ДТП.

ДТП власне тому і є категорією безпеки руху, що зміна їхньої кількості і ступеня тяжкості наслідків об'єктивно свідчить про зміну рівня безпеки дорожнього руху. Оскільки ретельна (повна) реєстрація даних про ДТП неможлива (практично надаються цифри загального характеру), точних відомостей про ступінь незахищеності окремих учасників дорожнього руху чи їх категорій недостатньо (однакова кількість ДТП за аналогічний проміжок часу може характеризуватись суттєво відмінним ступенем участі окремих категорій учасників дорожнього руху).

Підсумовуючи всі вищенаведені міркування, основними критеріями поведінки учасників дорожнього руху мають стати:

1. Соціальна взаємодія в дорожньому русі (для того, щоб виділити окремі категорії моделей поведінки різних учасників дорожнього руху, що дасть змогу визначити ступінь їх взаємозалежності).

2. Вплив тієї чи іншої моделі поведінки та взаємодії на можливість заподіяння шкоди кому-небудь з учасників руху і порушення його інтересів.

3. Визначення ступеня небезпеки різних моделей поведінки та взаємодії, а також залежності між характерними ознаками моделі і статистикою ДТП.

## Висновки до розділу 1

Підвищення рівня безпеки дорожнього руху неможливе без подальшого науково обґрунтованого удосконалення методики проведення експертизи ДТП, оскільки саме вона на даний час дає можливість за наслідками події відновлювати механізм і виявляти причини таких пригод.

Останнім часом намітилися принципово нові підходи до оцінки енергії, розсіюваної при деформації пошкоджених автомобілів. Тут пропонується використовувати функціональний зв'язок між енергією, що витрачається на деформацію, й зміною твердості металу, підданого деформації. Твердість, у цьому випадку є своєрідною „пам'яттю” матеріалу та стежить за зміною енергії після розвантаження.

## РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ДТП ТА ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ЗІТКНЕННІ

Існує метод визначення швидкості руху автомобіля у момент зіткнення при певних обмеженнях, що накладаються на умови ДТП, таких, наприклад, коли відома швидкість руху автомобіля до гальмування та довжина сліду ковзання до моменту наїзду [65], а також різновид цього методу, коли до двох згаданих обмежень додається третє, а саме відоме стале уповільнення автомобіля при його гальмуванні [119]. Застосування цих методів вельми обмежено, оскільки на практиці експерт досить часто має справу з випадками, коли вказані обмеження не виконуються.

Крім того, ці методи мають істотний недолік: вони нехтують факт ударної взаємодії двох автомобілів, що зіткнулися, в результаті якої вони ушкоджуються і відкидаються один від одного, вчиняючи при цьому складні рухи.

Щоб кількісно оцінити результати пошкоджень, а по них і швидкість автомобіля при зіткненнях різного виду, іноді визначають об'єм деформованої частини автомобіля. Можна обчислити енергію, необхідну для такої деформації та руйнування яким-небудь способом, заснованим на застосуванні методів теорії пластичності і механіки деформівного твердого тіла [29, 30]. Далі її можна порівняти з енергією, визначеною при наїзді автомобіля на плоску жорстку поверхню в умовах полігонних випробувань. В них фіксується швидкість наїзду, за якою проводиться оцінка швидкості руху автомобіля при реальному зіткненні [31]. Такий метод оцінки швидкості руху автомобіля пов'язаний з істотними матеріальними витратами, оскільки потребує наявності цілого спектру експериментальних даних полігонних випробувань автомобілів при різних швидкостях наїзду. Крім того, взагалі некоректно порівнювати роботу деформацій при реальному зіткненні двох автомобілів з енергією фронтального наїзду автомобіля на абсолютно жорстку площину, що призводить до великих помилок в оцінці реальної швидкості руху автомобіля.

Одним з основних етапів створення методики є математичне моделювання процесу перехресного зіткнення двох транспортних засобів на підставі елементарної теорії удару та загальних теорем динаміки.





3. Змінювання швидкості точки за час удару визначається рівнянням:

$$\Delta \vec{V} = \frac{1}{m} \vec{S}, \quad (2.1)$$

яке називають основним рівнянням динаміки точки при ударі. Це рівняння в розрахунку ударів відіграє ту ж роль, що і рівняння в розрахунку рухів точки під дією звичайних сил:

$$\vec{W} = \frac{1}{m} \vec{F} \quad (2.2)$$

У рівняннях (2.1) і (2.2) введено такі позначення:

$\Delta \vec{V}$  – зміна швидкості точки;

$m$  – маса точки;

$\vec{S}$  – ударний імпульс;

$\vec{W}$  – прискорення точки;

$\vec{F}$  – звичайна сила.

Формула (2.1) може бути представлена у вигляді:

$$\Delta m \vec{V} = \vec{S}, \quad (2.3)$$

тобто отримана за час удару кількість руху дорівнює ударному імпульсу. Це рівняння відповідає другому закону Ньютона, тільки замість прискорення необхідно підставити швидкість, а замість сили – ударний імпульс. Таким чином, якщо сила надає масі прискорення, то ударний імпульс – швидкість.

Сформульовані припущення зберігаються і при розрахунку ударів механічних систем і деформівних твердих тіл, зокрема, двох автомобілів.

У разі перехресного зіткнення між напрямками векторів  $\vec{V}_1$  і  $\vec{V}_2$  в першій фазі удару утворюється кут  $\alpha$ .

Задаємося системою координат  $XOY$  так, щоб вісь  $OX$  збіглася з напрямком вектора  $\vec{V}_1$  (рис. 2.1).

У результаті зіткнення в другій фазі удару автомобілі в загальному випадку різко змінюють характер руху, а також величини і напрями своїх швидкостей. Їхні поступальні рухи переходять в плоскі, які є сукупності двох рухів: поступальних з початковими лінійними швидкостями  $\vec{U}_{10}$  і  $\vec{U}_{20}$  (з такими швидкостями вони відокремлюються та відкидаються в різні боки на відстані  $l_1$  і  $l_2$ ), і обертальних з початковими кутовими швидкостями  $\omega_{10}$  і  $\omega_{20}$ , з якими вони повертаються відносно осей, що проходять перпендикулярно до площини руху через їхні центри мас  $C_1$  і  $C_2$ , на кути  $\theta_{1K}$  і  $\theta_{2K}$  відповідно до своїх повних зупинок (рис. 2.1, положення автомобілів III).

В основу розв'язання задачі покладено енергетичну концепцію, згідно з якої переважна частина запасу кінетичних енергій автомобілів у момент початку удару витрачається на роботу по їхньому переміщенню при відкиданні після удару і на роботу деформації та руйнування їхніх частин при ударі.

Розглядаємо механічну систему „автомобіль1 – автомобіль2” в процесі першої та другої фаз удару. Співвідношення кінетичних енергій об'єктів цієї системи при ударі може бути записано на підставі теореми Остроградського-Карно:

$$T_0 - T = T^*, \quad (2.4)$$

де  $T_0$  – кінетична енергія системи у момент початку удару (перша фаза):

$$T_0 = \frac{1}{2}(m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2) \quad (2.5)$$

$T$  – кінетична енергія системи у момент кінця удару (друга фаза):

$$T = \frac{1}{2}(m_1 U_{10}^2 + J_{z1} \omega_{10}^2 + m_2 U_{20}^2 + J_{z2} \omega_{20}^2) - \quad (2.6)$$

$T^*$  – втрата кінетичної енергії системи при ударі, яка переходить в інші види енергії, зокрема в енергію деформації і руйнування деталей і елементів конструкцій автомобілів, що співударяються:

$$T^* = \frac{1-k}{2(1+k)} [m_1(\vec{U}_{10} - \vec{V}_1)^2 + J_{z1}\omega_{10}^2 + m_2(\vec{U}_{20} - \vec{V}_2)^2 + J_{z2}\omega_{20}^2] - \quad (2.7)$$

У формулах (2.5) ... (2.7) введено наступні позначення:

$m_1$  і  $m_2$  – маси автомобілів, що співударяються;

$J_{z1}$  і  $J_{z2}$  – моменти інерції автомобілів відносно осей, що проходять перпендикулярно до площини руху автомобілів через їхні центри мас;

$k$  – коефіцієнт відновлення.

Після підстановки виразів (2.5) і (2.7) в (2.4), з врахуванням (2.6) і відповідних математичних перетворень, отримаємо:

$$(1-k)m_1V_1U_{10} \cos \beta_1 + (1-k)m_2V_2U_{20} \cos(\alpha + \beta_2) = 2T - km_1V_1^2 - km_2V_2^2, \quad (2.8)$$

де  $\beta_1$  і  $\beta_2$  – кути між віссю  $OX$  і напрямками векторів швидкостей  $\vec{U}_{10}$  і  $\vec{U}_{20}$  (рис. 2.1).

Отже, рівняння (2.8) зв'язує геометричні (кути  $\alpha, \beta_1, \beta_2$ ), кінематичні (швидкості  $V_1, V_2, U_{10}, U_{20}$ ), енергетичні (кінетична енергія  $T$ ) та деформаційні (коефіцієнт відновлення  $k$ ) параметри удару.

Як правило, при проведенні експертизи геометричні параметри відомі, а кінематичні належить визначити. Оскільки одного рівняння для цього недостатньо, використовуємо теорему про зміну кінетичної енергії при ударі, згідно якої:

$$\vec{Q} - \vec{Q}_0 = \sum \vec{S}^e, \quad (2.9)$$

де  $\vec{Q}$  і  $\vec{Q}_0$  – кількості руху системи в моменти закінчення і початку удару відповідно;

$\sum \vec{S}^e$  – сума зовнішніх ударних імпульсів. Оскільки зовнішні (по відношенню до системи „автомобиль1 – автомобиль2”) імпульси відсутні, тому  $\sum \vec{S}^e = 0$ , звідки:

$$\vec{Q} = \vec{Q}_0, \quad (2.10)$$

де

$$\vec{Q} = m_1 \vec{U}_{10} + m_2 \vec{U}_{20}, \quad (2.11)$$

$$\vec{Q}_0 = m_1 \vec{V}_1 + m_2 \vec{V}_2. \quad (2.12)$$

Підстановка двох останніх формул у вираз (2.10) дає векторне рівняння збереження кількості руху при ударі:

$$m_1 \vec{U}_{10} + m_2 \vec{U}_{20} = m_1 \vec{V}_1 + m_2 \vec{V}_2, \quad (2.13)$$

яке широко застосовується в автотехнічній експертизі.

Проекції цього рівняння на осі координат системи  $XOY$  для умов прикладу 1 (рис. 2.1) мають вигляд:

$$OX : m_1 U_{10} \cos \beta_1 + m_2 U_{20} \cos \beta_2 = m_1 V_1 + m_2 V_2 \cos \alpha; \quad (2.14)$$

$$OY : -m_1 U_{10} \sin \beta_1 + m_2 U_{20} \sin \beta_2 = -m_2 V_2 \sin \alpha. \quad (2.15)$$

Вид векторного рівняння (2.13) для всіх випадків зіткнень зберігається, тобто залишається інваріантним, а його проекції на осі координат (2.14) і (2.15) у кожному конкретному випадку зіткнення можуть мати свої особливості.

Отже, маємо систему з трьох рівнянь (2.8), (2.14) і (2.15) з п'ятьма невідомими  $V_1, V_2, U_{10}, U_{20}$  та  $k$ .

Перетворення розрахункових залежностей

З рівняння (2.14) виражаємо швидкість  $U_{20}$

$$U_{20} = \frac{1}{m_2 \cos \beta_2} (m_1 V_1 + m_2 V_2 \cos \alpha - m_1 U_{10} \cos \beta_1). \quad (a)$$

Отриманий вираз підставляємо у рівняння (2.15), звідки визначаємо швидкість  $U_{10}$ :

$$U_{10} = \frac{1}{m_1 \sin(\beta_1 + \beta_2)} [m_1 V_1 \sin \beta_2 + m_2 V_2 \sin(\beta_2 + \alpha)]. \quad (b)$$

Після підстановки (b) в (a) маємо:

$$U_{20} = \frac{1}{m_2 \sin(\beta_1 + \beta_2)} [m_1 V_1 \sin \beta_1 + m_2 V_2 \sin(\beta_1 - \alpha)]. \quad (c)$$

Введемо позначення:

$$B_1 = \frac{\sin \beta_2}{\sin(\beta_1 + \beta_2)}; B_2 = \frac{\sin(\beta_2 + \alpha)}{\sin(\beta_1 + \beta_2)}; C_1 = \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 + \beta_2)}; C_2 = \frac{\sin(\beta_1 - \alpha)}{\sin(\beta_1 + \beta_2)}. \quad (2.16)$$

Тоді формули (b) і (c) набудуть вигляду

$$U_{10} = B_1 V_1 + \frac{m_2}{m_1} B_2 V_2, \quad (2.17)$$

$$U_{20} = \frac{m_1}{m_2} C_1 V_1 + C_2 V_2. \quad (2.18)$$

Отримані формули підставляємо в рівняння (2.8), яке перетворимо у вираз:

$$m_1 [k + (1-k)B_1 \cos \beta_1] V_1^2 + (1-k)[m_1 C_1 \cos(\beta_2 + \alpha) + m_2 B_2 \cos \beta_1] V_1 V_2 + m_2 [k + (1-k)C_2 \cos(\beta_2 + \alpha)] V_2^2 = 2T. \quad (2.19)$$

Це рівняння є основним, що зв'язує швидкості автомобілів при зіткненні  $V_1$  і  $V_2$  та кінетичну енергію системи  $T$  в кінці удару. Воно може бути подано у вигляді:

$$D_1 V_1^2 + D_0 V_1 V_2 + D_2 V_2^2 = 2T, \quad (2.20)$$

де  $D_0 = (1-k)[m_1 C_1 \cos(\beta_2 + \alpha) + m_2 B_2 \cos \beta_1]; \quad (2.21)$

$$D_1 = m_1 [k + (1-k)B_1 \cos \beta_1];$$

$$D_2 = m_2 [k + (1-k)C_2 \cos(\beta_2 + \alpha)].$$

## 2.2. Вибір величини коефіцієнта відновлення

При визначенні значень  $D_0$ ,  $D_1$  і  $D_2$  необхідно задатися величиною коефіцієнта відновлення  $k$ . Величина  $k$  лежить в інтервалі від 0 (абсолютно непружний удар) до 1 (абсолютно пружний удар), в який вписуються всі випадки зіткнення реальних фізичних об'єктів, до них відносяться також автомобілі. Проте для конкретних розрахунків необхідно задаватися і більш конкретними величинами  $k$ . Надійної інформації з цього приводу немає, що вимушує експертів у ряді випадків розглядати абсолютно непружний удар, тобто приймати  $k$  таким, що дорівнює 0. Це справедливо лише для тих випадків, коли транспортні засоби після удару не відкидаються один від одного, а залишаються в стані тісного контакту. У більшості ДТП транспортні засоби відкидаються один від одного, тому  $k > 0$ .

