

### ВПЛИВ НА ЗАНЕСЕННЯ КОЛИВАНЬ ПІДРЕСОРЕНОЇ ЧАСТИНИ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПІД ЧАС ЙОГО РУХУ ВЗДОВЖ КРИВОЛІНІЙНОЇ ДІЛЯНКИ ШЛЯХУ

Основним призначенням підвіски транспортних засобів є забезпечення належної комфортабельності перевезення людей та вантажів. У низці публікацій показано, що забезпечити вказане може підвіска із нелінійним зв'язком між відновлювальною силою та деформацією пружних елементів. Однак існуючі теоретичні дослідження в основному побудовані на лінеаризованому представленні вказаної сили. Це передусім пов'язано із математичними труднощами побудови розв'язків нелінійних диференціальних рівнянь, які описують коливання підресореної частини колісного транспортного засобу (КТЗ). Однак така лінеаризація не дає змоги пояснити низку особливостей динаміки КТЗ: залежність періоду коливань підресореної частини від амплітуди; резонансні процеси; втрата стійкості руху.

У роботі для випадку, коли відновлювальна сила як функція від деформації пружних елементів описується близькою до степеневі залежності (саме така нелінійна залежність дозволяє забезпечити належну комфортабельність КТЗ), отримано власні частоти вертикальних та поперечно-кутових коливань. Вони є функціями не тільки основних параметрів, які описують відновлювальну силу, але й амплітуди відповідних коливань. Більше того, проаналізовано вплив різних моделей демпферних пристроїв на швидкості замикання амплітуди.

Отримано залежність критичної на занесення швидкості КТЗ із урахуванням: криволінійної ділянки шляху, вертикальних коливань підресореної частини за умови нелінійно-пружної характеристики амортизаторів. Доведено, що для більших амплітуд вертикальних коливань критична на занесення швидкість є меншою, одночасно для пружних амортизаторів більшої жорсткості – більшою.

**Ключові слова:** підресорена маса, нелінійні коливання, амплітуда та частота коливань, стійкість руху на занесення, критична швидкість.

**Огляд основних результатів та актуальність задачі.** Комфортабельність перевезень пасажирів та вантажів, а також стійкість руху? є одними з найважливіших експлуатаційних показників колісних транспортних засобів. Різні аспекти стійкості транспортних засобів (ТЗ) розглянуто, наприклад, у роботах [1-5]. Так у [1, 2], проведено аналіз публікацій, які стосуються статичної та динамічної стійкості ТЗ проти заносу та введено поняття коефіцієнта статичної стійкості. Останній запропоновано визначати як відношення стабілізуючого до дестабілізуючого моменту. Динамічну ж стійкість (нестійкість) визначають на основі величини кутового прискорення, яке дорівнює добутку збурюючого моменту і функції нестабільності. У [3] досліджено вплив поперечно-кутових коливань підресореної частини на стійкість руху ТЗ за умови руху його вздовж криволінійної ділянки шляху чи об'їзді перешкоди. Базою для визначення критичної швидкості руху автори роботи приймають рівняння кінестатики для відповідної моделі поперечно-кутових коливань підресореної частини. Однак у них пружні характеристики відновлювальної сили амортизаторів приймаються лінійними, що дає змогу стверджувати про можливість використання результатів тільки для малих амплітуд коливань підресореної частини. Питання впливу заносу і зміни тиску шин легкових автомобілів на стійкість руху вздовж прямолінійної ділянки шляху розглянуто в [4]. На базі фазової траєкторії руху та кри-

терію стійкості Гурвіца отримано значення швидкостей переходу від стійкого до нестійкого руху. Вплив системи ESP на збереження курсової стійкості деяких класів КТЗ досліджено у [5]. Таким чином, проведений аналіз публікацій за останні роки засвідчує, що аналітичні дослідження стійкості руху КТЗ проводили переважно без урахування впливу коливань підресореної частини. Лише в окремих роботах проведені дослідження, які стосуються впливу спрощених моделей руху підресореної частини КТЗ на стійкість його руху. З огляду на це, дослідження впливу нелінійно-пружних характеристик пружної підвіски на стійкість руху КТЗ має як теоретичне, так і прикладне значення. Розв'язанню деяких аспектів наведеної задачі є предметом розгляду нашого дослідження.