У деяких літературних джерелах можна знайти відомості про величини  $k$  для практичних розрахунків. Так, за даними американського Товариства інженерів-автомобілістів (SAE) значення  $k$  при зустрічних зіткненнях легкових автомобілів знаходяться в межах 0...0,089.

Німецький дослідник Р. Еберан вважає, що  $k$  залежить від відносної швидкості  $\Delta V$  автомобілів, що співударяються, становлячи при  $\Delta V \leq 8,3$  м/с  $\sim 0,7$ , а при  $\Delta V \geq 15$  м/с  $\sim$  близько 0,1.

Дослідження А.В. Арутюняна, присвячено експериментальним наїздам автомобілів ГАЗ-21 „Волга” на нерухому жорстку перешкоду (залізобетонний куб), дали значення  $k$ , що дорівнюють 0,11...0,17.

В Японії дослідниками Такеда, Сато та іншими запропонована емпірична формула:  $k = 0,574 \exp(-0,0396V_a)$ , де  $V_a$  – швидкість автомобіля (км/г). Проте цю формулу можна рекомендувати для суто орієнтовних підрахунків.

За даними американських фірм, отриманими в результаті статистичної обробки експериментальних даних із зіткнення легкових автомобілів, що рухалися на середніх швидкостях, величина  $k$  становить 0,2...0,5.

## 2.3. Визначення кінетичної енергії системи у момент закінчення удару

Щоб визначити величину кінетичної енергії  $T$ , необхідно розглянути рух

кожного автомобіля окремо після удару.

Розглядаємо рух автомобіля 1. Застосовуємо теорему про зміну кінетичної енергії. Для плоского руху автомобіля 1 при його відкиданні можна записати:

$$\frac{1}{2}(m_1 U_{10}^2 + J_{z1} \omega_{10}^2) = W_{res1}, \quad (2.22)$$

де  $W_{res1}$  – робота зовнішніх сил, діючих на автомобіль 1 при його переміщенні після удару до повної зупинки. Такими силами є сили опору, головним чином, сили тертя коліс автомобіля об поверхню дороги. Для плоского руху ця робота складається з двох складових:

$$W_{res1} = W_{res.for1} + W_{res.rot1}, \quad (2.23)$$

де  $W_{res.for1}$  – складова роботи зовнішніх сил, що діють при поступальному переміщенні автомобіля 1 на відстань  $l_1$  в процесі його відкидання після удару, дорівнює

$$W_{res.for1} = m_1 g f_1' l_1, \quad (2.24)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;

$f_1'$  – коефіцієнт опору поступальному переміщенню, рівний коефіцієнту тертя ковзання або кочення, або якоїсь їхньої комбінації, враховує кочення з ковзанням.

При плоскому русі, коли спостерігається істотна оберտальна складова, величину  $f_1'$  слід приймати як для коефіцієнтів тертя при бічному ковзанні, тобто  $f_1' = 0,8 f_1$ , де  $f_1$  – коефіцієнт тертя при прямому ковзанні коліс. Якщо поступальне переміщення у напрямі швидкості  $U_{10}$  супроводиться певним підйомом або спуском, то:

$$W_{res.for1} = m_1 g (f_1' \pm \sin \lambda_1) l_1, \quad (2.25)$$

де  $\lambda_1$  – кут підйому (+) або спуску (-) поверхні проїзної частини дороги у вказаному напрямі.

Оскільки автомобіль 1 в своєму плоскому русі розвертається щодо осі, перпендикулярної площині його руху, яка проходить через центр мас  $C_1$  на кут  $\theta_{1K}$ , то складова роботи зовнішніх сил, що діють на автомобіль 1 при обертальному русі, дорівнює:

$$W_{res.rot1} = m_1 g (f_1' \pm \sin \lambda_1) [a_1 (n_1 2\pi + \theta_{1K})], \quad (2.26)$$

де  $a_1$  – відстань від проекції центру мас автомобіля 1 на поверхню проїзної частини дороги до точок контакту його коліс з цією поверхнею (рис. 2.1);

$n_1 = 0, 1, 2, \dots$  – ціле число, кількість врахованих повних обертів автомобіля 1 при його розвороті, що на практиці може мати місце. Формулу (2.26) виведено для випадку, коли масу автомобіля розподілено рівномірно на всі його колеса. Підставивши формули (2.25) і (2.26) у вираз (2.23), отримаємо:

$$W_{res1} = m_1 g (f_1' \pm \sin \lambda_1) [l_1 + a_1 (n_1 2\pi + \theta_{1K})]. \quad (2.27)$$

Розглядаємо рух автомобіля 2. Застосовуємо теорему про зміну кінетичної енергії. Аналогічно (2.22) маємо:

$$\frac{1}{2} (m_2 U_{20}^2 + J_{Z2} \omega_{20}^2) = W_{res2}, \quad (2.28)$$

де  $W_{res2}$  – робота зовнішніх сил, що діють на автомобіль 2 при його переміщенні після удару при відкиданні до повної зупинки.

Як і для руху автомобіля 1, робота  $W_{res2}$  виражається формулою, аналогічною до формули (2.27):

$$W_{res2} = m_2 g (f_2' \pm \sin \lambda_2) [l_2 + a_2 (n_2 2\pi + \theta_{2K})], \quad (2.29)$$



де параметри формули з індексом „2” мають те ж фізичне значення, що й аналогічні параметри формули (2.27).

Додаючи ліві та праві частини рівнянь (2.22) і (2.28), отримаємо:

$$\frac{1}{2}(m_1 U_{10}^2 + J_1 \omega_{10}^2 + m_2 U_{20}^2 + J_2 \omega_{20}^2) = W_{res1} + W_{res2}, \quad (2.30)$$

де ліва частина рівняння є виразом для кінетичної енергії  $T$  (2.6). Де

$$T = W_{res1} + W_{res2} = g\{m_1(f_1' \pm \sin \lambda_1)[l_1 + a_1(n_1 2\pi + \theta_{1K})] + m_2(f_2' \pm \sin \lambda_2)[l_2 + a_2(n_2 2\pi + \theta_{2K})]\}. \quad (2.31)$$

Отже, квадратне рівняння (2.20) містить лише дві невідомі величини:  $V_1$  і  $V_2$ . Якщо задатися швидкістю  $V_1$ , то рівняння (2.20) можна розв'язати щодо швидкості  $V_2$ :

$$V_2 = \frac{-D_0 V_1 + \sqrt{D_0^2 V_1^2 + 4D_2(2T - D_1 V_1^2)}}{2D_2}. \quad (2.32)$$

При відомих значеннях  $V_1$  і  $V_2$  за формулами (2.17) і (2.18) можна визначити величини швидкостей  $U_{10}$  і  $U_{20}$ .

#### **2.4. Загальний алгоритм визначення швидкостей руху автомобілів при зіткненні**

Загальний алгоритм визначення швидкостей двох автомобілів при їх зіткненні може бути представлений послідовністю наступних операцій:

1. За формулами (2.16) визначаємо коефіцієнти  $B_1, B_2, C_1, C_2$ .
2. Задаючись конкретними значеннями коефіцієнта відновлення в межах від 0,2 до 0,5, за формулами (2.21) визначаємо величини  $D_0, D_1$  і  $D_2$ .
3. За формулою (2.31) визначаємо значення кінетичної енергії  $T$ .

4. Задаючись конкретними значеннями швидкості  $V_1$ , починаючи з  $V_1 = 0$ , за формулою (2.32) визначаємо величину швидкості  $V_1$ .

5. За формулами (2.17) і (2.18) визначаємо величини швидкостей  $U_{10}$  і  $U_{20}$ .

6. За формулами (2.4) або (2.7) визначаємо втрату кінетичної енергії  $T^*$ .

7. Будуємо графіки наступної залежності:  $V_2(V_1)$ ,  $U_{10}(V_1)$ ,  $U_{20}(V_1)$  та  $T^*(V_1)$  для різних значень коефіцієнта відновлення  $k$  і вибираємо найбільш відповідний для даних умов варіант.

Приведений алгоритм припускає існування множини рішень, на які, проте, можуть бути накладені обмеження, виходячи з фізичного значення параметрів, що входять в розрахункову залежність:

1. Величини всіх швидкостей повинні бути додатними або, у крайньому разі, дорівнюватимуть нулю.

2. Величина втрати кінетичної енергії також повинна бути додатною, що свідчить про деформацію та руйнування елементів конструкцій автомобілів при їх зіткненні. Чим більше втрата, тим вище ступінь пошкодження автомобілів. Практично ці пошкодження тісно корелюються з величиною  $T^*$ .

3. Розгляд поступальних складових плоских рухів автомобілів після зіткнення показує, що мінімальні величини швидкостей  $U_{10}$  і  $U_{20}$  повинні бути не менше ніж

$$U_{10\min} = \sqrt{2gf_1'l_1} \quad \text{та} \quad U_{20\min} = \sqrt{2gf_2'l_2} \quad (2.33)$$

щоб забезпечити подолання автомобілями відстаней  $l_1$  і  $l_2$  при їх відкиданні.

Як приклад 1 з використанням описаного алгоритму та обмежень розв'язано модельну задачу про визначення швидкостей двох автомобілів, що співударяються, й втрати кінетичної енергії при ударі за наступними даними:

$$\beta_1 = 50^\circ; \beta_2 = 30^\circ; \alpha = 70^\circ; \theta_{1K} = 120^\circ = 2,09; \theta_{2K} = 140^\circ = 2,44; l_1 = 8\text{ м};$$

$$l_2 = 12\text{ м}; a_1 = a_2 = 1,57\text{ м/с}^2 \quad (\text{рис. 2.1});$$

$$g = 9,81\text{ м/с}^2; f_1' = f_2' = 0,64; m_1 = 1000\text{ кг}; m_2 = 800\text{ кг}; n_1 = n_2 = \lambda_1 = \lambda_2 = 0.$$

Результати розрахунків отримано шляхом спільного розв'язання залежності

$V_2(V_1); U_{10}(V_1); U_{20}(V_1)$  та  $T^*(V_1)$  для  $k = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ .

Аналіз отриманих результатів показує, що в загальному випадку швидкості  $V_1$  та відповідні їм швидкості  $V_2$  мають досить широкий розкид значень:  $V_1 = (18...27)$  м/с = (65 ... 97) км/г;  $V_2 = (17 ... 0)$  м/с = (61 ... 0) км/г, що дозволяє при проведенні експертизи судити лише про область можливих реалізацій даних параметрів і деякі якісні тенденції. Чим менше величина  $k$  (удар менш пружний), тим більші значення мають величини швидкостей  $V_2$  та  $U_{10}$  і втрата кінетичної енергії  $T^*$ . Навпаки, чим більше величина  $k$  (удар більш пружний), тим менші значення мають вище згадані параметри.

Для того, щоб визначити конкретні величини шуканих швидкостей, необхідно оцінити витрати енергії  $E_{def}$  на деформацію та руйнування окремих елементів конструкцій автомобілів, що зіткнулися, й прирівняти їх втраті кінетичної енергії  $T^*$ , тобто:

$$E_{def} \cong T^* . \quad (2.34)$$

Припустимо, що у прикладі 1  $E_{def} = 1,23 \cdot 10^5$  Дж, тоді шукані величини швидкостей  $U_{10} = U_{10}' = 15,5$  м/с та  $U_{20} = U_{20}' = 21,4$  м/с відповідно.

## **2.5. Швидкості руху автомобілів при екстремому гальмуванні перед зіткненням**

Якщо відомі шляхи гальмування  $l_{01}$  та  $l_{02}$  автомобілів перед зіткненням (рис. 2.1), то по знайдених вище швидкостях  $V_1$  і  $V_2$  можна визначити швидкості руху автомобілів  $V_{01}$  і  $V_{02}$  на момент початку їх гальмування перед зіткненням, що також є важливим для оцінки правильності дії водіїв.

На підставі теореми про зміну кінетичної енергії автомобіля 1, що здійснює поступальний рух переміщення на відстань  $l_{01}$ , можна записати:

$$\frac{1}{2} m_1 (V_{01}^2 - V_1^2) = W_{01}, \quad (2.35)$$

де  $W_{01}$  – робота зовнішніх сил, що діють на автомобіль1 при його переміщенні на відстань  $l_{01}$ .

Аналогічно з (2.25) маємо:

$$W_{01} = m_1 g (f_{01} \pm \sin \lambda_{01}) l_{01}, \quad (2.36)$$

де параметри з індексом „01” мають те ж фізичне значення, що й параметри формули (2.25); вони відносяться до характеристик поверхні дороги в напрямку  $l_{01}$ .