**Постановка задачі та методика розв'язування.** Для часткового розв'язання поставленої вище задачі, зупинимось на вивченні впливу вертикальних коливань підресореної частини на стійкість проти занесення КТЗ за умов:

- відновлювальна сила  $F_{np}$  амортизаторів підіски задовольняє нелінійному закону (прогресивна характеристика) і її з достатнім ступенем точності можна описати залежністю  $F_{np} = c\Delta^{\nu+1}$ , у якій непарна  $\Delta$  – деформація пружного елемента,  $c$  та  $\nu$  – сталі, причому  $\nu + 1 = (2m + 1) / (2n + 1)$ ,  $m, n = 0, 1, 2, \dots$ ;
- транспортний засіб рухається із сталою величиною швидкості  $V$  вздовж криволінійної ділянки шляху, радіус кривини котрого  $\rho$ ;
- нехтування поперечної деформації шин в області контакту останніх та дороги;
- сталої величини коефіцієнта тертя шини та дороги.

У такому разі за фізичну модель руху КТЗ можна прийняти систему двох тіл: не підресорена – 1 та підресорена – 2 частини (рис. 1), які взаємодіють між собою за допомогою пружних елементів – 3 із наведеною вище характеристикою відновлювальної сили.

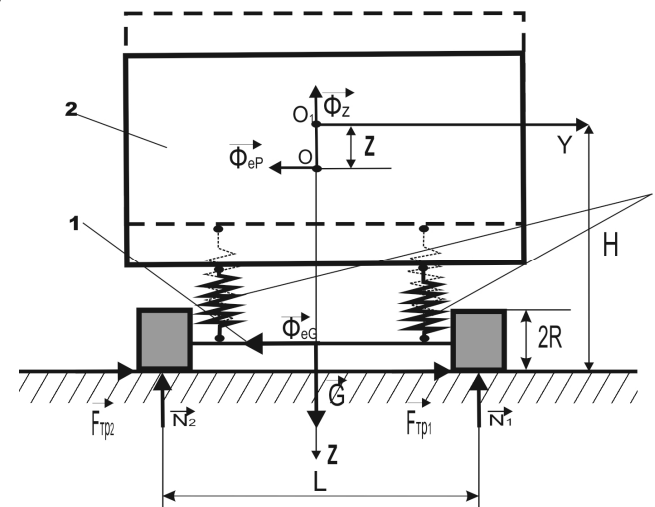


Рис. 1. Фізична модель вертикальних коливань підресореної частини КТЗ

Вважають, що:

- центр ваги підресореної частини (т.  $O$ ) знаходиться на однаковій віддалі від її точок контакту із пружними елементами;
- відновлювальна сила останніх однакова;
- збурення руху підресорена частина отримує від нерівностей дороги, причому збурення руху в кожний момент часу обох коліс однакові.

Наведене у сукупності дає змогу стверджувати, що підресорена частина перебуває у поступальному русі відносно не підресореної частини, а отже, її відносне положення однозначно визначається віддаллю у довільний момент часу центру ваги підресореної частини (т.  $O_1$ ) до не підресореної частини. Одночасно із прийнятої фізичної моделі, а також допущень щодо руху досліджуваної моделі КТЗ, впливають рівняння кінетостатики [6] системи підресорена та не підресорена частини ТЗ.

$$\begin{aligned} -(N_1 + N_2) + P + G - \Phi_r &= 0, \\ F_{1mp} + F_{2mp} - \Phi_{eP} - \Phi_{eG} &= 0, \\ -N_2L + (G + P)\frac{L}{2} + \Phi_{eP}(H + z) + \Phi_{eG}R - \Phi_r\frac{L}{2} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де:  $P$  та  $G$  – відповідно ваги підресореної та не підресореної частин КТЗ;  $\bar{\Phi}_{eP}$  та  $\bar{\Phi}_{eG}$  – рівнодійні сили інерції переносного руху зазначених частин (зумовлені криволінійністю дороги);  $\bar{N}_1, \bar{N}_2$  та  $\bar{F}_{1mp}, \bar{F}_{2mp}$  – зовнішні сили системи (нормальні реакції дороги та сили поперечного тертя,  $\bar{F}_{1mp} = f_1N_1, \bar{F}_{2mp} = f_2N_2, f_1, f_2$  – коефіцієнти тертя);  $\bar{\Phi}_{rP}$  – відносна складова рівнодійної сили інерції підресореної частини (зумовлена поступальним відносним рухом підресореної частини). Тут приймається, що коефіцієнти тертя шин та дороги різні. Відносно рухомої системи відліку  $YO_1Z$ , яка незмінно зв'язана із ТЗ (т.  $O$  співпадає із положенням статичної рівноваги підресореної частини, вісь  $O_1Z$  напрямлена вертикально вниз, а  $O_1Y$  – до центру кривини т.  $O_1$ ) відносна складова сили інерції приймає значення  $\Phi_r = \frac{P}{g} \ddot{z}$  ( $z$  – відносне переміщення центру ваги підресореної частини). Аналогічно, виходячи із того, що переносний рух – це рух вздовж криволінійної ділянки шляху із сталою за величиною переносною швидкістю  $V$ , маємо  $\Phi_{eP} = \frac{P V^2}{g \rho}$ ,  $\Phi_{eG} = \frac{P V^2}{g \rho}$ . Формально із другого рівняння наведених вище співвідношень маємо умову стійкості КТЗ проти заносу на криволінійній ділянці шляху

$$f_1N_1 + f_2N_2 \geq \frac{V^2}{\rho g} (P + G). \quad (2)$$

На перший погляд, значення критичної швидкості визначається лише характеристиками взаємодії шин і дороги та радіусом кривини траєкторії руху. Однак, це твердження справедливе лише для так званого "статичного руху" ТЗ, тобто руху без урахування коливань кузова. Що стосується складнішого випадку, тобто випадку, який урахує вертикальні коливання підресореної частини,

то задача значно ускладнюється: адже відносна сила інерції залишається невідомою. Для її знаходження використаємо диференціальне рівняння відносного руху підресореної частини [7]

$$\frac{P}{g} \ddot{z} = P - 2F_{np} = P - 2c(z + \Delta_{cm})^{v+1}, \quad (3)$$

в якому  $\Delta_{cm}$  – статична деформація пружних амортизаторів. Приймаючи до уваги, що розв'язок зазначеного рівняння виражається через Атеб-функції [8] у вигляді

$$z(t) = a_z c a (v + 1, 1, \omega_z(a_z)t + \psi_0), \quad (4)$$

де  $\omega_z(a_z) = \sqrt{\frac{cg(v+2)}{P}} a_z^{v/2}$ ,  $a_z$  та  $\psi_0$  – сталі, знаходимо величину відносної сили інерції

$$\Phi_r = -\frac{2a_z}{v+2} \frac{P}{g} \omega_z^2(a_z) c a^{v+1} (v + 1, 1, \omega_z(a_z)t + \psi_0). \quad (5)$$

Зауважимо, що величини параметрів  $a_z$  (амплітуди) та  $\psi_0$  (початкової фази коливань) визначаються із початкових умов  $z|_{t=0} = z_0$  та  $\dot{z}|_{t=0} = V_0$  залежностями

$$\left(\frac{z_0}{a_z}\right)^{v+2} + \left(\frac{\dot{z}_0(v+2)}{2a_z\omega(a_z)}\right)^2 = 1, \quad cta(v+1, 1, \psi_0) = \frac{2\omega(a)}{v+2}. \quad (6)$$