Підстановка (2.36) в (2.35) і розв’язання отриманого рівняння відносно  $V_{01}$  дає:

$$V_{01} = \sqrt{V_1^2 + 2g(f_{01} \pm \sin \lambda_{01})l_{01}}. \quad (2.37)$$

Для визначення швидкості  $V_{02}$  використовується формула, аналогічна до (2.37):

$$V_{02} = \sqrt{V_2^2 + 2g(f_{02} \pm \sin \lambda_{02})l_{02}}. \quad (2.38)$$

де параметри з індексом „02” мають таке ж значення, що й параметри формули (2.37), і відносяться до характеристик поверхні дороги в напрямку  $l_{02}$ .

Нехай в розглядуваному прикладі ( $V_1 = 23,7$  м/с;  $V_2 = 4,35$  м/с)  $f_{01} = f_{02} = 0,7$ ;  $\lambda_{01} = \lambda_{02} = 0$ ;  $l_{01} = 20$  м;  $l_{02} = 15$  м. Тоді відповідно до виразів (2.37) і (2.38) величини  $V_{01}$  та  $V_{02}$  становлять 28,9 м/с і 15 м/с.

По відомих масах автомобілів і швидкостях  $\vec{V}_1$  та  $\vec{U}_{10}$ ,  $\vec{V}_2$  та  $\vec{U}_{20}$  можна визначити ударний імпульс, що виникає у момент удару в точці контакту А (рис.

2.1) за відомими формулами:

$$\vec{S}_1 = m_1(\vec{U}_{10} - \vec{V}_1); \quad \vec{S}_2 = m_2(\vec{U}_{20} - \vec{V}_2). \quad (2.39)$$

З геометричної точки зору цим рівностям відповідають два замкнуті векторні трикутники, у яких вектори  $\vec{S}_1$  та  $\vec{S}_2$  рівні за модулем, тобто  $|\vec{S}_1| = |\vec{S}_2|$ , й спрямовані в протилежні сторони (рис. 2.2). Тоді величина імпульсу може бути визначений з одного або іншого трикутника за теоремою косинусів:

$$\begin{aligned} S &= |\vec{S}_1| = |\vec{S}_2| = m_1 \sqrt{V_1^2 + U_{10}^2 - 2V_1U_{10} \cos \beta_1} = \\ &= m_2 \sqrt{V_2^2 + U_{20}^2 - 2V_2U_{20} \cos(\beta_2 + \alpha)}. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Для початкових даних по геометричних і динамічних параметрах та обчислених значеннях швидкостей прикладу 1 величина імпульсу, визначена по формулі (2.40), становить  $S = 18100 \text{ Нс} = 18,1 \text{ кНс}$ .

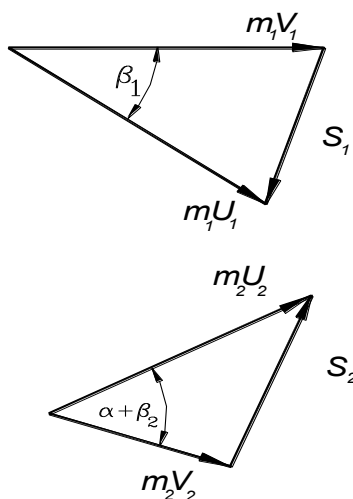


Рис. 2.2. Геометричне представлення рівності (3.39) для визначення ударного імпульсу

Тоді за відомими імпульсом  $S$  і тривалістю удару  $\tau$  визначається сила ударної взаємодії двох автомобілів, що зіткнулися:

$$F = \frac{S}{\tau}. \quad (2.41)$$

Оскільки тривалість удару при зіткненні автомобілів приймається у межах (0,07 ... 0,14) з [31], то для прикладу 1  $F \approx (260 - 130)$  кН.

Відповідно до формули (2.24) сила опору руху автомобіля 1 у момент удару становить:

$$F_1 = m_1 g f_1. \quad (2.42)$$

Підстановка чисельних значень параметрів, що входять в цю формулу, дає  $F_1 \approx 7$  кН. Зіставлення величин  $F$  і  $F_1$  показує, що сила ударної взаємодії при зіткненні автомобілів на один-два порядки перевищує звичайні сили, що діють у цей момент на автомобілі. Це підтверджує правильність прийнятих припущень в теорії удару і правомочність застосування закону збереження кількості руху при ударі (див. формулу (2.13)).

Розроблена математична модель була застосована при проведенні експертизи зіткнення двох легкових автомобілів марок: „Форд” (автомобіль 1) і ГАЗ-31029 (автомобіль 2) (рис. 2.3).

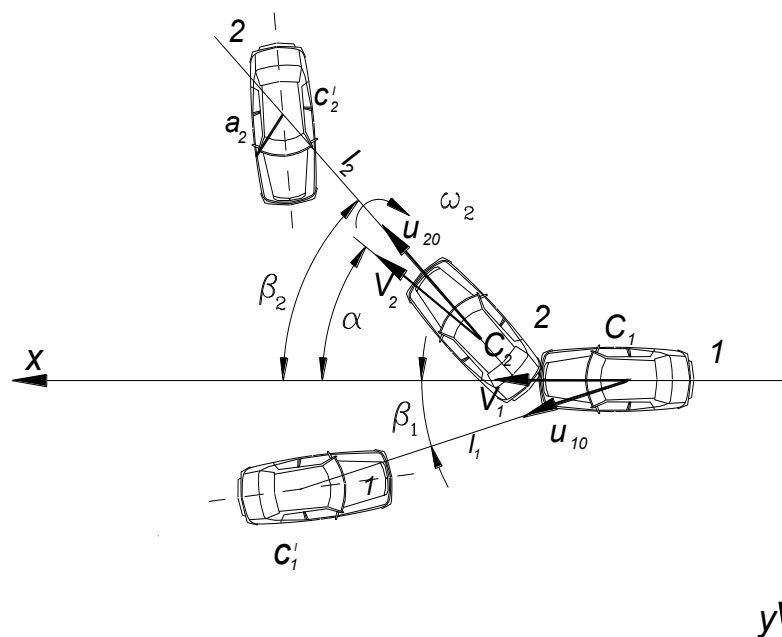


Рис. 2.3. Схема розташування автомобілів при аналізі зіткнення автомобілів 1 і 2

Як впливає з схеми події, зіткнення було перехресним, але попутним: автомобіль 1 наздогнав автомобіль 2 і своєю передньою частиною вдарив у його задню частину. Відповідно до вибраної системи координат  $XOY$ , розташуванням автомобілів у момент удару та у момент їх остаточної зупинки після удару і відкидання на відстані  $l_1$  та  $l_2$ , геометричні параметри мають наступні величини:

$$\beta_1 = 9^\circ; \beta_2 = 43,2^\circ; \alpha = 41^\circ; \theta_{1K} = 0^\circ; \theta_{2K} = 234^\circ = 4,08 \text{rad}; l_1 = 11,5 \text{ м}; l_2 = 9,8 \text{ м};$$

$$a_2 = 1,58 \text{ м. Маси автомобілів: } m_1 = 1400 \text{ кг}; m_2 = 1900 \text{ кг.}$$

Оскільки кути  $\alpha$  та  $\beta_2$  відкладаються в одну сторону відносно осі  $OX$ , і величина  $\alpha$  менше від величини  $\beta_2$  (рис. 2.3), у рівняння (2.8) замість  $\alpha$  слід підставити величину „ $-\alpha$ ”. Рівняння (2.14) повністю зберігає свій вигляд, а у рівнянні (2.15) необхідно поміняти знак на протилежний у членів в лівій частині. З урахуванням цих зауважень відповідно до описаного алгоритму і прийнятих обмежень проведені розрахунки за приведеними початковими даними, результати яких представлено у вигляді наступної залежності:  $V_2(V_1); U_{10}(V_1); U_{20}(V_1)$  і  $T^*(V_1)$  для  $k = 0,1..0,9$ .

Аналіз отриманих результатів показує, що області існування можливих швидкостей руху автомобілів і втрати кінетичної енергії достатньо вузькі:  $V_1 = (17,5..19) \text{ м/с} = (63..68) \text{ км/г}$ ;  $V_2 = (9,7..7,5) \text{ м/с} = (35..27) \text{ км/г}$ ;  $U_{10} = (16,2..17,3) \text{ м/с}$ ;  $U_{20} = (11,6..10,4) \text{ м/с}$ ;  $T^* = (0..7 \cdot 10^3) \text{ Дж}$  для  $k = 0,1..0,9$ . Звідси впливає, що точність знайдених значень швидкостей  $V_1$  та  $V_2$  цілком задовільна, і ці значення можна прийняти як відповідь на питання, поставлене перед експертами.

## **2.6. Визначення швидкостей руху автомобілів у момент зіткнення за параметрами після зіткнення**

Розглядаємо плоскі рухи автомобілів у процесі їх відкидання після зіткнення (рис. 2.1). Поступальне переміщення в плоскому русі автомобіля 1 описуються диференціальним рівнянням:

$$m_1 \frac{d^2 S_1(t)}{dt^2} = -F_{1res.for} = -m_1 g f_1', \quad (2.43)$$

де  $S_1(t)$  – координата поступального переміщення центру мас  $C_1$  автомобіля 1 у напрямку швидкості  $\vec{U}_{10}$ ;

$t$  – поточний час процесу переміщення у вказаному напрямі;

$F_{1res.for}$  – сила опору цьому переміщенню.

Маючи на увазі, що  $\frac{dS_1(t)}{dt} = U_1(t)$ , двічі інтегруючи рівняння (2.43) за часом і використовуючи початкові та кінцеві умови:

$$t = 0 : S_1(0) = 0; U_1(0) = U_{10}; t = t_K : S_1(t_K) = l_1; U_1(t_K) = 0,$$

після математичних перетворень знаходимо початкову лінійну швидкість відкидання автомобіля 1:

$$U_{10} = \sqrt{2g f_1' l_1}. \quad (2.44)$$

З розв'язку диференціального рівняння поступального переміщення в плоскому русі автомобіля 2, яке має вигляд, аналогічний (3.43), отримаємо початкову лінійну швидкість відкидання автомобіля 2:

$$U_{20} = \sqrt{2g f_2' l_2}. \quad (2.45)$$

Підстановка чисельних значень параметрів, що входять у ці формули і заданих в умовах прикладу 1, дає:  $U_{10} = 10$  м/с;  $U_{20} = 12,3$  м/с. Тоді з виразів (2.14) і (2.15) можна знайти шукані швидкості  $V_2'$  та  $V_1'$  для випадку абсолютно пружного удару в першому наближенні:

$$V_2' = \frac{1}{m_2 \sin \alpha} (m_1 U_{10} \sin \beta_1 - m_2 U_{20} \sin \beta_2); \quad (2.46)$$



$$V_1' = \frac{1}{m_1} (m_1 U_{10} \cos \beta_1 + m_2 U_{20} \cos \beta_2 - m_2 V_2 \cos \alpha). \quad (2.47)$$

Підстановка чисельних значень параметрів, що входять в ці формули, дає:  
 $V_2' = 3,6 \text{ м/с} = 13 \text{ км/г}$ ;  $V_1' = 14 \text{ м/с} = 50 \text{ км/г}$ .

Аналіз отриманих результатів показує, що величини шуканих швидкостей виходять заниженими, оскільки у виразах (2.46) і (2.47) відсутні параметри, які враховували б:

1) обертальну складову плоского руху автомобілів в процесі їх відкидання після зіткнення;

2) непружність удару.

Обертальна складова плоского руху автомобіля 1 в процесі його відкидання описується іншим диференціальним рівнянням:

$$J_{Z1} \frac{d^2 \theta_1(t)}{dt^2} = -M_{1res.rot} = -m_1 g f_1' a_1, \quad (2.48)$$

де  $\theta_1(t)$  – кутова координата обертальної складової плоского руху автомобіля 1 в процесі відкидання;

$M_{1res.rot}$  – момент опору обертальному руху автомобіля в процесі відкидання.

Маючи на увазі, що  $\frac{d\theta_1(t)}{dt} = \omega_1(t)$ , двічі інтегруючи рівняння (2.48) за часом і використовуючи початкові та кінцеві умови:

$$t = 0 : \theta_1(0) = 0; \omega_1(0) = \omega_{10}; t = t_K : \theta_1(t_K) = \theta_{1K}; \omega_1(t_K) = 0,$$

після перетворень знаходимо початкову кутову швидкість відкидання автомобіля 1, а також вираз для визначення його моменту інерції:

$$\omega_{10} = \frac{\theta_{1K}}{l_1} U_{10}; \quad J_{Z1} = \frac{m_1 a_1 l_1}{\theta_{1K}}. \quad (2.49)$$

З розв'язку диференціального рівняння, що описує обертальну складову плоского руху автомобіля 2 й має вигляд, аналогічний (2.48), отримаємо початкову кутову швидкість відкидання автомобіля 2 та вираз для визначення його моменту інерції:

$$\omega_{20} = \frac{\theta_{2K}}{l_2} U_{20}; \quad J_{z2} = \frac{m_2 a_2 l_2}{\theta_{2K}}. \quad (2.50)$$

З урахуванням двох останніх виразів раніше отримані формули (2.22) і (3.28) набудуть вигляд:

$$\frac{1}{2} m_1 U_{10eq}^2 = W_{res1}; \quad \frac{1}{2} m_2 U_{20eq}^2 = W_{res2}, \quad (2.51)$$

де

$$U_{10eq} = U_{10} \sqrt{1 + \frac{a_1 \theta_{1K}}{l_1}}; \quad U_{20eq} = U_{20} \sqrt{1 + \frac{a_2 \theta_{2K}}{l_2}} \quad (2.52)$$

початкові лінійні швидкості відкидання автомобілів, еквівалентні енергетичним витратам по їх плоских переміщеннях в процесі цього відкидання.

Фізичне значення енергетичних балансів, поданих формулами (2.51), полягає в збільшенні дійсних початкових швидкостей відкидання (формули (2.44) і (2.45)) до певних фіктивних величин, еквівалентних, з енергетичної точки зору, реально виконаним роботам по переміщеннях автомобілів в плоских рухах у процесі їх відкидання.

Розв'язуючи рівняння (2.51) відносно початкових лінійних еквівалентних швидкостей відкидання, отримуємо:

$$U_{10eq} = \sqrt{\frac{2W_{res1}}{m_1}}; \quad U_{20eq} = \sqrt{\frac{2W_{res2}}{m_2}}. \quad (2.53)$$

Отже, визначення швидкостей руху автомобілів у момент зіткнення без

урахування деформацій і руйнування їх пошкоджених деталей здійснюється у наступній послідовності:

1. За формулами (2.27) і (2.29) визначаються величини робіт  $W_{res1}$  та  $W_{res2}$ .
2. За формулами (2.53) визначаються величини початкових лінійних еквівалентних швидкостей відкидання автомобілів.
3. На підставі закону збереження кількості руху при ударі (2.13), де замість швидкостей  $\vec{U}_{10}$  і  $\vec{U}_{20}$  необхідно підставити  $\vec{U}_{10eq}$  і  $\vec{U}_{20eq}$ , визначаємо величини шуканих швидкостей  $V_2''$  і  $V_1''$  у другому наближенні з використанням формул (2.14) і (2.15) для умов прикладу 1:

$$V_2'' = \frac{1}{m_2 \sin \alpha} (m_1 U_{10eq} \sin \beta_1 - m_2 U_{20eq} \sin \beta_2); \quad (2.54)$$

$$V_1'' = \frac{1}{m_1} (m_1 U_{10eq} \cos \beta_1 + m_2 U_{20eq} \cos \beta_2 - m_2 V_2 \sin \alpha). \quad (2.55)$$

Для даної модельної задачі (рис. 2.1) відповідно до вказаного вище алгоритму отримано розв'язок, а саме величини шуканих швидкостей руху автомобілів у момент зіткнення: проміжні обчислення робіт сил опору по формулах (2.27) і (2.29) і початкових лінійних еквівалентних швидкостей відкидання по формулах (2.53) дають:  $W_{res1} = 70800$  Дж;  $W_{res2} = 79500$  Дж;  $U_{10eq} = 11,9$  м/с;  $U_{20eq} = 14,1$  м/с. Підстановка цих даних у формули (2.54) і (2.55) дає остаточний результат:  $V_2'' = 4,6$  м/с = 17 км/г;  $V_1'' = 16,2$  м/с = 58 км/г.

Зіставлення результатів розрахунків в першому і в другому наближеннях показує, що  $V_1'' > V_1'$  і  $V_2'' > V_2'$ , оскільки енергетичне врахування обертальної складової плоского руху автомобілів привело до адекватного збільшення шуканих швидкостей.

Отже, для абсолютно пружного удару визначення швидкостей руху автомобілів у момент зіткнення по параметрах їх відкидання після удару є достатньо ефективним, також надійним і простим. Але і в цьому випадку величини швидкостей виходять заниженими, оскільки не враховуються енергетичні витрати

на деформацію і руйнування деталей автомобілів, що співударяються.

## 2.7. Визначення швидкості руху автомобілів при попутному та зустрічному зіткненні

Методики розрахунків швидкостей автомобілів в момент зіткнення, представлені вище, зорієнтовано на перехресні зіткнення під довільним кутом. Нижче подано інший підхід для ситуацій коли кут зіткнення дорівнює  $180^\circ$  або  $0^\circ$  (зустрічне або попутне зіткнення).

При зіткненні двох транспортних засобів один автомобіль, який рухається з більшою швидкістю, є ударним робочим органом (індентором), а інший автомобіль, який рухається з меншою швидкістю, є об'єктом, який ударяють (перешкодою).

Механічний коефіцієнт корисної дії  $\eta$  такого механізму визначається з відомої формули:

$$\eta = \frac{W_{use.res}}{W_{use.res} + W_{harmres}}, \quad (2.88)$$

де  $W_{use.res}$  – робота сил корисного опору;

$W_{harmres}$  – робота сил шкідливого опору.

Тоді коефіцієнт втрат механізму, який розглядається, можна знайти з співвідношення:

$$\psi = \frac{W_{harmres}}{W_{use.res} + W_{harmres}} = 1 - \eta. \quad (2.89)$$

Як було вказано вище, процес удару містить три фази. Перші дві фази продовжуються від моменту торкання тіл до моменту їх найбільшого зближення. Третя фаза продовжується від кінця другої фази до моменту роз'єднання тіл.

Під час перших двох фаз удару кінетична енергія тіл переходить в механічну енергію руйнування і деформацій деталей, яка дорівнює роботі деформацій від пошкоджень автомобілів  $W_{def}$  [31], а також в кінематичні втрати  $\Delta E_{kin}$ , потенціальну

енергію і тепло. Якщо знехтувати втратами на тепло через їх малу величину, то по своїй суті робота деформацій є роботою сил шкідливого опору, тобто:

$$W_{harmres} = W_{def} + \Delta E_{kin}. \quad (2.90)$$

В третій фазі удару потенціальна енергія пружних частин, деформованих в процесі зближення тіл, знову переходить в кінетичну енергію, яка спричиняє роз'єднання і переміщення тіл після удару і дорівнює роботі сил опору переміщенням автомобілів при їх відкиданні  $W_{res}$  [31]. По своїй суті ця робота є роботою сил корисного опору, тобто:

$$W_{use.res} = W_{res}. \quad (2.91)$$

З урахуванням (2.90) і (2.91) формула (2.89) набуває вигляду:

$$\psi = \frac{W_{def} + \Delta E_{kin}}{W_{def} + \Delta E_{kin} + W_{res}}. \quad (2.92)$$

Вирішуючи отриманий вираз відносно кінематичних втрат маємо:

$$\Delta E_{kin} = \frac{1}{1-\psi} [\psi(W_{def} + W_{res}) - W_{def}] = \frac{1}{1-\psi} W_{def} - W_{res} \quad (2.93)$$

Аналіз отриманої формули показує, що при абсолютно непружному ударі ( $\psi = 1,0$ ) величина кінематичних втрат прагне до нескінченості, що суперечить фізичному сенсу. Щоб усунути дану суперечність, вводимо передбачення, згідно до якого кінематичні втрати визначаються за формулою:

$$\Delta E_{kin} = \psi(W_{def} + W_{res}), \quad (2.94)$$

Якщо удар по автомобілю виконується під певним кутом  $\alpha$ , то його вплив на коефіцієнт втрат може бути врахований поправочним коефіцієнтом:

$$\frac{1 - \cos \alpha}{2}, \quad (2.95)$$

Тоді остаточно отримуємо:

$$\psi = \frac{W_{def}}{W_{def} + W_{res}} \frac{1 - \cos \alpha}{2} \quad (2.96)$$

Аналіз отриманої формули вказує, що у випадку абсолютно пружного, зустрічного ( $k=1,0; \alpha=180^\circ$ ) або попутного ( $k=1,0; \alpha=0^\circ$ ) ударів  $W_{def}=0$ ,  $\psi=0$ ; у випадку абсолютно непружного зустрічного ( $k=0; \alpha=180^\circ$ ) або попутного ( $k=0; \alpha=0^\circ$ ) ударів  $W_{res}=0$ ,  $\psi=1,0$ .

Звідки витікає, що коефіцієнт витрат і коефіцієнт відновлення пов'язані між собою простою залежністю:

$$\psi = 1 - k. \quad (2.97)$$

Таким чином, при визначенні швидкостей руху автомобілів в момент їх зіткнення з урахуванням їх пошкоджень і відкидання, з використанням способу [31], урахування витрат кінетичної енергії можна ефективно виконувати з допомогою коефіцієнта витрат  $\psi$ , тим більше, що параметри, які входять до формули (2.96), визначаються в ході досліджень.

В основу визначення швидкостей руху транспортних засобів при зустрічних і попутних зіткненнях покладена методика, захищена деклараційними патентами України №54738 і патентом РФ №2275612 [31].

Згідно існуючої методики визначаються величини втрат кінетичної енергії на утворення деформацій і на відкидання транспортних засобів  $W_{res1}$  і  $W_{def1}$  та  $W_{res2}$  і  $W_{def2}$ .

Визначаються коефіцієнти втрат  $\psi_1$  і  $\psi_2$ :

$$\psi_1 = \frac{W_{def1}}{W_{def1} + W_{res1}} \frac{1 - \cos \alpha}{2}; \quad (2.98)$$

$$\psi_2 = \frac{W_{def2}}{W_{def2} + W_{res2}} \frac{1 - \cos \alpha}{2}, \quad (2.99)$$

Уточнені величини сумарних втрат кінетичної енергії становлять:

$$W_{\Sigma 1} = (W_{res1} + W_{def1})(1 + \psi_1), \quad (2.100)$$

$$W_{\Sigma 2} = (W_{res2} + W_{def2})(1 + \psi_2). \quad (2.101)$$

Для умов попутного зіткнення ( $\alpha=0^\circ$ ) рівняння збереження кількості руху має вигляд:

$$m_1 U_{10} \cos \beta_1 + m_2 U_{20} \cos \beta_2 = m_1 V_1 + m_2 V_2, \quad (2.102)$$

Для умов зустрічного ( $\alpha=180^\circ$ ):

$$m_1 U_{10} \cos \beta_1 + m_2 U_{20} \cos \beta_2 = m_1 V_1 - m_2 V_2, \quad (2.103)$$

звідки маємо одне рівняння з двома невідомими. Тоді для розв'язання задачі введемо рівняння енергетичного балансу з урахуванням втрат кінетичної енергії при ударі:

$$\frac{m_1 V_1^2}{2} + \frac{m_2 V_2^2}{2} = W_{\Sigma 1} + W_{\Sigma 2}. \quad (2.104)$$

Таким чином, отримано систему з двох алгебраїчних рівнянь і з двома невідомими, розв'язуючи яку, отримуємо вирази для визначення шуканих швидкостей  $V_2$  і  $V_1$ :

$$V_2 = \frac{m_2 Q_X + \sqrt{m_1 m_2 [2(m_1 + m_2)(W_{\Sigma 1} + W_{\Sigma 2}) - Q_X^2]}}{m_2(m_1 + m_2)}, \quad (2.105)$$

$$V_1 = \sqrt{\frac{1}{m_1}(Q_x - m_2 V_2)}, \quad (2.106)$$

де  $Q_x = m_1 U_{10} \cos \beta_1 + m_2 U_{20} \cos \beta_2$  - проекція вектора кількості руху автомобілів в момент початку їх відкидання після удару на вісь  $OX$ .



## Висновки до розділу 2

Зіставлення результатів визначення швидкостей автомобілів при їх зіткненні дозволяють зробити наступні висновки:

1. При перехресному блокувальному зіткненні розкид шуканих параметрів вельми великий, тому для остаточного вибору прийнятного варіанту розв'язку необхідно виконувати підрахунок енергії, яка затрачується на деформацію та руйнування елементів конструкцій автомобілів, що співударяються, еквівалентної втраті кінетичної енергії при ударі.

2. При перехресному попутному зіткненні розкид шуканих параметрів незначний, тому отримані розв'язки є остаточними.

Аналіз запропонованої математичної моделі зіткнення двох транспортних засобів показує, що для визначення швидкостей руху цих транспортних засобів у момент зіткнення можна максимально використовувати інформацію про їхнє відкидання після зіткнення, тим більше, що при відомих координатах місця зіткнення і кінцевих пунктів їх положень після відкидання, ця інформація має достатньо високий ступінь достовірності.

## РОЗДІЛ 6. МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ЗІТКНЕННІ

### 3.1. Розрахунок енергії за допомогою діаграм пластичності та діаграм стійкості для визначення швидкостей руху автомобілів при зіткненні

Методика полягає у визначенні енергії пластично деформованих тіл на основі феноменологічної теорії деформування металів. Для визначення енергії необхідно мати у своєму розпорядженні механічні характеристики матеріалу пошкоджених елементів автомобіля у вигляді спеціальних функцій, які формують технологічний паспорт матеріалу.

Цими функціями є: крива течії матеріалу в координатах „інтенсивність напружень  $\sigma_u$  – інтенсивність деформацій  $e_u$ ”. В теорії пластичності показано, що вид функції  $\sigma_u = f(e_u)$  визначається в основному властивостями матеріалу і практично не залежить від типу напруженого стану. Методику побудови кривих течії в області великих деформацій приведено у роботі.

На рис. 3.1 наведено криву течії сталі 08кп.

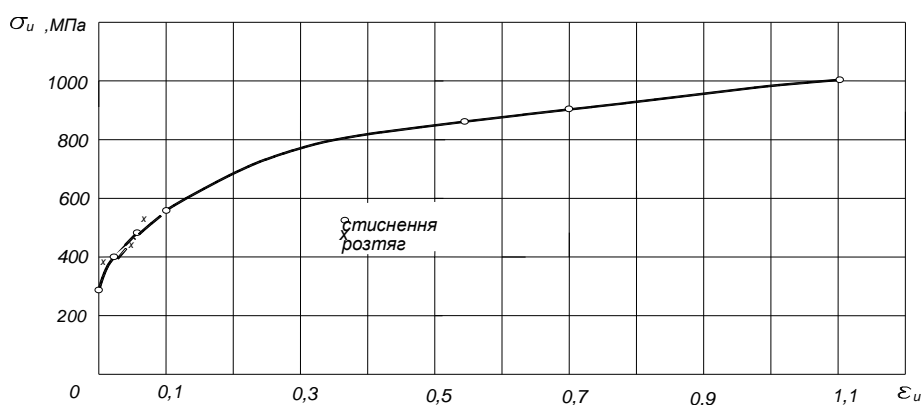


Рис. 3.1. Крива течії сталі 08 КП

Окрім кривої течії необхідно мати у своєму розпорядженні діаграми пластичності та стійкості матеріалів. Діаграма пластичності відображує залежність пластичності від безрозмірних показників напруженого стану. Як міра пластичності

приймається накопичена до моменту руйнування інтенсивність деформації (ступінь деформації).

$$e_u = \int_0^t \dot{\varepsilon}_u d\tau, \quad (3.1)$$

де  $\dot{\varepsilon}_u$  – інтенсивність швидкостей деформацій,  $t$  – час деформації, який до моменту руйнування стає рівним  $t_p$ .