Наведене у сукупності дає змогу отримати співвідношення для визначення критичної швидкості руху по заносу КТЗ

$$\begin{aligned} (P + G) \frac{V_{kp}^2}{\rho g} \leq (f_1 + f_2) \left\{ \frac{P + G}{2} - \frac{P}{g} \frac{2a_z}{v+2} \omega_z^2(a_z) c a^{v+1} (v + 1, 1, \omega_z(a_z)t + \psi_0) \right\} + \\ + (f_1 - f_2) \frac{V_{kp}^2}{L \rho g} \left\{ GR + P [H + a_z c a (v + 1, 1, \omega_z(a_z)t + \psi_0)] \right\}. \end{aligned} \quad (7)$$

Обмежуючись в останньому співвідношенні тільки екстремальними значеннями функції  $ca(v + 1, 1, \omega_z(a_z)t + \psi_0)$  та статичною деформацією пружних амортизаторів ( $c\Delta_{cm}^{v+1} = P/2$ ), отримуємо

$$V_{kp} = \sqrt{\frac{(f_1 + f_2) [(P + G)\Delta_{cm}^{v+1} - 2Pa^{v+1}]}{(P + G)L - (f_1 - f_2)[P(H - a) + GR]} \frac{L \rho g}{2\Delta_{cm}^{v+1}}}. \quad (8)$$

Зокрема, якщо коефіцієнти поперечного тертя шин і дорожнього покриття однакові, тобто  $f_1 = f_2 = f$ , то вона трансформується до більш простого вигляду

$$V_{kp} = \sqrt{\frac{f [(P + G)\Delta_{cm}^{v+1} - 2Pa^{v+1}]}{(P + G)L} \frac{L \rho g}{\Delta_{cm}^{v+1}}}. \quad (9)$$

Нижче на рис. 2 та рис. 3 відповідно зображено залежність відновлювальної сили пружних амортизаторів від деформації та критичної швидкості руху вздовж криволінійного шляху від амплітуди вертикальних ко-

ливань за таких значень параметрів:  $P = 20500H$ ,  $G = 9500H$ ,  $f_1 = f_2 = 0,8$ ,  $\Delta_{cm} = 0,15m$ ,  $L = 2m$ ,  $\rho = 50m$ ,  $R = 0,4m$ .