Пластичність (ступінь деформації)  $e_u$  залежить від багатьох чинників, серед яких, окрім природи самого матеріалу, основною є схема напруженого стану. В шляхом випробування матеріалів в камері високого тиску показано, що при об'ємному напруженому стані необхідно відображувати вплив схеми напруженого стану на пластичність двома показниками

$$\eta_1 = \frac{I_1(T_\sigma)}{\sqrt{I_2(D_\sigma)}} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_u} = \frac{3\sigma}{\sigma_u}; \quad (3.2)$$

$$\eta_2 = \frac{\sqrt[3]{I_3(T_\sigma)}}{\sqrt{I_2(D_\sigma)}} = \frac{\sqrt[3]{\sigma_1\sigma_2\sigma_3}}{\sigma_u} \quad (3.3)$$

де  $I_1(T_\sigma), I_2(D_\sigma)$  – відповідно перший інваріант тензора і другий інваріант девіатора напружень  $I_3(T_\sigma)$  – третій інваріант тензора напружень;  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – головні напруження;  $\sigma_u$  – інтенсивність напружень. Як указано вище, залежність ступеня деформації від показників напруженого стану називають діаграмою пластичності. Для випадку плоского напруженого стану діаграма пластичності будується в координатах

$$e_p = f(\eta_1). \quad (3.4)$$

Для випадку об'ємного напруженого стану вона має вид об'ємної діаграми пластичності:

$$e_p = f(\eta_1, \eta_2). \quad (3.5)$$

На рис. 3.2 показано діаграму пластичності сталей 08КП, широко вживаних в автомобілебудуванні, побудовану за викладеною вище методикою. Указана діаграма апроксимована рівнянням:

$$e_p(\eta) = e_p(\eta = 0) \exp(-\lambda\eta), \quad (3.6)$$

де  $e_p(\eta = 0) = 0,7$  пластичність при зсуві;

$e_p(\eta = 1) = 0,5$  – пластичність при розтягуванні;

$\lambda$  – коефіцієнт чутливості пластичності до зміни схеми напруженого стану

$$\lambda_1 = \ln \frac{e_p(\eta = 0)}{e_p(\eta = 1)}. \quad (3.7)$$

Величина  $\lambda_1$  для сталі 08КП становила  $\lambda_1 = 0,336$ .

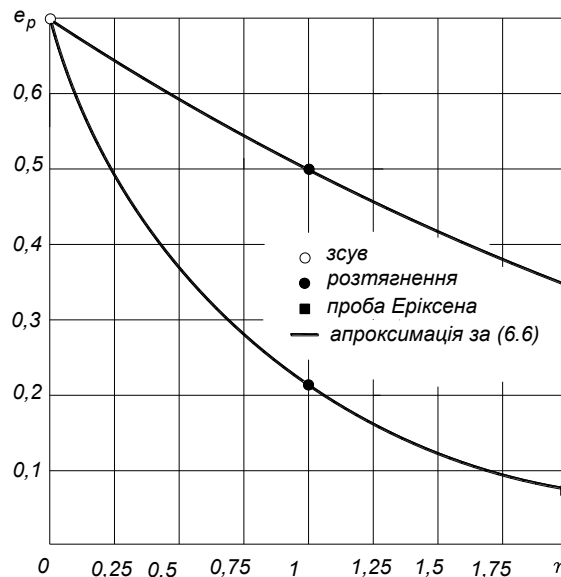


Рис. 3.2. Діаграма пластичності  $\varepsilon_p = f(\eta)$  та діаграма стійкості  $\varepsilon_y = f(\eta)$  сталі 08 КП

При формуванні паспорта матеріалу необхідно мати у своєму розпорядженні

також діаграму стійкості листового матеріалу. Діаграма стійкості будується в координатах  $\varepsilon_y = f(\eta)$ . Величина  $\varepsilon_y$  – ступінь деформації, накопиченої в металі до появи місцевого стоншування у вигляді шийки. Як правило, ця величина відповідає величині деформації межі міцності матеріалу на діаграмі розтягування. Величину критичної деформації можна також визначити як показник ступеня апроксимації кривої течії матеріалу

$$\sigma_u = Ae_u^n, \quad (3.8)$$

де  $n$  – критичний ступінь деформації у момент появи шийки. Як правило, величина  $e_y < e_p$ , і лише для матеріалів, які не утворюють шийки аж до руйнування  $e_y = e_p$ . До таких матеріалів можна віднести деякі леговані сталі, а також швидкорізальні сталі типу P18, P6M5, P12, P9 та ін. Для сталі 08КП коефіцієнти рівняння (3.6):

$$\lambda_y = 1,15, e_y(\eta = 0) = 0,7, e_y(\eta = 1) = 0,22.$$

У співвідношенні (3.8) для сталі 08кп коефіцієнт  $A$  – інтенсивність напружень при ступені деформації  $e_u = 1$ ,  $A = 1000$  МПа, коефіцієнт  $n = 0,315$ .

Отже, для розрахунку роботи деформації і руйнування необхідно мати у своєму розпорядженні три функції, що характеризують властивості матеріалу:

$$\sigma_u = f(e_u), e_p = f(\eta_1), e_y = f(\eta_1). \quad (3.9)$$

Надалі визначення роботи деформації та руйнування зводиться до наступного: безпосереднім вимірюванням пошкоджених деталей автомобілів визначається об'єм будь-якої  $j$ -ої пошкодженої деталі.

Інтегруванням співвідношення

$$W_j = \int_0^{e_u^*} \sigma_u de_u = A \int_0^{e_u^*} e_u^n de_u \quad (3.10)$$

визначається питома потенційна енергія, затрачувана на пластичну деформацію. Множачи отриману величину  $W_j$  на об'єм будь-якої  $j$ -ої пошкодженої деталі, одержуємо повну потенційну енергію  $j$ -ої деталі, а роботу деформацій кожного автомобіля, який брав участь в зіткненні, визначаємо підсумовуванням окремих значень енергії

$$W_{def} = \sum_{i=1}^n W_j, \quad (3.11)$$

де  $n$  – кількість пошкоджених деталей автомобілів, що зіткнулися.

Верхня границя інтеграла (3.10) є змінною і залежить від умов деформації. Якщо приблизно відомий вид деформації при ударі окремих частин автомобіля, наприклад, розтягування – при цьому показник напруженого стану  $\eta=1$ . Для двовісного розтягування показник  $\eta=2$ ; для зсуву показник  $\eta=0$ , для зсуву з розтягуванням – показник  $0 < \eta < 1$  і т.д. Ступінь деформації в таких умовах досягає різних значень, або граничних (спостерігаються ознаки макроруйнування у вигляді макротріщин) або до появи „шийки” (стійка критична деформація), або до будь-якої довільної величини. Таким чином, верхня границя інтеграла при появі макротріщини береться за величиною ступеня деформації, узятій з діаграми пластичності або стійкості по значенню показника напруженого стану  $\eta$ . У випадку, якщо не спостерігаються ознаки руйнування або втрати стійкості, ступінь деформації, відповідний верхній межі інтеграла визначається експериментально-розрахунковим шляхом.

Подібний підхід до визначення енергії тіл, що пластично деформуються, вперше запропонований в роботі і дозволяє визначати енергію пластичної деформації при будь-якому виді напруженого стану.

Розглянемо приклади розрахунку енергії деформації і руйнування при зіткненні автомобілів ВАЗ-2106 і Фольксваген Пасат.

Результати розрахунку по різних методиках окремих видів енергії зведено у табл. 3.1, в якій наведено результати розрахунку роботи деформації та руйнування елементів конструкції автомобіля по трьох методиках. Перша методика, позначена в таблиці знаком I і розроблена на основі розв'язань певних задач теорії пластичності. Другу методику засновано на розробленій нами теорії деформування і припускає експериментальну побудову діаграм пластичності та діаграм стійкості. Третя методика передбачає застосування методу твердості із застосуванням переносного твердовимірювача ТЕМП-3.

Як початкові дані використовувалися результати реальної автотехнічної експертизи ДТП, при якому зіткнулися автомобілі ВАЗ 2106 і Фольксваген Пасат. Всі розрахунки проведено на підставі протоколу огляду та вимірювань пошкоджень автомобіля ВАЗ-2106, складеного 22 листопаду 2002 року.

Аналіз результатів розрахунку по трьох методиках (табл. 3.1) дозволяє зробити наступні висновки.

Таблиця 3.1

**Результати розрахунку енергії ушкоджених елементів автомобіля ВАЗ 2106**

№№ поз.	Розрахунок за методик	Назва елемента конструкції автомобіля	Деформований об'єм $V_0$ , $\text{см}^3$	Питома потенційна енергія $W_{yo}$ , $\text{Дж}/\text{см}^3$	Повна енергія, $E$ , Дж	$\sum E$ , Дж	Відхилення, %
1	2	3	4	5	6	7	8
2	I	Деформація бампера	0,187 185,5	-	-	-	-
	II		185,5	74,25	13773	13773	25
	III		185,5	99	18364	18364	0

Продовження таблиці 3.1

№№ поз.	Розрахунок за методик	Назва елемента конструкції автомобіля	Деформований об'єм $V_0$ , $\text{см}^3$	Питома потенційна енергія $W_{y0}$ , $\text{Дж}/\text{см}^3$	Повна енергія, $E$ , Дж	$\sum E$ , Дж	Відхилення, %
3	I	Капот	-	-	-	-	-
	II		69,2	99	6851	6851	7,6
	III		69,2	107,25	7422	7422	0
4	I	Праве крило	-	-	-	-	-
			46,4	74,25	3445	3642	10,6
			3,6	44,55	160		
	1,84		36,4	36,4			
	III		46,4	82,5	3828	4076	0
			3,6	55,3	199		
1,84		48,6	48,6				
5	I	Лівий поріг	-	-	-	1674	10
	II		175	8,36	1463	21	
	III		175	10,64	1862	0	
6	I	Кронштейн кріплення бампера	-	-	-	-	-
	II		61,25	33,82	2072	2072	24
	III		61,25	44,55	2729	2729	0
7	I	Короб правого крила	-	-	-	-	-
	II		59,4	44,1	2619	2619	10,9
	III		59,4	49,5	2940	2940	0
8	I	Праве заднє крило	-	-	-	-	-
	II		32,4	3,7	10	120	2,4
	III		-	3,8	123	123	0



Кінець таблиці 3.1

№№ поз.	Розрахунок за методик	Назва елемента конструкції автомобіля	Деформований об'єм $V_0$ , $\text{см}^3$	Питома потенційна енергія $W_{y0}$ , $\text{Дж}/\text{см}^3$	Повна енергія, $E$ , Дж	$\sum E$ , Дж	Відхилення, %
9	I	Праві двері	-	-	-	-	-
			11,76	445	5239	23056	6,45
			56,50	74,25	4195		
	30,57		445	13602			
	III		11,76	412,5	4851	21659	0
			56,50	74,25	4195		
			30,57	412,5	12613		

\* I методика – задачі теорії пластичності

II методика – за діаграмами пластичності

III методика – за твердістю.

У тих випадках, коли вдається застосувати I методику, відхилення результатів розрахунку енергії від III методики (метод твердості) не перевищує 10%.

У всіх досліджених восьми позиціях відхилення результатів розрахунку по II і III методиках лежать в межах 10 – 13%. Підсумовуючи результати розрахунку енергії по восьми позиціях, одержуємо величину енергії по II методиці  $\sum E_{II} = 53596$  Дж. По III методиці (метод твердості) сумарна величина енергії становила  $\sum E_{III} = 59175$  Дж. Таким чином, величина відхилення результатів розрахунку енергії по двох методиках склала 9,43%. Залучаючи ці результати для оцінки швидкості руху автомобілів при зіткненні, переконуємося в тому, що відхилення результатів розрахунку швидкості знаходиться в межах 4,8%, що лежить в межах звичайних довірчих інтервалів експериментально-розрахункових методів.

Аналіз результатів розрахунку енергії по трьох методиках показав також, що вказані методики можуть застосовуватися у різних випадках, збільшуючи

можливості експерта. Так, наприклад, у тих випадках, коли видимих пошкоджень немає (необоротних прогинань, вм'ятин, гофрів, місцевих потоншень), можна контролювати наявність пластичних деформацій методом твердості.

У тих випадках, коли твердість неможливо виміряти в важкодоступних місцях, доцільно використати I або II методика. Перша методика (розв'язок задач теорії пластичності), головним чином, використовується як тестова задача, за допомогою якої оцінюється точність результатів розрахунку енергії. В усіх інших випадках доцільно залучати іншу методика.

### **3.2. Визначення потенційної енергії по вимірних пошкодженнях при зіткненні автомобілів**

Розглянемо алгоритм на прикладі розрахунку енергії, що затрачується на пластичну деформацію елементів конструкції автомобіля ЗАЗ-1102. Пошкодження автомобіля ЗАЗ-1102 викликано зіткненням з автомобілем „Пежо-605”.

При розрахунку енергії був застосований метод, викладений вище, а також методика вимірювання твердості із застосуванням переносного твердовимірювача „ТЕМП-3”: величина роботи деформації та руйнування частин автомобіля дорівнює  $W_{def} = 86000$  Дж.

За вказаною методикою неможливо визначити частину роботи деформації, яка проявляється у вигляді необоротних прогинань, видимих локальних тріщин, зсувів, гофрів та інших пошкоджень. Метод твердості дозволяє врахувати невидимі пошкодження, наприклад, при ударі по запасному колесу деформація мала місце, проте знайти її без залучення твердовимірювача практично неможливо. Тому покажемо на прикладі можливість врахування цієї практично прихованої частини енергії.

Наведемо протокол огляду, а також результати вимірювання твердості на пошкодженому автомобілі ЗАЗ-1102. Вимірювання та огляд проводили в світлий час доби 3.06.2003 року.

Позиція 1 а. Днище автомобіля. Розміри деформованої частини – 400 x 360 x

0,8 см. Число твердості на деформованій поверхні:

$$H_T = 457, 456, 489, 346 - \text{справа,}$$

$$H_T = 502, 334 - \text{зліва.}$$

$$\text{Початкова твердість } (H_T)_0 = 300.$$

Позиція 1 б. Днище автомобіля. Розміри деформованої частини – 400 x 290 x 1,5 мм. Число твердості:

$$H_T = 308, 308, 285.$$

Позиція 2. Лівий лонжерон. Об'єм деформованої частини – 75 x 75 x 1,5 мм = 8,44 см<sup>3</sup>.

$$\text{Число твердості } H_T = 398, 483, 424.$$

$$\text{Середнє число твердості } H_T = 435.$$

$$\text{Позиція 3. Ліва стійка – число твердості } H_T = 415, 388, 396, 425.$$

Позиція 4. Кузовні елементи в безпосередній близькості від запасного колеса. Об'єм деформованих елементів  $V = 270 \times 70 \times 0,8$  мм. Число твердості  $H_T = 304, 308, 361$ . Початкова твердість  $(H_T)_0 = 185$ .

Позиція 5. Пошкодження даху зліва. Об'єм деформованої частини даху  $V = 500 \times 330 \times 0,8$  мм Число твердості  $H_T = 540, 504$ .

Позиція 6. Права частина корпусу даху. Об'єм деформованої частини даху  $V = 10 \times 50 \times 0,8$  мм. Число твердості  $H_T = 540, 504$ . Початкова твердість  $(H_T)_0 = 483$ .

Позиція 7. Капот. Об'єм деформованої частини  $V = 350 \times 160 \times 0,8$  мм. Число твердості  $H_T = 444, 356, 511$ . Початкова твердість  $H_T \cong 350$ .

Приведемо розрахунки окремих видів енергії, що затрачується на пластичну деформацію автомобіля ЗАЗ-1102 за методом визначення твердості.

Послідовність результатів розрахунку згідно вказаних вище позицій.

1. Позиція 1а. Об'єм деформованої частини  $V = 42 \times 36 \times 0,08 = 121 \text{ см}^3$ . Величина середньої накопиченої інтенсивності деформації, визначена по твердості  $\varepsilon_i^* = 0,268$ .

Питома потенційна енергія

$$W_{y\partial} = \int_0^{0.268} \sigma_u d\varepsilon_u = 140 \text{ Дж/см}^3.$$

Матеріал  $A = 825 \text{ МПа}$   $n = 0,19$ .

Повна енергія

$$E_{def} = V_1 W_{y\partial} = 8981 \text{ Дж.}$$

Позиція 1б. Об'єм деформованої частини  $V_1 = 40 \times 29 \times 0,15 = 114 \text{ см}^3$ .

Величина накопиченої деформації, визначена по твердості  $\varepsilon_i^* = 0,08$ . Питома потенційна енергія

$$(W_{y\partial})_1 = \int_0^{0.08} \sigma_u d\varepsilon_u = 33,8 \text{ Дж/см}^3.$$

Матеріал  $A = 825 \text{ МПа}$   $n = 0,19$ .

Повна енергія

$$E_{def} = V_1 W_{y\partial} = 5885 \text{ Дж.}$$

2. Позиція 2. Деформація лівого лонжерона.

Об'єм деформованої частини  $V_2 = 7,5 \times 7,5 \times 0,15 = 8,44 \text{ см}^3$ .

Величина середньої накопиченої інтенсивності деформації, визначена по твердості  $(H_T)_{cp} = 435$   $\varepsilon_i^* = 0,3$ . Питома потенційна енергія матеріалу, що має  $A = 825 \text{ МПа}$   $n = 0,19$

$$(W_{y\partial})_2 = \int_0^{0.3} \sigma_u d\varepsilon_u = 165 \text{ Дж/см}^3.$$

Повна енергія

$$(E_{def})_2 = V_2(W_{y\partial})_2 = 1393 \text{ Дж.}$$

3. Позиція 3. Деформація лівої передньої стійки. Розрахунок енергії за поданою вище методикою, показав  $E_{def} = 6990$  Дж. Вимірюванням твердості деформованих частин передньої стійки одержуємо число твердості  $(H_T)_{cp} = 406$ . Накопичена інтенсивність деформації  $\varepsilon_i^* = 0,218$ . Для матеріалу, що має  $A = 825$  МПа  $n = 0,19$ , питома потенційна енергія

$$(W_{y\partial})_3 = \int_0^{0.218} \sigma_u d\varepsilon_u = 114 \text{ Дж/см}^3.$$

Повна енергія

$$(E_{def})_3 = 1140 \times 0,2V = 1140 \times 88 = 10032 \text{ Дж.}$$

Деформований об'єм

$$(V_{def})_3 = 0,2V = 88 \text{ см}^3.$$

Таким чином, до одержаного результату слід додати величину

$$\Delta E = 10032 - 6990 = 3042 \text{ Дж.}$$

4. Позиція 4. За запасним колесом енергія деформації кузова за наведеною методикою не розраховувалася, тому за допомогою твердовимірника „ТЕМП-3”

визначено середню інтенсивність деформації  $(\varepsilon_i)_{cp} = 0,122$   $H_T = 324$ . Об'єм деформованої частини кузова  $V_4 = 27 \times 7 \times 0,08 = 15,12 \text{ см}^3$ .

Для матеріалу, що має  $A = 825 \text{ МПа}$   $n = 0,19$ , питома потенційна енергія

$$(W_{y\delta})_3 = \int_0^{0,122} \sigma_u d\varepsilon_u = 55,3 \text{ Дж/см}^3.$$

Повна енергія

$$(E_{def})_4 = 55,3 \times 15,1 = 836 \text{ Дж}.$$

5. Позиція 5. Пошкодження даху. Об'єм деформованого металу  $V_5 = 50 \times 33 \times 0,08 = 132 \text{ см}^3$ .

По розподілу твердості виявилось, що дах деформувався до деформації  $\varepsilon_i^* = 0,4$ , частина об'єму  $V = 0,2V_5 = 26,4 \text{ см}^3$ .

Для матеріалу, що має  $A = 1000 \text{ МПа}$   $n = 0,315$

$$(W_{y\delta})_5 = \int_0^{0,4} \sigma_i d\varepsilon_i = 230 \text{ Дж/см}^3.$$

Повна енергія

$$(E_{def})_5 = 230 \times 26,4 = 6072 \text{ Дж}.$$

6. Позиція 6. Права частина корпусу даху. Об'єм деформованого металу  $V_6 = 7 \times 5 \times 0,08 = 2,8 \text{ см}^3$ .

По розподілу твердості  $H_T = 522$  накопичена інтенсивність деформації  $\varepsilon_i^* = 0,4$ . Для матеріалу, що має  $A = 1000 \text{ МПа}$   $n = 0,315$

$$(W_{y\partial})_6 = \int_0^{0.4} \sigma_i d\varepsilon_i = 230 \text{ Дж/см}^3.$$

Повна енергія

$$(E_{def})_6 = 230 \times 2,8 = 644 \text{ Дж.}$$

Разом, по 5, 6 позиціям

$$\sum E_{def} = 6716 \text{ Дж.}$$

За нашою методикою  $\sum E_{def} = 4325 \text{ Дж}$ ;  $\Delta E = 2391 \text{ Дж}$ .

7.Позиция 7. Капот. Об'єм деформованої частини  $V_7 = 35 \times 16 \times 0,08 = 44,8 \text{ см}^3$ .

По розподілу твердості  $H_T = 437$ , середня накопичена інтенсивність деформації  $(\varepsilon_i)_{cp} = 0,305$ . Для матеріалу, що має  $A = 1000 \text{ МПа}$   $n = 0,315$ , питома потенційна енергія

$$(W_{y\partial})_7 = 305 \int_0^{0.305} \sigma_u d\varepsilon_u = 160 \text{ Дж/см}^3.$$

По розподілу твердості показано, що до вказаної деформації деформована частина об'єму  $V = 0,6V_7$ .

Отже, повна енергія

$$(E_{def})_7 = (W_{y\partial}) \times 0,6V_7 = 5527 \text{ Дж.}$$

Приріст енергії у порівнянні з результатами розрахунку енергії  $\Delta E = 5527 - 4301 = 1226 \text{ Дж}$ .

Таким чином, підсумовуючи отримані результати по всіх позиціях, встановлюємо, що приріст енергії, знайдений із застосуванням методу твердості, становить

$$\Delta E_{def} = 19876 \text{ Дж.}$$

Остаточний результат розрахунку роботи деформації та руйнування елементів конструкції автомобіля ЗАЗ -1102

$$W_{def} = 86000 + 19876 = 105876 \text{ Дж.}$$



### Висновки до розділу 3

Розроблено математичну модель, чутливу до різних швидкостей деформації, за допомогою якої оцінюється робота деформації з урахуванням впливу динамічних ефектів на властивості матеріалу. Модель базується на експериментальних даних, застосовуваних в автомобілебудуванні, і дозволяє для матеріалів, що мають різну зміцнюваність, оцінювати роботу пластичної деформації з урахуванням швидкісного фактора.

Оцінено вплив зміцнюваності матеріалів на результати розрахунку енергії пластичної деформації з урахуванням швидкісних ефектів. Показано, що зі збільшенням зміцнення матеріалів зростає вплив швидкісних ефектів на результати розрахунку роботи деформації, витраченої при ударі транспортних засобів.

## **РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.**

### **4.1. Дослідження впливу психоемоційного перевантаження на організм користувача персонального комп'ютера**

**Аналіз стану питання.** Численні наукові роботи дослідників Швеції, Японії, США, Великобританії, Німеччини, Болгарії, Китаю, Росії показують, що негативна дія комп'ютера на людину є комплексною. В процесі діалогу людини і машини, користувач сприймає її як рівноправного співбесідника. Тому виникає багато абсолютно нових психологічних і психофізичних проблем, які необхідно враховувати при проектуванні трудового процесу [34].

Сьогодні ми міцно вступили в епоху комп'ютеризованого суспільства, у якому головну роль буде відігравати інформація – точна, своєчасна і доступна. У глобальному масштабі інформатизації це підсилюється процесом часткової заміни інформацією традиційних видів ресурсів суспільства – матерії (предмети і засоби праці) і енергії, це процес перетворення інформації в третій і усе більш важливий вид ресурсів [34].

Інформатизація здійснюється на базі використання комп'ютерної техніки, що розширюється, засобів зв'язку та інших новітніх інформаційних технологій. У цих умовах з'явилася проблема психоемоційних перевантажень користувачів персональних комп'ютерів. Ця проблема є міждисциплінарною і вивчається в рамках багатьох наук: психології, соціології, соціальної інформатики, соціальної філософії, медицини і т.д. [35].

Кількість комп'ютерів в Україні, як і в усьому світі зростає швидкими темпами. Людей різного віку, що проводять за комп'ютером по декілька годин щоденно, - будь це професійна діяльність, комунікації або розваги, - стає все більше. І все частіше і фахівці, і користувачі всього світу говорять про одні і ті ж самі характерні проблеми з самопочуттям [36].

Всесвітня організація охорони здоров'я ще в 1939 році в публікації №99 (Відео дисплейні термінали і здоров'я користувачів) прийшла до висновку, що робота з використанням персональних комп'ютерів (ПЕОМ) супроводжується зоровим та нервово-емоційним напруженням, негативним зсувом в кістно – м'язовій системі людини [37].

**Постановка завдання.** Кожного разу, проводячи аналіз травматизму, фахівці констатують, що психофізіологічний фактор займає друге місце серед причин нещасних випадків на виробництві [38]. Тому, дослідження впливу на самопочуття і безпеку людини-оператора ПК або відеодисплейного терміналу психоемоційного перевантаження має велике значення для запобігання розвитку психічних та емоційних захворювань у представників професій пов'язаних з їх використанням.

**Матеріали та результати дослідження.** Ще в 1995р. представники Національного інституту охорони праці і профілактики профзахворювань США заявили, що люди, що працюють з ЕОМ, більше, ніж інші професійні групи, схильні до розвитку психоемоційних стресових станів [34].

1. Синдром комп'ютерного стресу. Серед користувачів ПК виявлено новий тип захворювань – синдром комп'ютерного стресу (СКС), який супроводжується головним болем, запаленням очей, алергією, дратівливістю, млявістю і депресією. Симптоми захворювання різноманітні і численні. Нижче вони згруповані за принципом дії на ту або іншу частину організму:

- 1) фізичні нездужання: сонливість; стомлюваність, що не проходить; втома (навіть після відпочинку); головний біль після роботи; головний біль в області очей (очні болі); головний біль; болі в нижній частині спини, в ділянці стегон, в ногах; відчуття поколювання, оніміння, болі в руках, зап'ястях і кистях; напруженість м'язів верхньої частини тулуба;
- 2) захворювання очей: швидка стомлюваність, відчуття гострого болю, печіння, свербіння, сльозотеча; часте моргання, відчуття натертості;
- 3) порушення візуального сприйняття: неясність зору на дальній відстані відразу після роботи за комп'ютером; неясність зору на близькій відстані; неясність зору посилюється протягом дня; виникнення подвійного зору; окуляри стають

«слабкими» (необхідність зміни окулярів); повільне рефокусування; косоокість;

- 4) погіршення зосередженості і працездатності; зосередженість досягається з силою.