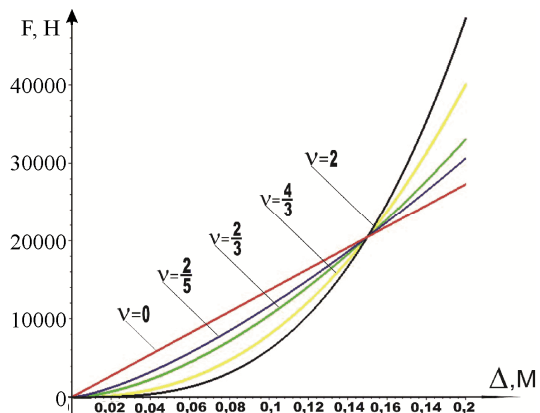


Рис. 2. Залежність відновлювальної сили від деформації амортизаторів

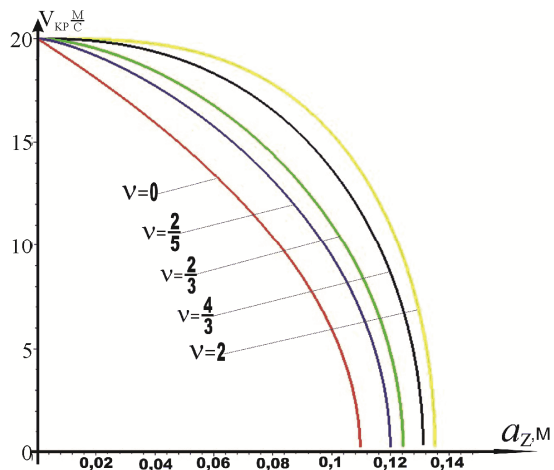


Рис. 3. Залежність критичної швидкості від амплітуди за різних значень  $v$

**Висновки.** Отримані розрахункові формули та побудовані на їх базі графічні залежності показують:

- критичне значення швидкості на занесення під час руху КТЗ вздовж криволінійної ділянки шляху без урахування коливань піддресореної частини є завищеним, причому величина похибки зростає із збільшенням амплітуди коливань;
- для більших значень амплітуди вертикальних коливань критичне значення є меншим, а для більш жорстких характеристик пружних амортизаторів – меншим.

### Література

1. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко, В.А. Павленко, М.В. Байцур,

А.И. Назаров, В.О. Алексеев / под ред. М.А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2006. – 337 с.

2. Подригало М.А. Оцінка динамічної стійкості автомобіля / М.А. Подригало, М.І. Корбо, Д.М. Клец // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" : зб. наук. праць. – Сер.: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків : Вид-во НТУ "ХПІ". – 2008. – Вип. 58. – С. 134-137.

3. Божкова Л.В. Влияние поперечных вынужденных колебаний на опрокидывание автомобиля при объезде препятствия / Л.В. Божкова, В.Г. Нябов, Г.И. Норицина // Транспортное дело России. – Казань, 2009. – № 03. – С. 65-73.

4. Петров О.В. До питання про визначення критичної швидкості прямолінійного руху автомобіля із урахуванням зносу шин / О.В. Петров, А.В. Костенко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля : наук. журнал. – Луганськ : Вид-во СХУ ім. В. Даля. – 2010. – № 7 (49). – С. 1-4.

5. Мандрика В.Р. Керованість і стійкість руху автомобіля В класу з системою ESP / В.Р. Мандрика, В.Г. Шликова // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" : зб. наук. праць. – Харків : Вид-во НТУ "ХПІ". – 2013. – № 31 (1004). – С. 69-65.

6. Кильчевский Н.А. Курс теоретической механики / Н.А. Кильчевский. – М. : Изд-во "Наука". – 1977. – Т. II. – 544 с.

7. Сокіл Б.І. Власні вертикальні коливання корпусу автомобіля з урахуванням нелінійних характеристик пружної підвіски / Б.І. Сокіл, Р.А. Нанівський, М.Г. Грубель // Автомобільний транспорт : наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 5 (235). – С. 15-18.

8. Сенік П.М. Обернення неповної Beta-функції / П.М. Сенік // Український математичний журнал. – К. : Вид-во "Либідь". – 1969. – Вип. 21, № 3. – С. 325-333.

### Нанівський Р.А. Влияние на занос колебаний поддресоренной части колесного транспортного средства при его движении по криволинейным участкам пути

Основным назначением подвески транспортных средств является обеспечение надлежащей комфортабельности перевозки людей и грузов. В ряде публикаций показано, что обеспечить указанное может подвеска с нелинейной связью между восстанавливающей силой и деформацией упругих элементов. Однако существующие теоретические исследования в основном построены на линеаризованном представлении указанной силы. Это в первую очередь связано с математическими трудностями построения решений нелинейных дифференциальных уравнений, которые описывают колебания поддресоренной части колесного транспортного средства (КТС). Однако такая линеаризация не позволяет объяснить ряд особенностей динамики КТС: зависимость периода колебаний поддресоренной части от амплитуды; резонансные процессы, потеря устойчивости движения.

В работе для случая, когда восстанавливающая сила как функция от деформации упругих элементов описывается близкой к степенной зависимости (именно такая нелинейная зависимость позволяет обеспечить надлежащую комфортабельность КТС), получены собственные частоты вертикальных и поперечно-угловых колебаний. Они являются функциями не только основных параметров, описывающих восстанавливающую силу, но и амплитуды соответствующих колебаний. Более того, проанализировано влияние различных моделей демферных устройств на быстроту замыкания амплитуды.

Получена зависимость критической на занос скорости КТС с учетом: криволинейного участка пути, вертикальных колебаний поддресоренной части при условии нелинейно-упругой характеристики амортизаторов. Показано, что для больших амплитуд вертикальных колебаний критическая на занос скорость является меньшей, одновременно для упругих амортизаторов большей жесткости – большей.

**Ключевые слова:** поддресоренная масса, нелинейные колебания, амплитуда и частота колебаний, устойчивости движения на занос, критическая скорость.

### Nanivskyi R.A. Influence on the Skid of Oscillations of a Sprung Part of Wheeled Vehicle during its Move along the Curved Track Sections

The main purpose of the vehicle suspension is to ensure proper comfort of transportation of people and goods. The suspension of nonlinear connection between restoring force and the deformation of the elastic elements is shown to be able to provide the specified purpose. However, existing theoretical researches are mainly based on a linearized presentation of the specified force. This is primarily due to the mathematical difficulties of constructing solutions of nonlinear differential equations describing the oscillations of the sprung part of a wheeled vehicle. However such linearization does not allow explaining a number of features of the wheeled vehicle dynamics: the dependence of the oscillation period of sprung part on the amplitude, the resonance processes, and the loss of motion stability. In this paper, for the case where the restoring force as a function of the deformation of the elastic element is described as similar to the power-law dependence (such nonlinear dependence allows to provide the proper comfort of wheeled vehicle), obtained the natural frequencies of vertical and transverse angular oscillations. They are functions of not only the basic parameters that describe the restoring force, but the amplitude of appropriate oscillations. Moreover, the influence of different models of the damper devices on the locking velocity of amplitude is analyzed. The dependence of the critical speed on drift of the wheeled vehicle is obtained concerning the following: curved section of the track, vertical oscillations of the sprung part on condition of nonlinear elastic characteristic of the shock absorbers. The critical speed for larger amplitudes of vertical oscillations is estimated to be less, at the same time for elastic shock absorbers of greater rigidity - more.

**Key words:** sprung mass, nonlinear oscillations, amplitude and frequency of oscillations, road-holding on drift, critical speed.

УДК 614.843(075.32)

Ст. викл. І.В. Паснак, канд. техн. наук –  
Львівський ДУ безпеки життєдіяльності

## РОЗКРИТТЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВПЛИВУ ОРГАНІЗАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ТРИВАЛІСТЬ ВІЛЬНОГО РОЗВИТКУ ПОЖЕЖІ

На підставі аналізу наукових робіт встановлено, що в більшості випадків на тривалість вільного розвитку пожежі найбільше впливає тривалість слідування пожежно-рятувальних підрозділів до місця її виникнення. Отримано залежність для визначення тривалості слідування пожежно-рятувального підрозділу до місця виклику з урахуванням особливостей улаштування вулично-дорожньої мережі. Розроблено імітаційну модель прогнозування тривалості прибуття пожежно-рятувального підрозділу до місця виклику, що дає змогу визначити оптимальний маршрут слідування та зменшити тривалість вільного розвитку пожежі.

**Ключові слова:** тривалість вільного розвитку пожежі, тривалість слідування, оптимізація, імітаційна модель, маршрут слідування.

**Постановка проблеми.** Аналізуючи розвиток будь-якої пожежі, можна виокремити три основні періоди: вільного розвитку  $\tau_{в.р.}$ , локалізації  $\tau_{лок.}$  та ліквідації пожежі  $\tau_{лік.}$  [1]. Значна тривалість вільного розвитку пожежі призводить до значних збитків [2] та значно ускладнює подальші дії щодо гасіння пожежі. Зазвичай тривалість вільного розвитку пожежі є доволі значною. Керуючись відомою методикою [1], легко підрахувати, що, наприклад, у столярному цеху лісокомбінату пожежа за 20 хв охопить площу понад 700 м<sup>2</sup>. Тому сьогодні гостро стоїть проблема пошуку та реалізації заходів щодо зменшення тривалості вільного розвитку пожежі.

Варто також врахувати, що бурхливе зростання автомобілізації у світі поставило перед суспільством низку істотних проблем [3]. Вони стосуються не тільки забезпечення транспортного процесу як такого, але й тих негативних

наслідків, що при цьому виникають. Відставання або неможливість розвитку всієї інфраструктури транспорту як у містах, так і поза ними, хоч і є об'єктивними, але й вимагає вирішення, причому на основі отримання широкого обсягу знань. Можна стверджувати, що перевантаження автомобільних доріг у містах вкрай негативно впливатиме на тривалість слідування пожежно-рятувального підрозділу до місця виклику і, як наслідок, на тривалість вільного розвитку пожежі. А це, водночас, призведе до зростання збитків, завданих пожежами. Отже, як бачимо, пошук напрямів зменшення тривалості вільного розвитку пожежі (зокрема тривалості слідування пожежно-рятувального підрозділу до місця пожежі) є необхідною та актуальною задачею сьогодення.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Виокремленням та вирішенням проблеми зменшення тривалості вільного розвитку пожежі займалася низка вчених як в Україні, так і за її межами. Тут варто відзначити роботи М.М. Брушлінського, Е.М. Гуліди, В.Е. Снитюка, О.М. Джулая, О.М. Моргуна та багатьох інших.

Умовно такі роботи можна поділити за певними напрямками. Так, зменшення тривалості слідування пожежно-рятувальних підрозділів за рахунок оптимізації границь району виїзду наведено у роботах [4-6]. Також є низка робіт, які акцентують свою увагу на залученні нової мобільної протипожежної техніки та добровільних пожежних команд [7-9]. Часто для вирішення окресленої проблеми застосовують різноманітні графові моделі [2, 5, 10].

Варто зазначити, що отримані результати та запропоновані заходи дають змогу зменшити тривалість вільного розвитку пожежі та, зокрема, тривалість слідування пожежно-рятувального підрозділу до місця виникнення пожежі. Однак у небагатьох роботах враховують вплив організаційних чинників на тривалість вільного розвитку пожежі. Зокрема, не виділяють проблеми зменшення тривалості слідування пожежно-рятувального підрозділу до місця пожежі з огляду на різноманітні чинники організації дорожнього руху.

**Мета роботи** полягає у встановленні особливостей впливу організаційних чинників, зокрема оперативно-тактичної діяльності пожежно-рятувальної служби, на зменшення тривалості вільного розвитку пожежі.

**Виклад основного матеріалу.** Тривалість вільного розвитку пожежі можна визначити за залежністю [1, 2]:

$$\tau_{в.р.} = \tau_{в.в.} + \tau_{сл.} + \tau_{оп.} + \tau_{зал.} + \tau_{зб.} + \tau_{сл.} + \tau_{о.р.}, \quad (1)$$

де:  $\tau_{в.в.}$  – проміжок часу від моменту виникнення пожежі до її виявлення;  $\tau_{сл.}$  – проміжок часу з моменту виявлення пожежі до повідомлення про неї у пожежно-рятувальний підрозділ;  $\tau_{оп.}$  – час на отримання та опрацювання повідомлення про пожежу;  $\tau_{зал.}$  – час на залучення сил і засобів пожежно-рятувальної служби для ліквідації пожежі;  $\tau_{зб.}$  – тривалість збирання та виїзду особового складу пожежно-рятувальної служби;  $\tau_{сл.}$  – тривалість слідування підрозділу до місця виклику;  $\tau_{о.р.}$  – час оперативного розгортання підрозділів, що прибули до місця виклику.

Виходячи з даних роботи [2], розглянемо частку кожної складової рівняння (1) з метою оцінки їх впливу на загальну тривалість вільного розвитку пожежі (рис. 1).