Причинами різноманітних симптомів СКС, на думку медиків, є п'ять основних чинників: неправильна робота очей і невірне положення тіла; носіння невідповідних окулярів або контактних лінз; неправильна організація робочого місця; взаємодія фізичних, розумових і візуальних навантажень; низький рівень візуальної підготовленості для роботи з ПК.

Існує небезпідставна думка, що шляхом виключення негативних чинників дії можна понизити вірогідність виникнення СКС до мінімуму.

2. Моногонія або монотонність – це психічний стан людини, викликаний одноманітністю сприйняття або дій. Відповідно розрізняють два види монотонії: монотонію за рахунок інформаційного перевантаження одних і тих же нервових центрів в результаті вступу великого об'єму однакових сигналів при багатократному повторенні одноманітних рухів; монотонію, що викликається одноманітністю сприйняття, із-за постійності інформації і недолику нової інформації.

Таким чином, загальні ознаки для всіх видів монотонії - перевантаження інформацією при виконанні роботи або, навпаки, її недолік, що накладає на функціональний стан людини певний відбиток: працівник (оператор ПК або відеодисплейного терміналу) втрачає інтерес до виконуваної роботи і у нього виникає стан, який називається «виробничою нудьгою».

Монотонна робота негативно позначається на ефективність виробництва: погіршуються економічні показники, підвищуються травматизм і аварійність, зростає текучість кадрів. Враховуючи негативний вплив монотонності на ефективність виробництва, поважно використовувати всі заходи попередження цього небажаного явища. Основні заходи по зменшенню впливу монотонності на людину перераховані нижче:

1. проектування технологічного процесу, кожної трудової операції при організації праці необхідно виробляти так, щоб зробити кожну операцію змістовною, такою, що викликає інтерес у виконавців;
2. здійснювати переклад робітників з однією на іншу виробничу операцію, кожна з яких при тривалому виконанні може виявитися монотонною;
3. необхідно застосовувати оптимальні режими праці і відпочинку протягом робочого дня (робочої зміни). Окрім перерви для їди призначати протягом робочого дня (робочої зміни) додаткові короткі перерви для відпочинку всієї зміни, бригади або окремого працівника в слушний для нього час. Встановлювати частоту і тривалість перерв необхідно, виходячи з конкретних умов праці даного виробництва;
4. необхідно дотримувати естетичність виробництва і здійснювати функціональне музичне оформлення виробничого процесу.

3. Віртуальна реальність. Сучасні технічні розробки дозволяють людині сприймати віртуальні об'єкти як реальні, їхнє доповнення в психологічними розробками дає можливість глибокого проникнення в психіку людини. Широке впровадження систем віртуальної реальності може сприяти появі можливості у певних угруповань використовувати ці системи для масової дезінформації, з метою зашкодити суспільним інтересам. Обговорюючи проблему «комп'ютер і здоров'я», слід сказати хоч би декілька слів про «віртуальну реальність» (VR), новий крок в розвитку взаємодії людина – комп'ютер.

Віртуальна реальність – це технологія, що включає: для розробника – можливість моделювання фізичного віртуального (штучно створеного, але сприйманого як реальний) світу; для користувача – взаємодія з комп'ютером, при якій людина за допомогою програмних і апаратних засобів має можливість відчувати себе усередині розробленого тривимірного світу, що існує в реальному масштабі часу, переміщатися в ньому з шістьма мірами свободи.

Віртуальні системи є прекрасними тренажерами для навчання льотчиків, космонавтів, авіадиспетчерів, операторів АЕС, хірургів і будь-яких фахівців, яким доводиться працювати в небезпечних ситуаціях і при стресових умовах

Але застосування віртуальної реальності в індустрії розваг має неоднозначну оцінку. Рівень якості масових ігрових віртуальних систем поки що дуже низький. Запалені почервонілі очі високий ступень нервового і фізичного виснаження - ось лише деякі симптоми нової хвороби. Інтернетоголіки відчують пристрасне бажання знов і знов занурюватися в світ віртуальної реальності і довго не виходити з нього. Фахівці сперечаються щодо назви хвороби, але всі вони згодні, що цей синдром, безумовно потребує лікування. На їх думку, інтернетоманія така ж руйнівна, як алкоголізм або наркоманія.

Віртуальна реальність – актуальна тема для психіатрії, оскільки звичка до ілюзорної діяльності може відбити бажання у людини повертатися до дійсності справжньої. Фахівці припускають, що при широкому розповсюдженні пристроїв VR необхідно буде ввести вікове обмеження на їх використання [34].

4. Розбіжність внутрішніх ритмів комп'ютера з основними біоритмами людини – це ще одна небезпека застосування комп'ютерів у професійній діяльності, навчанні. При «аналітичному» спілкуванні з комп'ютером (читанні електронних текстів, малюванні і т.д.) зазначена розбіжність непомітна. При контакті з віртуальними об'єктами (діяльними квазісуб'єктами) розбіжність ритмів може призвести до явного або прихованого «розгойдування» психіки і психологічного зриву або змін особистості [39].

Фізичні стани і синдроми у працюючих за персональними комп'ютерами: гіподинамія і супутня їй психофізіологічна дезадаптація; підвищена дратівливість під час і після роботи; підвищення частоти психічних розладів, порушення сну; сонливість, головний біль, запаморочення, оніміння кінцівок і т.п.; різні нервово-соматичні порушення. Дуже часте погіршення зосередженості і працездатності виявляється наслідком візуальних порушень. Одночасно в багатьох користувачів підвищується захворюваність грипом, ОРЗ, ОРВІ, вегетативно-судинною дистонією, неврозама, остеохондрозами, спостерігаються задишка, болі в ділянці серця, сухість шкіри і слизових оболонок (особливо носа і горла). Відхилення від норми збільшуються з часом роботи за персональними комп'ютерами та у залежності від стану центральної нервової системи користувача. Численні опубліковані результати

досліджень про вплив персонального комп'ютера на організм дозволяють зробити такий висновок - сукупний вплив усіх перерахованих вище факторів знижує загальний біоенергетичний потенціал організму.

У першу чергу відхилення від норми виявляються в найбільш енергетично навантажених органах. До них належать: органи зору, серцево-судинні, центральні і вегетативно нервові системи. Саме з такого багатofакторного шкідливого впливу на організм слід виходити при розробці алгоритмів корекції гомеостазу в працюючих за персональними комп'ютерами. Найбільш розповсюдженим технічним рішенням є відомий спосіб лікування різноманітних порушень, викликаних контактом з персональними комп'ютерами, фармакологічними засобами хімічного синтезу однак фармакотерапія має деякі негативні побічні ефекти, такі як алергія, дисбактеріоз, симптоми передозування, залежності, синдром скасування.

Найбільш близькими за складом до фармпрепаратів субстратами для корекції гомеостазу є лікарські рослини, при відсутності перерахованих вище побічних явищ, що володіють м'якістю і багатогранністю дії. До лікарських рослинних засобів, застосовуваних для користувачів персональних комп'ютерів, належать в першу чергу лікарські рослини, що містять рослинні ноотропи різного хімічного складу, антиоксиданти (біофлавоноїди, вітаміни), мікроелементи.

Таким чином, за допомогою рослин можна досягається стійкий і виражений лікувальний ефект, тому що рослинні субстанції у фітозборах володіють високої біодоступністю і засвоюваністю [40].

Крім того, не слід забувати, що відповідно до одного з наукових визначень, біологічні ритми забезпечують здатність організму до адаптації і виживання в умовах середовища що змінюється. Звідси випливає, що при порушенні біологічних ритмів стійкість людини до різних факторів навколишнього середовища знижується.

Як показують сучасні дослідження, біологічні ритми людини зазнають значних змін протягом усього вікового циклу. Так, у немовлят і дітей біоритмічний цикл є дуже коротким. У міру дорослішання дитини цикли біологічних ритмів поступово подовжуються і до початку полового дозрівання здобувають характер

временних біоритмів. У цей час формуються хронотипи, що визначають характер біоритмів протягом практично всього дорослого життя. У період з 20 до 50 років біологічні ритми людини є найбільш стабільними, саме в цей період людини досягає найбільш ділових і творчих успіхів. Після 50 років у більшості людей структура біологічних ритмів стає менш стійкою, а хронотипи стають усе менш вираженими. У цей період у багатьох людей спостерігається значне скорочення періоду активності паралельно з різким подовженням фази розслаблення, що може виявлятися підвищеною сонливістю. Зазначимо, що ці ж ознаки виявляються і при психоемоційних перевантаженнях у користувачів персональних комп'ютерів [41].

Існує кілька основних причин неузгодженості індивідуальних біоритмів у користувачів персональних комп'ютерів. Це і порушення режиму дня, і відсутність регулярної фізичної активності, і надмірне використання психостимуляторів (наприклад, чай і кава), і часті ділові поїздки, і багато інших «атрибутів» роботи за комп'ютером. Однак особливе місце серед цих причин займає проблема неповноцінного харчування, оскільки вона стосується більшості. Удень людина почуває себе втомленою і непрацездатною, а вночі не може повноцінно виспатися. Погодьтеся багато хто з нас почували це зимою і навесні, коли найбільше виявляється гіповітаміноз, що стосується користувачів персональних комп'ютерів, то в них цей стан незалежить від пори року, воно пропорційно часу, проведеному людиною за комп'ютером. Навпаки, користувачі, які постійно приймають вітомінно-мінеральні препарати, набагато легше переносять ситуації, зв'язані з порушенням біоритмів. У цьому випадку вітаміни і мікроелементи підвищують стійкість організму і його здатність до швидкого самовідновлення. Крім того, з метою профілактики біоритмологічних порушень фахівці рекомендують комплексні препарати, що містять усі необхідні вітаміни, мікроелементи, а також більшість вітаміноподібних речовин [42].

Можна сперечатися, чи створена людина для роботи за комп'ютером. Але якщо ви вже працюєте, важно грамотно використовувати можливості, комп'ютера і звички свого організму. Не розумно змушувати себе діяти, коли тіло налаштовано



на механічну роботу. Така зневага до біологічного годинника обертається перевитратою енергії і прикрими результатами [34].

Режими праці та відпочинку користувачів ПК і ВДТ. Використання персонального комп'ютера або відео дисплейного терміналу без сумнівів представляє більш високий рівень організації процесу праці. Персональні комп'ютери та відео дисплейні термінали дають оператору широку, оперативну наглядну інформацію про стан виробництва, технологічні процеси, розширюють об'єми даних і дозволяють бачити їх динаміку і взаємозв'язок. Переваги подачі оператору даних за допомогою персонального комп'ютера або відео дисплейного терміналу явні та їх використання з ростом техніко-економічних можливостей буде розширюватися [34].

Ефективність праці оператора залежить від людини, що забезпечує роботу системи людина – машина. Головною задачею людини у цьому випадку є не обслуговування машини, а виробництво визначеної кількості і якості продукції. Невірно вважати людину однією з рівних частин системи, вона є головним і відповідальним її ланцюгом. Тому забезпечення високоякісних вимог труда, режимів праці та відпочинку для оператора персонального комп'ютера або відео дисплейного терміналу є першочерговим завданням для підвищення якості виробництва.

Режим праці і відпочинку при роботі за ВДТ залежать від виду і категорії трудової діяльності. Види трудової діяльності розділяються на три основні групи [43]:

- 1) розробники програм (інженери - програмісти) – виконують роботу переважно з відео терміналом та документацією, пов'язану з інтенсивним обміном інформацією з ЕОМ і прийняттям рішень. Робота характеризується інтенсивністю, розумовою, творчою працею з підвищеним напруженням зору, концентрацією уваги на фоні нервово-емоційного напруження, вимушеною робочою позою, загальною гіподинамією, періодичним навантаженням на кістці верхніх кінцівок;

- 2) оператори ЕОМ – виконують роботу, яка пов'язана з обліком інформації, одержаної з ВДТ за попереднім запитом, супроводжується перервами різної тривалості, пов'язана з виконанням іншої роботи і характеризується як робота з напруженням зору, невеликими фізичними зусиллями, нервовим напруженням середнього ступеня та виконується у вільному темпі;
- 3) оператор комп'ютерного набору – виконує одноманітні за характером роботи з документацією та клавіатурою і нечастими нетривалими переключеннями погляду на екран дисплея, з введенням даних з високою швидкістю, робота характеризується як фізична праця з підвищеним навантаженням на кістки верхніх кінцівок на фоні загальної гіподинамії з напруженням зору (фіксація зору переважно на документи), нервово-емоційним напруженням.

Санітарні норми встановлюють такі внутрішньозмінні режими праці та відпочинку при роботі з ЕОМ при 8-годинній денній робочій зміні в залежності від характеру праці [43]:

- для розробників програм із застосуванням ЕОМ слід призначати регламентовану перерву для відпочинку тривалістю 15 хвилин через кожен годину роботи за ВДТ;
- для операторів із застосуванням ЕОМ слід призначити регламентовані перерви для відпочинку тривалістю 15 хвилин через кожні дві години;
- для операторів комп'ютерного набору слід призначити регламентовані перерви для відпочинку тривалістю 10 хвилин після кожної години роботи за ВДТ.

У випадках, коли виробничі обставини не дозволяють застосувати регламентовані перерви, тривалість безперервної роботи з ВДТ не повинна перевищувати 4 години. При 12-годинній робочій зміні регламентовані перерви повинні встановлюватися в перші 8 годин роботи аналогічно перервам при 8-годинній робочій зміні, а протягом останніх 4-х годин роботи, незалежно від характеру трудової діяльності, через кожен годину тривалістю 15 хвилин.

З метою зменшення негативного впливу монотонності є доцільним застосовувати чергування операцій введення осмисленого тексту і числових даних

(зміна змісту роботи), чергування редагування текстів і введення даних (зміна змісту і темпу роботи) та інше [34].

Для зниження нервово – емоційного напруження, втомлення зорового аналізатора, поліпшення мозкового кровообігу, подолання несприятливих наслідків гіподинамії, запобігання втомі доцільні деякі перерви використовувати для виконання комплексу вправ.

За умов високого рівня напруженості робіт з ВДТ рекомендоване психологічне розвантаження у спеціально обладнаних приміщеннях (в кімнатах психологічного розвантаження) під час регламентованих перерв або в кінці робочого дня.

При роботі за ВДТ в нічну зміну, незалежно від групи і категорії робіт, тривалість регламентованих перерв збільшується на 60 хвилин.

Під час регламентованих перерв з метою зниження нервово-емоційної напруги, що розвивається у користувачів, стомлення зорового аналізатора, усунення негативного впливу гіподинамії і гіпокінезії, запобігання розвитку стомлення доцільно виконувати комплекси спеціальних профілактико-реабілітаційних вправ.

У разі виникнення у працюючих за ВДТ зорового дискомфорту та інших несприятливих суб'єктивних відчуттів, що настають не зважаючи на дотримання санітарно-гігієнічних, ергономічних вимог, режимів праці і відпочинку, слід застосовувати індивідуальний підхід в обмеженні часу робіт за ВДТ і коригувати тривалість перерв для відпочинку або проводити зміну видів робіт (не зв'язаних з використанням ВДТ).

#### Висновки до розділу 4.

Якби занепокоєння не виникали, деякі з досліджень і статистичних даних, слід мати на увазі, що багатьом хворобам, пов'язаним з роботою на комп'ютері, можна повністю запобігти або істотно ослабити їх. Ознайомившись з найбільш поширеними причинами «комп'ютерних лих» і корінним чином змінивши звичні методи роботи і обладнання робочого місця, більшість людей можуть уникнути можливості поповнити собою ряди жертв комп'ютерів.

Наше життя постійно змінюється і наповнюється новими комп'ютерними технологіями. Зараз ви не знайдете жодної людини, що не використовувала би їх для полегшення своєї роботи, розваг, навчання і т.д. Але кожна людина, що живе в столітті інформаційних технологій повинна мати інформаційну культуру [42].

Найбільш тривожним симптомом, що характеризує низький рівень інформованості фахівців, є те, що вони не усвідомлюють своєю некомпетентності в галузі комп'ютерної діяльності. Вони не можуть уявити цінність спеціальних знань і умінь в галузі інформаційного самообслуговування, не уявляють, як можуть реально допомогти їм ці знання і уміння у різних сферах практичної діяльності: навчальній, науково-дослідній, самоосвітній, у сфері дозвілля та ін. [34].

## ВИСНОВКИ

З проведеного аналізу попередніх досліджень, існуючих методик виконання автотехнічних експертиз і відомих комп'ютерних програм випливає, що дотепер не було достовірних методик визначення швидкостей, з якими рухалися транспортні засоби перед зіткненням. Точність такого визначення цілком залежить від точності оцінки кінетичної енергії, яка при зіткненні переходить в інші види енергії і роботи, пов'язані з:

- ковзанням автомобілів при їхньому відкиданні;
- повертанням транспортних засобів в площині їхнього руху, а також з перевертанням;
- деформуванням елементів конструкцій автомобілів;
- нагріванням при ударі;
- звуковими явищами.

Встановлено, що останні два чинники можуть бути знехтувано в порівнянні з трьома першими. Доведено також, що робота на пластичне деформування елементів транспортних засобів складає вагомую частку енергії, втраченої при зіткненні. Неврахування цієї частини енергії призводить до суттєвого зниження фактичних швидкостей зіткнення при їхньому визначенні.

Вдосконалено методику визначення швидкостей автомобілів при їхньому зіткненні лише за тією частиною енергії, яку витрачено на відкидання, повертання і перекидання транспортних засобів. Вдосконалення полягає в тому, що тепер є можливість досліджувати всі види зіткнень – зустрічні, перехресні, попутні, а також зіткнення транспортного засобу з нерухомою перешкодою.

Розроблено нову методику визначення швидкості автомобілів при зіткненні з урахуванням непружного удару і з докладним розглядом деформацій ушкоджених конструкцій шляхом оцінки об'ємів деформованих елементів. Запропоновано емпіричні залежності, які замість об'ємів виходять з інтегральної величини наскрізних ушкоджень автомобілів і нерівномірності їх розподілу по висоті, відтак не вимагають розбирання автомобілів.

На підставі наведеного можна стверджувати, що в дисертації вирішено важливу науково–технічну проблему визначення основних показників, за якими відбувається зіткнення транспортних засобів, зокрема визначення швидкостей автомобілів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дорожно-транспортні пригоди в Україні (оперативна інформація за 12 місяців 2006 року) / Департамент ДАІ МВС України. – К.: МВС України, 2007.
2. Игнатов Л.Н. Какой быть системе обеспечения БД? / Л.Н. Игнатов, В.П. Мартынов // Автомобильный транспорт. - 1989. - № 7. – С. 16-17.
3. Road Traffic Safety Policy in Japan // Road Traffic Accident Prevention Report ESCAP. - United Nations. - 1986. - P. 205-409.
4. Girous R. Solving Canada's Future Road Safety Problems : 9th IRF World Met. Stocholm, 1-5 June / R. Girous // Road Des. and Safety. - 1981. - 1.- P. 201-213.
5. Bruhning E. Beim Nachbarn geschen : Neue Wege der Verkehrssicherhoitpolitik in Frankreich / E. Bruhning // Zetschrift fur Verkehrssi.- cherheit. -1985. - N 1. - S. 30-33.
6. Martti R. Countermeasures to improve Road Safety in developing Countries / R. Martti // Road Des. and Safety. - 1992. - 1. - P. 293-305.
7. Goran N. Traffic Safety in terms of accidents. Injuries, Risks and Consequences- a Multidimensional Method for Description of Traffic Safety Situation / N. Goran // Road Des. and Satery. - 1994. - 1. - P. 263-277.
8. Bumham Archie C. Safety Program Goes From Battom of Barrel to Top of Head / Archie C. Bumham // Trans. Res. News. – 1983. - N 104. – P. 3-5.
9. Flak M.A. Use of Computerized Roadway.-In-formation System in Safety Analyses / M.A. Flak, Y.C.Barbaresso // Transp. Res. Rcc. - 1982. - 16, N 844. – P. 50-55.
10. Николаев В.И. Системотехника : методы и приложения / В.И. Николаев, В.М. Брук. - Л. : Машиностроение, 1985. - 247 с.
11. Хомяк Я.В. Оценка дорожных условий по аварийности в системе «дорожные условия – транспортные потоки» / Я.В. Хомяк, В.П. Полищук // Автомобильные дороги и дорожное строительство. – К. : Будівельник, 1973 . – Вып. 13. – С. 85 – 87.
12. Поліщук В.П. Інформаційне забезпечення учасників дорожнього руху : навч. посібник / В.П. Поліщук, Н.Т. Кунда. - К. : ІЗМН, 1998. - 132 с.

13. Полищук В.П. Основные направления деятельности по организации дорожного движения / В.П. Полищук // *Безпека дорожнього руху України : наук.-техн. вісн.* – К.: ТОВ «Журнал «Радуга»», 2004. - С. 69-71.

14. Системологія на транспорті : підручник : у 5 кн. / Е.В.Гаврилов, М.Ф. Дмитриченко, В.К. Доля та ін.; за заг. ред. М.Ф.Дмитриченка. –К. : Знання України, 2005. - Кн.1 : Основи теорії систем і управління. – 344 с.

15. Иванов В.Н. Системный подход к оценке безопасности движения на автомобильных дорогах / В.Н. Иванов // *Труды МАДИ.* - М. : Транспорт, 1972. - Вып. 33. - 135 с.

16. Афанасьев М.Б. Скорость и безопасность движения на автомобильном транспорте / М.Б. Афанасьев, А.И. Булатов. - М. : Транспорт, 1971. - 48 с.

17. Брянский Ю.А. Управляемость и безопасность дорожного движения / Ю.А. Брянский // *Итоги науки и техники.* - М. : ВИНТИ, 1987. – Т. 2. - 100 с.

18. Kortum W. General purpose vehicle system dynamics software based on multibody formalisms / W. Kortum, W. Schiehlen // *Veh. Syst. Dynamics.* - 1985. - 14, № 4–6. – P. 229–263.

19. Fosser S. Dodsrisico i vegtrafikken og i andre aktiviteter. TOI notat 1038 / S. Fosser, R. Elvik. – Oslo : Transportokonomisk institutt, 1996.

20. Методика визначення втрат народного господарства від дорожньо-транспортних пригод / НДЦ БДР МВС України. – К.: НДЦ БДР, 2001. – 82 с.

21. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий : учеб. для вузов / В.А. Илларионов. - М. : Транспорт, 1989. - 205 с.

22. Амбарцумян В.В. Подвидовая классификация столкновений транспортных средств / В.В.Амбарцумян, Ю.Н. Багдасарян // *Пути повышения безопасности дорожного движения : IV Всесоюз. межвуз. науч. конф.* - Ташкент : Б.и., 1981. - С. 42.

23. Ветлинский В.Н. Оценка эффективности системы предупреждения столкновений автомобилей / В.Н. Ветлинский, И.Н. Караченцев, Н.В.Чершетник // *Пути повышения безопасности дорожного движения : IV Всесоюз. межвуз. науч. конф.* – Ташкент : Б.и., 1981. - С. 42 – 43.



24. Коршаков И.К. Экспертное определение скорости автомобиля в момент ДТП / И.К. Коршаков, И.С. Сидоров // Пути повышения безопасности дорожного движения : IV Всесоюз. межвуз. науч. конф. – Ташкент : Б.и., 1981. - С. 46 – 48.

25. Миронов Ю.В. Механика попутного столкновения автомобилей / Ю. В. Миронов, В.Б. Мазуркевич // Пути повышения безопасности дорожного движения : IV Всесоюзн. межвуз. научн. конф. - Ташкент : Б.и., 1981. - С. 70 – 71.

26. Коршаков И.К. Комплексный метод экспертизы ДТП с учетом повреждения кузова автомобиля / И.К. Коршаков, И.С. Сидоров, А.Л. Чубченко // Пути повышения безопасности дорожного движения : IV Всесоюзн. межвуз. научн. конф. – Ташкент : Б.и., 1981. - С. 65 – 67.

27. Бабичков В.А. Об экспериментальных теоретических основаниях механической теории прочности / В.А. Бабичков // Труды МИИТ. – М. : Трансжелдориздат, 1951. – № 1. - С. 38-41.

28. Бабкин А.В. Определение скорости движения транспортных средств по деформациям, получившимся в результате дорожно-транспортного происшествия / А.В. Бабкин, В.Н.Торлин // Расследование обстоятельств дорожно-транспортных происшествий. – Харьков : Факт, 2002. - С. 140-142.

29. Байков В.П. Ударное взаимодействие транспортных средств при их столкновении / В.П. Байков, В.Б. Киселев // Безпека дорожнього руху України : наук.-техн. вісн. – К. : ТОВ «Журнал «Радуга»», 2000. - №1 (6). - С. 81-96.

30. Байков В.П. Определение скоростей транспортных средств при столкновении по их повреждениям / В.П. Байков, В.Б. Киселев, К.А. Любарский // Криминалистика. XXI век : материалы науч.- практ. конф. - М. : ЭКЦ МВД РФ, 2001. - С. 142-144.

31. Пат. 2275612 Россия. Способ определения скоростей движения транспортных средств при столкновении / В.П. Байков, В.Б. Киселев, К.А. Любарский; заявитель и патентовладелец Киевский научно-исследовательский институт судебных экспертиз Министерства юстиции Украины. – заявл. 01.03.2001; опубл. 27.04.2006, Бюл. № 12.

32. Богатов А.А. Экспериментальная проверка условия разрушения металла при различных схемах нагружения / А.А. Богатов, В.А. Колмогоров, Г.А. Матвеев // Известия вузов. Черная металлургия. - 1970. - № 8. - С. 76-80
33. Богатов А.А. Ресурс пластичности металлов при обработке давлением / А.А. Богатов, О.И. Межирицкий, С.В. Смирнов. - М. : Металлургия, 1984. – 144 с.
34. Касьянов М.А., Гунченко О.М., Медяник В.О., Михайлова Ю.Ю., Андрианова О.О. Охорона праці користувачів персональних комп'ютерів: навчальний посібник – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2008.-124с.
35. Волков Д. На порозі інформаційного стресу //Computerworld. – 1997.
36. Университеты – 2007 - №4. Компьютеры и здоровье.
37. Охрана труда: работа на компьютере, ненормируемый рабочий день: Приложение к письму Минздрава от 07.03.07 №05.03.01 –Д-1/455 //Бухгалтерия – 2007 - №14
38. И.Шкиль. Значение психофизиологического отбора // Охрана труда – 2006 - №11
39. Калиновская Н.А., Устимов Д.Ю. Інформаційний стрес. – Казань, 2006
40. Садовская Н.Ю. Способ профилактики и лечения хронических нарушений, вызванных профессиональным контактом с персональным компьютером, при помощи сборов и лекарственных трав. – М., 2004.
41. Оранский И.Е., Цафиз П.Г. Биоритмология и хронотерапия. – М., 1989.
42. Биологические ритмы / Под ред.. Ашоффа Ю.: в 2т. – М., Мир, 1984.
43. ДСанПіН 3.3.2.007-1998. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин.