ДОНЕЦЬКА АКАДЕМІЯ автомобільного транспорту

Вісник Донецької академії автомобільного транспорту

Науковий журнал

№ 3
2011

Засновник:
Донецька академія автомобільного транспорту

Видавець:
ПП «Рекламно-виробнича фірма «Молнія»
Адреса: вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
тел.: (062) 388-21-67

За достовірність фактів, цифр, точність імен та прізвищ несуть відповідальність автори статей

До журналу увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів Донецької академії автомобільного транспорту та інших навчальних закладів

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
пр. Дзержинського, 7,
м. Донецьк, 83086
Тел. (062) 345-21-90
E-mail: rector@diat.edu.ua
URL: www.journal.diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецької академії автомобільного транспорту.
Протокол № 2 від 31.10.2011 р.

Редакційна колегія:

Головний редактор
Енглезі І.П., *ректор Академії, к.т.н.*

Заступник головного редактора
Ткаченко В.П., *д.т.н., професор*

Члени редколегії:
Бєлов Ю.В., *к.т.н., доцент*
Бєлоусов В.В., *д.т.н., професор*
Бруннер Х., *д.т.н., професор (Німеччина)*
Вербицький В.Г., *д.ф.-м.н., професор*
Вовк Л.П., *д.т.н., професор*
Горожанкін С.А., *д.т.н., професор*
Денищенко І.Я., *д.т.н., професор*
Доля В.К., *д.т.н., професор*
Загороднов М.І., *к.т.н.*
Заренбін В.Г., *д.т.н., професор*
Макаров В.А., *д.т.н., доцент*
Макогон Б.П., *к.ф.-м.н., доцент*
Міротін Л.Б., *д.т.н., професор (Російська Федерація)*
Міщенко М.І., *д.т.н., професор*
Поліщук В.П., *д.т.н., професор*
Сахно В.П., *д.т.н., професор*
Сладковський О., *д.т.н., професор (Польща)*
Сунцов М.В., *д.х.н., професор*
Хаханов В.І., *д.т.н., професор*

Відповідальний секретар
Майорова І.М., *к.і.н.*

Коректор
Задунайська О.В.

Технічний редактор
Пахно О.Є.

ВІСНИК ДОНЕЦЬКОЇ АКАДЕМІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Науковий журнал

Засновник:

Донецька академія автомобільного транспорту

Видавець:
ПП «Рекламно-виробнича фірма «Молнія»
Адреса:
вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
Тел.: (062) 388-21-67

За достовірність фактів, цифр, точність імен та прізвищ несуть відповідальність автори статей.

До журналу увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів
Донецької академії автомобільного транспорту та інших навчальних закладів.

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу.

Видання виходить 4 рази на рік.
Видається з січня 2004 року.

Адреса редакції:
пр. Дзержинського, 7,
м. Донецьк, 83086
Тел: (062) 345-21-90
E-mail: rector@diat.edu.ua
URL: www.journal.diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецької академії автомобільного транспорту.
Протокол № 2 від 31.10.2011 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію: серія КВ № 15 936–4408 ПР від 02.12.2009 р., видане Міністерством юстиції України.
«Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» включений до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (постанова президії ВАК України від 10 лютого 2010 р. № 1–05/1).

ISSN 2219-8180

Підписано до друку 31.10.2011 р. Формат 60 × 84/8. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 3,9. Наклад 100 прим.

Віддруковано у друкарні ПП «Рекламно-видавнича фірма «Молнія»
Адреса:
вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
Тел.: (062) 388-21-67

© **Вісник Донецької академії автомобільного транспорту, 2011**

Зміст

Транспортні технології

Абрамова Л.С., Ширин В.В. **Формализация параметров движения автотранспортных средств при движении в плотном потоке** 4

Білоус А.Б., Могила І.А, Крамажевський Я.Р. **Прогнозування інтенсивності руху з використанням часових рядів** 12

Доля К.В. **Щодо показників міських пасажирських перевезень** 20

Доля В.К., Энглези И.П., Антоненко Д.С. **К анализу методов определения оптимального количества автомобилей такси** 26

Доля В.К., Енглезі І.П., Пахно О.Є. **Щодо визначення впливу параметрів транспортних потоків та дорожніх умов на ймовірність виникнення ДТП на ділянках дороги** 29

Єрмак О.М. **Щодо визначення умов «безпечного руху» при перетинанні перехресть вулиць та доріг** 33

Самісько Д.М. **Моделювання процесу дорожнього руху транспортного засобу і-тою характерною однорідною ділянкою маршруту** 38

Санько Я.В. **Вибір критерію доцільності розбудови вулично-дорожньої мережі** 46

Федоров Е.Е. **Методика создания онтологии для автомобилестроительной отрасли** 50

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Сахно В.П., Вербицкий В.Г., Кондратьев В.В. **Сравнительный анализ математических моделей плоско-параллельного движения с учетом и без учета влияния продольных и поперечных сил** 57

Горожанкин С.А., Чухаркин А.В. **Сравнительный анализ моделей идеальных циклов универсальных тепловых машин Стирлинга** 65

Костенко А.В., Вербицький В.Г. **Побудова біфуркаційної множини із використанням параметричних функцій** 70

Подригало М.А., Холодов М.П. **Потенциальные сцепные возможности при торможении колесных тракторов с балансирной подвеской переднего моста** 75

Савенков Н.В. **Оптимизация режима работы автомобильного двигателя внутреннего сгорания на основе комплексного топливо-экологического критерия** 83

Автори номера 91

Правила подання та оформлення статей 93

УДК 656.1:51.001.8

АБРАМОВА Л.С., к.т.н., доцент; ШИРИН В.В., ассистент,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ДВИЖЕНИИ В ПЛОТНОМ ПОТОКЕ

Определены параметры скоростного режима на участке улично-дорожной сети, которые позволяют локализовать ударные волны в транспортном потоке. Установлена взаимосвязь параметров движения автотранспортных средств в плотном потоке.

Постановка проблемы

Постоянный рост уровня автомобилизации населения приводит к увеличению количества автотранспортных средств (АТС) на улично-дорожной сети (УДС) и, как следствие, повышению плотности транспортного потока (ТП), процесс движения которого нестабилен и характеризуется наличием ударных волн. При переходе ТП в заторовое состояние движение АТС прекращается и пропускная способность участка УДС снижается. При этом транспортный процесс становится неэффективным. Учитывая, что транспортные заторы являются основной причиной снижения пропускной способности УДС, предотвращение их образования является актуальной научной и практической задачей.

В общем случае транспортные заторы, которые возникают на УДС городов, можно разделить на регулярные и нерегулярные (рис. 1).



Рис. 1. Причины образования транспортных заторов на УДС

Образование нерегулярных транспортных заторов сложно прогнозировать, поскольку они связаны со случайными процессами на УДС, тогда как регулярные транспортные заторы, возникающие в «узких местах» на УДС возможно предотвратить как на этапе планирования, так и на этапе управления ТП на различных уровнях — локальном и системном.

«Узким местом» на УДС считается сечение дороги с низкой пропускной способностью по отношению ко всему перегону сети. «Узкие места» на УДС образуются по ряду причин,

среди которых можно выделить две основные группы — геометрические параметры проезжей части и наличие технических средств регулирования дорожного движения.

Анализ последних исследований

В настоящее время известны исследования пропускной способности УДС, но задача ее определения считается методически слабообеспеченной на стадии детального градостроительного проектирования [1]. Существующие методы повышения пропускной способности УДС можно объединить в три основные направления в соответствии с критериями ее оценки и входными параметрами:

1. Графоаналитическое моделирование [2];
2. Рациональное распределение ТП и управление ими [3–7];
3. Экономико-математическое моделирование развития УДС [8–10].

Наибольшее распространение получили методы повышения пропускной способности УДС, которые относятся к третьей группе. Это объясняется тем, что первые две группы методов имеют ограничения связанные со значительными финансовыми вложениями, земельными и правовыми вопросами, а в случае особенностей сложившейся застройки вовсе не реализуются.

Цель статьи

Предотвращение перехода ТП в заторовое состояние неизбежно повлияет на пропускную способность УДС. Решение этой задачи может основываться на исследовании параметров ТП в различных режимах. В связи с этим целью работы является формализация процесса движения ТП в заторовом состоянии и определение взаимосвязи параметров движения АТС в потоке.

Основная часть

Процесс движения ТП характеризуется его основными параметрами — интенсивностью, плотностью, скоростью. Для изучения этих параметров в различных условиях движения принимаем в качестве допущений, что движение ТП происходит по одной полосе при неизменяющихся дорожных условиях и при наличии средств регулирования.

При наличии на участке средств регулирования, поток АТС подвергается воздействию, результатом которого является изменение режима движения. Учитывая непрерывность параметров ТП, их взаимосвязь в конкретном сечении х участка УДС может быть записана в следующем виде [11]

$$V(x) = V_{\max} - k \cdot q(x), \tag{1}$$

где $V(x)$ — скорость ТП в сечении х участка УДС, м/с;

$V_{\max}$ — максимальная разрешенная скорость движения на данном участке УДС, м/с;

k — коэффициент, характеризующий изменение скорости движения на участке с изменением загрузки дороги движением;

$q(x)$ — плотность ТП в сечении х участка УДС, авт./км.

Плотность ТП в конкретном сечении участка УДС определяем выражением [11]

$$q(x) = q_{\max} \cdot e^{-r \cdot 10^{-7} \cdot (x-S)^2}, \tag{2}$$

где $q_{\max}$ — максимальная плотность ТП, соответствующая пропускной способности участка УДС, авт./км;

e — основание натурального логарифма;

S — длина участка УДС, м;

x — координата рассматриваемого сечения на участке УДС;

r — коэффициент, который определяется граничными значениями плотности ТП на участке УДС.

Тогда интенсивность ТП, может быть представлена произведением плотности потока и его скорости:

$$N(x) = V(x) \cdot q(x). \qquad (3)$$

График изменения интенсивности ТП по длине участка представлен на рис. 2.

Интенсивность потока с удалением от начала участка возрастает, но рост наблюдается не по всей длине участка УДС.

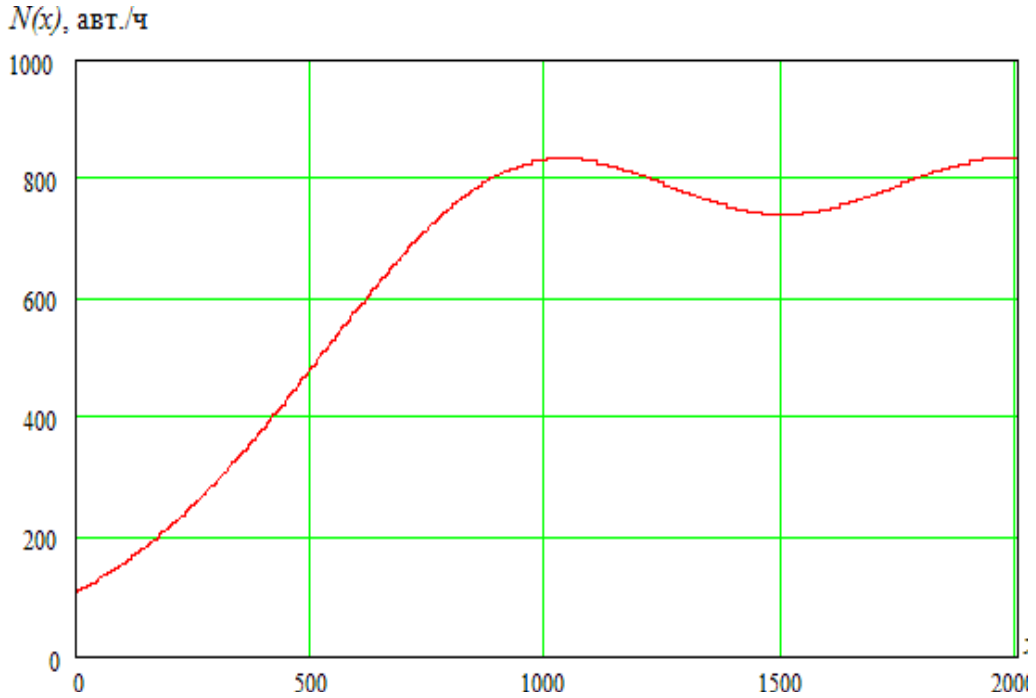


Рис. 2. Изменение интенсивности ТП на участке УДС

Очевидно, что в конце участка УДС могут формироваться регулярные транспортные заторы, которые сопровождаются накоплением АТС на участке УДС. Интеграл выражения (2) определяет количество автомобилей, которые находятся в заданный момент времени на перегоне УДС длиной S. С учетом размерности параметров ТП (авт./км, км/ч), а также параметров участка УДС (м) количество автомобилей, которые находятся в заданный момент времени на перегоне УДС, может быть представлено следующим выражением

$$n = \int_0^S q(x)dx \cdot 10^{-3}. \qquad (4)$$

Накопление АТС на участке УДС влечет изменение во времени плотности ТП в каждой его точке, для чего необходимо продифференцировать плотность по времени $\frac{dq}{dt}$. Для этого опре-

делим характер накопления АТС на участке УДС. Предположим, что количество АТС, которые накапливаются на участке УДС, определяется интенсивностью ТП на его входе и выходе.

$$\Delta n = \left[N(x) - N(x + \Delta x) \right] \cdot \Delta t \,, \tag{5}$$

где Δn — величина, на которую изменится количество АТС на участке УДС, авт. за время Δt ;

$N(x)$ — интенсивность ТП на входе участка с координатой x , авт./ч;

$N(x + \Delta x)$ — интенсивность ТП на выходе участка с координатой $x + \Delta x$, авт./ч.

Δt — шаг моделирования, с.

В соответствии с (3) интенсивность ТП может быть выражена произведением его плотности на скорость, тогда:

$$\Delta n = \left[V(x) \cdot q(x) - V(x + \Delta x) \cdot q(x + \Delta x) \right] \cdot \Delta t \,. \tag{6}$$

Так как, изменение количества АТС на участке Δx УДС приводит к изменению плотности ТП на том же участке, то можно записать

$$\Delta q \cdot \Delta x = \left[V_{\max} \cdot q(x) - k \cdot q(x)^2 - V_{\max} \cdot q(x + \Delta x) + k \cdot q(x + \Delta x)^2 \right] \cdot \Delta t \,. \tag{7}$$

Выражение (7) позволяет определить скорость изменения плотности в конкретном сечении участка УДС. Для этого перейдем к бесконечно малому отрезку времени $\Delta t \to 0$. После преобразований скорость изменения плотности в конкретном сечении участка УДС может быть представлена следующей зависимостью:

$$\frac{dq}{dt} = \frac{dq}{dx} \cdot \left(k \cdot q(x) - V(x) \right) \tag{8}$$

На рис. 3 представлен график скорости изменения плотности ТП на участке УДС.

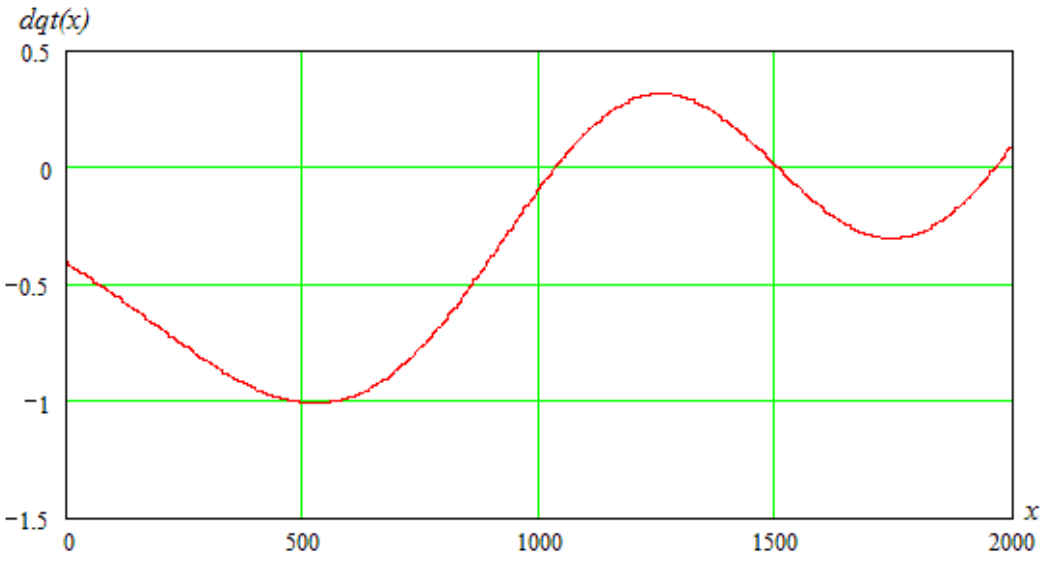


Рис. 3. Скорость изменения плотности по участку УДС

Из графика можно сделать вывод, что в начальный момент времени плотность потока при x=1250 (за 250 м до конечной границы участка УДС) растет со скоростью 0,4 авт./км.с. Таким образом, уже через непродолжительный промежуток времени плотность ТП в этом сечении значительно возрастет. Так через 10 секунд она станет выше на 4 авт./км. Такое поведение потока вызывает предпосылки для возникновения «ударной волны» (УВ) в ТП. Следовательно, эффект УВ применительно к транспортному потоку выражается в резком снижении скорости колонны АТС на полосе движения и сокращении интервалов между автомобилями.

Для локализации УВ предлагаем ограничивать доступ АТС к ее хвосту путем снижения скорости движения. На рис. 4 представлена схема участке УДС с расположением соответствующих технических средств регулирования дорожного движения, которые позволяют обеспечить необходимый скоростной режим.

Снижение скорости ТП в определенной зоне участка УДС способствует ограничению интенсивности поступления АТС в зону затора, что позволит снизить скорость накопления очереди АТС у стоп-линии. В тоже время, далее по направлению движения потока, ограничение скоростного режима отменяется, что способствует скорейшему освобождению зоны затора от уже поступивших АТС.

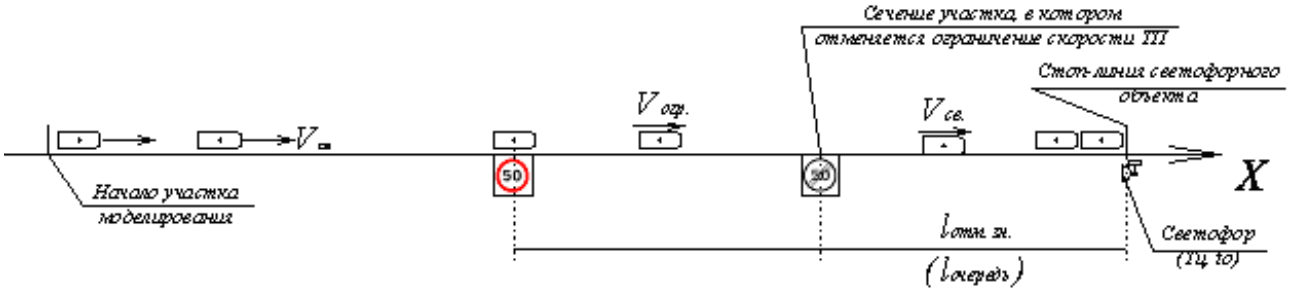


Рис. 4. Схема расположения технических средств регулирования дорожного движения на участке УДС

В случае, если отсутствует зона свободного движения за зоной ограничения скоростного режима, в ТП сформируется участок высокой плотности и произойдет смещение фронта УВ далее от стоп-линии. Таким образом, возникает задача определения параметров размещения технических средств регулирования дорожного движения.

Определим сечение участка УДС, в котором следует отменять ограничение скоростного режима. На основании того, что участок свободного движения после зоны ограничения определяется длиной очереди АТС, которая может накопиться у стоп-линии светофорного объекта за период действия запрещающего сигнала, то это расстояние должно соответствовать условию:

$$l^{отм.}_{зн.} \geq l_{очередь}, \qquad (9)$$

где $l^{отм.}_{зн.}$ — расстояние от стоп-линии до сечения дороги, в котором отменяется ограничение скорости движения, м;

$l_{очередь}$ — длина очереди автомобилей, м.

Длину очереди у стоп-линии предлагается определять на основании доли цикла светофорного регулирования, в течении которой разрешено движение в данном направлении:

$$l_{\text{очередь}} = \frac{N_{ТП} \cdot (l_{\text{авт.}} + \Delta l)}{n_ц - n_ц \cdot \lambda} \tag{10}$$

где $N_{ТП}$ — интенсивность транспортного потока на подходе к перекрестку, авт./ч;

$l_{\text{авт.}}$ — средняя длина автомобиля в транспортном потоке, м;

Δl — зазор безопасности между автомобилями в очереди, м.

$n_ц = \frac{3600}{T_ц}$, где Тц — длительность цикла светофорного регулирования, с;

$\lambda = \frac{t_o}{T_ц}$, где to — длительность основного такта в данном направлении на перекрестке, с.

Сечение дороги, на котором необходимо вводить ограничение скорости движения ТП определим, на основании цели минимизации времени проезда по перегону.

$$t_{\text{пер.}} = \sum\ (t_{\text{св.1}}, t_{\text{замедл.}}, t_{\text{огр.}}, t_{\text{ускор.}}, t_{\text{св2}}) \to \min \tag{11}$$

где $t_{\text{пер.}}$ — время проезда по перегону УДС, с;

$t_{\text{св.1}}$ — время проезда участка УДС со скоростью свободного движения, до зоны ограничения, с;

$t_{\text{замедл.}}$ — время замедления при подходе к зоне ограничения скорости движения, с;

$t_{\text{огр.}}$ — время проезда зоны ограничения скорости движения, с;

$t_{\text{ускор.}}$ — время ускорения до скорости свободного движения после прохождения зоны ограничения скорости движения, с;

$t_{\text{св2.}}$ — время проезда участка УДС со скоростью свободного движения, с.

Предлагаемое уменьшение интенсивности ТП на подходе к участку затора можно описать микромоделями поведения отдельных АТС. Основными параметрами микромоделирования являются скорость движения отдельного автомобиля в потоке и дистанция безопасности между предыдущим и последующим автомобилями. Для определения этих параметров был проведены экспериментальные исследования ТП на УДС г. Харькова. Для проведения натурного эксперимента была установлена камера в 20 м от проезжей части, ориентированная перпендикулярно направлению движения. Одновременно в кадр попадало 6–7 легковых автомобилей длиной 3,5 м и дистанцией между ними 1–2 м. Съемка велась на протяжении 15–30 минут, полученная видеозапись была преобразована в последовательность кадров с интервалом 0,2 секунды. Полученные кадры были преобразованы в массив координат, определяющих продольные габариты каждого автомобиля. Таким образом, каждому i-му кадру поставлено в соответствие множество координат, описывающих положение АТС в i-й момент времени:

$$C_i = \left\{ x^L_{i1}; x^R_{i1}; x^L_{i2}; x^R_{i2}; \ldots x^L_{ij}; x^R_{ij} \right\}, \tag{12}$$

где j — количество АТС в кадре;

$x^{\mathbf{L}}$ — координата задних фар;

$x^{\mathbf{R}}$ — передних; за начало координат принят левый край кадра, направление движения АТС — слева направо.

Целью проведения эксперимента и дальнейшей векторизации полученных кадров является аппроксимация численных данных для определения аналитическая зависимость:

$$V = f\left(d; V_0\right), \tag{13}$$

где V — скорость рассматриваемого АТС;
d — дистанция до препятствия;
V_0 — скорость препятствия.

Данная функция, полученная в аналитическом виде, позволяет построить микромодель, в которой присутствует несколько АТС и в каждый момент времени известна скорость всех автомобилей — за исключением первого, поскольку для него препятствием является только запрещающий знак светофора, действующий на конкретном промежутке времени. Таким образом, скорость первого АТС в период действия разрешающего сигнала будет ограничена только допустимой скоростью при движении в городе, т. е. 60 км/ч.

Полученные множества (12) для каждого кадра преобразуются в скорости АТС и дистанции между ними за счет вычитания соответствующих координат $x^{\mathbf{L}}$ и $x^{\mathbf{R}}$ для двух последовательных кадров. Например, для двух множеств:

$$C_1 = \left\{x^L{}_{11}; x^R{}_{11}; x^L{}_{12}; x^R{}_{12}\right\}$$

$$C_2 = \left\{x^L{}_{21}; x^R{}_{21}; x^L{}_{22}; x^R{}_{22}\right\}$$

Тогда скорость первого транспортного средства:

$$V_1 = \frac{1}{\Delta t}\left(\frac{x^L{}_{21} + x^R{}_{21}}{2} - \frac{x^L{}_{11} + x^R{}_{11}}{2}\right), \tag{14}$$

что соответствует средней скорости геометрического центра автомобиля за период времени $\Delta t = 0{,}2$ с.

Дистанция между АТС определяется как разность левой координаты препятствия и правой координаты рассматриваемого (первого) АТС, для первого кадра это выглядит следующим образом:

$$d_{11} = x^L{}_{12} - x^R{}_{11} \tag{15}$$

В результате анализа кадров был получен набор трехмерных точек:

$$\left(V_i; d_i; V_{0i}\right), \tag{16}$$

где V_i — скорость рассматриваемого АТС;
d_i — дистанция до препятствия;
V_{0i} — скорость препятствия.

Данный набор трехмерных точек определяет дисперсное пространство, которые можно аппроксимировать поверхностью — функцией (13) для двух переменных. В результате аппроксимации полученных параметров движения АТС получена аналитическая зависимость скорости АТС от дистанции до препятствия и скорости препятствия, таким образом, имеет вид (17)

$$V\left(d;V_0\right)=-0{,}0132d^2+0{,}5836d-0{,}919+\left(\frac{V_0}{8}\right)^2\cdot\left(0{,}0132d^2-0{,}5836d+9{,}213\right). \qquad (17)$$

Выводы

Снижение пропускной способности УДС является результатом перегрузки ее элементов, когда транспортный затор, представляющий собой очередь АТС на перегоне сети, препятствует движению ТП. Поэтому для предотвращения перехода ТП в заторовое состояние было предложено уменьшить доступ АТС к хвосту ударной волны путем ограничения скорости на подходе к участку затора. Для реализации предложенного подхода определены параметры размещения технических средств регулирования дорожного движения и скорости движения АТС на участке затора. Таким образом, получена эмпирическая зависимость скорости движения АТС в плотном потоке от дистанции безопасности и скорости движения впереди идущего автомобиля. Полученные результаты нашли применение при потроении имитационной модели движения АТС в плотном потоке.

Перечень литературы

1. Михайлов А. Ю., Головных И. М. Современные тенденции проектирования и реконструкции улично-дорожных сетей городов.— Новосибирск: Наука, 2004.— 267 с.

2. Романенко И. А. Технико-экономические основы проектирования сетей автомобильных дорог.— М.: Высшая школа, 1975.— 287 с.

3. Цибенко Ю. А. Оптимальное распределение транспортных потоков по улично-дорожной сети: автореф. дис.…канд. техн. наук: 05.22.10/Ю. А. Цибенко.— МАДИ.— М.:1984.— 18 с.

4. Кременец Ю. А. Технические средства организации дорожного движения./ Кременец Ю. А., Печерский М. П., Афанасьев М. Б.— М.: Академкнига, 2005.— 279 с.

5. Клинковштейн Г. И Организация дорожного движения: Учебник для вузов/Клинковштейн Г. И., Афанасьев М. Б.— М.: Транспорт, 2001.— 247с.

6. Абрамова Л. С. Обоснование выбора показателей эффективности контурного управления дорожным движением на улично-дорожной сети города/Абрамова Л. С., Чернобаев Н. С.— Восточно-Европейский журнал передовых технологий № 4/3 (46) 2010 — Х.: «Технологический Центр», 2010.— с 58–61.

7. Енглезі І. П. Ефективність координованого управління транспортними потоками: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук/Енглезі І. П.— Х.: 2004,— 15 с.

8. Полякова Г. А. Основные принципы планирования развития сети автомобильных дорог // Экономика и организация автомобильного транспорта и дорожного строительства — М., (Тр. МАДИ, вып. 85) с. 115–121.

9. Полищук В. П., Четверухин Б. М. Автоматизированная система управления на автомобильных дорогах/Полищук В. П., Четверухин Б. М.— К.: КАДИ, 1983.

10. Государственный всесоюзный дорожный научно-исследовательский институт. Рекомендации по проектированию сети автомобильных дорог областного и местного значения Москва (СОЮЗДОРНИИ) — 1970.

11. Hegyi A., Model Predictive Control for Integrating Traffic Control Measures, T2004/2, February 2004, TRAIL Thesis Series, The Netherlands.

Анотація. *Визначені параметри швидкісного режиму на ділянці вулично-дорожньої мережі, які дозволяють локалізувати ударні хвилі в транспортному потоці. Встановлений взаємозв'язок параметрів руху автотранспортних засобів в щільному потоці.*

Abstract. *Parameters of the speed mode at a section of road net allowing to localize shocks waves in the traffic flow. Have been determined parameters interrelation of movement of means of transportation in the dense flow has been revealed.*

Стаття надійшла до редакції 04.09.2011

УДК 656.021.2

БІЛОУС А. Б., к.т. н., доцент; МОГИЛА І. А., аспірант; КРАМАЖЕВСЬКИЙ Я. Р., магістр,
Національний університет «Львівська політехніка»

ПРОГНОЗУВАННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ РУХУ З ВИКОРИСТАННЯМ ЧАСОВИХ РЯДІВ

Показано потребу використання часових рядів для прогнозування інтенсивності руху. Запропоновано модель часового ряду інтенсивності, підібрано її параметри. Встановлено, що її можна використовувати для короткострокового прогнозування інтенсивності руху.

Формулювання проблеми

Інтенсивність руху є однією з найважливіших характеристик транспортного потоку. ЇЇ значення визначає важливість (категорію) дороги, параметри її планувально-геометричних параметрів, рівень організації руху тощо. Інтенсивність руху змінюється випадково як в часі, так і в просторі (по довжині і ширині дороги). При цьому існують годинні, добові, місячні, сезонні та річні коливання інтенсивності, зумовлені значною кількістю чинників [1]. При цьому з'ясувати їх вплив складно, а інколи — неможливо. Проте часові коливання інтенсивності є закономірними (ранковий та вечірній пік, більші значення інтенсивності у робочі дні тощо). Проте для якісного функціонування автомобільного транспорту потрібна достовірна інформація не лише про поточне значення інтенсивності, але і про майбутнє.

Аналіз досліджень і публікацій

Методи прогнозування інтенсивності можна поділити на такі групи [2]:

1. методи, що базуються на використанні даних про зміну інтенсивності в минулі періоди;
2. методи, що базуються на аналізі транспортних зв'язків у регіоні;
3. методи, що базуються на багатофакторному аналізі господарської діяльності;
4. метод експертних оцінок.

До методів першої групи належать лінійний закон зміни інтенсивності, рівняння складних відсотків, експоненційне та степеневе рівняння прогнозування, логістична крива. Використання таких методів доцільне для прогнозування інтенсивності на період 5–15 років, проте вони дають лише усереднене значення без врахування її коливань.

Методи другої групи базуються на обліку вантажних і пасажирських кореспонденцій, що будуть здійснюватись по вулично-дорожній мережі. При цьому для кожної ділянки мережі сумуються значення обсягу проектних вантажних і пасажирських перевезень [3].

У методах третьої групи використовується множинна регресія, факторами якої є чисельність населення, обсяг виробництва, рівень автомобілізації, щільність мережі автомобільних доріг тощо, а відгуком — прогнозоване значення інтенсивності [2]. Такі методи використовуються для прогнозування на термін 5–15 років, проте їх точність значно залежить від правильного вибору моделі.

Метод експертних оцінок застосовується як доповнення до інших методів довгострокового прогнозування [4].

Жоден із розглянутих методів не враховує короткочасних коливань інтенсивності, тому їх неможливо використати для прогнозування інтенсивності на незначний період часу (декілька днів, а інколи — декілька годин), що потрібно у системах керування дорожнім рухом, а також

при дослідженні дорожнього руху з використанням імітаційних моделей роботи транспорту. Крім того, в таких задачах висуваються найбільші вимоги до точності прогнозування [2].

Вибір апарату для досліджень

Оскільки значення інтенсивності можна отримати за деякі послідовні проміжки часу (година, день, місяць, рік), то їх можна розглядати як часовий ряд, що є послідовністю чисел (елементів часового ряду), що є значеннями якого-небудь процесу в певні моменти часу [5]. При цьому, використовуючи апарат аналізу часових рядів, можна описати поведінку та характерні особливості ряду, підібрати модель, що найкраще описує ряд, та передбачити майбутні значення на основі попередніх [5].

Елементи часового ряду x_t складаються із закономірної та випадкової компонент. Закономірна (детермінована) компонента часового ряду — числова послідовність, елементи d_t якої обчислюються за певним правилом як функція часу t. Ця складова відображає вплив різних факторів (інколи невідомих), вплив яких є стійким упродовж довгого періоду часу. Проте практичний досвід показує, що ряд не вдається описати лише детермінованою компонентою. В ньому, як правило, існує і випадкова (нерегулярна) компонента, поведінку якої неможливо передбачити заздалегідь. Випадкова компонента часового ряду — числова послідовність, елементи ε_t якої утворюються видаленням з елементів часового ряду детермінованої компоненти.

Форми розкладання часового ряду на детерміновану та випадкову компоненти є різними. Найпростішими є адитивна та мультиплікативна моделі.

Адитивна модель часового ряду — зображення ряду у вигляді суми детермінованої та випадкової компонент, тобто,

$$x_t = d_t + \varepsilon_t, \;\; t = 1,..,n \tag{1}$$

Мультиплікативна модель часового ряду — зображення ряду у вигляді добутку детермінованої та випадкової компонент, тобто,

$$x_t = d_t \cdot \varepsilon_t, \;\; t = 1,..,n \tag{2}$$

У детермінованій компоненті, як правило, виділяють тренд tr_t, сезонну s_t та циклічну c_t складові. Тренд часового ряду — нециклічна компонента, що плавно змінюється та описує вплив довгострокових факторів, ефект від яких проявляється поступово (зміна демографічних характеристик населення, технологічний та економічний розвиток тощо). Сезонна складова — складова, що описує поведінку ряду, яка змінюється регулярно протягом певного періоду (рік, місяць, тиждень, день тощо). Ця складова найчастіше є основним джерелом коливань часового ряду. Головною ідеєю аналізу сезонних складових є перехід від порівняння всіх значень часового ряду до порівняння значень через визначений період часу. Циклічна складова — складова, що описує тривалі періоди відносного підйому і спаду. Вона складається з різних за тривалістю й амплітудою циклів. Циклічна складова описує такі зміни часового ряду, які є досить плавними і помітними та не включається у випадкову компоненту, але які не можна віднести ні до тренду, ні до сезонної складової. Складові детермінованої компоненти можуть поєднуватись за допомогою адитивної, мультиплікативної, змішаної або іншої моделі.

Аналіз часового ряду починається з вивчення його графіка, за яким можна визначити характер тренду (лінійний, поліноміальний, експоненційний тощо), наявність сезонних і циклічних складових. При аналізі ряду виділяється тренд, сезонні та циклічні складові,

проводиться аналіз випадкової компоненти та прогнозується подальший розвиток процесу, описаний часовим рядом.

Створення моделі

Дані для побудови часового ряду інтенсивності отримано на стаціонарних постах з камер спостереження порталу www.videoprobki.ua. Місця розташування камер наведено в табл. 1. Дослідження проводилось щодня з 04:50 до 22:00 протягом тижня. Фактична інтенсивність руху фіксувалась протягом 10-хвилинних інтервалів і перетворювалась у зведену з використанням коефіцієнтів, рекомендованих нормативними документами [6].

Графіки часових рядів інтенсивності руху протягом тижня наведено на рис. 1. По осі абсцис відкладено номер 10-хвилинного інтервалу від початку спостереження (103 інтервали щодня, всього 721 інтервал). На графіках чітко спостерігається ранковий та вечірній піки інтенсивності в робочі дні, різкий спад у нічний час, зростання інтенсивності до п'ятниці та її зниження у вихідні.

Таблиця 1

Місця та терміни проведення досліджень

Номер поста	Місце розташування	Напрямок камери	Період досліджень
1	Вулиця Олени Теліги	Метро «Дорогожичі»	04.10.2010–10.10.2010
2	Площа Перемоги	Бульвар Тараса Шевченка	11.10.2010–17.10.2010
3	Бульвар Перова	Проспект Ватутіна	18.10.2010–24.10.2010
4	Вулиця Саксаганського — вулиця Симона Петлюри	Площа Перемоги	25.10.2010–31.11.2010
5	Вулиця Межигірська — вулиця Набережно-Лугова	Вулиця Електриків	01.11.2010–07.11.2010

З графіка часового ряду інтенсивності руху спостерігається два типи коливань: по днях тижня та по годинах доби. Видно, що, незалежно від середніх значень інтенсивності, її коливання мають однакову структуру та пропорційні до середніх значень. Тому для досліджень доцільно використати змішану модель часового ряду, у якій тренд та дві сезонні складові будуть поєднуватись мультиплікативно, а детермінована і випадкова компоненти — адитивно:

$$x_t = tr_t \cdot s_{1t} \cdot s_{2t} + \varepsilon_t, \quad t = 1,..,n, \tag{3}$$

де tr_t — тренд часового ряду; s_{1t} — сезонна складова, що враховує коливання інтенсивності по днях тижня; s_{2t} — сезонна складова, що враховує коливання інтенсивності протягом доби певного дня тижня; ε_t — випадкова компонента часового ряду.

Опрацювання значень часового ряду інтенсивності проведено в середовищі MATLAB. Вважаємо, що модель тренду є лінійною, оскільки коливання протягом тижня та протягом дня є періодичними і вони будуть враховані сезонними складовими. Оскільки основним чинником, що впливає на зміну інтенсивності руху впродовж тривалого періоду, є рівень автомобілізації, а його зміна протягом тижня є практично нульовою, тому в цьому випадку трендом доцільно вважати горизонтальну пряму. Значення тренду, знайдені з використанням функції polyfit, що використовує метод найменших квадратів [7], для кожного поста спостереження наведені в табл. 2 та графічно на рис. 2.

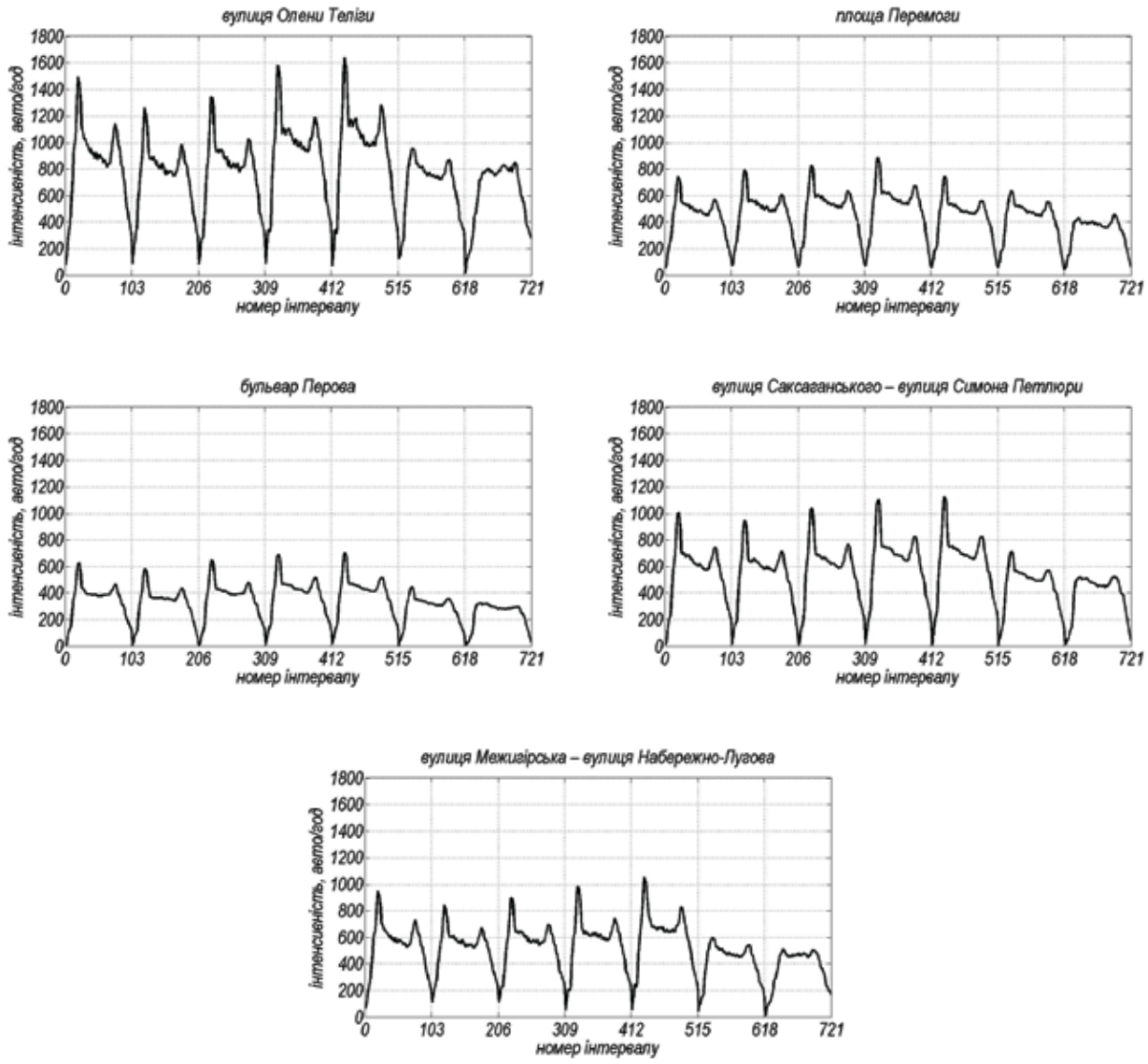


Рис. 1. Графіки зміни інтенсивності протягом тижня

Таблиця 2

Рівняння ліній тренду для часових рядів інтенсивності

Номер поста	Місце розташування	Значення тренду
1	Вулиця Олени Теліги	$tr_t = 791{,}6380$
2	Площа Перемоги	$tr_t = 448{,}7989$
3	Бульвар Перова	$tr_t = 336{,}9168$
4	Вулиця Саксаганського — вулиця Симона Петлюри	$tr_t = 542{,}3675$
5	вулиця Межигірська — вулиця Набережно-Лугова	$tr_t = 512{,}7212$

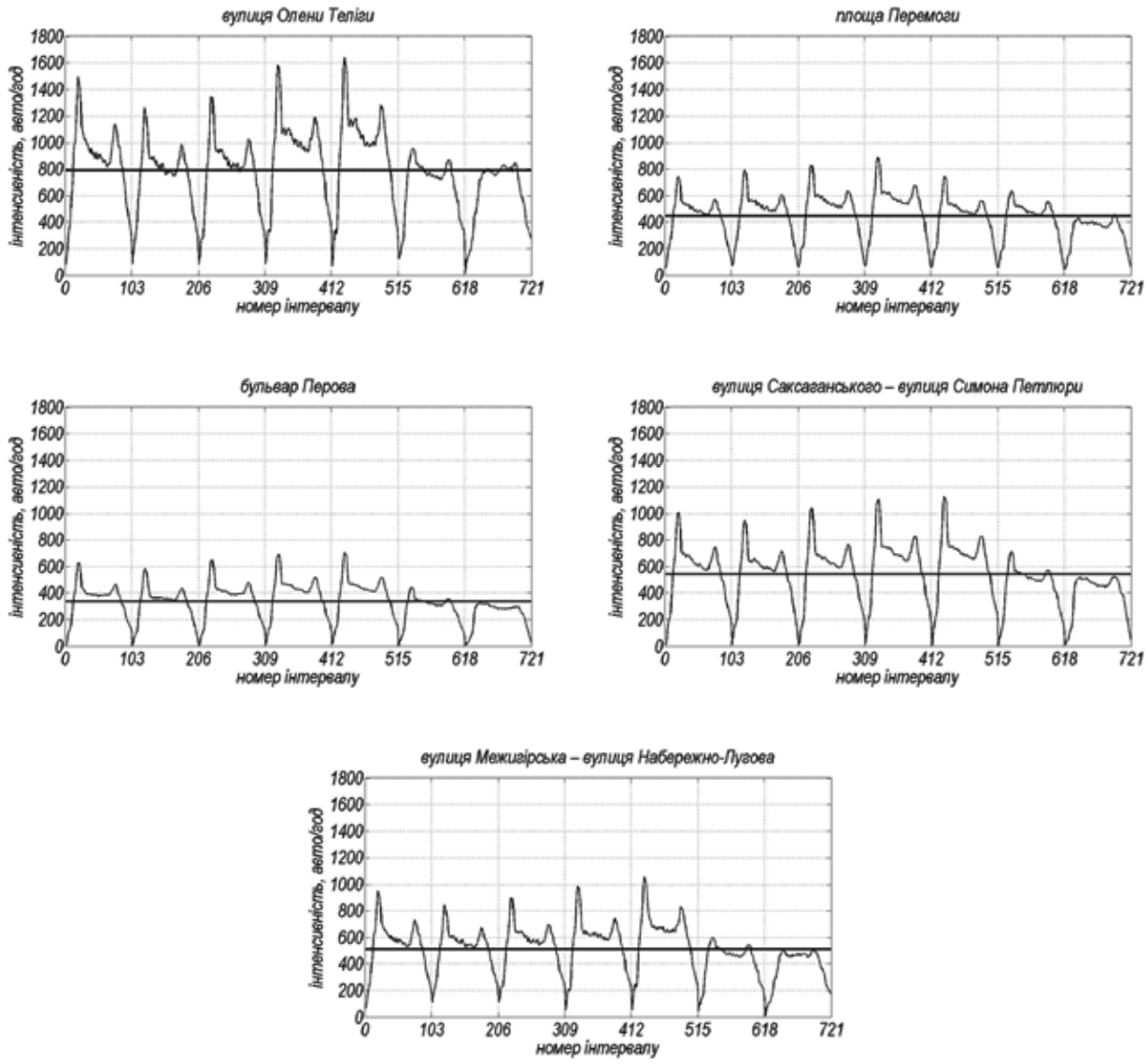


Рис. 2. Лінії тренду на фоні часового ряду інтенсивності

При виділенні сезонної складової за змішаної моделі ряду (3) розглядаються частки [5]:

$$\frac{x_{i+lp}}{tr_{i+lp}}, \tag{4}$$

де x_{i+lp} — значення часового ряду в момент $i+lp$; tr_{i+lp} — значення тренду в момент $i+lp$; p — тривалість періоду; i — номер сезону в періоді; l — кількість періодів.

В цьому випадку оцінкою сезонної складової (сезонним індексом) є величина:

$$s_i = \frac{1}{m+1}\sum_{l=0}^{m}\left(\frac{x_{i+lp}}{tr_{i+lp}}\right), \quad i=1,..,p \tag{5}$$

Для виділення сезонної складової, що враховує коливання інтенсивності по днях тижня, для кожного дня, для кожного поста спостереження просумовано значення ряду та значення тренду та за залежністю (5) знайдено відповідні усереднені сезонні індекси, наведені в табл. 3.

Видно, що більші значення індексів і, відповідно, більша середньодобова інтенсивність припадають на кінець робочого тижня. Для виділення сезонної складової, що враховує коливання інтенсивності протягом доби, для кожного 10-хвилинного інтервалу певного дня тижня за залежністю (5) знайдено відповідні усереднені сезонні індекси. Графіки тренду, тренду з першою сезонною складовою та теоретичного часового ряду для поста спостереження 1 (вул. Олени Теліги) наведено на рис. 3. Видно, що характер поведінки теоретичного часового ряду є таким же, як і у фактичного.

Таблиця 3

Значення сезонних індексів для днів тижня

День тижня	понеділок	вівторок	середа	четвер	п'ятниця	субота	неділя
Сезонний індекс	1,0445	0,9934	1,0600	1,1457	1,1428	0,8694	0,7452



Рис. 3. Теоретичний часовий ряд інтенсивності для поста спостереження 1

Перевірка створеної моделі

Для перевірки адекватності створеної моделі проведено аналіз залишків — різниць між фактичними та теоретичними значеннями. Їх статистичні оцінки (математичне сподівання, дисперсію та середньоквадратичне відхилення) наведено в табл. 4, а їх графіки зображено на рис. 4. Видно, що є залишки розташовані поблизу нульової лінії, їх абсолютні значення є значно меншими від значень часового ряду та вони не утворюють якої-небудь явної залежності. Крім того, розподіл значень залишків близький до нормального закону розподілу. Тому вважаємо, що модель підібрано правильно.

Таблиця 4

Статистичні оцінки залишків

Номер поста	Математичне сподівання	Дисперсія	Середньоквадратичне відхилення
1	$-0{,}0192\times10^{-12}$	2320,2	48,17
2	$-0{,}0009\times10^{-12}$	1817,7	42,64
3	$-0{,}1018\times10^{-12}$	231,3	15,21
4	$-0{,}0406\times10^{-12}$	447,8	21,16
5	$-0{,}1190\times10^{-12}$	821,0	28,65

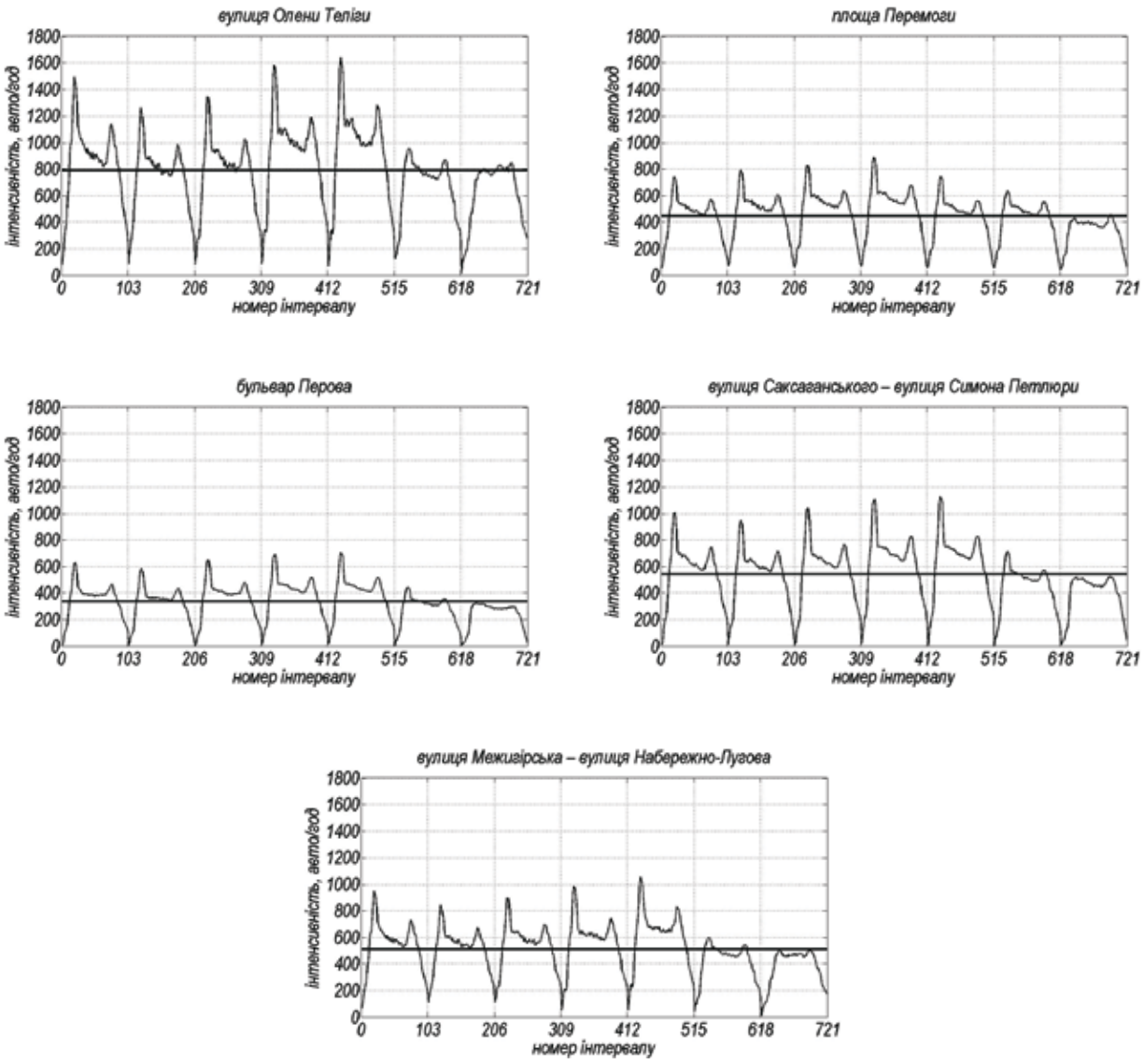


Рис. 4. Графіки залишків

Прогнозування з використанням моделі

Для прогнозування інтенсивності руху для певного періоду потрібно у модель (3) підставити номер інтервалу, який відповідає цьому періоду. Але спочатку потрібно отримати значення тренду. Для цього потрібно у понеділок, вівторок та середу з 06:30 до 07:10 провести дослідження інтенсивності та усереднити отримані значення. Встановлено, що відхилення цього значення від значення тренду не перевищує 5% (табл. 5).

До отриманого значення теоретичного часового ряду потрібно додати випадкове число, розподілене за нормальним законом розподілу із математичним сподіванням та середньоквадратичним відхиленням для обраного поста спостереження.

На рис. 5 зображено прогнозні значення інтенсивності руху для поста 1. На цьому пості в понеділок, 06.12.2010 за інтервал 14:50–15:00 проведено контрольне вимірювання інтенсивності. Фактичне значення інтенсивності руху становить 853 авто/год, прогнозоване — 899 авто/год. Різниця між ними становить 5%, що підтверджує правильність моделі.

Таблиця 5

Встановлення значення тренду

Номер поста	Значення тренду	Усереднене значення	Відхилення, %
1	791,6380	752,1667	5
2	448,7989	453,1667	1
3	336,9168	328,0833	3
4	542,3675	529,9167	2
5	512,7212	512,2500	0

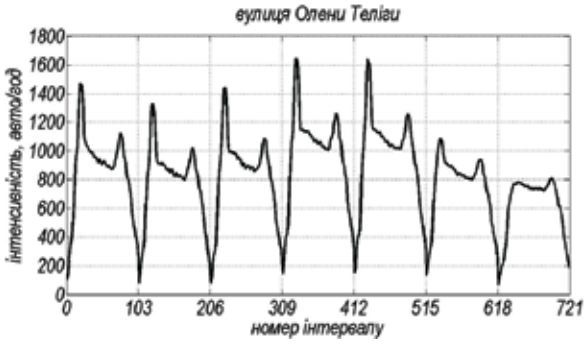


Рис. 5. Прогнозовані значення інтенсивності руху на пості спостереження 1

Висновки

Аналіз відомих методів прогнозування інтенсивності показав, що їх доцільно застосовувати для довгострокового прогнозування. Проте жоден із цих методів не враховує періодичних короткочасних коливань інтенсивності (протягом дня, тижня тощо), тому їх неможливо використати для прогнозування на незначний період часу.

Для створення моделі, яка описує зміну інтенсивності в часі та з використанням якої можна проводити її прогнозування запропоновано використати апарат аналізу часових рядів. Ця модель дає змогу врахувати як коливання інтенсивності по днях тижня, так і її коливання по годинах доби.

Недоліком розробленої моделі є неврахування коливань із значним періодом (наприклад, по місяцях року) та загального зростання рівня інтенсивності, що є наслідком зростання рівня автомобілізації. Це зумовлено незначним періодом спостережень (один тиждень на кожному пості спостереження). Крім того, для інших міст коливання інтенсивності може мати дещо інший характер. Вказані недоліки можуть бути усунуті збільшенням тривалості досліджень.

Розроблену модель для опису зміни та прогнозування інтенсивності в часі можна використовувати як в системах керування рухом, так і при дослідженні дорожнього руху з використанням імітаційних моделей.

Список літератури

1. Руководство по прогнозированию интенсивности движения на автомобильных дорогах [для опытного применения].— М.: РОСАВТОДОР, 2003.— 87 с.

2. Сильянов В. В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации дорожного движения / В. В. Сильянов.— М.: Транспорт, 1977.— 303 с.

3. Григоров М. А. Аналіз методів прогнозування інтенсивностей дорожнього руху / М. А. Григоров // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту.— 2007.— № 2 (5).— С. 73–76.

4. Григорова Т. М. Методы и практика прогнозирования расчетных характеристик автомобильных дорог / Т. М. Григорова, А. Ф. Дащенко // Труды Одесского политехнического университета.— 2007.— Вып. 1 (27).— С. 51–56.

5. Тюрин Ю. Н. Анализ данных на компьютере / А. А. Макаров, Ю. Н. Тюрин // Под ред. В. Э. Фигурнова: 3-е изд., перераб. и доп.— М.: ИНФРА-М, 2003,— 544 с.

6. Автомобільні дороги: ДБН В.2.3 – 4:2007.— [Чинний від 01-03-08].— К.: Мінрегіонбуд України, 2007.— 91 с.

7. Лазарев Ю. Моделирование процессов и систем в MATLAB: Учебный курс / Ю. Лазарев.— СПб.: Питер.— К.: Издательская группа БХВ, 2005.— 512 с.

Аннотация. *Показано необходимость использования временных рядов для прогнозирования интенсивности движения. Предложено модель временного ряда интенсивности, подобрано её параметры. Установлено, что её можно использовать для краткосрочного прогнозирования интенсивности движения.*

Abstract. *Necessity of using time series for predicting traffic volume is shown. A model of volume time series is proposed, and its characteristics are chosen. There is established that it can be used for short-term prediction of traffic volume.*

Стаття надійшла до редакції 16.09.2011 р.

УДК 656.027

ДОЛЯ К. В., Територіальне управління головавтотрансінспекції у Харківській області

ЩОДО ПОКАЗНИКІВ МІСЬКИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Запропоновано математичну модель визначення коефіцієнту відносної зміни об'ємів перевезень, що допоможе визначити вплив зміни вартості проїзду на об'єм перевезень для кожного маршруту міста.

Постановка проблеми

Пасажири обирають той чи інший маршрут, оцінюючи показники його роботи: інтервал руху, заповнення салону транспортного засобу, одним з важливих для пасажира чинником є вартість проїзду. При збільшенні вартості проїзду ймовірно, що деякі соціальні категорії населення відмовляться від користування даним маршрутом, тобто відбудеться перерозподіл об'ємів перевезення між маршрутами міста, і, як наслідок, зміняться доходи транспортних підприємств, що обслуговують маршрути міського пасажирського транспорту. Стає питання, яким чином виявити вплив зміни вартості проїзду на маршрутах міського пасажирського транспорту на їх об'єми перевезень, і доцільність підвищення вартості проїзду.

Постановка завдання

Виявлення впливу зміни вартості проїзду на маршрутах міського пасажирського транспорту на їх об'єми перевезень.

Виклад основного матеріалу

Для виявлення впливу зміни вартості проїзду на об'єм перевезень на міському пасажирському транспорті було проведено опитування водіїв автобусів м.Харкова. З історії міста відомо, що в 2009 році було підвищено тарифи на перевезення пасажирів по автобусних маршрутах на 0,25 грн., дані опитування зведені в табл. 1. В опитуванні брали участь водії двадцяти одного автобусного маршруту і м. Харкова, також була розглянута цінова політика на маршрутах

Таблиця 1

Кількісні показники, отримані за результатами опитувань після введення нового фіксованого тарифу на перевезення

№ з/п	Зміна вартості проїзду $\Delta Ц'_Q$, грн.	Ново-утворена вартість $Ц'_{Qн}$, грн.	L_m, км	Об'єм перевезених пасажирів одним автобусом за добу при попередній вартості проїзду Q_1, пас.	Об'єм перевезених пасажирів одним автобусом за добу при новоутвореній вартості Q_2,пас.	$l_{ср}$, км	Мінімальна вартість проїзду на маршрутах конкурентах $Ц'_{Q\min}$, грн	Вартість проїзду на маршрутах конкурентах $Ц'_{Qa}$, грн
1	0,25	2,25	8,40	650,00	570,00	7,40	1,00	2,5
2	0,25	2,00	7,90	480,00	450,00	6,40	1,00	2
3	0,25	2,50	12,30	740,00	645,00	7,90	1,00	1,75
4	0,25	2,25	14,70	850,00	790,00	9,80	1,00	1,5
5	0,25	1,75	5,60	630,00	550,00	5,30	1,00	1,75
6	0,25	2,00	9,80	700,00	660,00	7,00	1,00	1,75
7	0,25	2,25	14,70	550,00	510,00	13,20	1,00	2
8	0,25	1,75	6,40	850,00	740,00	5,80	1,00	2,25
9	0,25	1,75	7,60	800,00	720,00	6,90	1,00	2
10	0,25	1,75	8,90	750,00	690,00	8,20	1,00	2,25
11	0,25	2,25	11,40	680,00	600,00	9,00	1,00	1,75
12	0,25	2,25	14,30	450,00	420,00	9,80	1,00	1,75
13	0,25	2,00	7,40	550,00	500,00	6,80	1,00	2
14	0,25	2,00	12,10	740,00	690,00	10,40	1,00	2,25
15	0,25	2,00	8,70	820,00	740,00	6,70	1,00	1,75
16	0,25	2,25	21,40	600,00	500,00	8,40	1,00	2
17	0,25	3,25	25,60	650,00	580,00	9,60	1,00	1,75
18	0,25	2,00	12,80	700,00	640,00	7,40	1,00	1,5
19	0,25	2,00	11,60	650,00	600,00	6,30	1,00	1,75
20	0,25	1,50	2,60	800,00	720,00	2,40	1,00	2
21	0,25	1,75	2,80	840,00	750,00	2,60	1,00	2,5

конкурентах. Аналізуючи дані табл.1 можна бачити, що об'єм перевезення одним автобусом на добу зменшився, тобто коефіцієнта відносної зміни об'ємів перевезень $k_{оп}$, внаслідок зміни вартості проїзду, можна представити наступним чином:

$$k_{оп} = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1}, \qquad (2)$$

де Q_1 — об'єм перевезених пасажирів одним автобусом за добу до зміни тарифу, пас.;

Q_2 — об'єм перевезених пасажирів одним автобусом за добу при новоутвореному тарифі, пас.

Припустимо, що на коефіцієнт відносної зміни об'ємів перевезень $k_{оп}$ впливають фактори наведені в табл.2.

Обробка отриманих даних (табл. 2) в програмі STATISTICA дозволила визначити рівняння регресії:

$$y = -0,642 + 2,304x_1 - 0,0041x_2 + 0,0592x_3 + 0,07099x_4 + 0,01189x_5. \qquad (3)$$

Таблиця 2

Вихідні данні для використання побудови функції залежності відносної зміни об'ємів перевезень $k_{оп}$ від показників

№ з/п	$(Q_2-Q_1)/Q_1$	$\Delta Ц'_Q / Ц'_{Qн}$	$L_{\text{м}}$,км	$Ц'_{Qн} / Ц'_{Qa}$	$Ц'_{Qн} / Ц'_{Q\min}$	$l_{ср}$,км
	y	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5
1	–0,1231	0,11	8,40	0,9	2,25	7,40
2	–0,0625	0,13	7,90	1	2	6,40
3	–0,1284	0,10	12,30	1,4286	2,5	7,90
4	–0,0706	0,11	14,70	1,5	2,25	9,80
5	–0,1269	0,14	5,60	1	1,75	5,30
6	–0,0571	0,13	9,80	1,1429	2	7,00
7	–0,0727	0,11	14,70	1,125	2,25	13,20
8	–0,1294	0,14	6,40	0,7778	1,75	5,80
9	–0,1	0,14	7,60	0,875	1,75	6,90
10	–0,08	0,14	8,90	0,7778	1,75	8,20
11	–0,1176	0,11	11,40	1,2857	2,25	9,00
12	–0,0667	0,11	14,30	1,2857	2,25	9,80
13	–0,0909	0,13	7,40	1	2	6,80
14	–0,0676	0,13	12,10	0,8889	2	10,40
15	–0,0976	0,13	8,70	1,1428	2	6,70
16	–0,1667	0,11	21,40	1,125	2,25	8,40
17	–0,1077	0,08	25,60	1,8571	3,25	9,60
18	–0,0857	0,13	12,80	1,3333	2	7,40
19	–0,0769	0,13	11,60	1,1429	2	6,30
20	–0,1	0,17	2,60	0,75	1,5	2,40
21	–0,1071	0,14	2,80	0,7	1,75	2,60

Проведений кореляційний аналіз свідчить про незначимість фактора х4, тому даний фактор був виключений з подальшого розгляду.

Отримане рівняння регресії має вигляд:

$$y = -0,382 + 1,286x_1 - 0,0031x_2 + 0,0754x_3 + 0,0101x_5, \quad (4)$$

при цьому коефіцієнт кореляції дорівнює 0,65, що свідчить про середній зв'язок між факторами.

Перевіримо адекватність отриманої лінійної моделі за допомогою критерію Фішера. Модель є адекватною, якщо виконується нерівність [1,2]

$$F_p = \frac{s^2_{ad}}{s^2_y} \le F_T, \quad (5)$$

де s^2_{ad} — дисперсія адекватності;

s^2_y — дисперсія відтворюваності.

Визначимо критерій Фішера в наступному порядку. По отриманому рівнянню (4) визначимо розрахункове значення y_p, результати зводимо у табл.3.

Таблиця 3

Вихідні дані для розрахунку критерію Фішера

Опит	y	y_p	$\overline{y}$	$(y-y_p)^2$	$(y_{ji}-\overline{y}_i)^2$	$s_i^2 = \frac{\sum_{j=1}^{m}(y_{ji}-\overline{y}_i)^2}{m-1}$
1	–0,1231	–0,1239	–0,1235	8,1559	4,0779	8,1559
2	–0,0625	–0,0993	–0,0809	0,0013	0,0007	0,0014
3	–0,1284	–0,1041	–0,1162	0,0006	0,0003	0,0006
4	–0,0706	–0,0741	–0,0723	1,1846	5,9229	1,1846
5	–0,1269	–0,0904	–0,1087	0,0013	0,0007	0,0013
6	–0,0571	–0,0883	–0,0727	0,0001	0,0005	0,0009
7	–0,0727	–0,0679	–0,0704	2,2679	1,1339	2,2679
8	–0,1294	–0,1046	–0,117	0,0006	0,0003	0,0006
9	–0,1	–0,08 986	–0,0949	0,0001	5,1461	0,0001
10	–0,08	–0,0881	–0,0841	6,5376	3,2688	6,5375
11	–0,1176	–0,088	–0,1028	0,0009	0,0004	0,0009
12	–0,0667	–0,08 895	–0,0778	0,0005	0,0002	0,0005
13	–0,0909	–0,0937	–0,0923	7,6779	3,8389	7,6779
14	–0,0676	–0,0803	–0,0739	0,0002	8,0647	0,0002
15	–0,0976	–0,0879	–0,0928	9,2399	4,6199	9,2399
16	–0,1667	–0,1372	–0,1519	0,0009	0,0004	0,0009
17	–0,1077	–0,1215	–0,1146	0,0002	9,5208	0,0002
18	–0,0857	–0,0792	–0,0825	4,2089	2,1045	4,2089
19	–0,0769	–0,101	–0,089	0,0006	0,0003	0,0006
20	–0,1	–0,0907	–0,0953	8,7422	4,3711	8,7423
21	–0,1071	–0,1316	–0,1194	0,0006	0,0003	0,0006

Визначимо дисперсію адекватності за формулою

$$s_{ад}^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n}(y_i - y_{pi})^2}{n-k-1}, \quad (6)$$

$$s_{ад}^2 = \frac{0,0091}{21-4-1} = 0,0006.$$

Визначимо дисперсію відтворюваності за формулою

$$s_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} s_i^2}{n}, \quad (7)$$

$$s_i^2 = \frac{\sum_{j=1}^{m}(y_{ji} - \overline{y}_i)^2}{m-1}, \quad (8)$$

де s_i^2 — дисперсія в i-тій точці (табл.3);

m — число паралельних дослідів;

$\overline{y}_i$ — середнє значення оцінюваного параметра в даній серії паралельних дослідів.

$$s_y^2 = \frac{0,0091}{21} = 0,0004.$$

Визначимо розрахункове значення критерію Фішера

$$F_p = \frac{0,0006}{0,0004} = 1,3125.$$

Табличне значення критерію Фішера при 5%-ом рівні значущості, при числі ступенів свободи для дисперсії адекватності $K_{ад} = 21-4-1 = 16$ і числі ступенів свободи для дисперсії відтворюваності $K_y = n = 21$ становить $F_T = 2,1$. Тобто

$$F_p = 1,3125 \le F_T = 2,1,$$

що свідчить про адекватність отриманої моделі.

Математична модель визначення коефіцієнта відносної зміни об'ємів перевезень $k_{оп}$ при зміні тарифу має наступний вигляд:

$$k_{оп} = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} = -0,382 + 1,286\frac{\Delta Ц'_Q}{Ц'_{Qн}} - 0,0031L_m + 0,0754\frac{Ц'_{Qн}}{Ц'_{Qa}} + 0,0101l_{ср}, \quad (9)$$

де $\Delta Ц'_Q$ — зміна вартості проїзду на маршруті МПТ, грн.;

$Ц'_{Qн}$ — новоутворений вартість проїзду на маршруті МПТ, грн.;

$Ц'_{Qa}$ — вартість проїзду на маршрутах конкурентах, грн.;

L_m — довжина маршруту МПТ, що розглядається, км;

$l_{ср}$ — середня дальність маршрутної поїздки пасажира на маршруті МПТ, що розглядається, км.

Доход транспортного підприємства за добу з одного транспортного засобу можна визначити за формулою

$$Д_1 = Ц'_{Q1} \cdot Q_1, \tag{10}$$

де Q_1 — об'єм перевезених пасажирів одним автобусом за добу на маршруті, пас.;

$Ц'_{Q1}$ — вартість поїздки на маршруті, грн./пас.

При зміні вартості проїзду на маршруті об'єм перевезених пасажирів одним автобусом за добу на маршруті зміниться з врахуванням $k_{оп}$ і доход транспортного підприємства становитиме

$$Д_2 = Ц'_{Qн} Q_1 (1 + k_{оп}),$$

при цьому

$$Д_2 \geq Д_1,$$

$$Ц'_{Qн} Q_1 (1 + k_{оп}) \geq Ц'_{Q1} \cdot Q_1,$$

тоді

$$Ц'_{Qн} \geq \frac{Ц'_{Q1}}{1 + k_{оп}}.$$

Висновки

Отримані закономірності визначають взаємозв'язок між існуючою і можливою вартістю проїзду і дозволяють встановити доцільність підвищення вартості проїзду на маршрутах міського пасажирського транспорту.

Список літератури

1. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М.С. Винарский, М.В. Лурье. — К.: Техника, 1975. — 168 с.

2. Системологія на транспорті: Підручник: У 5 кн. / За заг. ред. М.Ф. Дмитриченка. — К.: Знання України, 2006 — Кн. II: Технологія наукових досліджень і технічної творчості / Е.В. Гаврилов, М.Ф. Дмитриченко, В.К. Доля та ін. — 341 с.

Аннотация. *Предложена математическая модель определения коэффициента относительного изменения объемов перевозок, который поможет определить, влияние изменения стоимости проезда на объем перевозок для каждого маршрута города.*

Abstract. *The mathematical model of determination to the coefficient of relative change volumes of transportations, which will help to define, is offered, change influence of fare on the volume transportations for every city route.*

Стаття надійшла до редакції 09.09.2011 р.

УДК 656.131.2.072

ДОЛЯ В. К. д.т. н., проф., Харьковская национальная академия городского хозяйства;
ЭНГЛЕЗИ И. П., к.т. н.; АНТОНЕНКО Д. С., ст. преподаватель, Донецкая академия автомобильного транспорта

К АНАЛИЗУ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО КОЛИЧЕСТВА АВТОМОБИЛЕЙ ТАКСИ

Рассмотрены методы определения оптимального количества автомобилей такси при перевозке пассажиров в зависимости от параметров транспортного процесса. Проведен анализ недостатков существующих методов и предложен новый метод с учетом дополнительных факторов.

Постановка проблемы

С развитием рыночных отношений произошло неконтролируемое перераспределение количества легковых автомобилей, задействованных в городских перевозках пассажиров. Зачастую предложение превышает спрос на перевозки, что приводит к появлению нерешенных вопросов, таких как снижение доступности сервиса во времени и снижение качества предоставляемой услуги [1].

Существует также ряд научно-технических и юридических задач в области перевозки пассажиров автомобилями такси, требующих решения: регулирование и безопасность дорожного движения, охрана окружающей среды, нарушение прав пассажиров и др. [2].

В связи с существующими проблемами в области пассажирских перевозок повышается актуальность определения оптимального количества автомобилей такси и применения некоторых ограничений к их количеству. Необходимо проведение мероприятий в области пассажирских перевозок автомобилями такси, обеспечивающих социально-экономическое развитие городов и Украины в целом [1, 2].

Анализ последних исследований и публикаций

На сегодня для определения количества автомобилей такси применяются различные методы.

Автор работы [2] предлагает метод «аналогий», позволяющий определять потребности в автомобилях такси в исследуемом городе путём сравнения их количества в различных городах. Однако использование этого метода не дает точных результатов, поскольку не учитывается множества существенных факторов, влияющих на величину передвижений жителей в населенном пункте, таких как: индивидуальные особенности городов; спрос на автомобили такси; изменение технических и эксплуатационных показателей.

В работах [3,4,5] авторы для определения необходимого количества автомобилей такси рассматривают метод, позволяющий вычислить отношение объема перевозок к производительности автомобилей.

При определении количества пассажиров предлагается использование различных методов обследования пассажиропотоков. Но ввиду присущих им недостатков [3–5], применение какого-либо одного из них не позволит определить фактический спрос на перевозки.

При определении производительности автомобилей такси предлагается использование усреднённых технико-эксплуатационных показателей, но при таком методе не учитываются факторы, влияющие на эти показатели в каждом конкретном населенном пункте.

Существует метод, который дает возможность определения количества автомобилей такси без данных об изучении спроса на легковые автомобили [3]. Но при этом используется слишком большой диапазон коэффициента, влияющего на количество поездок одного пассажира в течение года, что не позволяет точно рассчитать оптимальное количества транспортных средств.

Количество автомобилей такси существенно влияет на уровень транспортного обслуживания населения и на эффективность перевозок. В связи с этим, необходимое количество автомобилей такси может рассчитываться, исходя из определения затрат времени пассажиров на их наем и эффективности использования подвижного состава [6]. Однако в сегодняшних условиях изменились подходы к определению этих показателей.

Также существует метод расчета количества автомобилей такси, при котором объем перевозок пассажиров определяется через транспортную подвижность населения, т. е. устанавливается вероятность удовлетворенных требований (потребности) на обслуживание [7]. Фактическая потребность определяется путем сбора данных на стоянках и улицах города, что не всегда отражает уровень общей подвижности населения, поскольку заказы на услуги автомобилей такси в основном поступают при помощи мобильной связи.

Цель статьи

Целью данной статьи является определение метода для расчета оптимального количества автомобилей такси.

Основной материал

Необходимое число автомобилей такси для конкретного населенного пункта определяется, исходя и расчета пассажирооборота автомобилей такси, который определяется по формуле [3]:

$$W = Q_{такси} \cdot l_{ср}, \text{паскм} \tag{1}$$

где $Q_{\text{такси}}$ — объем перевозок автомобилями такси, пас.;

$l_{\text{ср}}$ — средняя длина поездки пассажира в автомобиле такси, км.

Объем перевозок автомобилями такси зависит от административного значения города, его географического положения, численности населения и его подвижности, климатических условий, сезона, дней недели и времени суток [4].

Рассматривая объем перевозок, вводим показатель подвижности, который характеризует уровень потребления его услуг. Это количество поездок в год на автомобиле такси на одного пассажира. Расчет проводится с учетом количества жителей города, общей транспортной подвижности населения и подвижности населения на пассажирском транспорте.

Следовательно, объем перевозок автомобилями такси может быть рассчитан следующим образом:

$$Q_{такси} = N_{ж} \cdot ПН_{о} \cdot \phi_{тр} \cdot \phi_{пас.тр} \cdot \phi_{такси}, \text{ пас.}, \tag{2}$$

где $N_{\text{ж}}$ — количество жителей города, чел.;

$ПН_{\text{0}}$ — общая подвижность населения, поездки/пас;

$\varphi_{\text{тр}}$ — коэффициент, учитывающий долю транспортной подвижности населения из общей;

$\varphi_{\text{пас.тр}}$ — коэффициент, учитывающий долю подвижности населения на общественном пассажирском транспорте из транспортной подвижности;

$\varphi_{\text{такси}}$ — коэффициент, учитывающий долю подвижности населения при перевозках на автомобилях такси из подвижности на пассажирском транспорте.

В свою очередь, пассажирооборот можно выразить следующим образом:

$$W = A_{т} \cdot q_{ср} \cdot L_{ср.сут} \cdot \beta_{п}, \text{ паскм}, \tag{3}$$

где $q_{ср}$ — усредненное наполнение таксомотора, чел.;
$\beta_{п}$ — коэффициент платного пробега;
$A_{т}$ — количество автомобилей такси, ед.;
$L_{ср.сут.}$ — среднесуточный пробег автомобиля такси, км.
Подставляя значение W в формулу (1), получим выражение

$$A_m = \frac{N_{ж} \cdot ПН_{o} \cdot \phi_{тр} \cdot \phi_{пас.тр} \cdot \phi_{такси} \cdot l_{ср}}{q_{ср} \cdot L_{ср.сут} \cdot \beta_{п}}, \text{ ед.} \quad (4)$$

Также необходимо учитывать индивидуальные особенности каждого города при определении оптимального количества автомобилей такси и принимать во внимание другие факторы, влияющие на изменение технико-эксплуатационных показателей: количество автомобилей такси в городе; уровень автомобилизации в городе; длину дорог внутригородских связей; количество и расположение стоянок, имеющихся в городе; часы пик в работе транспорта, продолжительность и время; плотность путей сообщения подземного, надземного (рельсовый и безрельсовый) видов транспорта; расположение производственных предприятий в плане города; расположение транспортных узлов в городе; уровень развития общественного пассажирского транспорта; уровень доходов населения города; количество жителей в населенном пункте; социальную структуру населения города; статус и географическое положение населенного пункта.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Проанализированы основные методы, применяемые для определения оптимального количества автомобилей такси в городе. Определен метод расчета оптимального количества автомобилей такси. В дальнейших исследованиях необходимо определить влияние каждого технико-эксплуатационного показателя и дополнительного фактора на изменение количества автомобилей такси, исходя из выбранного метода.

Список литературы

1. Йон-Терье Беккен. Регулирование рынка таксомоторных услуг в Европе.— Осло: Институт экономики транспорта, 2003.

2. Journal of Economics and Engineering, ISSN: 2078–0346, Vol. 2. No. 1, February, 2011.

3. Гудков В. А., Миротин Л. Б., Вельможин А. В., Ширяев С. А. Пассажирские автомобильные перевозки.— М.: Горячая линия — Телеком, 2006.— 448 с.

4. Блатнов М. Д. Пассажирские автомобильные перевозки.— М.: Транспорт, 1981.

5. Доля В. К. Современные методы организации таксомоторных перевозок пассажиров.— К.: УМК ВО, 1989.— 51 с.

6. Ігнатенко О. С. Організація пасажирських таксомоторних перевезень: Навчальний посібник.— К.: УТУ, 1995.— 68 с.

7. Спирин И. В. Организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками.— М.: Издательский центр «Академия», 2010.— 400 с.

Анотація. *Розглянуті методи визначення оптимальної кількості автомобілів таксі при перевезенні пасажирів в залежності від параметрів транспортного процесу. Проведено аналіз недоліків існуючих методів і запропоновано новий метод з урахуванням додаткових факторів*

Abstract. *The methods for determining the optimal number of taxis for passengers depending on the parameters of the transport process. The analysis of the shortcomings of existing methods and a new method taking into account additional factors*

Стаття надійшла до редакції 07.09.2011 р.

УДК 656.13

ДОЛЯ В. К., д.т. н., проф., Харківська національна академія міського господарства
ЕНГЛЕЗІ І. П., к.т. н., ПАХНО О. Є., ст. викладач, Донецька академія автомобільного транспорту

ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ ТА ДОРОЖНІХ УМОВ НА ЙМОВІРНІСТЬ ВИНИКНЕННЯ ДТП НА ДІЛЯНКАХ ДОРОГИ

Проведено аналіз впливу параметрів транспортних потоків та дорожніх умов на ймовірність виникнення ДТП на ділянках дороги. Результатом досліджень є отримана нелінійна математична модель визначення ймовірності виникнення ДТП

Постановка проблеми

З кожним роком питанням безпеки дорожнього руху приділяється досить велика увага. Адже кількість ДТП зростає пропорційно рівню автомобілізації, а найголовніше зростає смертність людей. Тому основним напрямком, що дозволить знизити смертність та кількість ДТП є розробка нових форм і методів вивчення, аналізу та попередження дорожньо-транспортних пригод.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Серед вчених, які займалися вивченням питання визначення ймовірності виникнення ДТП потрібно відмітити В. Ф. Бабкова та Є. М. Лобанова [1, 2]. Проведені дослідження в попередніх роботах [3, 4] показали, що на ймовірність попадання в дорожньо-транспортну пригоду кожного учасника дорожнього руху залежить від інтенсивності руху транспортних засобів у прямому і зворотному напрямках та дорожніх умов руху. Оптимальна математична модель була перевірена на статистичну значимість за допомогою середньої помилки апроксимації. Результат був незадовільний, так як значення середньої помилки апроксимації отриманої моделі склало 24%, що більше загальноприйнятого.

Тому така модель не може використовуватися для прогнозування ймовірності виникнення ДТП на ділянках доріг.

Мета статті

Визначити закономірності зміни ймовірності виникнення ДТП кожного учасника дорожнього руху від параметрів транспортних потоків та дорожніх умов на ділянках доріг.

Основний розділ

У попередній роботі [4] було виявлено, що основними факторами, які впливають на ймовірність виникнення ДТП на ділянках дороги є:

1) інтенсивність руху зустрічного потоку транспортних засобів, $\overleftarrow{F}$;
2) інтенсивність руху попутного потоку транспортних засобів, $\overrightarrow{F}$;
3) довжина ділянки дороги, l;
4) коефіцієнт аварійності, k_a;
5) ширина проїзної частини дороги, H.

Спочатку побудуємо графіки залежності ймовірності виникнення ДТП від кожного фактору (рис. 1–5). Потім з'ясуємо характер і напрямок дії кожного фактору.

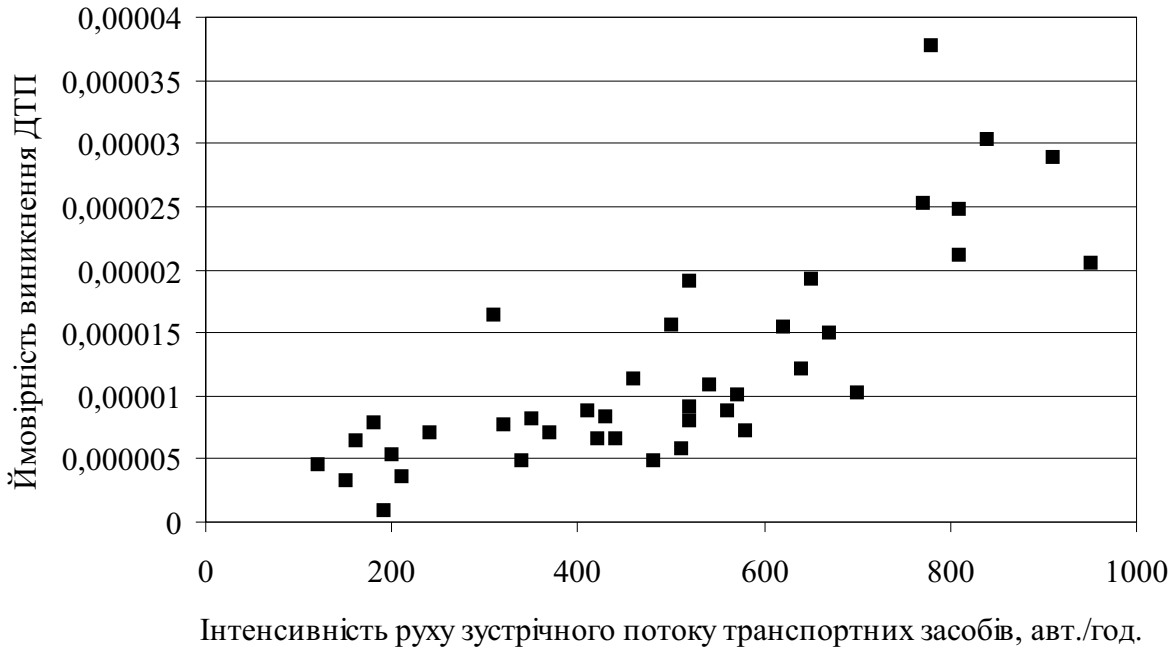


Рис. 1. Графік залежності ймовірності виникнення ДТП від інтенсивності руху зустрічного потоку транспортних засобів

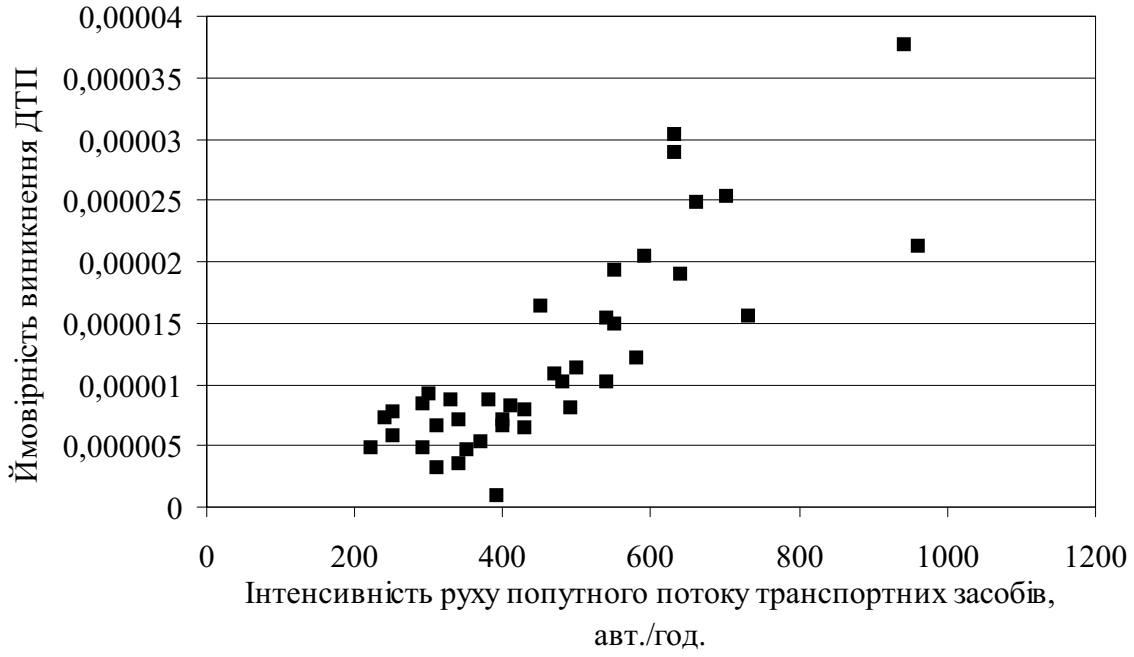


Рис. 2. Графік залежності ймовірності виникнення ДТП від інтенсивності руху попутного потоку транспортних засобів

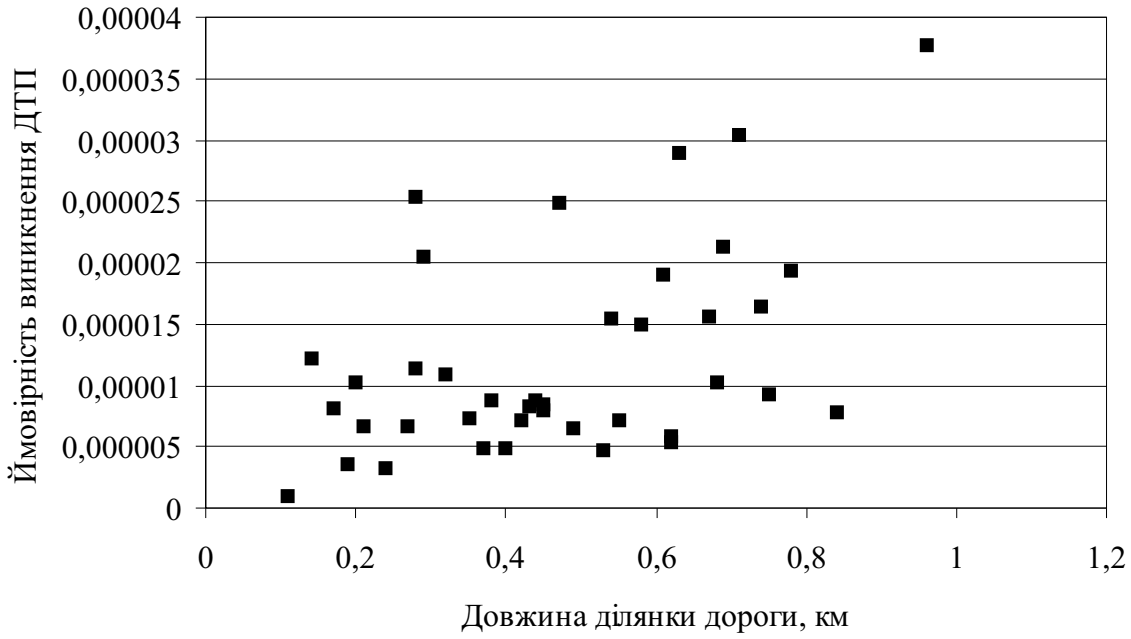


Рис. 3. Графік залежності ймовірності виникнення ДТП від довжини ділянки дороги

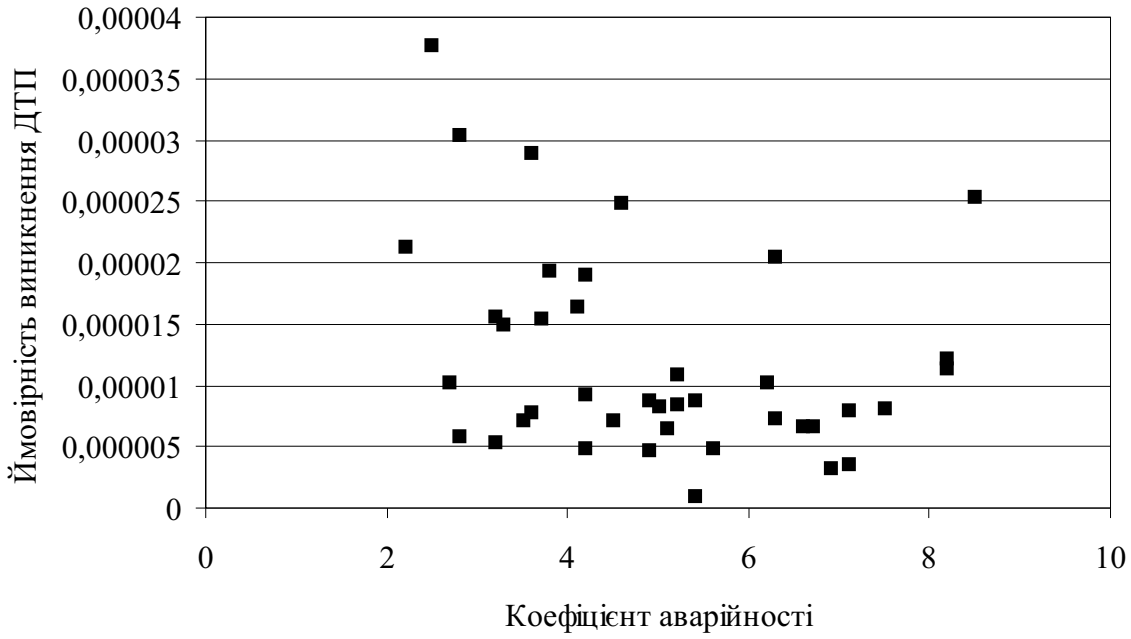


Рис. 4. Графік залежності ймовірності виникнення ДТП від коефіцієнту аварійності



Рис. 5. Графік залежності ймовірності виникнення ДТП від ширини проїзної частини дороги

Характер отриманих залежностей показує, що кожний із факторів по різному впливає на ймовірність виникнення ДТП. Так, інтенсивність руху зустрічного та попутного потоків транспортних засобів, довжина ділянки дороги та коефіцієнт аварійності впливають прямо пропорційно, а ширина проїзної частини дороги навпаки обернено пропорційно. Тому необхідно побудувати нелінійну модель, яка б точніше описувала залежність ймовірності виникнення ДТП від запропонованих факторів.

Аналізуючи характер і напрямок дій факторів запропоновано наступну математичну модель у загальному вигляді:

$$Y = \frac{\left(X_1^a + X_2^b\right) \cdot X_2^c \cdot X_3 \cdot X_4 \cdot 2 \cdot 10^{-d}}{X_5}, \quad (1)$$

де Y — ймовірність виникнення ДТП;

X_1 — інтенсивність руху зустрічного потоку транспортних засобів, авт./год.;

X_2 — інтенсивність руху попутного потоку транспортних засобів, авт./год.;

X_3 — довжина ділянки дороги, км;

X_4 — коефіцієнт аварійності;

X_5 — ширина проїзної частини дороги, м;

a, b, c, d — коефіцієнти моделі.

Виконавши процес моделювання та перевірку на адекватність, було виявлено, що при значеннях коефіцієнтів $a = 0{,}75$; $b = 0{,}35$; $c = 1{,}25$; $d = 10$ теоретична ймовірність виникнення ДТП учасника дорожнього руху описує реальний процес, а значення середньої помилки апроксимації склала 5,6%.

Висновки

Запропонована нелінійна математична модель визначення ймовірності виникнення ДТП учасника дорожнього руху дозволить визначити прогнозовану величину цього показника на будь-якій ділянці дороги. Тому в подальшому при визначенні найбезпечнішого маршруту перевезення небезпечних вантажів з'явиться можливість використовувати цю ймовірність у якості критерію оптимізації.

Список літератури

1. Бабков В. Ф. Дорожные условия и безопасность движения: Учебник для вузов.— М.: Транспорт, 1993.— 271 с.

2. Лобанов Е. М. Транспортная планировка городов.— М.: Транспорт, 1990.— 240 с.

3. Доля В. К. К определению вероятности ДТП участника движения на участках транспортной сети / В. К. Доля, И. П. Енглези, А. Е. Пахно // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту.— 2010 — № 3.— С. 49–54.

4. Енглези И. П. Моделирование вероятности возникновения ДТП на участке транспортной сети / И. П. Енглези, А. Е. Пахно // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту.— 2010 — № 4.— С. 36–42.

Аннотация. *Проведен анализ влияния параметров транспортных потоков и дорожных условий на вероятность возникновения ДТП на участках дороги. Результатом исследований является полученная нелинейная математическая модель определения вероятности возникновения ДТП.*

Abstract. *The analysis of influence of parameters of transport streams and road conditions on probability of occurrence of road accident on road sites is carried out. Result of researches is the received nonlinear mathematical model of definition of probability of occurrence of road accident.*

Стаття надійшла до редакції 07.09.2011 р.

УДК 656.13

ЄРМАК О. М., к.т. н., Харківська національна академія міського господарства

ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ «БЕЗПЕЧНОГО РУХУ» ПРИ ПЕРЕТИНАННІ ПЕРЕХРЕСТЬ ВУЛИЦЬ ТА ДОРІГ

Проведено аналіз конфліктних ситуацій, що виникають на перехрестях вулиць та доріг. Визначені показники оцінки складності та небезпеки перехрестя. Результатом досліджень є визначені умови «безпечного руху» на перехрестях вулиць та доріг.

Постановка проблеми

Дорожньо-транспортні пригоди є основною причиною загибелі людей. Вони відбуваються з багатьох причин, серед яких є як технологічні, так і людські чинники. Аварія може статися з вини втомленого водія, через обмерзання дорожнього покриття або несправності гальмівної системи. Однак на ризик потрапити в ДТП часто впливають сторонні фактори — такі як день тижня, погодні умови та якість асфальтового покриття.

Виявлення факторів, які суттєво впливають на ймовірність виникнення дорожньо-транспортного події при вирішенні задачі підвищення безпеки на дорогах повинно розглядатися як пріоритетне завдання. Це дозволить приймати рішення, які дійсно зможуть усунути деякі аварії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Методами визначення рівня безпеки руху на перетинаннях вулиць та доріг із світлофорним регулюванням та без нього займалися такі вчені, як: Є. М. Лобанов, В. Ф. Бабков, В. В. Шештокас, Г. І. Клінковштейн та ін. [1–4].

Основним недоліком запропонованих методів є розгляд будь-якої конфліктної ситуації як статичної дорожньо-транспортної пригоди. При цьому недостатньо враховуються динаміка руху транспортних засобів та елементи вулично-дорожньої мережі

Мета статті

Метою проведення досліджень є визначення умов «безпечного руху» при перетинанні перехресть вулиць та доріг.

Основний розділ

Конфліктні ситуації, що виникають між транспортними засобами при перетинанні перехресть вулиць та доріг, класифікують, як конфліктні точки. Вони розподіляються на три типи: перетинання, відхилення та злиття. Кожна з яких характеризується показником небезпеки (аварійності).

Так, в роботі Г. І. Клінковштейна [4] пропонується визначити ступінь небезпеки перехрестя за наступною залежністю

$$m = 1 \cdot n_в + 3 \cdot n_з + 5 \cdot n_{пер}, \quad (1)$$

де 1, 3, 5 — умовний бал небезпеки відповідної конфліктної точки;

$n_в, n_з, n_{пер}$ — відповідно число конфліктних точок відхилення, злиття та перетинання.

За шкалою складності перехрестя вважається простим, якщо $m < 40$, середньої складності, якщо $m = 40 \div 80$, складним, якщо $m = 80 \div 150$, дуже складним, якщо $m > 150$.

В такому підході не враховується ступінь взаємодії конфліктуючих потоків, а саме інтенсивність руху транспортних засобів.

В роботі Є. М. Лобанова [1], кожній конфліктній точці відповідає відносна аварійність, яка визначається кількістю ДТП, що приходиться на 10 млн. автомобілів. Тоді сумарна небезпека перехрестя визначається за формулою

$$G = \sum_{i=1}^{n} g_i, \quad (2)$$

де g_i — небезпека конфліктної точки;

n — кількість конфліктних точок.

Ступінь небезпеки перехрестя, в такому випадку визначається показником аварійності

$$k_a = \frac{G \cdot K_p \cdot 10^7}{25 \cdot (N_\Sigma + M_\Sigma)}, \quad (3)$$

де K_p — коефіцієнт річної нерівномірності інтенсивності руху;

N_Σ, M_Σ — інтенсивність на напрямках, що перетинаються, авт./добу.

За шкалою небезпеки перехрестя вважається безпечним, якщо $k_a \le 3$ мало небезпечним, якщо $k_a = 3 \div 8$ небезпечним, якщо $k_a = 8 \div 12$ дуже небезпечним, якщо $k_a > 12$.

Обидва підходи розглядають конфліктні ситуації як статичний процес (конфліктна точка). А насправді — це процес динамічний, і точка переходить в зону контакту [3]. І небезпека існує доти, доки траєкторії найвіддаленіших конфліктних точок транспортних засобів не будуть перетинатися (рис. 1).

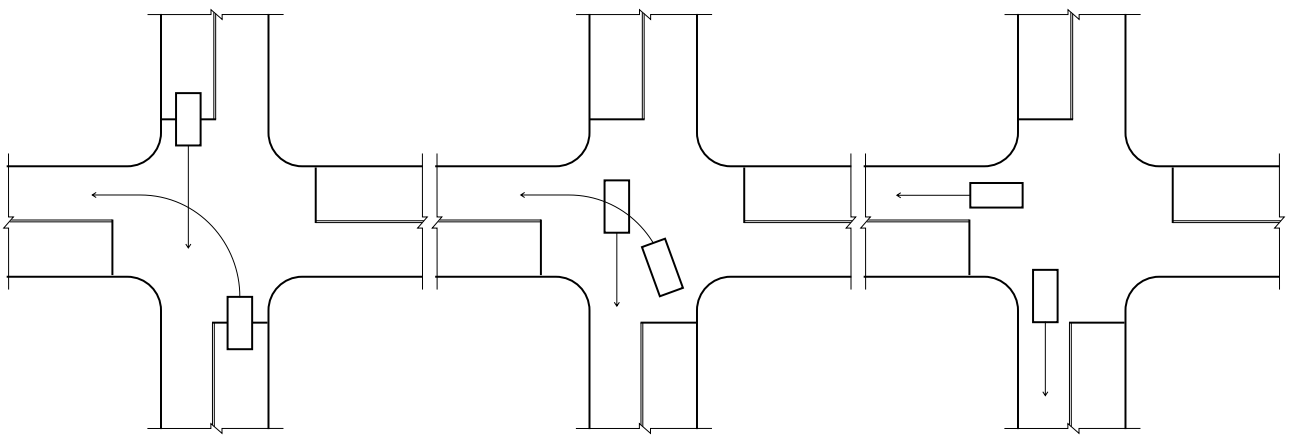


Рис. 1. Схема виникнення небезпеки зіткнення двох транспортних засобів:

а — потенційна небезпека зіткнення двох транспортних засобів; б — можлива небезпека зіткнення двох транспортних засобів; в — небезпеки зіткнення двох транспортних засобів не існує

Враховуючи вище викладене, необхідно описати динамічний процес руху транспортних засобів, що перетинають перехрестя.

Основним показником, що демонструє зміну координат транспортного засобу у часі, є швидкість руху [5]

$$V(t) = \frac{dx}{dt}, \tag{5}$$

де x — шлях, що пройде транспортний засіб за час t.

Зміна швидкості за одиницю часу є прискоренням транспортного засобу

$$a(t) = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}. \tag{6}$$

Зростання прискорення за одиницю часу

$$k(t) = \frac{da}{dt} = \frac{d^2V}{dt^2} = \frac{d^3x}{dt^3}. \tag{7}$$

Далі необхідно розглянути взаємний вплив транспортних засобів на перехресті.

Під час перетинання транспортними засобами перехресть вулиць та доріг виникають три найрозповсюдженіші конфліктні ситуації:

1) небезпека зіткнення транспортних засобів, що рухаються у попутному напрямку (рис. 2а);

2) небезпека зіткнення транспортних засобів, що рухаються у зустрічних напрямках (рис. 2б);

3) небезпека зіткнення транспортних засобів, що рухаються у напрямках, які перетинаються (рис. 2в).

а) б) в)

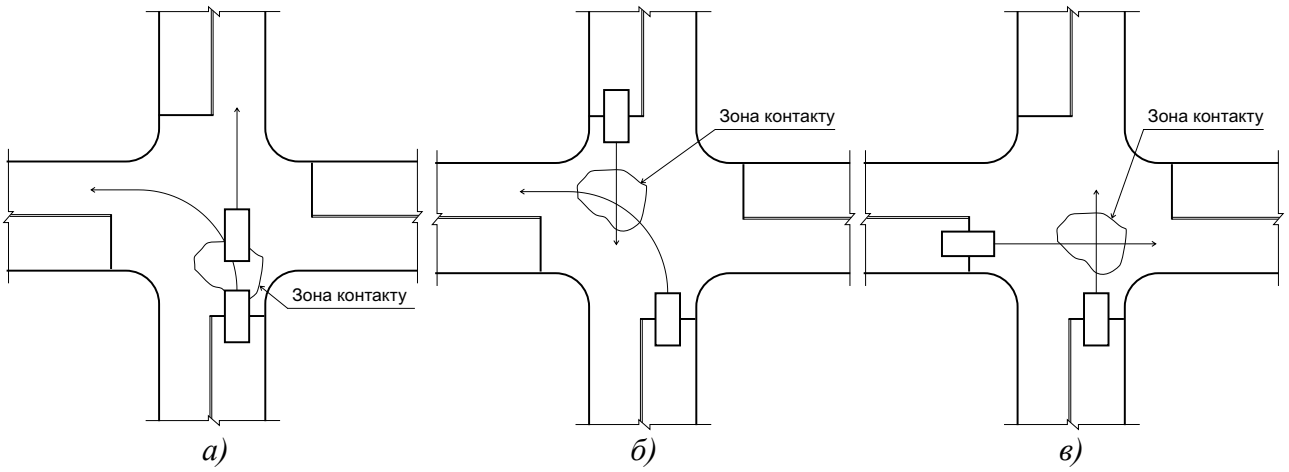


Рис. 2. Взаємодія транспортних засобів при перетинанні перехрестя. Зона контакту — можливе місце виникнення ДТП)

Умовою «безпечного руху» є залежність

$$S_{зуп_1} > S_{зуп_2}, \tag{8}$$

де $S_{зуп_1}$ — зупиночний шлях ведучого транспортного засобу, м;

$S_{зуп_2}$ — зупиночний шлях ведомого транспортного засобу, м.

Якщо два транспортні засоби, що рухаються один за одним, мають однакові технічні характеристики, то умовою «безпечного руху» є залежність

$$t_{p_1} > t_{p_2}, \tag{9}$$

де t_{p_1} — час реакції водія ведучого транспортного засобу, с;

t_{p_2} — час реакції водія ведомого транспортного засобу, с.

І навпаки, при однаковому часі реакції $t_{p_1} \approx t_{p_2}$ умовою «безпечного руху» є залежність

$$S_{г_1} > S_{г_2}, \tag{10}$$

де $S_{г_1}$ — гальмівний шлях ведучого транспортного засобу, м;

$S_{г_2}$ — гальмівний шлях ведомого транспортного засобу, м.

В свою чергу гальмівний шлях залежить від часу спрацювання гальмівного приводу та часу наростання сповільнення. Кожний із яких залежить від конструкції гальмівної системи транспортного засобу, маси транспортного засобу.

Отже, якщо прийняти, що погодно-кліматичні та дорожні умови $\phi = const$, $i = const$ для обох транспортних засобів однакові та вони рухаються із однаковою постійною швидкістю $V_{a_1} = V_{a_2} = const$, запорукою безпечної зупинки двох транспортних засобів буде умова

$$\begin{cases} a_1 > a_2 \\ b_2 > b_1 \end{cases}, \qquad (11)$$

де a_1, a_2 — прискорення відповідно ведучого та ведомого транспортного засобу, м/с2;

b_1, b_2 — сповільнення відповідно ведучого та ведомого транспортного засобу, м/с2.

Аналогічна ситуація виникає при роз'їзді двох конфліктуючих транспортних засобів, що рухаються в зустрічних напрямках та по головному й другорядному напрямках.

Детальніше дослідити динамічний процес виникнення небезпечної ситуації можливо, якщо застосувати імітаційне моделювання руху транспортних засобів на перехрестях вулиць та доріг.

Висновки

В результаті проведеного дослідження встановлено, що виникнення небезпечної ситуації зіткнення транспортних засобів описується умовою «безпечного руху». Запорукою попередження небезпечних ситуацій є своєчасне реагування водіїв транспортних засобів на поточну ситуацію або досконаліші технічні характеристики транспортних засобів. Подальшими дослідженнями є складання імітаційної моделі та випробовування її в реальних умовах.

Список літератури

1. Лобанов Е. М. Транспортная планировка городов: Учебник для студентов вузов.— М.: Транспорт, 1990.— 240 с.

2. Бабков В. Ф. Дорожные условия и безопасность движения: Учебник для вузов.— М.: Транспорт, 1993.— 271 с.

3. Шештокас В. В., Самойлов Д. С. Конфликтные ситуации и безопасность движения в городах.— М.: Транспорт, 1987.— 207 с.

4. Клинковштейн Г. И. Организация дорожного движения.— М.: Транспорт, 1982 – 240 с.

5. Поліщук В. П., Дзюба О. П. Теорія транспортного потоку: методи та моделі організації дорожнього руху: навч. посіб.— К.: Знання України, 2008.— 175 с.

Аннотация. *Проведен анализ конфликтных ситуаций, которые возникают на перекрестках улиц и дорог. Определены показатели оценки сложности и опасности перекрестка. Результатом исследований являются определенные условия «безопасного движения» на перекрестках улиц и дорог.*

Abstract. *The analysis of conflict situations which arise at crossroads of streets and roads is carried out. Indicators of an estimation of complexity and danger of a crossroads are defined. Result of researches are certain conditions of «safe movement» at crossroads of streets and roads.*

Стаття надійшла до редакції 26.09.2011 р.

УДК 656.13

САМІСЬКО Д. М., ас., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДОРОЖНЬОГО РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ І-ТОЮ ХАРАКТЕРНОЮ ОДНОРІДНОЮ ДІЛЯНКОЮ МАРШРУТУ

В роботі змодельовано в загальному вигляді процес дорожнього руху транспортного засобу і-тою характерною однорідною ділянкою маршруту з урахуванням умов дорожнього руху, характеристик автотранспортного засобу, його прискорень, уповільнень та значень швидкостей на попередній та наступній характерних однорідних ділянках (за винятком першої й останньої ділянок).

Вступ

Моделювання процесу дорожнього руху характерними однорідними ділянками полягає в визначенні максимально можливих для конкретного транспортного засобу швидкостей руху в конкретних дорожніх умовах.

В роботі [1] змодельовано рух поодинокого транспортного засобу, що здійснює рух маршрутом, який складається з певної кількості характерних однорідних ділянок. Причому, моделювання базувалось на тому, що на кожній характерній однорідній ділянці транспортний засіб здійснює рух з максимально можливою з умов безпеки руху швидкістю.

Логічним продовженням дослідження [1] є врахування в моделюванні не тільки технічних характеристик транспортного засобу й умов дорожнього руху, але й довжини і-тої характерної однорідної ділянки, максимально можливих прискорень і уповільнень транспортного засобу та значень його швидкостей на попередній та наступній характерних однорідних ділянках.

Мета

Змоделювати процес дорожнього руху транспортного засобу і-тою характерною однорідною ділянкою маршруту з урахуванням прискорень, уповільнень, умов руху на попередній та наступній ділянках маршруту.

Основна частина

1. Моделювання рівноприскореного чи рівноуповільненого руху транспортного засобу і-тою характерною однорідною ділянкою

Для кожної і-тої характерної однорідної ділянки внаслідок натурного обстеження маршруту та моделювання максимально можливих з умов безпеки руху швидкостей на характерних однорідних ділянках маршруту [1] є відомими:

– довжина і-тої характерної однорідної ділянки l_i, км;

– максимально можлива з умов безпеки руху швидкість автомобіля на даній і-тій характерній однорідній ділянці $\min V_i$, км/год [1];

– максимально можлива з умов безпеки руху швидкість автомобіля на ділянці, що слідує за і-тою, тобто і+1-ій, $\min V_{i+1}$, км/год [1].

– швидкість руху автомобіля на початку даної і-тої характерної однорідної ділянки $V_{i\ початк.}$, км/год, яка дорівнює швидкості, що змодельована наприкінці попередньої і-1-ої характерної однорідної ділянки $V_{i\text{-}1\ кінц.}$.

Варіанти співвідношень між швидкостями $V_{i\ \text{почат.}}$, $\min V_i$ та $\min V_{i+1}$ для і-тої характерної однорідної ділянки довжиною l_i зображено на рис. 1.

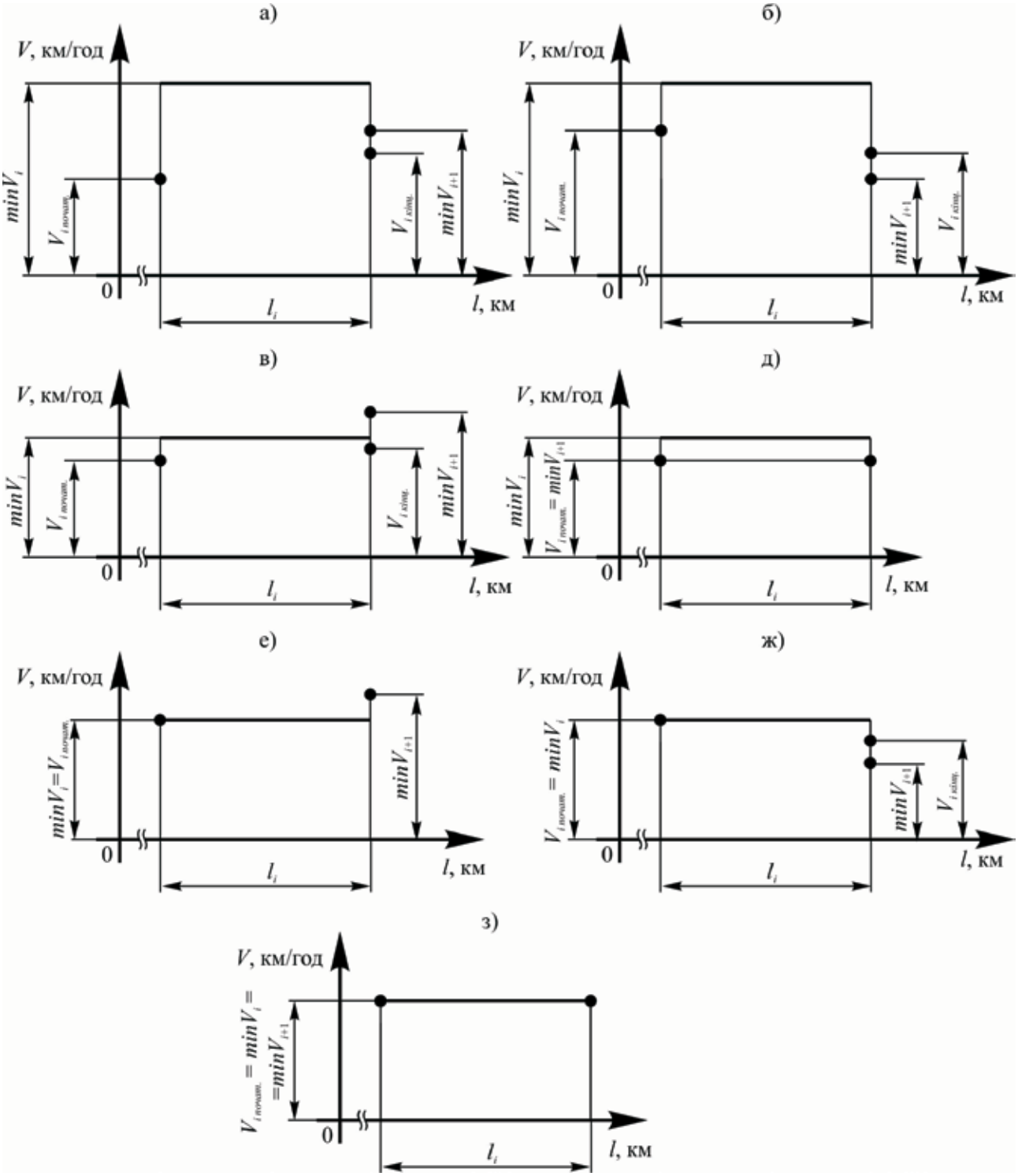


Рис. 1. Можливі варіанти співвідношень між швидкостями $V_{i\ почат.}$, $\min V_i$, $\min V_{i+1}$ та $V_{i\ кінц.}$ При моделюванні дійсного руху для і-тої характерної однорідної ділянки довжиною l_i

а) $V_{i\ почат.} < minV_i$; $minV_{i+1} < minV_i$; $V_{i\ почат.} < minV_{i+1}$; *б)* $V_{i\ почат.} < minV_i$; $minV_{i+1} < minV_i$; $V_{i\ почат.} > minV_{i+1}$;
в) $V_{i\ почат.} < minV_i$; $minV_{i+1} > minV_i$; $V_{i\ почат.} < minV_{i+1}$; *д)* $V_{i\ почат.} < minV_i$; $minV_{i+1} < minV_i$; $V_{i\ почат.} = minV_{i+1}$;
е) $V_{i\ почат.} = minV_i$; $minV_{i+1} > minV_i$; $V_{i\ почат.} < minV_{i+1}$; *ж)* $V_{i\ почат.} = minV_i$; $minV_{i+1} < minV_i$; $V_{i\ почат.} > minV_{i+1}$;
з) $V_{i\ почат.} = minV_i = minV_{i+1}$

Слід зазначити, що значення швидкостей $\min V_i$ та $\min V_{i+1}$ є однозначно визначеними під час моделювання з умов безпеки дорожнього руху. Дійсне значення швидкості руху транспортного засобу $V_{i\,кінц.}$, км/год, що моделюється наприкінці і-ої характерної однорідної ділянки і, водночас, є значенням швидкості на початку наступної і+1-ої характерної однорідної ділянки ($V_{i+1\,почат.}$, км/год) може дорівнювати:

а) максимально можливій з умов безпеки руху швидкості автомобіля на даній і-тій характерній однорідній ділянці $\min V_i$ (рис. 1 в, е, з);

б) максимально можливій з умов безпеки руху швидкості автомобіля на і+1-ій характерній однорідній ділянці $\min V_{i+1}$ (рис. 1 а, б, д, ж, з);

в) величині $V_{i\,кінц.}$, км/год, що є меншою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість автомобіля на даній і-тій характерній однорідній ділянці $\min V_i$ (рис. 1 в) та за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість автомобіля на і+1-ій характерній однорідній ділянці $\min V_{i+1}$ (рис. 1 а);

д) величині $V_{i\,кінц.}$, км/год, що є меншою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість автомобіля на даній і-тій характерній однорідній ділянці $\min V_i$ та більшою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість автомобіля на і+1-ій характерній однорідній ділянці $\min V_{i+1}$ (рис. 1 б, ж).

Випадок «а» є можливим у разі, якщо швидкість автомобіля на початку і-тої характерної однорідної ділянки $V_{i\,почат.}$ є меншою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість транспортного засобу на даній і-тій характерній однорідній ділянці $\min V_i$.

Швидкість же $\min V_i$, в свою чергу, є меншою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість транспортного засобу на характерній однорідній ділянці, що слідує за і-тою (тобто і+1-ій) $\min V_{i+1}$, км/год.

Неможливість перевищення швидкості $\min V_i$ пояснюється тим, що автомобіль повинен здійснювати рух і-тою характерною однорідною ділянкою зі швидкістю, що не перевищує його максимально можливої з умов безпеки руху швидкості на даній і-тій характерній однорідній ділянці $minV_i$.

Необхідною умовою досягнення швидкості $\min V_i$ наприкінці і-тої характерної однорідної ділянки, у разі прискореного руху, є технічна можливість автомобіля розвинути прискорення $a_{розр.i}$, км/год^2, рухаючись з яким протягом всієї довжини характерної однорідної ділянки він прискориться від швидкості $V_{i\,почат.}$ до $\min V_i$. Прискорення $a_{розр.i}$ визначається за залежністю [2]:

$$a_{розр.i} = \frac{\min V_i^2 - V_{i\,почат.}^{\,2}}{2 \cdot l_i}, \text{ км/год}^2. \qquad (1)$$

Під технічною можливістю автомобіля розвинути прискорення $a_{розр.i}$ розуміється те, що значення даного прискорення не повинно перевищувати максимально можливого для нього прискорення $a_{\max}$, км/год^2.

Якщо для даного автомобіля прискорення $a_{\max}$ не надано в його технічній характеристиці, то значення розрахункового максимально можливого прискорення до заданого відомого значення швидкості $V_{від}$, км, при відомому значенні часу розгону t_p, годин, (яке можна встановити на підставі експериментальних досліджень) визначається за залежністю:

$$a_{\max} = \frac{V_{від.}}{t_p}, \text{ км/год}^2. \qquad (2)$$

Звичайно, тривалий рух з максимально можливим прискоренням $a_{\max}$ негативно впливає на ресурс автомобіля. Тому, вважаємо за доцільне, в усіх розрахунках використовувати не прискорення $a_{\max}$, а $a^*_{\max}$ — скореговане за допомогою коефіцієнта зниження максимально можливого прискорення $k_{з.атах}$ значення прискорення $a_{\max}$. При цьому $a^*_{\max}$ визначається за залежністю:

$$a^*_{\max} = a_{\max} \cdot k_{з.a\max}, \text{ км/год}^2, \quad (3)$$

де $a_{\max}$ — максимально можливе прискорення автомобіля, км/год^2, яке визначається або з його технічної характеристики, або розраховується за залежністю (2);

$k_{з.amax}$ — коефіцієнта зниження максимально можливого прискорення $a_{\max}$, який приймається при моделюванні з діапазону $0 < k_{з.amax} < 1$.

Випадок «б» є можливим у разі, якщо швидкість автомобіля на початку і-тої характерної однорідної ділянки $V_{i\ почат.}$ є меншою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість транспортного засобу на і+1-ій характерній однорідній ділянці $\min V_{i+1}$, яка, в свою чергу, є меншою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкості автомобіля на і-тій характерній однорідній ділянці $\min V_i$.

Неможливість перевищення швидкості $\min V_{i+1}$ пояснюється тим, що автомобіль повинен в'їжджати на і+1-у характерну однорідну ділянку зі швидкістю, що не перевищує його максимально можливої з умов безпеки руху швидкості на і+1-ій характерній однорідній ділянці $minV_{i+1}$.

Необхідною умовою досягнення швидкості $\min V_{i+1}$ наприкінці і-тої характерної однорідної ділянки, у разі прискореного руху (рис. 1 а), є технічна можливість автомобіля розвинути прискорення $a^*_{розр.i}$, км/год^2, рухаючись з яким протягом всієї довжини характерної однорідної ділянки він прискориться від швидкості $V_{i\ почат.}$ до $\min V_{i+1}$. Прискорення $a^*_{розр.i}$ визначається за залежністю [2]:

$$a^*_{розр.i} = \frac{\min V_{i+1}{}^2 - V_{i\ почат.}{}^2}{2 \cdot l_i}, \text{ км/год}^2. \quad (4)$$

Під технічною можливістю автомобіля розвинути прискорення $a^*_{розр.i}$ розуміється те, що значення даного прискорення не повинно перевищувати скорегованого максимально можливого для нього прискорення $a^*_{\max}$, км/год^2.

Необхідною умовою досягнення швидкості $\min V_{i+1}$ наприкінці і-тої характерної однорідної ділянки, у разі уповільненого руху (рис. 1 б, ж), є технічна можливість автомобіля розвинути уповільнення $-a^*_{розр.i}$, км/год^2, рухаючись з яким протягом всієї довжини характерної однорідної ділянки він уповільниться від швидкості $V_{i\ почат.}$ до швидкості $\min V_{i+1}$. Уповільнення $-a^*_{розр.i}$ визначається за залежністю (4) (при цьому буде отримане негативне його значення).

Під технічною можливістю автомобіля розвинути уповільнення $-a^*_{розр.i}$ розуміється те, що значення даного уповільнення не повинно бути меншим за максимально можливе для автомобіля уповільнення $-a_{\min}$, км/год^2.

Випадок «в» є можливим у разі, якщо швидкість автомобіля на початку і-тої характерної однорідної ділянки $V_{i\ почат.}$ є меншою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість на і+1-ій характерній однорідній ділянці $\min V_{i+1}$ та за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість на і-тій характерній однорідній ділянці $\min V_i$, а автомобіль за своїми технічними характеристиками не матиме технічної можливості прискоритись від швидкості $V_{i\ почат.}$ до $\min V_i$ або $\min V_{i+1}$ навіть зі скорегованим максимально можливим для нього прискоренням $a^*_{\max}$, тобто, прискорення $a_{розр.i}$, розраховане за залежністю (1) та $a^*_{розр.i}$, розраховане за залежністю (4), для даного випадку будуть перевищувати скореговане максимально можливе для даного автомобіля прискорення $a^*_{\max}$, що може призвести до виходу автомобіля з ладу та виникнення аварійної ситуації [3]. За таких умов руху прискорення $a_{розр.i}$ та $a^*_{розр.i}$ є недосяжними для даного автомобіля і необхідно визначити максимально можливу швидкість, яку автомобіль може розвинути наприкінці і-тої характерної однорідної ділянки $V_{i\ кінц.}$, якщо буде прискорюватись протягом всієї її довжини з прискоренням $a^*_{\max}$.

У цьому випадку швидкість $V_{i\ кінц.}$ визначається за залежністю:

$$V_{i\ кінц.} = \sqrt{V_{i\ початк.}{}^2 + 2 \cdot a^*_{\max} \cdot l_i}\ , \text{км/год.} \quad (5)$$

Випадок «д» є можливим у разі, якщо швидкість автомобіля на початку і-тої характерної однорідної ділянки $V_{i\ початк.}$ є меншою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкості на і-тій характерній однорідній ділянці $\min V_i$ та більшою за максимально можливу з умов безпеки руху швидкість на і+1-ій характерній однорідній ділянці $\min V_{i+1}$, а автомобіль за своїми технічними характеристиками не матиме технічної можливості уповільнитись від швидкості $V_{i\ початк.}$ до $\min V_{i+1}$ навіть зі скорегованим максимально можливим для нього уповільненням $-a^*_{\min}$, тобто, уповільнення $-a^*_{розр.i}$, розраховане за залежністю (4) для даного випадку буде меншим за скореговане максимально можливе для даного автомобіля уповільнення $-a^*_{\min}$, що може призвести до виходу автомобіля з ладу та виникнення аварійної ситуації [3]. За таких умов уповільнення $-a^*_{розр.i}$ є недосяжними для даного автомобіля за даних умов руху та швидкість $V_{i\ кінц.} = \min V_{i+1}$ також не може бути досягнута наприкінці і-тої характерної однорідної ділянки навіть за умови, якщо буде розвинуто скореговане максимально можливе для даного автомобіля уповільнення $-a^*_{\min}$.

В цьому випадку, для досягнення наприкінці і-тої характерної однорідної ділянки швидкості $V_{i\ кінц.} = \min V_{i+1}$ за умови, якщо автомобіль буде протягом всієї ділянки здійснювати рух з уповільненням $-a^*_{\min}$ слід знизити швидкість на початку і-тої характерної однорідної ділянки до величини:

$$V_{i\ початк.} = \sqrt{\min V_{i+1}{}^2 - 2 \cdot l_i \cdot \left(-a^*_{\min}\right)}\ , \text{км/год}^2. \quad (6)$$

Тобто, в даному випадку, слід прирівняти значення $V_{i\ початк.}$, розраховане за залежністю (6) до максимально можливої з умов безпеки руху швидкості автомобіля на і-тій характерній однорідній ділянці $\min V_i$ та повторно виконати моделювання руху автомобіля на даній і-тій характерній однорідній ділянці зі зміненим значенням швидкості $\min V_i$.

Вище були обґрунтовані значення швидкостей руху наприкінці і-тої характерної однорідної ділянки. Причому ці швидкості досягаються внаслідок рівноприскореного (з прискореннями $a_{розр.i}$, $a^*_{розр.i}$ або $a^*_{\max}$) чи рівноуповільненого (з уповільненнями $-a^*_{розр.i}$ або $-a^*_{\min}$) руху.

2. Моделювання рівноприскореного, рівномірного та рівноуповільненого рухів транспортного засобу і-тою характерною однорідною ділянкою

В дійсності ж, рівноприскорений рух протягом всієї довжини характерної однорідної ділянки забезпечує мінімальний час руху нею та досягнення на її прикінці максимально можливої для даної характерної однорідної ділянки швидкості лише у випадках, коли $a_{розр.i} = a^*_{\max}$, або $a^*_{розр.i} = a^*_{\max}$.

Рівноуповільнений же рух протягом всієї довжини характерної однорідної ділянки забезпечує мінімальний час руху нею лише у випадку, коли $-a^*_{розр.i} = -a^*_{\min}$.

У випадках, коли $a_{розр.i} < a^*_{\max}$, $a^*_{розр.i} < a^*_{\max}$ або $-a^*_{розр.i} > -a^*_{\min}$ можливі інші варіанти організації руху автомобіля і-тою характерною однорідною ділянкою.

Графічні залежності значень швидкостей $V_{i\ початк.}$, $\min V_i$, $\min V_{i+1}$ та $V_{i\ кінц.}$, при незмінній довжині і-тої характерної однорідної ділянки, від значень прискорень $a_{розр.i}$, $a^*_{розр.i}$, $a^*_{\max}$ та уповільнень $-a^*_{розр.i}$, $-a^*_{\min}$ наведено на рис. 2 (різні випадки співвідношень між швидкостями $V_{i\ початк.}$, $\min V_i$, $\min V_{i+1}$ та $V_{i\ кінц.}$ є такими самими як і на рис. 1).

Графічні залежності значень швидкостей $V_{i\ початк.}$, $\min V_i$ та $\min V_{i+1}$, при незмінній довжині і-тої характерної однорідної ділянки, та при рівноприскореному, з прискоренням $a^*_{\max}$, чи рівноуповільненому, з уповільненням $-a^*_{\min}$, русі представлено лініями 1 на рис. 2. При цьому, випадок «а» відповідає умові, коли $a^*_{розр.i} = a^*_{\max}$, випадки «б» та «ж» — умові, коли $-a^*_{розр.i} = -a^*_{\min}$,

випадок «в» — умові, коли $a_{розр.i} = a^*_{\max}$. В випадках «д», «е», «з» рівноприскорений чи рівноуповільнений рухи відсутні.

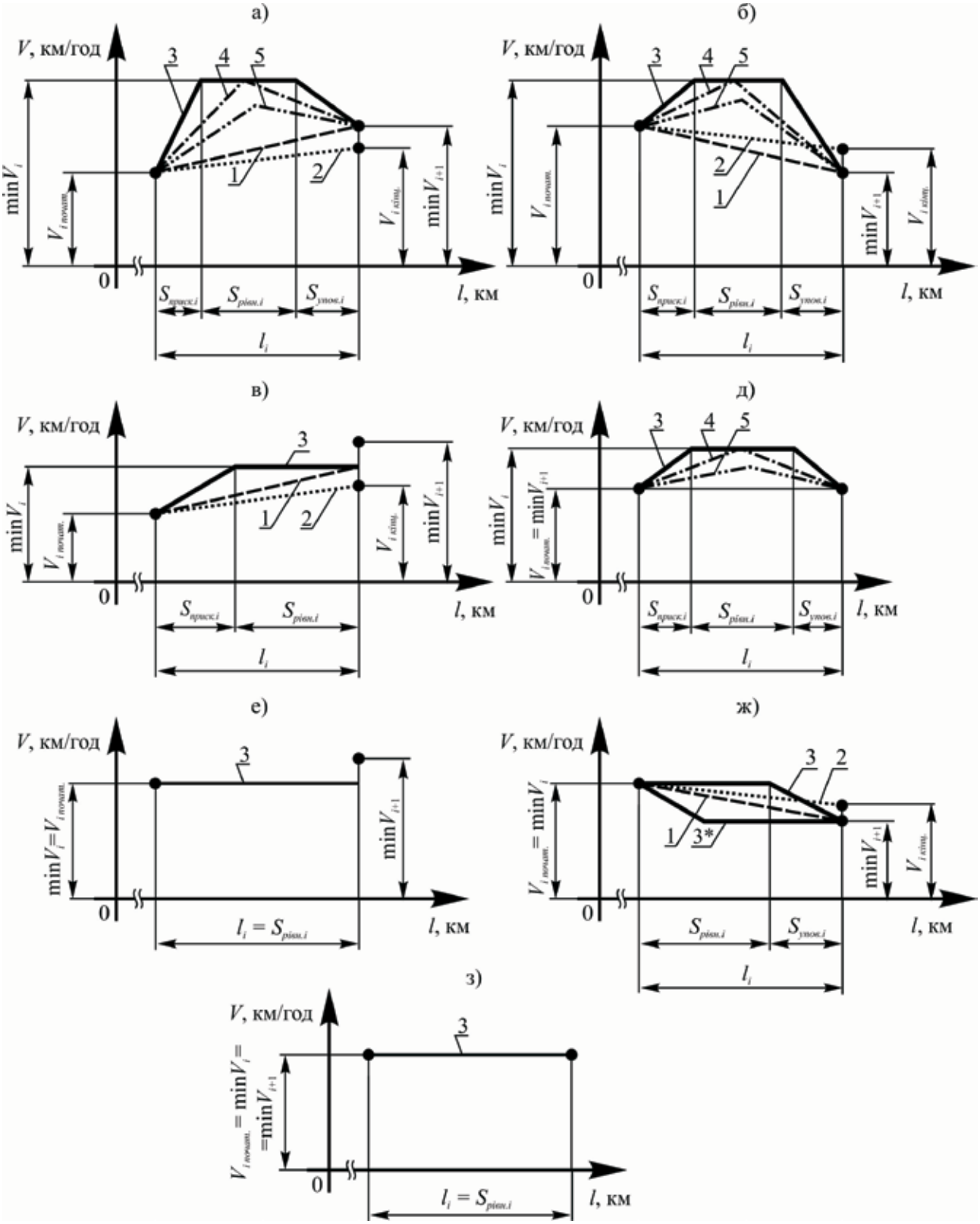


Рис. 2. Графічні залежності значень швидкостей $V_{i\,початк.}$, $\min V_i$, $\min V_{i+1}$ та $V_{i\,кінц.}$, при незмінній довжині і-тої характерної ділянки, від значень прискорень $a_{розр.i}$, $a^*_{розр.i}$, $a^*_{\max}$ та уповільнень $-a^*_{розр.i}$, $-a^*_{\min}$

Графічні залежності значень швидкостей $V_{i\,початк.}$, $\min V_i$ та $\min V_{i+1}$, при незмінній довжині і-тої характерної ділянки, та за умови, що $a_{розр.i} > a^*_{\max}$, $a^*_{розр.i} > a^*_{\max}$, або $-a^*_{розр.i} < -a^*_{\min}$ представлено лініями 2 на рис. 2. При цьому, випадок «а» відповідає умові, коли $a^*_{розр.i} > a^*_{max}$, випадок «в» — умові, коли $a_{розр.i} > a^*_{max}$, а випадки «б» та «ж» — умові, коли $-a^*_{розр.i} < -a^*_{\min}$.

Як вже відмічалось, в порівнянні з постійним рівноприскореним чи рівноуповільненим рухом автомобіля і-тою характерною однорідною ділянкою, менші витрати часу на рух забезпечує наступна організація руху нею:

1) автомобіль прискорюється зі скорегованим максимально можливим для нього прискоренням $a^*_{\max}$ від швидкості $V_{i\,початк.}$ до $\min V_i$ на ділянці довжиною $S_{присk.i}$, км;

2) здійснює рівномірний рух зі швидкістю $\min V_i$ на ділянці довжиною $S_{рівн.i}$, км;

3) уповільнюється (у разі необхідності) від швидкості $\min V_i$ до $\min V_{i+1}$ на ділянці довжиною $S_{упов.i}$, км зі скорегованим максимально можливим для автомобіля уповільненням $-a^*_{\min}$.

Наведена схема організації руху і-тою характерною однорідною ділянкою може бути реалізована у випадку, якщо довжина цієї ділянки є достатньою для реалізації даної схеми, тобто виконується нерівність:

$$l_i \geq S_{присk.i} + S_{упов.i}, \text{ км.} \tag{7}$$

де $S_{присk.i}$ — шлях прискорення від швидкості $V_{i\,початк.}$ до $\min V_i$ з прискоренням $a^*_{\max}$, км, який визначається за залежністю [2]:

$$S_{присk.i} = \frac{\min V_i^2 - V_{i\,початк.}^{\;2}}{2 \cdot a^*_{\max}}, \text{ км;} \tag{8}$$

$S_{упов.i}$ — шлях уповільнення від швидкості $\min V_i$ до $\min V_{i+1}$ з уповільненням $-a^*_{\min}$, км, який визначається за залежністю [2]:

$$S_{упов.i} = \frac{\min V_{i+1}^{\;2} - \min V_i^2}{2 \cdot \left(-a^*_{\min}\right)}, \text{ км.} \tag{9}$$

Рівномірний рух є можливим у випадку, якщо довжина і-тої характерної однорідної ділянки перевищує суму довжин шляхів прискорення та уповільнення. В цьому випадку довжина шляху рівномірного руху визначається за залежністю:

$$S_{рівн.i} = l_i - (S_{присk.i} + S_{упов.i}), \text{ км.} \tag{10}$$

У випадку, коли ліва частина виразу (7) дорівнює правій — рівномірний рух на і-тій характерній однорідній ділянці відсутній.

Може виникнути ситуація, коли значення шляху прискорення $S_{присk.i}$, розраховане за залежністю (8), шляху уповільнення $S_{упов.i}$, розраховане за залежністю (9) або їх сума будуть перевищувати довжину і-тої характерної однорідної ділянки. Це свідчить про неможливість досягнення на ділянці довжиною l_i швидкості $\min V_i$ навіть зі скорегованими максимальними для автомобіля прискоренням $a^*_{\max}$ та уповільненням $-a^*_{\min}$. В цьому випадку слід визначити значення швидкості V_i до якої автомобіль зможе прискоритись від швидкості $V_{i\,початк.}$ зі скорегованим максимальним для нього прискоренням $a^*_{\max}$ та від якої зможе уповільнитись до швидкості $\min V_{i+1}$ зі скорегованим максимальним для нього уповільненням $-a^*_{\min}$.

Шлях прискорення автомобіля від швидкості $V_{i\ початк.}$ до V_i зі скорегованим максимальним для нього прискоренням $a^*_{\max}$ визначається за залежністю:

$$S^*_{приск.i} = \frac{V_i^2 - V_{i\ початк.}^{\ 2}}{2 \cdot a^*_{\max}}, \text{ км.} \tag{11}$$

Шлях уповільнення автомобіля від швидкості V_i до $\min V_{i+1}$ зі скорегованим максимальним для нього уповільненням $-a^*_{\min}$ визначається за залежністю:

$$S^*_{упов.i} = \frac{\min V_{i+1}^{\ 2} - V_i^2}{2 \cdot \left(-a^*_{\min}\right)}, \text{ км.} \tag{12}$$

Швидкість V_i може бути визначена з виразу (7), якщо його переписати у вигляді:

$$l_i = \frac{V_i^2 - V_{i\ початк.}^{\ 2}}{2 \cdot a^*_{\max}} + \frac{\min V_{i+1}^{\ 2} - V_i^2}{2 \cdot \left(-a^*_{\min}\right)}, \text{ км.} \tag{13}$$

Звідси маємо:

$$V_i = \sqrt{\frac{2 \cdot a^*_{\max} \cdot \left(-a^*_{\min}\right) \cdot l_i + \left(-a^*_{\min}\right) \cdot V_{i\ початк.}^{\ 2} - a^*_{\max} \cdot \min V_{i+1}^{\ 2}}{-a^*_{\min} - a^*_{\max}}}, \text{ км.} \tag{14}$$

Графічні залежності значень швидкостей $V_{i\ початк.}$, $\min V_i$ та $\min V_{i+1}$, при незмінній довжині і-тої характерної ділянки та за умови, що $a_{розр.i} < a^*_{\max}$ або $a^*_{розр.i} < a^*_{\max}$, представлено лініями 3, 4 та 5 на рис. 2.

При цьому лінії 3 відповідають випадку, коли автомобіль на даній ділянці досягає швидкості $\min V_i$ та довжина цієї ділянки є достатньою для:

- прискореного, уповільненого та рівномірного руху (випадки «а», «б», «д»);
- прискореного та рівномірного руху (випадок «в»);
- рівномірного та уповільненого руху (або уповільненого та рівномірного) (випадок «ж»).

Лінії 4 — відповідають випадку, коли автомобіль на даній ділянці досягає швидкості $\min V_i$ та довжина цієї ділянки є достатньою для прискореного та уповільненого рухів.

Лінії 5 — відповідають випадку, коли автомобіль на даній ділянці досягає швидкість V_i та довжина цієї ділянки є достатньою для прискореного та уповільненого рухів.

Висновки

В роботі змодельовано процес дорожнього руху і-тою характерною однорідною ділянкою маршруту з урахуванням прискорень, уповільнень, умов руху на попередній та наступній ділянках маршруту.

На підставі результатів даної роботи буде дороблено алгоритм програми моделювання процесу перевезення, який, за умови розробки комп'ютерної програми, дозволить визначати максимально можливу продуктивності роботи кар'єрних автомобілів-самоскидів з урахуванням системного факторного зв'язку між вантажопідйомністю автомобіля-самоскида, часом його простою під навантаженням, часом простою під розвантаженням та швидкістю руху окремими характерними ділянками маршруту.

Список літератури

1. Куниця А. В. Алгоритм моделювання процесу перевезень з урахуванням його багатофакторного дослідження / А. В. Куниця, Д. М. Самісько // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник. — 2010. — № 2 (11). — С. 64–70.

2. Кабардин О. Ф. Физика: Справ. материалы: Учеб. пособие для учащихся. — 3-е изд. / О. Ф. Кабардин — М.: Просвещение, 1991. — 367 с. ил. — ISBN 5-09-003 008-1.

3. Кодекс України про адміністративні правопорушення: Науково-практичний коментар / Р. А. Калюжний, А. Т. Комзюк, О. О. Погрібний та ін. — 3-тє видання. — К.: Алерта; КНТ; ЦУЛ, 2010. — 684 с.

Аннотация. *В работе смоделировано в общем виде процесс дорожного движения транспортного средства по і-тому характерному однородному участку маршрута с учетом условий дорожного движения, характеристик автотранспортного средства, его ускорений, замедлений, и значений скоростей, на предыдущем и последующем характерных однородных участках (за исключением первого и последнего участков).*

Abstract. *In work it is simulated in a general view process of traffic of a vehicle on the characteristic homogeneous site of the route with number i taking into account conditions of traffic, characteristics of the vehicle, its accelerations, delays, and values of speeds, on the previous and subsequent characteristic homogeneous sites (except for the first and last sites).*

Стаття надійшла до редакції 02.09.2011 р.

УДК 656.11

САНЬКО Я. В., к.т. н., Харківська національна академія міського господарства

ВИБІР КРИТЕРІЮ ДОЦІЛЬНОСТІ РОЗБУДОВИ ВУЛИЧНО-ДОРОЖНЬОЇ МЕРЕЖІ

Проведено аналіз критеріїв доцільності розбудови вулично-дорожньої мережі. Результатом досліджень є запропонований критерій — мінімум сумарних витрат на функціонування системи комунікацій міста, що забезпечується раціональною довжиною сторони житлового району або кварталу.

Постановка проблеми

Стрімке зростання рівня автомобілізації транспортного обслуговування населення призвело до такого негативного явища, як зниження пропускної здатності вулично-дорожньої мережі. Це спричинило збільшення витрат часу на пересування населення, збільшення рівня небезпеки елементів вулично-дорожньої мережі, збільшення кількості викидів шкідливих речовин у відпрацьованих газах транспортних засобів, зменшення швидкості сполучення транспортних засобів на ділянках мережі та інше.

Вирішенням цих проблем є розробка раціональної планувальної схеми вулично-дорожньої мережі міста.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Найбільш широко питання транспортного планування міст викладені в роботах В. О. Черепанова, М. С. Фішельсона та Є. М. Лобанова [1–3].

Головним нормативним документом у сфері містобудування є ДБН 360–92** [4], який регламентує основні напрямки та етапи розбудови нових та існуючих міст.

Основним недоліком при оцінці раціональної планувальної схеми транспортної мережі є використання усереднених показників.

Мета статті

Метою проведення досліджень є розробка критерію оцінки планувальних схем вулично-дорожньої мережі міста.

Основний розділ

До основних критеріїв доцільності розбудови вулично-дорожньої мережі відносяться:

1) ступінь непрямолінійності сполучень (коефіцієнт непрямолінійності транспортних сполучень);

2) щільність вулично-дорожньої мережі міста;

3) рівень завантаження вулиць рухом (рівень обслуговування);

4) ступінь складності перехресть вулиць і доріг.

Перший показник визначається, як відношення довжини шляху по дорогах між двома точками до довжини шляху між двома точками по повітрю [2–3]:

$$k_{непр} = \frac{l_{ij}^{дор}}{l_{ij}^{пов}}, \quad (1)$$

де $k_{непр}$ — коефіцієнт непрямолінійності транспортних сполучень;

$l_{ij}^{дор}$ — довжина шляху по дорогах між двома точками, км.;

$l_{ij}^{пов}$ — довжина між двома точками по повітрю, км.

Коефіцієнт непрямолінійності залежить від планувальної схеми вулично-дорожньої мережі міста і знаходиться в межах 1,05–1,5 [3].

Щільність вулично-дорожньої мережі міста визначається як відношення довжини транспортної мережі до площі території міста [2]:

$$\delta = \frac{L_M}{S_M}, \quad (2)$$

де δ — щільність вулично-дорожньої мережі міста, км/км^2;

L_M — довжина транспортної мережі, км.;

S_M — площа території міста, км^2.

Цей показник знаходиться в межах 0,7–4 км/км^2 і залежить від групи, до якої належить місто та територіальні частини міста (центральна, периферійна, промислова).

Різниця в нормах по проектуванню доріг в різні роки, а саме: ширини проїзної частини, спричинила появу різновиду показнику щільності мережі. Що визначається як відношення площі транспортної мережі до площі території міста [5]:

$$\delta^{'} = \frac{S_{ВДМ}}{S_M}, \quad (3)$$

де $\delta^{'}$ — скорегована щільність вулично-дорожньої мережі міста, км^2/км^2;

$S_{ВДМ}$ — площа вулично-дорожньої мережі, км^2.

Рівень обслуговування вулиці (дороги) або ступінь використання пропускної здатності вулиці (дороги) визначається відношенням інтенсивності руху транспортних засобів до пропускної здатності вулиці (дороги) [2]:

$$z = \frac{N}{P}, \tag{4}$$

де z — рівень завантаження вулиці (дороги) рухом;

N — інтенсивність руху транспортних засобів, авт./год.;

P — пропускна здатність вулиці (дороги), авт./год.

Ступінь складності перехресть вулиць і доріг оцінюється за такими показниками, як рівень безпеки руху, забезпечення швидкості руху та пропускна здатність перехресть.

Проведений аналіз основних критеріїв доцільності розбудови вулично-дорожньої мережі дозволив з'ясувати межі кожного показника та оптимальні значення, що описуються наступними залежностями:

$$\begin{cases} 1,1 \le k_{непр}^{опт} \le 1,2; \\ 2,2 \le \delta_{опт} \le 2,4; \\ 0,3 \le z_{опт} \le 0,8. \end{cases} \tag{5}$$

Однак вимоги сьогодення накладають свої обмеження на роботу транспортної мережі міста, а саме, забезпечувати мінімальні витрати на функціонування всіх життєзабезпечуючих систем міста (рис. 1)

$$C_{заг} = \sum_{i=1}^{n} C_i, \tag{6}$$

де C_i — витрати i-го елементу транспортної системи життєзабезпечення міста, грн.



Рис. 1. Структурна схема системи комунікацій міста

Таким чином, загальні витрати транспортної системи життєзабезпечення міста будуть складатися з:

- витрат на функціонування транспортної системи перевезення пасажирів та вантажів;
- витрат на функціонування транспортної системи газопостачання;
- витрат на функціонування транспортної системи водопостачання;
- витрат на функціонування транспортної системи водовідведення;
- витрат на функціонування транспортної системи електропостачання;
- витрат на функціонування транспортної системи кабельних мереж.

При цьому кожна із складових загальних витрат системи визначається на основі потреб у послугах безпосередніх користувачів та транзиту за формулою:

$$C_i = C_{кор_i} + C_{тр_i}, \qquad (7)$$

де $C_{кор_i}$ — витрати i-го елементу транспортної системи життєзабезпечення міста, що приходяться на задоволення потреб безпосередніх користувачів, грн.;

$C_{тр_i}$ – витрати i-го елементу транспортної системи життєзабезпечення міста, що приходяться на задоволення потреб інших користувачів мережі, грн..

Отже, проектування вулично-дорожньої мережі повинно базуватися на принципах повного оптимального задоволення потреб всіх мешканців міста (житлового району, житлового кварталу).

Висновки

В результаті проведеного аналізу встановлено, що використання усереднених технічних критеріїв доцільності розбудови вулично-дорожньої мережі не відповідає існуючим вимогам містобудування. Запропонований критерій — мінімум сумарних витрат на функціонування системи комунікацій міста, дозволить визначати раціональну довжину сторони житлового району або кварталу на кожній ділянці вулично-дорожньої мережі.

Список літератури

1. Черепанов В. А. Транспорт в планировке городов: Учебник для вузов.— М.: Стройиздат, 1970.— 304 с.

2. Фишельсон М. С. Транспортная планировка городов: Учеб. пособие для студ. авт.-дор. спец. вузов.— М.: Высшая школа, 1985.— 239 с.

3. Лобанов Е. М. Транспортная планировка городов: Учебник для студентов вузов.— М.: Транспорт, 1990.— 240 с.

4. Містобудування. Планування і забудова міських і сільських поселень: ДБН 360–92.— [Чинний від 2002-04-19].— К.: ДП «Укрархбудінформ», 2002.— 92 с.**

5. Лобашов О. О. Моделювання впливу мережі паркування на транспорті потоки в містах: Монографія.— Х.: ХНАМГ, 2010.— 170 с.

Аннотация. *Проведен анализ критериев целесообразности развития улично-дорожной сети. Результатом исследований является предложенный критерий — минимум суммарных затрат на функционирование системы коммуникаций города, который обеспечивается рациональной длиной стороны жилого района или квартала.*

Abstract. *The analysis of criteria of expediency of development of an ulichno-high system is carried out. Result of researches is the offered criterion — a minimum of total expenses for functioning of system of communications of a city which is provided with rational length of the party of residential area or quarter.*

Стаття надійшла до редакції 26.09.2011 р.

УДК 004

ФЕДОРОВ Е.Е. к.т. н., доцент, Донецкая академия автомобильного транспорта

МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ ОНТОЛОГИИ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ

В статье предлагается методика создания онтологии для автомобилестроительной отрасли, которая включает в себя создание иерархии понятий предметной области, отношений, классов и их атрибутов, функций и аксиом и повышает эффективность взаимодействия агентов мультиагентной системы управления технологическим процессом.

Постановка проблемы

В настоящее время актуальной проблемой является эффективное управление технологическим процессом. Особое значение эта проблема приобретает для бурно развивающейся автомобилестроительной отрасли. В последние годы для решения этой проблемы создаются интеллектуальные системы и, в частности, мультиагентные системы (МАС) [1—4], которые приходят на смену традиционных распределенных систем. Для реализации взаимодействия между агентами МАС необходимо специфицировать множество понятий предметной области, в которой эти агенты действуют.

Анализ последних исследований и публикаций

Одним из подходов к решению проблемы спецификации понятий является создание онтологии [5—8]. Согласно [9—11], онтология представляет собой ориентированный граф, узлами которого являются понятия, а дугами — соответствующие отношения между этими понятиями, и обычно представляется с помощью фреймов или логики предикатов. В работах [5—11] онтология не разрабатывается для автомобилестроительной отрасли.

Цель статьи

Разработать методику создания онтологии для автомобилестроительной отрасли.

Основной материал

В данной работе выбрана модель онтологии вида [4]

$$O =< X, R, F, A, E >,$$

где X — конечное множество понятий заданной предметной области, $X \neq \varnothing$;

R — конечное множество отношений между понятиями;

F — конечное множество функций;

A — конечное множество аксиом;

E — конечное множество экземпляров (являются специфическими для каждого технологического процесса и поэтому в данной работе не приводятся).

Предлагаемая методика создания онтологии предусматривает формирование:

– понятий и их размещение на соответствующих уровнях онтологии;
– отношений;
– классов, представляющих понятия, с их атрибутами;

– функций;
– аксиом.

Понятия, размещенные на уровнях онтологии

Первый уровень — «сущность».

Второй уровень:
– «постоянная сущность»;
– «временная сущность».

Третий уровень:

1. Типы постоянных сущностей:
– «объект»;
– «склад для хранения объекта»;
– «агрегат для перемещения объекта»;
– «агрегат для обработки объекта»;
– «агрегат для анализа объекта».

2. Типы временных сущностей:
– «начало хранения объекта на складе»;
– «конец хранения объекта на складе»;
– «начало перемещения объекта агрегатом»;
– «конец перемещения объекта агрегатом»;
– «начало обработки объекта агрегатом»;
– «конец обработки объекта агрегатом»;
– «начало анализа объекта агрегатом»;
– «конец анализа объекта агрегатом».
– «перемещение объекта агрегатом в течение периода времени»;
– «обработка объекта агрегатом в течение периода времени»;
– «анализ объекта агрегатом в течение периода времени»;
– «трансформация одного объекта в другой объект».

Отношения

Отношения «суперкласс-подкласс» — между парами понятий 1 и 2 уровня, 2 и 3 уровня.

Отношения «класс-экземпляр» — между понятиями и экземплярами.

Ассоциативные отношения — между понятиями на 2 уровне и между понятиями на 3 уровне.

Классы и их атрибуты

1. Класс, описывающий сущность, не имеет атрибутов.
2. Класс, описывающий постоянную сущность, не имеет атрибутов.
3. Класс, описывающий переменную сущность, не имеет атрибутов.
4. Класс, описывающий объект, имеет атрибут «тип объекта».
5. Класс, описывающий склад для хранения объекта, имеет следующие атрибуты:
– «тип склада для хранения объекта»;
– «требуемый период хранения».
6. Класс, описывающий агрегат для перемещения объекта, имеет следующие атрибуты:
– «тип агрегата для перемещения объекта»;
– «требуемый период перемещения».
7. Класс, описывающий агрегат для обработки объекта, имеет следующие атрибуты:
– «тип агрегата для обработки объекта»;
– «требуемый период обработки».
8. Класс, описывающий агрегат для анализа объекта, имеет следующие атрибуты:
– «тип агрегата для анализа объекта»;
– «требуемый период анализа».

9. Класс, описывающий начало хранения объекта на складе, имеет следующие атрибуты:
– «склад для хранения объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса).

10. Класс, описывающий конец хранения объекта на складе, имеет следующие атрибуты:
– «склад для хранения объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса).

11. Класс, описывающий начало перемещения объекта агрегатом, имеет следующие атрибуты:
– «агрегат для перемещения объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса).

12. Класс, описывающий конец перемещения объекта агрегатом, имеет следующие атрибуты:
– «агрегат для перемещения объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса).

13. Класс, описывающий начало обработки объекта агрегатом, имеет следующие атрибуты:
– «агрегат для хранения объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса).

14. Класс, описывающий конец обработки объекта агрегатом, имеет следующие атрибуты:
– «агрегат для хранения объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса).

15. Класс, описывающий начало анализа объекта агрегатом, имеет следующие атрибуты:
– «агрегат для анализа объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса).

16. Класс, описывающий конец анализа объекта агрегатом, имеет следующие атрибуты:
– «агрегат для анализа объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса).

17. Класс, описывающий перемещение объекта агрегатом за текущий период времени, имеет следующие атрибуты:
– «агрегат для перемещения объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса);
– «текущий период перемещения».

18. Класс, описывающий обработку объекта агрегатом за текущий период времени, имеет следующие атрибуты:
– «агрегат для обработки объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса);
– «ткущий период обработки».

19. Класс, описывающий анализ объекта агрегатом за текущий период времени, имеет следующие атрибуты:
– «агрегат для анализа объекта» (определяет имя класса);
– «объект» (определяет имя класса);
– «ткущий период анализа».

20. Класс, описывающий трансформацию одного объекта в другой объект, имеет следующие атрибуты:
– «объект1» (определяет имя класса);
– «объект2» (определяет имя класса).

Функции

1. Функция, возвращающая требуемый период хранения объекта на складе w

период _ хранения(w)

2. Функция, возвращающая требуемый период перемещения объекта агрегатом w
$период_перемещения(w)$

3. Функция, возвращающая требуемый период обработки объекта агрегатом w
$период_обработки(w)$

4. Функция, возвращающая требуемый период обработки объекта агрегатом w
$период_анализа(w)$

Аксиомы в виде правил

1. Начало перемещения объекта x агрегатом w со склада v

$$\exists v,w,x\ \ склад(v) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge агрегат_для_перемещения(w) \wedge$$
$$\wedge конец_хранения(v,x) \rightarrow$$
$$\rightarrow начало_перемещения(w,x) \wedge$$
$$\wedge перемещение(w,x,0)$$

2. Начало перемещения объекта y агрегатом w от агрегата для обработки v (объект y получен из объекта x в результате трансформации в агрегате v)

$$\exists v,w,x,y\ \ агрегат_для_обработки(v) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge агрегат_для_перемещения(w) \wedge$$
$$\wedge объект(y) \wedge$$
$$\wedge конец_обработки(v,x) \wedge$$
$$\wedge трансформация(x,y) \rightarrow$$
$$\rightarrow начало_перемещения(w,y) \wedge$$
$$\wedge перемещение(w,y,0)$$

3. Начало перемещения объекта x агрегатом w от агрегата для обработки v (трансформации объекта в агрегате v не производилась)

$$\exists v,w,x\ \ агрегат_для_обработки(v) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge агрегат_для_перемещения(w) \wedge$$
$$\wedge конец_обработки(v,x) \rightarrow$$
$$\rightarrow начало_перемещения(w,x) \wedge$$
$$\wedge перемещение(w,x,0)$$

4. Начало перемещения объекта x агрегатом w от агрегата для анализа v

$$\exists v,w,x\ \ агрегат_для_анализа(v) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge агрегат_для_перемещения(w) \wedge$$
$$\wedge конец_анализа(v,x) \rightarrow$$
$$\rightarrow начало_перемещения(w,x) \wedge$$
$$\wedge перемещение(w,x,0)$$

5. Перемещения объекта x агрегатом w в течение периода времени t

$$\exists w,x,t \ \ агрегат_для_перемещения(w) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge начало_перемещения(w,x) \wedge$$
$$\wedge перемещение(w,x,t) \wedge$$
$$\wedge t \geq 0 \wedge t < период_перемещения(w) \rightarrow$$
$$\rightarrow перемещение(w,x,t+1)$$

6. Конец перемещения объекта x агрегатом w

$$\exists w,x \ \ агрегат_для_перемещения(w) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge начало_перемещения(w,x) \wedge$$
$$\wedge перемещение(w,x,период_перемещения(w)) \rightarrow$$
$$\rightarrow конец_перемещения(w,x)$$

7. Начало обработки объекта x агрегатом w после перемещения агрегатом v

$$\exists v,w,x \ \ агрегат_для_перемещения(v) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge агрегат_для_обработки(w) \wedge$$
$$\wedge конец_перемещения(v,x) \rightarrow$$
$$\rightarrow начало_обработки(w,x) \wedge$$
$$\wedge обработка(w,x,0)$$

8. Обработки объекта x агрегатом w в течение периода времени t

$$\exists w,x,t \ \ агрегат_для_обработки(w) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge начало_обработки(w,x) \wedge$$
$$\wedge обработка(w,x,t) \wedge$$
$$\wedge t \geq 0 \wedge t < период_обработки(w) \rightarrow$$
$$\rightarrow обработка(w,x,t+1)$$

9. Конец обработки объекта x агрегатом w с трансформацией объекта x в объект y

$$\exists w,x,y \ \ агрегат_для_обработки(w) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge начало_обработки(w,x) \wedge$$
$$\wedge обработка(w,x,период_обработки(w)) \rightarrow$$
$$\rightarrow конец_обработки(w,x) \wedge$$
$$\wedge трансформация(x,y)$$

10. Конец обработки объекта x агрегатом w без трансформации объекта x

$$\exists w,x \ \ агрегат_для_обработки(w) \wedge$$
$$\wedge объект(x) \wedge$$
$$\wedge начало_обработки(w,x) \wedge$$

$\wedge обработка(w, x, период_обработки(w)) \rightarrow$

$\rightarrow конец_обработки(w, x)$

11. Начало анализа объекта x агрегатом w после перемещения агрегатом v

$\exists v, w, x \;\; агрегат_для_перемещения(v) \wedge$

$\wedge объект(x) \wedge$

$\wedge агрегат_для_анализа(w) \wedge$

$\wedge конец_перемещения(v, x) \rightarrow$

$\rightarrow начало_анализа(w, x) \wedge$

$\wedge анализ(w, x, 0)$

12. Анализ объекта x агрегатом w в течение периода времени t

$\exists w, x, t \;\; агрегат_для_анализа(w) \wedge$

$\wedge объект(x) \wedge$

$\wedge начало_анализа(w, x) \wedge$

$\wedge анализ(w, x, t) \wedge$

$\wedge t \geq 0 \wedge t < период_анализа(w) \rightarrow$

$\rightarrow анализ(w, x, t+1)$

13. Конец анализа объекта x агрегатом w

$\exists w, x \;\; агрегат_для_анализа(w) \wedge$

$\wedge объект(x) \wedge$

$\wedge начало_анализа(w, x) \wedge$

$\wedge анализ(w, x, период_анализа(w)) \rightarrow$

$\rightarrow конец_анализа(w, x)$

14. Начало хранения объекта x на складе w после перемещения агрегатом v

$\exists v, w, x \;\; агрегат_для_перемещения(v) \wedge$

$\wedge объект(x) \wedge$

$\wedge склад(w) \wedge$

$\wedge конец_перемещения(v, x) \rightarrow$

$\rightarrow начало_хранения(w, x) \wedge$

$\wedge хранение(w, x, 0)$

15. Хранение объекта x на складе w в течение периода времени t

$\exists w, x, t \;\; склад(w) \wedge$

$\wedge объект(x) \wedge$

$\wedge начало_хранения(w, x) \wedge$

$\wedge хранение(w, x, t) \wedge$

$\wedge t \geq 0 \wedge t < период_хранения(w) \rightarrow$

$\rightarrow хранение(w, x, t+1)$

16. Конец хранения объекта x на складе w

$\exists w, x \;\; склад(w) \wedge$

$\wedge$*объект*$(x)\wedge$

$\wedge$*начало _ хранения*$(w,x)\wedge$

$\wedge$*хранение*$(w,x,$*период _ хранения*$(w))\rightarrow$

$\rightarrow$ *конец _ хранения*(w,x)

Аксиомы в виде фактов

1. *объект*(x)
2. *склад*(w)
3. *агрегат _ для _ перемещения*(w)
4. *агрегат _ для _ обработки*(w)
5. *агрегат _ для _ анализа*(w)

Используя аксиомы, связанные с конкретным процессом (например, листовым прокатом), можно осуществлять доказательство теорем.

Например, для листового проката можно доказать следующую теорему (целевую формулу), требующую прохождения всего технологического процесса

$\exists w,x$ *начало _ хранения*(w,x),

где w соответствует складу готовой продукции, x соответствует листу,

если имеется факт

конец _ хранения(v,x),

где v соответствует складу слябов, x соответствует слябу

Выводы

Новизна. В статье впервые была предложена методика создания онтологии для мультиагентной системы управления технологическим процессом. Разработанная методика включает в себя создание иерархии понятий предметной области, отношений, классов и их атрибутов, функций и аксиом. Предложенная методика позволяет представить онтологию как в виде иерархии классов (фреймовое представление), что дает возможность реализации онтологии на языке объектно-ориентированного программирования, так и в виде логических правил и фактов (представление на языке логики предикатов), что позволяет осуществить логический вывод. Использование онтологии повышает эффективность обмена информацией в виде сообщений между агентами мультиагентной системы.

Практическое значение. Разработанная онтология использовалась в мультиагентной системеуправления технологическим процессом, реализованной в программной среде JADE.

Список литературы

1. Wooldridge M. An Introduction to MultiAgent Systems / M. Wooldridge.— Chichester: John Wiley & Sons, Inc., 2002.— 348 p.

2. Russell S. Artificial Intelligence: a Modem Approach / S. Russell, P. Norvig.— Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall PTR, 1995.— 200 p.

3. Bellifemine F. Developing multi-agent systems with JADE / F. Bellifemine, G. Caire, D. Greenwood.— Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2007.— 286 p.

4. Федоров Е. Е. Методология создания мультиагентной системы речевого управления: монография / Е. Е. Федоров.— Донецк: изд-во «Ноулидж», 2011.— 356 с.

5. Gruber T. R. A translation approach to portable ontology / T. R. Gruber // Knowledge Acquisition.— 1993.— Vol. 5, № 2.— P.199—220.

6. Guarino N. Formal Ontology and Information Systems / N. Guarino // Proc. of the 1st International Conference on Formal Ontologies in Information Systems (FOIS'98).— Trento.— 1998.— P.3—15.

7. Палагин А. В. Об одном подходе к формализованному представлению онтологии текстового документа / А. В. Палагин, Н. Г. Петренко, А. О. Севрук // Комп'ютерні засоби, мережі та системи.— 2007.— № 6.— С. 14—20.

8. Онтологии и тезаурусы: модели, инструменты, приложения: учебное пособие / Б. В. Добров, В. В. Иванов, Н. В. Лукашевич, В. Д. Соловьев.— М.: Интернет-Университет Информационных Технологий; БИНОМ. Лаборатория знаний, 2009.— 173 с 9. Гаврилова Т. А. Базы знаний интеллектуальных систем / Т. А. Гаврилова, В. Ф. Хорошевский.— СПб: Питер, 2000

10. Noy N. Ontology Development 101: A Guide to Creating Your First Ontology / N. Noy, D. L McGuinness // Stanford Knowledge Systems Laboratory Technical Report KSL-01—05 and Stanford Medical Informatics Technical Report SMI-2001–0880, 2001.— 25 p.

11. Nirenburg S. Ontological Semantics / S. Nirenburg, V. Raskin.— Cambridge, GA, 2004.— 332 с.

Анотація. *У статті пропонується методика створення онтології для автомобілебудівної галузі, що містить у собі створення ієрархії понять предметної області, відносин, класів й їхніх атрибутів, функцій й аксіом і підвищує ефективність взаємодії агентів мультиагентної системи керування технологічним процесом.*

Abstract. *In article the creation method ontology for automaker is offered to branch which includes creation of hierarchy of concepts of a application domain, relations, classes and their attributes, functions and axioms and raises efficiency of interaction of agents multiagent control systems of technological process.*

Стаття надійшла до редакції 04.09.2011 р.

УДК 629.113

САХНО В. П., д. т. н., профессор, Национальный транспортный университет;
ВЕРБИЦКИЙ В. Г., д. ф.-м. н., профессор, Донецкая академия автомобильного транспорта;
КОНДРАТЬЕВ В. В., Донецкая академия автомобильного транспорта

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПЛОСКО-ПАРАЛЛЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С УЧЕТОМ И БЕЗ УЧЕТА ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ

Определение степени влияния на устойчивость множества стационарных режимов перераспределения вертикальной нагрузки по бортам автомобиля, взаимовлияние продольных и поперечных сил в пятне контакта, учета зависимости коэффициентов сопротивления уводу от вертикальной нагрузки на колесо.

Введение

В теоретических исследованиях, нацеленных на улучшение курсовой устойчивости колесных экипажей, естественным образом возникает вопрос рационального выбора математической модели, которая бы с одной стороны оставалась достаточно простой для теоретического анализа, а с другой — отражала все основные факторы, влияющие на устойчивость прототипа. Одним из подходов в решении этой задачи может быть метод последовательного усложнения расчетной схемы колесного экипажа, начиная с простейшей плоской 4-х колесной схемы. Для каждой модели будут получены основные количественные характеристики, определяющие ее устойчивость: критическая скорость стационарных режимов движения, оценки их областей притяжения, бифуркационное множество, как обобщенная характеристика устойчивости всего множества стационарных режимов модели [1]. Для исследования множества стационарных состояний было разработано ряд подходов [2,3].

Цель работы

На основе математического моделирования определить степень влияния на устойчивость множества стационарных режимов плоской 4-х колесной модели следующих факторов: перераспределения вертикальной нагрузки по бортам автомобиля; взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта; учета зависимости коэффициентов сопротивления уводу от вертикальной нагрузки на колесо.

Основной раздел

Для определения параметров стационарных режимов движения автомобиля и анализа их устойчивости рассмотрим математическую модель плоскопараллельного движения автомобиля, учитывающую квазистатическое перераспределения вертикальных реакций и взаимовлияние продольных и поперечных сил в пятне контакта. Расчетная схема представлена на рис. 1, и представляет собой одномассовую систему с абсолютно жестким управляемым колесным модулем. К каждому колесу приложены боковые силы Y, вертикальные реакции Z, а также продольные силы X для ведущих колес задней оси. Центр масс находится в точке C, предполагается, что продольная составляющая скорости центра масс (ЦМ) v поддерживается постоянной; u — поперечная составляющая проекции скорости ЦМ; ω — угловая скорость автомобиля относительно вертикальной оси; a, b — расстояния от центра масс автомобиля до передней управляемой оси и задней оси; H — половина колеи.

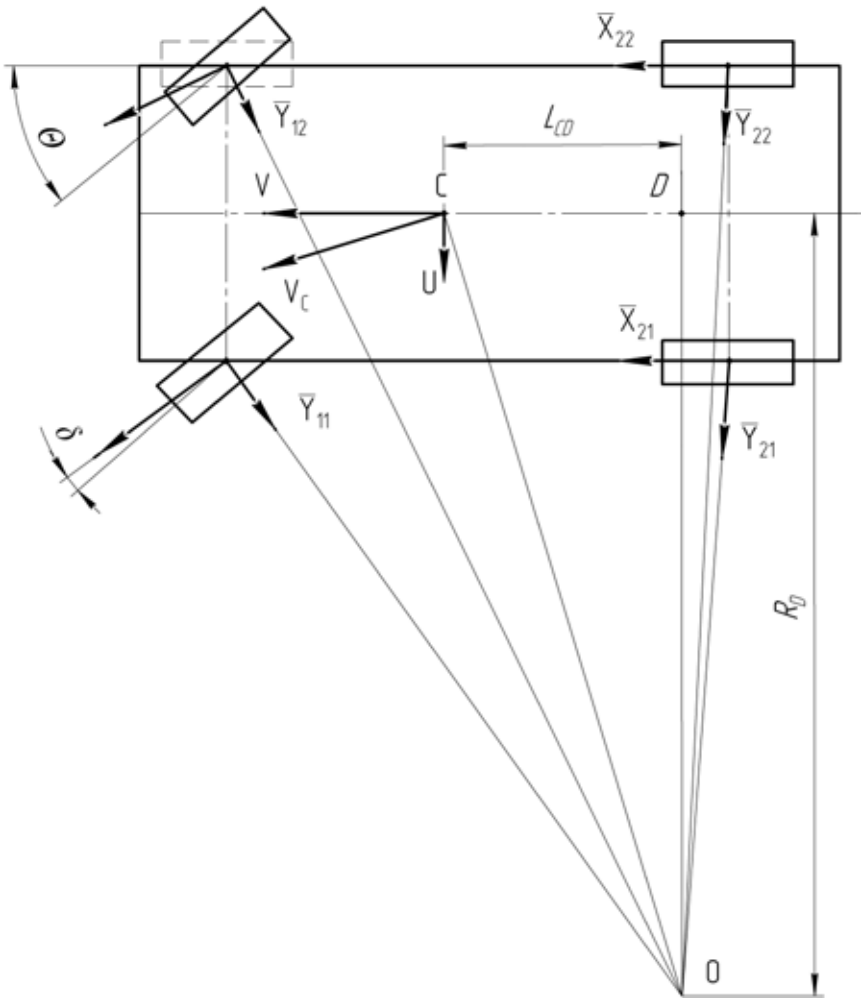


Рис. 1. Расчетная схема модели легкового автомобиля

Согласно кинематического расчета определяем углы увода (δ_{ij}) для всех четырёх колес:

$$\delta_{11} = \Theta_{11} - \arctan\left(\frac{u+\omega a}{v-\omega H}\right),$$

$$\delta_{12} = \Theta_{12} - \arctan\left(\frac{u+\omega a}{v+\omega H}\right),$$

$$\delta_{21} = -\Theta_{21} - \arctan\left(\frac{u-\omega b}{v-\omega H}\right),$$

$$\delta_{22} = -\Theta_{22} - \arctan\left(\frac{u-\omega b}{v+\omega H}\right),$$

где Θ_{11}, Θ_{12}, Θ_{21}, Θ_{22} — углы поворота управляемых колес для передней оси, а для задней — равны нулю.

Силы, действующие на колесо, существенным образом влияют на коэффициент сопротивления уводу [2,3]. С увеличением нагрузки на колесо коэффициент сопротивления уводу возрастает лишь до некоторого максимального значения, а при дальнейшем росте нагрузки убывает $k_{ij} = (\overline{k} - \alpha \cdot Z_{ij}) Z_{ij}$.

Предельные значения продольных и поперечных сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью пропорциональны соответствующим коэффициентам сцепления φ_x и φ_y, которые в общем случае имеют различные значения, образуя малую и большую полуоси эллипса трения. Результирующая сила в пятне контакта при одновременном действии продольной и поперечной составляющих [4], определяется на основе рис. 2. Предполагается, что величина продольной силы X^* известна, далее определяется максимальная поперечная составляющая силы увода Y^*, удовлетворяющая уравнению эллипса.

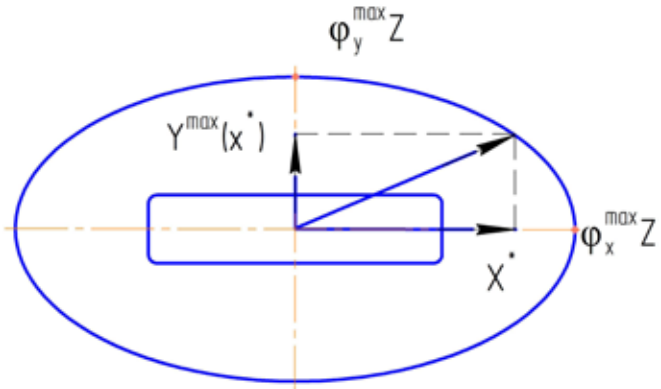


Рис. 2. Схема продольных и поперечных сил

Тогда значения коэффициентов сцепления в поперечном направлении определяются в зависимости от значений продольной силы и действующей вертикальной нагрузки на колесо:

$$\varphi_{21y} = \varphi_y^{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{X_{21}}{Z_{21} \cdot \varphi_x^{\max}}\right)^2};$$

$$\varphi_{22y} = \varphi_y^{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{X_{22}}{Z_{22} \cdot \varphi_x^{\max}} \right)^2} .$$

Продольные силы X_{21} и X_{22} находим согласно формул:

$$X_{21} = 0{,}5\left(-m \cdot u \cdot \omega + Y_{11} \cdot \sin\Theta_{11} + Y_{12} \cdot \sin\Theta_{12}\right);$$

$$X_{22} = 0{,}5\left(-m \cdot u \cdot \omega + Y_{11} \cdot \sin\Theta_{11} + Y_{12} \cdot \sin\Theta_{12}\right).$$

Боковую силу в определим согласно [5] (как функцию угла увода, вертикальной нагрузки и продольной силы):

$$Y_{ij} = \frac{k_{ij}(Z_{ij}) \cdot \delta_{ij}}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_{ij}(Z_{ij}) \cdot \delta_{ij}}{\varphi_{ij} \cdot Z_{ij}} \right)^2}},$$

где k_{ij} — коэффициент сопротивления боковому уводу ($k_{ij} = (\bar{k} - \alpha \cdot Z_{ij}) Z_{ij}$).

При движении автомобиля по установившейся круговой траектории происходит перераспределение вертикальных реакций по бортам автомобиля, на рис. 3 представлена схема, позволяющая определить величину перераспределения вертикальной нагрузки ΔZ_1 на передней оси и ΔZ_2 на задней.

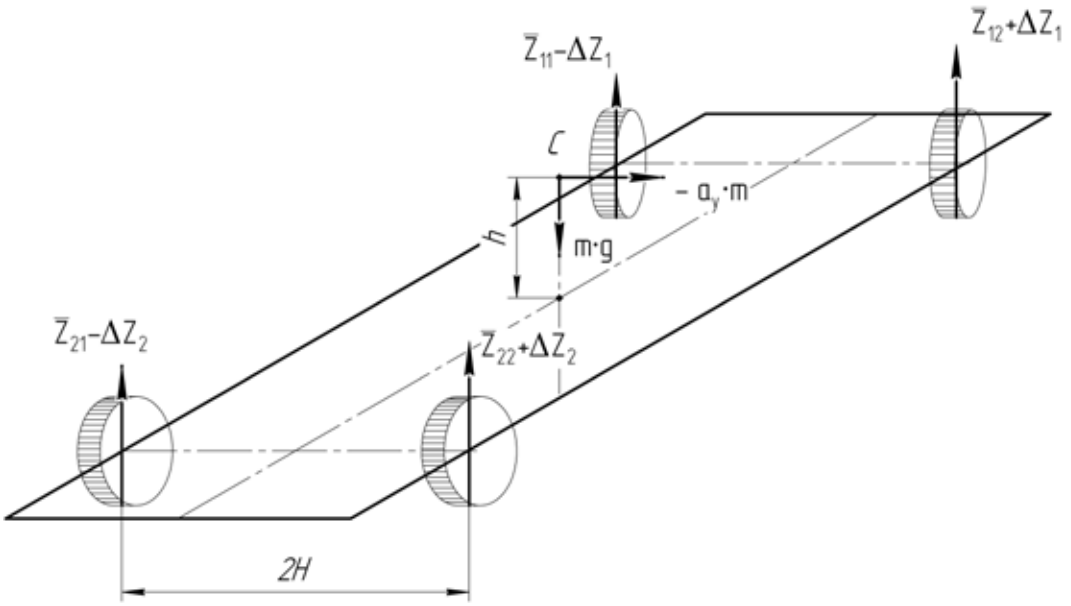


Рис. 3. Геометрические параметры расчетной схемы, влияющие на перераспределение вертикальных реакций по бортам автомобиля в установившемся круговом режиме

С учетом перераспределения нагрузки находим значения Z_{ij} по следующим формулам:

$$Z_{11} = 0.5\frac{mgb}{l} - 0.5\frac{mv\omega bh}{lH}$$

$$Z_{12} = 0.5\frac{mgb}{l} + 0.5\frac{mv\omega bh}{lH}$$

$$Z_{21} = 0.5\frac{mga}{l} - 0.5\frac{mv\omega ah}{lH}$$

$$Z_{22} = 0.5\frac{mga}{l} + 0.5\frac{mv\omega ah}{lH}$$

Уравнения движения автомобиля в этом случае имеют вид:

$$-m(\dot{V} + \omega u) = X_{11}cos(\Theta_{11}) + X_{12}\cos(\Theta_{12}) + X_{21}\cos(\Theta_{21}) + X_{22}\cos(\Theta_{22}) -$$
$$-Y_{11}\sin(\Theta_{11}) - Y_{12}\sin(\Theta_{12}) - Y_{21}\sin(\Theta_{21}) - Y_{22}\sin(\Theta_{22});$$

$$m(\dot{U} + \omega v) = X_{11}\sin(\Theta_{11}) + X_{12}\sin(\Theta_{12}) + X_{21}\sin(\Theta_{21}) + X_{22}\sin(\Theta_{22}) +$$
$$+Y_{11}\cos(\Theta_{11}) + Y_{12}\cos(\Theta_{12}) + Y_{21}\cos(\Theta_{21}) + Y_{22}\cos(\Theta_{22});$$

$$J\dot{\omega} = aX_{11}\sin(\Theta_{11}) + aX_{12}\sin(\Theta_{12}) + aY_{11}\sin(\Theta_{11}) + aY_{12}\sin(\Theta_{12}) -$$
$$-bX_{21}\sin(\Theta_{21}) - bX_{22}\sin(\Theta_{22}) - bY_{21}\sin(\Theta_{21}) - bY_{22}\sin(\Theta_{22}).$$

Приведем примеры расчета при конкретных значениях параметров системы:

a=1,175 м, b=1,5 м — расстояние от центра масс автомобиля до передней управляемой оси и задней оси;

2H=1,6 м — колея;

m=1675 кг, J=2617 кг·м^2 — масса и момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси [6];

l=2,675 м — база автомобиля;

h=0,5 м — высота центра тяжести.

Определим параметры стационарных режимов (круговых) движения при различных значениях параметра продольной скорости и соответствующих им максимальных углах поворота управляемых колес:

Случай 1 — без перераспределения вертикальных реакций и без влияния продольных сил.

Случай 2 — с перераспределением вертикальных реакций, но без влияния продольных сил.

Случай 3 — с перераспределением вертикальных реакций и с учетом влияния продольных сил.

Определим также геометрические параметры, характеризующие положение автомобиля в круговом режиме: R_D — расстояние от центра поворота до оси автомобиля; L_{CD} — расстояние между точками C и D (рис. 1).

Геометрические параметры задаются соотношениями:

$$R_{D1} = \frac{V}{\omega_1},\ L_{CD1} = \frac{u_1}{\omega_1}.$$

Характеристики стационарных режимов определяются для дискретного набора параметра продольной скорости V и значений угла поворота управляемых колес Θ, которые обеспечивают движение автомобиля без потери устойчивости, кроме того, ограничим максимальные значения углов бокового увода величиной δ_{max}=15 град.

Таблица 1

Расчетные значения для случая 1

V	Θ	u	ω	L_{CD}	R_D	δ_{11}	δ_{12}	δ_{21}	δ_{22}
5	40	1,472249	1,164106	1,265	4,295	5,19	14,52	3,85	2,64
10	18	–0,218350	0,784544	–0,278	12,746	13,76	14,26	8,47	7,48
15	8	–2,100470	0,543620	–3,864	27,593	13,75	13,43	11,32	10,70
20	5	–3,865320	0,412090	–9,380	48,533	14,77	14,46	12,84	12,44
25	3	–4,046910	0,324130	–12,485	77,130	11,44	11,27	10,38	10,17
30	2	–3,578190	0,259327	–13,798	115,684	8,28	8,19	7,58	7,48

Таблица 2

Расчетные значения для случая 2

V	Θ	u	ω	L_{CD}	R_D	δ_{11}	δ_{12}	δ_{21}	δ_{22}
5	40	1,515985	1,187064	1,277	4,212	4,40	14,04	3,74	2,55
10	21	0,464942	0,760072	0,612	13,157	12,83	13,76	4,11	3,64
15	16	–0,245310	0,524631	–0,468	28,592	14,58	14,66	4,05	3,83
20	13	–0,783510	0,397113	–1,973	50,364	13,96	13,93	4,01	3,88
25	12	–1,246910	0,319058	–3,908	78,356	14,05	14,01	3,99	3,91
30	7	–1,595990	0,257416	–6,200	116,543	9,50	9,47	3,81	3,75

Таблица 3

Расчетные значения для случая 3

V	Θ	u	ω	L_{CD}	R_D	δ_{11}	δ_{12}	δ_{21}	δ_{22}
5	40	1,497188	1,190742	1,257	4,199	4,52	14,16	4,08	2,78
10	22	0,463169	0,759399	0,610	13,168	13,85	14,78	4,12	3,65
15	16	–0,24562	0,524634	–0,468	28,591	14,59	14,67	4,05	3,83
20	13	–0,78597	0,397129	–1,979	50,361	13,96	13,94	4,02	3,89
25	6	–1,14223	0,298678	–3,824	83,702	7,85	7,81	3,67	3,61
30	4	–1,42609	0,235663	–6,051	127,301	6,22	6,19	3,42	3,37

Анализ результатов, полученных с учетом различных факторов (случаи 1–3), позволяет уточнить влияние этих факторов на различные характеристики движения автомобиля.

По результатам определения параметра L_{CD} видно, что на малых скоростях различие полученных значений мало, а с увеличением скорости разница достигает 56%.

Расстояние от центра поворота до оси автомобиля изменяется практически идентично во всем диапазоне скоростей для первого и второго случая (рис. 5). При скоростях выше 20 м/с линия 3 отклоняется от линий 2 и 1. Следовательно, при высоких скоростях больше сказывается влияние продольных сил в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

На рис. 6 и 7 показаны графики изменения углов увода колес передней и задней оси от скорости автомобиля. Наибольшее отличие от общей картины наблюдается в результатах первого расчетного случая для задней оси (рис. 7).

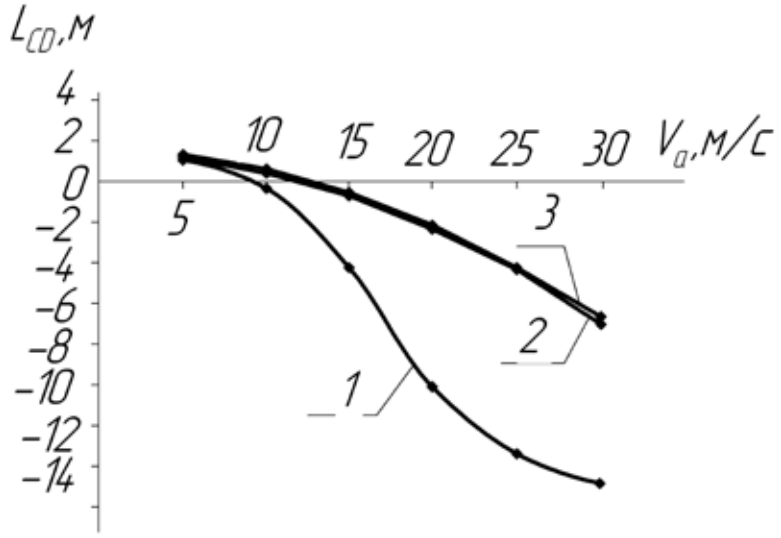


Рис. 4. Зависимость расстояния LCD от скорости автомобиля, для случаев 1, 2 и 3, соответственно

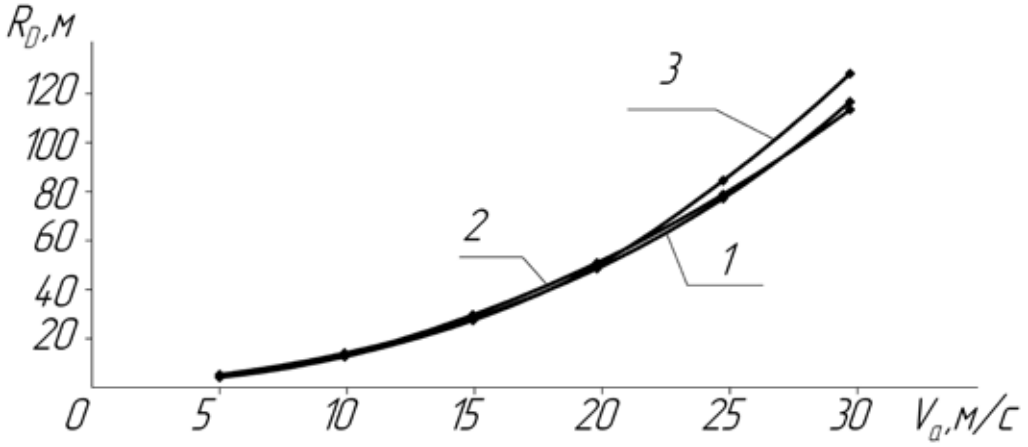


Рис. 5. Зависимость R_D от скорости автомобиля

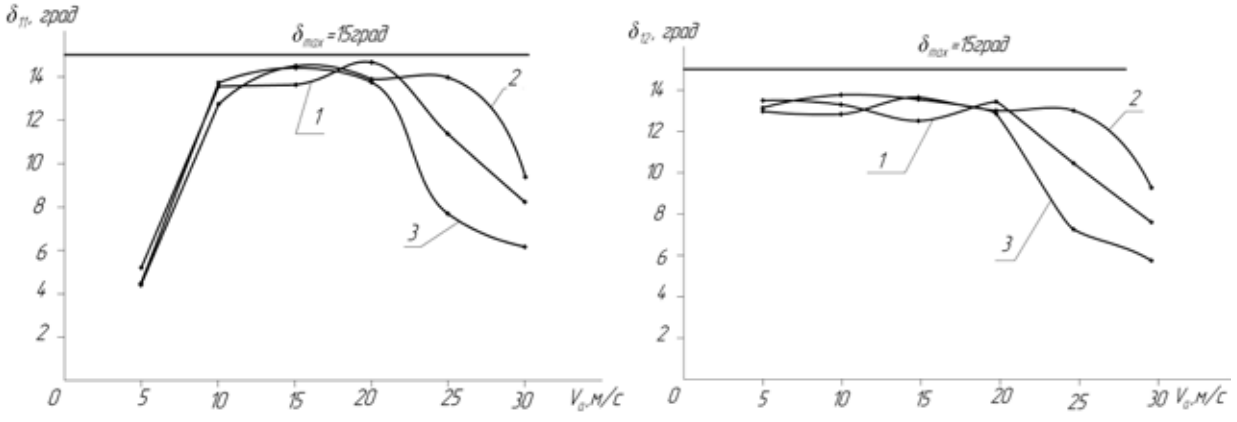


Рис. 6. Зависимость углов увода колес передней оси от скорости автомобиля

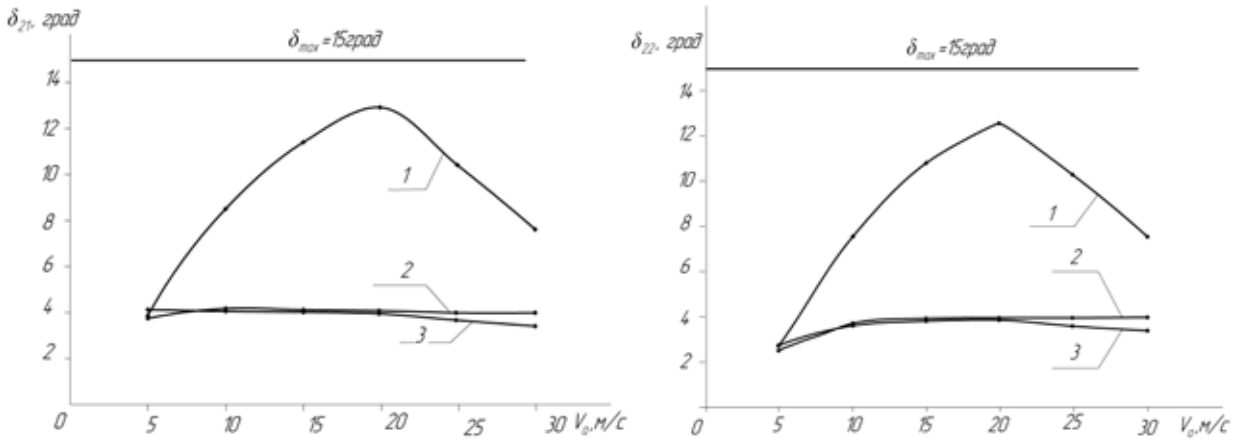
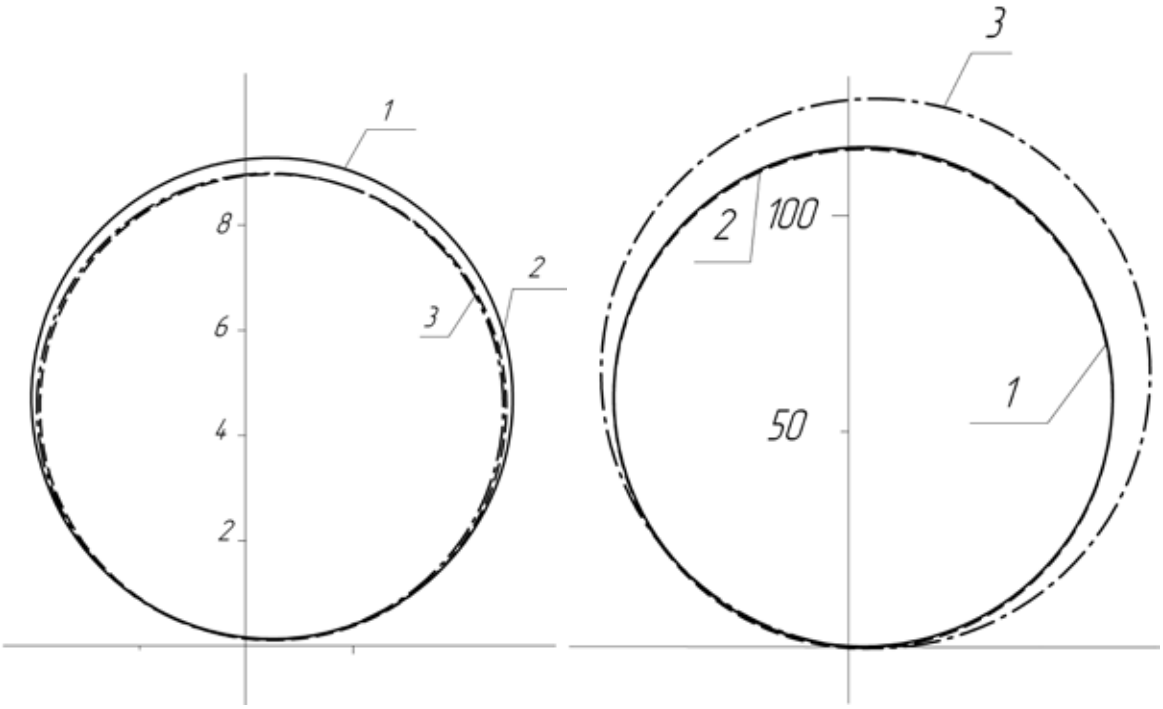


Рис. 7. Зависимость углов увода колес задней оси от скорости автомобиля



а) *б)*

Рис. 8. Траектория движения автомобиля в повороте:

а — при V = 5 м/с; б — при V = 30 м/с

Анализ характеристик стационарных режимов, полученных на основе математической модели автомобиля (рис.4–8), указывает на существенное влияние продольных сил при увеличении продольной скорости движения.

Выводы

Сравнительный анализ приведенных моделей указывает на возможность использования простейшей модели в интервале скоростей до 12 м/с.

Наибольший интерес при анализе устойчивости автомобиля представляет зона больших скоростей (выше 100 км/ч). Результаты, приведенные в данной статье, показывают, что в этой зоне существенное влияние на точность оценки параметров движения транспортного средства оказывает учет продольных сил в контакте колес с дорогой. Следовательно, математическая модель, учитывающая продольные силы, является наиболее универсальной.

В дальнейшей работе будет проведен сравнительный анализ бифуркационных множеств (интегральных характеристик устойчивости всего множества стационарных режимов движения автомобиля).

Список литературы

1. К вопросу об оценке курсовой устойчивости легкового автомобиля при помощи фазовых портретов / Макаров В. А., Костенко А. В., Петров А. В. // Вісник Східноукраїнського нац. університету ім. В. Даля. — 2009. — № 11. — С. 152–156.

2. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер. — М.: Машгиз, 1947. — 156 с.

3. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. — М.: Машиностроение, 1971. — 416 с.

4. Вплив подовжньої сили, що виникає в плямі контакту колеса з дорогою, на курсову стійкість руху легкового автомобіля / Костенко А. В., Кондратьєв В. В., Єфименко А. М. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. — 2010. — № 2 (53). — С. 74.

5. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Лобас Л. Г., Вербицкий В. Г.: Отв. ред. Кулик В. К.: АН УССР. Ин-т механики. — К.: Наук. Думка, 1990. — 232 с.

6. Matthijs Klomp / Safety Margin and Feedback Strategies for AWD Vehicles, 2006. — 27 с.

Анотація. *Визначення міри впливу на стійкість безлічі стаціонарних режимів перерозподілу вертикального навантаження по бортах автомобіля, взаємовплив подовжніх і поперечних сил в плямі контакту, обліку залежності коефіцієнтів опору відведенню від вертикального навантаження на колесо.*

Abstract. *Determination of degree of influence on stability of great number of the stationary modes of redistribution of the vertical loading on the sides of car, influence of longitudinal and transversal forces in the spot of contact, account of dependence of coefficients of resistance to the withdrawal from the vertical loading on a wheel.*

Стаття надійшла до редакції 22.09.2011 р.

УДК 697.1

ГОРОЖАНКИН С. А., д.т. н., профессор; ЧУХАРКИН А. В., ассистент,
Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МОДЕЛЕЙ ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ МАШИН СТИРЛИНГА

Приводятся результаты исследований изотермической и адиабатной моделей идеальных циклов универсальных тепловых машин Стирлинга (УТМС). Рассмотрены параметры для различных рабочих тел внутреннего контура — гелия, водорода, воздуха, углекислого газа. Определены предельные значения приближения КПД УТМС к КПД цикла Карно. Проведен сравнительный анализ параметров машин в вариантах построения двигателей и термотрансформаторов, даны рекомендации для их расчетов и проектирования.

Постановка проблемы

Одними из наиболее перспективных тепловых двигателей для силовых установок транспортных средств, в том числе автомобилей, являются двигатели с внешним подводом теплоты, работающие по циклу Стирлинга. Обычно в литературе их называют «двигателями Стирлинга», хотя собственно двигатели созданы пока в ограниченном количестве, а для практических целей более широко используются машины, работающие по обратным циклам — криогенные установ-

ки, холодильные агрегаты. Именно обратимость цикла позволяет считать их универсальными тепловыми машинами Стирлинга (УМТС) [1,2]. К числу основных преимуществ этих машин в вариантах двигателей относят высокие КПД и равномерность вращения, низкий уровень шума и вибраций. Несомненным достоинством УТМС является возможность их синтезирования из отдельных унифицированных узлов [3], что расширяет возможность построения в широком диапазоне мощностей. Возможность их работы от различных источников теплоты, в том числе низкопотенциальных, позволяет использовать практически любые виды органических топлив и облегчить включение двигателей Стирлинга в состав гибридных силовых установок транспортных средств. Инновационная стратегия Украины к числу приоритетных научно-технических проблем относит сохранение природных и производственных ресурсов страны. Это требует поиска нетрадиционных источников энергии, возможностей использовать различные виды тепловых ВЭР. Одним из важнейших требований, предъявляемых в настоящее время к любым энергетическим установкам, является их экологическая чистота как с точки зрения химического загрязнения окружающей среды, так и шума. В этом плане машины, работающие по циклу Стирлинга, являются одними из наиболее совершенных устройств.

Анализ последних исследований

В последние десятилетия проводятся достаточно интенсивные и целенаправленные исследования УТМС. Но и до настоящего времени они исследованы, как теоретически, так и экспериментально, в значительно меньшей степени, чем другие тепловые двигатели (ДВС, ГТУ, ПСУ). Как и любые другие, УТМС обладают определенными преимуществами и недостатками, каждый из которых может оказаться определяющим при решении вопроса об их применении в каких-либо системах. Сейчас в ряде стран (США, Швеция, Германия, Япония и др.) накоплен некоторый опыт их расчетов и проектирования. Очевидно, что новые разработки в этом направлении будут продолжаться. Экспериментальные исследования УТМС являются достаточно дорогостоящими, их проектирование требует проведения численных экспериментов, значительных по объему и сравнительно сложных расчетов. Исследования и поисковые работы, проведенные в ДонНАСА [3] позволяют сделать вывод о возможности повысить эффективность УТМС и энергетических установок как путем внесения изменений в их конструкции, так и правильным выбором параметров при проектировании.

Сложилась практика предварительных вычислений параметров и характеристик УТМС на основе моделей их действительных циклов. Большинство из них [1,2,4] базируются на моделях идеального цикла Стирлинга (изотермические Шмидта с теми или иными вариациями, адиабатные модели). Для достижения высоких значений КПД и удельной мощности УТМС необходимо осуществить правильный выбор модели цикла, рабочего тела и соотношений основных геометрических параметров элементов рабочих контуров.

Изотермическая модель, в отличие от адиабатной [4], не позволяет учесть необратимость процессов расширения и сжатия рабочего тела в цилиндрах и теплообменниках УТМС. Кроме того, процесс сжатия во внутреннем контуре сопровождается повышением температуры в цилиндре расширения, что приводит к уменьшению теплового потока от источника теплоты через его стенки нагревателя и снижает ТКПД цикла. Аналогично в процессе расширения рабочего тела происходит существенное снижение его температуры в цилиндре сжатия и охладителе. Это, в свою очередь, вызывает ухудшение интенсивности процесса отвода теплоты.

Цель статьи

Необходимо выполнить исследования и провести сравнительный анализ предельных возможностей машин Стирлинга для различных газообразных рабочих тел на основе изотермической и адиабатной моделей их термодинамических циклов.

Эффективность циклов. Оценка эффективности термодинамических циклов УТМС обычно проводится по параметру работы цикла (многие авторы называют его параметром мощности) [1,2], который вычисляется как:

$$Z = \frac{W}{(V_e + V_c) \cdot p_{\max}}, \quad (1)$$

где W — работа цикла; V_e и V_c — соответственно рабочие объемы полостей расширения и сжатия; p_{max}. — максимальное давление в цикле.

Практически для всех машин Стирлинга, за исключением демонстрационных моделей, нагреватель, охладитель и регенератор являются неотъемлемыми их частями. Объем и масса этих узлов в большой степени определяют габариты и массу УТМС в целом. Поэтому для оценки их удельной мощности и компактности необходимо рассматривать параметр мощности с учетом внутренних объемов нагревателя V_h, охладителя V_r и регенератора V_x.

Тогда в соответствии с вышеизложенным такой параметр мощности Z_3 определяется выражением:

$$Z_3 = \frac{W}{(V_e + V_d + V_c) \cdot p_{\max}}, \quad (2)$$

где V_d — суммарный «мертвый» объем.

В свою очередь этот мертвый объем определяется из соотношения:

$$V_d = V_h + V_x + V_r,$$

где V_h, V_x и V_r — соответственно объемы полостей нагревателя, регенератора и охладителя с учетом объемов переходных полостей между ними и полостями цилиндров.

Для термотрансформаторов по аналогии вводятся соответствующие рассмотренным параметрам Z и Z_3 величины U, U_3, Y, Y_3., учитывающие количества отведенной теплоты (холодильные машины) или переданной теплоты (тепловые насосы), т. е.

$$U = \frac{Q_2}{(V_e + V_c) \cdot p_{\max}}, \; Y = \frac{Q_1}{(V_e + V_c) \cdot p_{\max}}, \quad (3)$$

$$U_3 = \frac{Q_2}{(V_e + V_d + V_c) \cdot p_{\max}}, \; Y_3 = \frac{Q_1}{(V_e + V_d + V_c) \cdot p_{\max}}. \quad (4)$$

В этих выражениях Q_1 и Q_2 — соответственно количество отводимой и подводимой в цикле теплоты.

Большинство исследователей [1,2,4] в процессе оптимизации параметров УТМС в зависимости от их назначения рекомендуют принимать в качестве целевой функции один из вышеприведенных параметров (Z,U или Y). Однако, как показано в [3], это не дает возможности добиться максимального КПД циклов. Причина состоит в том, что для изотермических моделей идеального цикла (чаще всего исследуется модель Шмидта) этот КПД определяется только максимальной и минимальной температурами в соответствии с выражениями для цикла Карно. Для действительных циклов УТМС оптимизация по КПД, холодильному коэффициенту, коэффициенту преобразования (КОП) становится возможной, но полученные в результате таких расчетов параметры могут существенно [4] отличаться от тех, которые получены в результате оптимизации по параметрам мощности в соответствии с выражениями (1–4).

Для адиабатных моделей идеальных циклов оптимизация по КПД возможна, но при этом необходимо принимать вполне определенные значения «мертвых» объемов. Особенностью расчетов параметров на основе адиабатной модели является их зависимость КПД цикла от физических параметров рабочего тела. Для идеальных циклов этим параметром является показатель адиабаты. Совершенство цикла в этом случае целесообразно оценивать по коэффициенту «карнотизации», т. е. отношению КПД к КПД цикла Карно в том же температурном интервале.

Стремление получить максимальные значения параметров Z_3, U_3 или Y_3 на практике может привести к существенному снижению КПД исходного цикла (и, соответственно, действительного цикла) как для двигателей, так и для термотрансформаторов.

На рис.1 представлены зависимости коэффициента карнотизации циклов от значений мертвых объемов для одноатомного (гелий), двухатомного (водород) и трехатомного (углекислый газ) рабочих газов внутреннего контура. Расчеты выполнены по адиабатной модели, Результаты показывают, что с ростом параметров h, r и x для исследуемых циклов КПД монотонно возрастает, приближаясь к КПД цикла Карно. В ходе расчетов принимались равные значения объемов нагревателя (h), охладителя (r) и регенератора (x), (т. е. h=r=x) в пределах от 0.5 до 64. Таким образом, суммарное изменение мертвых объемов лежит в интервале 1.5…192.

Отношения температур источников теплоты T2/T1 приняты равными 0.2 — величина, характерная для двигателей, а также 0.8 и 0.9. Два последних значения характерны для холодильных машин и тепловых насосов. Из представленных зависимостей следует, что уже при значениях h, r и x более 3, что характерно для реальных конструкций УТМС, коэффициент карнотизации превышает 0.8. Это является обнадеживающим фактором, поскольку расчет их КПД на основе адиабатной модели представляется, несмотря на дополнительные вычислительные сложности, более достоверным [5]. КПД идеальных циклов, рассчитанный на основе изотермических моделей [4] определяет лишь отношения температур источников теплоты. При любых значениях h, r и x его величина равна КПД цикла Карно, соответственно коэффициент карнотизации при этом остается равным единице.

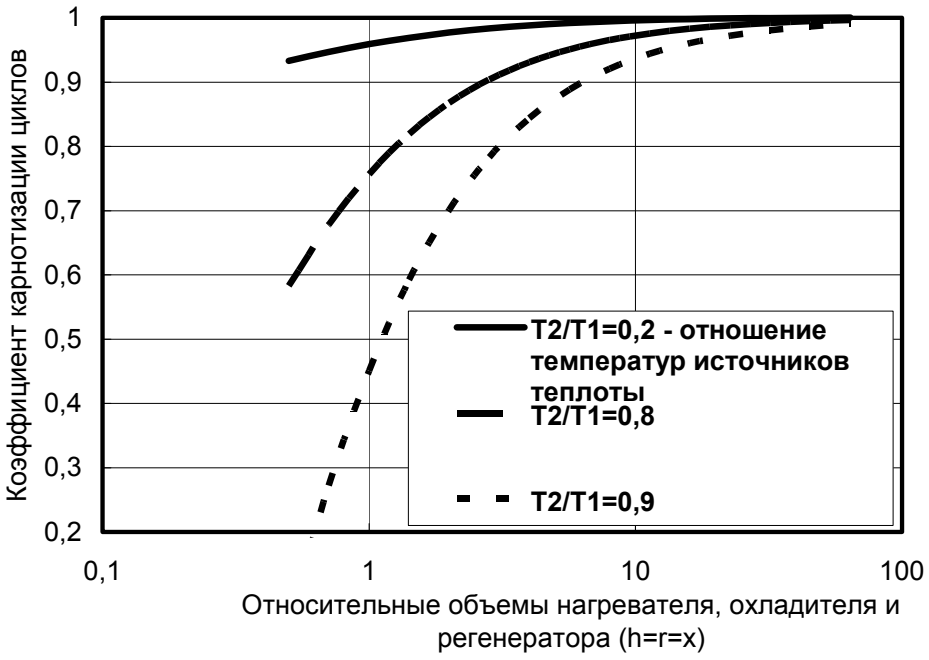


Рис. 1. Влияние величин мертвых объемов на КПД идеальных циклов Стирлинга (адиабатная модель)

В большинстве публикаций указывается, что наиболее эффективным рабочим телом для двигателей Стирлинга является водород. Однако для двигателей его применение осложняется пожароопасностью и повышенной диффузией через металлические стенки при высоких температурах. Гелий, в незначительной мере уступая водороду по таким параметрам, как коэффициент теплопроводности и вязкости, является более предпочтительным рабочим телом для двигателей, причем для действительных циклов различия нивелируются ввиду существенных потерь как во внутреннем, так и внешних рабочих контурах силовой установки.

Исследования показывают, что для адиабатной модели цикла КПД УТМС в зависимости от температур источников теплоты изменяется, причем коэффициент карнотизации снижается до значений 0.6…0.75 при приближении отношения T_2/T_1 к 0.9, что является практически предельным значением для тепловых насосов. Это снижение особенно ярко проявляется для одноатомных газов (k=1.67), как это видно из зависимостей представленных на рис.2. Поэтому их применение в качестве рабочих тел в холодильных и теплонасосных установках не представляется целесообразным. В то же время водород, в силу своих несомненных преимуществ по сравнению с другими газами (высокий коэффициент теплопроводности, малая вязкость), является наиболее приемлемым рабочим телом для термотрансформаторов систем теплоснабжения со сравнительно низкими рабочими температурами, не превышающими 350 К. Расчеты параметров теплонасосных установок на базе изотермической модели показали [4], что отличие в КОП и КПД для них не превышает 5%.

В двигателях Стирлинга более приемлем в качестве рабочего тела гелий, поскольку при высоких температурах (1000…1300 К) он взрывобезопасен и не вызывает охрупчивания металлов, как водород. В то же время КПД термодинамических циклов для этих газов отличаются незначительно и при построении УТМС едва ли существенно проявятся, что подтверждается практикой экспериментальных исследований [3].

Таким образом, проведенные расчеты показывают, что в качестве рабочего тела термотрансформаторов, работающих по циклу Стирлинга, следует рекомендовать, в первую очередь, водород. Его теплотехнические характеристики позволяют получать высокие значения КПД и наилучшим образом использовать теплоту низкотемпературных источников.

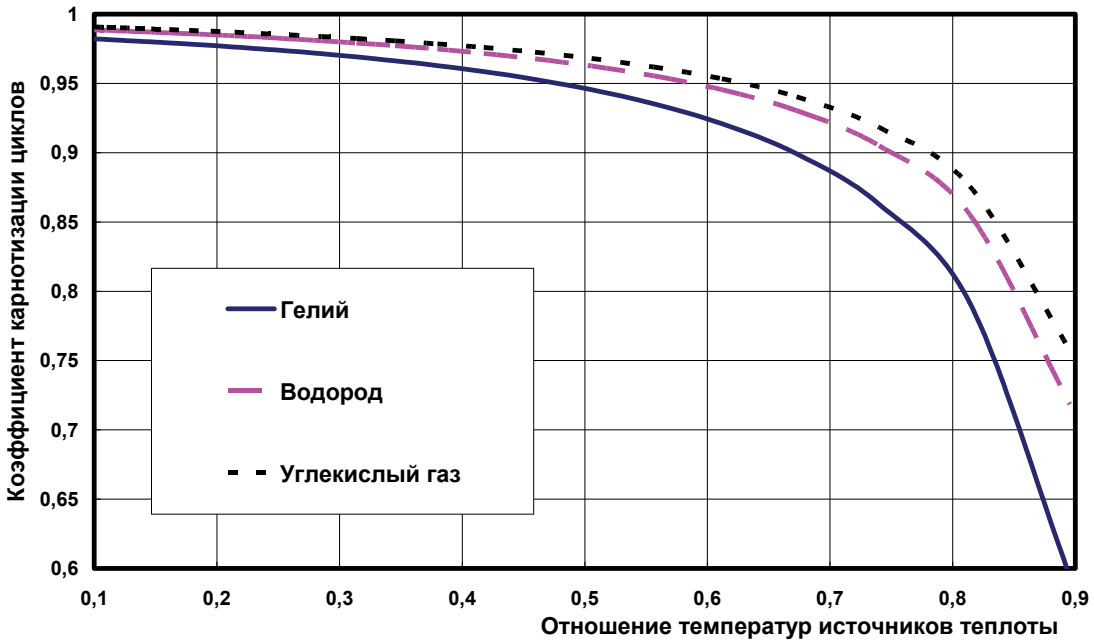


Рис. 2. Зависимость коэффициентов карнотизации от отношения температур источников теплоты (адиабатная модель)

Перечень литературы

2. Уокер Г. Двигатели Стирлинга.— М.: Машиностроение, 1985.— 408 с.

3. Ридер Г., Хупер Г. Двигатели Стирлинга.— М.: Мир, 1986.— 464 с.

3. Горожанкин С. А. Машины Стирлинга: параметры рабочих процессов.— Макеевка: ДонГАСА, 2003.— 208 с.

4. Organ, Allan J. Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine. Cambridge University Press, Oxford, 1992.— 415 p.

5. Горожанкин С. А. Определение параметров действительных циклов двигателей Стирлинга на основе их адиабатной модели. // Сучасне промислове та цивільне будівництво / — 2006.— № 4.— т.2.— С. 187–194.

Анотація. *Наводяться результати досліджень ізотермічної й адіабатної моделей ідеальних циклів універсальних теплових машин Стірлінга (УТМС). Розглянуті параметри для різних робочих тіл внутрішнього контура — гелію, водню, повітря, вуглекислого газу. Визначені граничні значення наближення ККД УТМС до ККД циклу Карно. Проведений порівняльний аналіз параметрів машин у варіантах побудови двигунів і термотрансформаторів, дані рекомендації для їх розрахунків і проектування.*

Abstract. *Results over of researches of isothermal and adiabatic models of ideal cycles of the are brought. Parameters for different workings of bodies of internal contour — helium, hydrogen, air, carbon dioxide are considered. The maximum values of approaching of Stirling machines cycle to efficiency of Karno cycle are certain. The comparative analysis of parameters of machines in variants of construction of engines and coolers is conducted, recommendations for their calculations and planning are given.*

Стаття надійшла до редакції 13.09.2011 р.

УДК 629.113

КОСТЕНКО А. В., к.т. н.; ВЕРБИЦЬКИЙ В. Г., д.ф.-м.н., професор,
Донецька академія автомобільного транспорту

ПОБУДОВА БІФУРКАЦІЙНОЇ МНОЖИНИ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ПАРАМЕТРИЧНИХ ФУНКЦІЙ

В статті розглянуто питання щодо використання параметрично заданих функцій для побудови біфуркаційних множин, що дозволяє спростити математичний апарат при дослідженні курсової стійкості руху.

Вступ

Однією з проблем дослідження питань, пов'язаних з курсовою стійкістю руху (КСР) автомобілів, є визначення залежності, що описує бічне відведення колеса. Від обраного варіанту суттєво залежить як точність апроксимації взаємодії колеса та опорної поверхні, так і складність виконання математичного дослідження, зокрема побудови біфуркаційної множини, яка є одним з інструментів, що характеризує КСР [1,2].

Мета статті

Порівняння біфуркаційних множин, отриманих методом чисельного інтегрування (сила відведення на передній осі автомобіля представлена еталонною залежністю, а сила відведення на задній осі — явно заданою функцією), та аналітичним шляхом (з використанням параметричної

апроксимації еталонної залежності сили відведення на передній осі та параметричної форми для сили відведення на другій осі).

Основна частина

В роботах [3, 4], що присвячені дослідженню КСР, були використані залежності бічного відведення у вигляді нелінійної залежності та поліному третього ступеня. Біфуркаційні множини були побудовані із використанням чисельного інтегрування, який являє собою доволі громіздкий математичний апарат.

В математиці існує ще один спосіб завдання функції — параметричний. Параметрична функція — це функція, в якій кожний аргумент залежить від деякого параметру. Загальний вид параметричної функції від одного параметру має вигляд:

$$\begin{cases} x = f(t); \\ y = g(t), \end{cases} \tag{1}$$

де t — параметр.

Використання параметрично заданої функції дозволяє відносно простим шляхом (без зайвих ускладнень математичного апарату) виконувати побудову біфуркаційних множин.

Для дослідження в якості еталонної залежності сили відведення як функції кута відведення обрана «магічна» формула Пацейки [5], яка буде апроксимована функцією, що задається параметрично. Залежність сили відведення на другій осі буде представлена однією тією ж функцією, що може бути представлена як у явному вигляді, так і параметричній формі.

Отже, маємо дві залежності бічного відведення: рівняння (2) — це «магічна» формула Пацейки, інші два рівняння (3) — параметрично задана функція:

$$Y_1 = D\sin\left[C\arctan\left\{B\delta_1 - E\left(B\delta_1 - \arctan\left(B\delta_1\right)\right)\right\}\right] \tag{2}$$

$$Y_2 = \frac{At}{t^2+1}, \quad \delta_2 = \frac{t}{k_2\sqrt{1-\left(\frac{t}{\varphi}\right)^2}} \tag{3}$$

Друге рівняння в параметрично визначеній функції (3) отримано як розв'язок рівняння, що описує нелінійне відведення [2]

$$Y_2 = \frac{k_2\delta_2}{\sqrt{1-\left(\frac{k_2\delta_2}{\varphi}\right)^2}}. \tag{4}$$

Рівняння (4) було розв'язано відносно δ_2, де Y_2 замінено на t. Після цієї процедури параметрично задана функція буде мати три «вільні» константи, вибір яких забезпечує необхідні: нахил в околі нуля; величину локального максимуму та його положення. Параметрично задана залежність (3) може бути представлена у явному вигляді, якщо (4) (де Y_2 замінено на t) підставити у перше рівняння (3).

При дослідженні використовується одномасова «велосипедна» модель автомобіля із закріпленим рульовим керуванням. Розрахункова схема представлена на рис. 1.

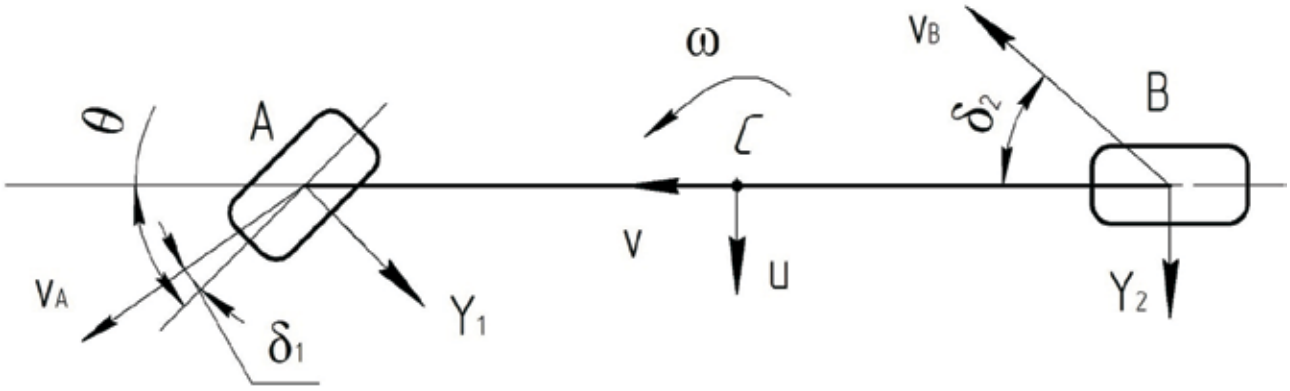


Рис. 1. Розрахункова модель автомобіля

Система рівнянь, що визначає множину стаціонарних станів моделі, має вигляд:

$$\begin{cases} mv\omega = Y_1 + Y_2; \\ 0 = aY_1 - bY_2. \end{cases} \tag{5}$$

Система (5) зводиться до одного нелінійного рівняння

$$\frac{v^2(\theta + \delta_2 - \delta_1)}{gl} = \bar{Y}(\delta_2 - \delta_1), \tag{6}$$

де функція $\bar{Y}(\delta_2 - \delta_1)$ може бути просто знайдена у випадку, коли сили відведення представлені в параметричній формі. Тоді біфуркаційним значенням параметрів керування (θ, v) будуть відповідати всі ті, для яких пряма у лівій частині рівняння (6) буде дотичною до функції $\bar{Y}(\delta_2 - \delta_1)$:

$$\frac{v^2}{gl} = \bar{Y}'(\delta_2 - \delta_1); \quad \bar{Y}'(\delta_2 - \delta_1) = \frac{\bar{Y}(\delta_2 - \delta_1)}{\theta + \delta_2 - \delta_1}.$$

З останніх умов отримаємо в параметричній формі рівняння біфуркаційної множини

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{gl\bar{Y}'(\delta_2 - \delta_1)}; \\ \theta &= \frac{\bar{Y}(\delta_2 - \delta_1)}{\bar{Y}'(\delta_2 - \delta_1)} - (\delta_2 - \delta_1). \end{aligned} \tag{7}$$

Для апроксимації еталонної залежності сили відведення будемо використовувати параметричну функцію у вигляді:

$$Y_1 = \frac{At}{t^2 + 1}; \quad \delta_1 = \frac{t^5 + t^3 + t}{Nt^2 + M}. \tag{8}$$

В (7) функції $\bar{Y}(\delta_2 - \delta_1)$, $\bar{Y}'(\delta_2 - \delta_1)$ та $(\delta_2 - \delta_1)$ є функціями параметру t, а саме з урахуванням (8), маємо:

$$\bar{Y}(\delta_2 - \delta_1) = \frac{At}{t^2 + 1};$$

$$(\delta_2 - \delta_1) = \frac{t}{\bar{k}_1\sqrt{1-\left(\frac{t}{\varphi}\right)^2}} - \frac{t^5 + t^3 + t}{Nt^2 + M}; \qquad (9)$$

$$\bar{Y}'(\delta_2 - \delta_1) = \frac{\bar{Y}_t'}{(\delta_2 - \delta_1)_t'}.$$

Вибір параметрів A, N, M має забезпечувати необхідні: нахил в околі нуля; величину локального максимуму та його положення, що реалізуються в еталонній залежності («магічній» формулі). Це потребує розв'язання відповідної системи трьох рівнянь, далі технічні деталі цього кроку опускаються.

На рис. 2 приведені для порівняння графіки безрозмірних залежностей, що відповідають «магічній» еталонній залежності та її апроксимації параметричною функцією.

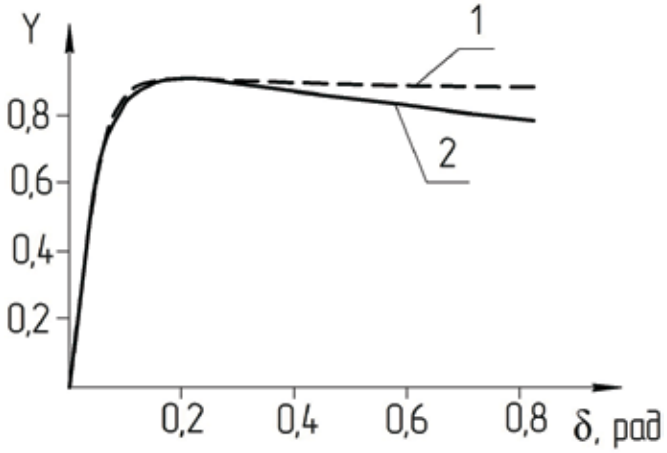


Рис. 2. Графіки, що відповідають еталонній залежності для сили відведення та її апроксимації параметрично заданою функцією:

1 — «магічна» формула; 2 — параметрична функція.

Як видно з рис. 2 до Y_{max} криві доволі точно співпадають. Різниця стає суттєвою після досягнення максимального значення бічної сили, але для дослідження це не є важливим, оскільки втрата стійкості кругових стаціонарних режимів відбувається ще на ділянках, які передують локальному максимуму. У справедливості останнього можна пересвідчитись при порівнянні відповідних біфуркаційних множин (див. нижче).

На рис. 3 представлені графіки бічних сил на задній та передній осях, 3а — для випадку, коли обидві функції задані параметрично (використовується параметрична апроксимація еталонної залежності — крива 1); на рис. 3б — функції задані у явному вигляді (еталонній залежності відповідає крива 1). Криві 2 на рис. 3а і 3б співпадають — використовуються лише різні форми представлення однієї функції.

Чисельній побудові біфуркаційної множини на основі методу подовження по двох параметрах присвячені роботи [6,7], тому лише приведемо кінцеві результати для двох пропонованих підходів, що реалізовувались для наступних чисельних значень конструктивних параметрів системи: маса m = 900 кг; база l = 2,4 м; відстань від передньої осі до центру мас a = 1,33 м; відстань від задньої осі до центру мас b = 1,07 м.

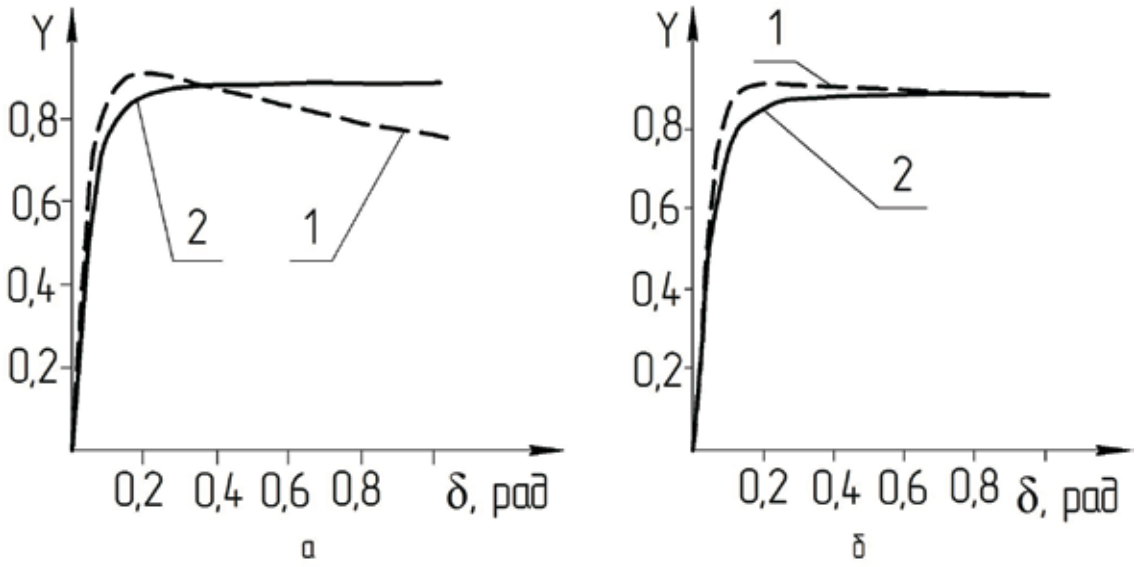


Рис. 3. Графіки бічних сил на задній та передній осях:
1 — Y_1; 2 — Y_2.

З рис. 4 видно, що отримані біфуркаційні множини майже співпадають, це вказує на достатньо точну апроксимацію еталонної залежності («магічної» залежності) у вигляді параметрично заданої функції, а це дозволяє значно спростити процес побудови біфуркаційної множини.

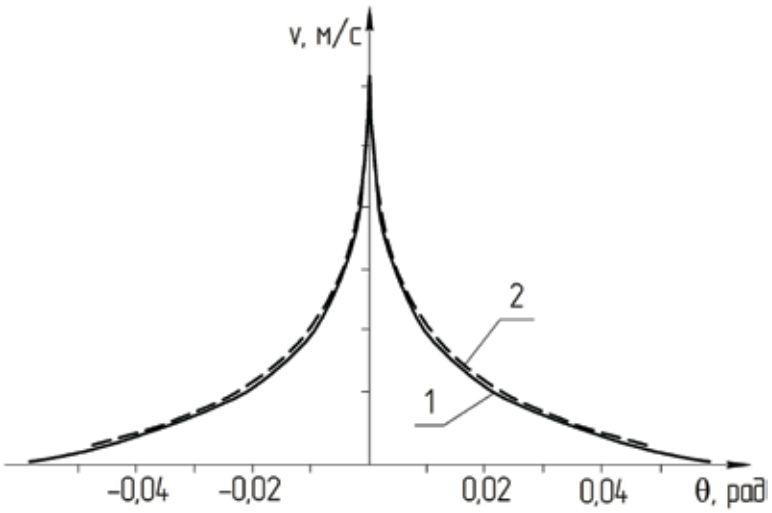


Рис. 4. Біфуркаційні множини:
1 — метод подовження по двох параметрах; 2 — на основі аналітичного підходу з параметрично заданими залежностями сил відведення.

Висновки

Використання параметрично заданих функцій при апроксимації сил відведення дозволяє значно спростити математичний апарат, що застосовується для побудови біфуркаційних множин.

Список літератури

1. Вербицький В. Г. До питання визначення та аналізу показників курсової стійкості руху легкового автомобіля / В. Г. Вербицький, В. А. Макаров, А. В. Костенко // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. — 2009. — № 2. — С. 21–25.

2. Лобас Л. Г., Вербицкий В. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л. Г. Лобас, В. Г. Вербицкий. — К.: Наук. думка, 1990. — 232 с.

3. До питання про методи дослідження курсової стійкості легкового автомобіля / В. П. Сахно, В. Г. Вербицький, А. В. Костенко, Н. Л. Белевцова, Д. М. Ященко // Вісник Національного транспортного університету. — 2010. — Вип. 21: Ч. 1. — С. 183–186.

4. Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля / В. П. Сахно, В. Г. Вербицький, А. В. Костенко, Н. Л. Белевцова, А. М. Єфименко // Вісник Національного транспортного університету. — 2010. — Вип. 21: Ч. 1. — С. 180–183.

5. Pacejka H. B. The magic formula tyre modell. / H. B. Pacejka, E. Bakker // Prog. lstCollog. Models for Vehicle Dynamics Analysis. Delft, 1991. — Amsterdam: Swits and Zeitlinger. — 1993. — P. 1–18.

6. Вплив поздовжньої сили на передній осі легкового автомобіля на множину стаціонарних рухів / В. Г. Вербицький, А. В. Костенко, Р. А. Кулієв [та ін.] // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. — 2011. — № 5 (159): Ч.1 — С. 275–280.

7. Вплив поздовжньої сили на передній осі легкового автомобіля на множину стаціонарних рухів / В. Г. Вербицький, А. В. Костенко, Р. А. Кулієв [та ін.] // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. — 2011. — № 5 (159): Ч.1 — С. 275–280.

Аннотация. *В статье рассмотрен вопрос об использовании параметрически заданных функций для построения бифуркационных множеств, что позволяет упростить математический аппарат при исследовании курсовой устойчивости движения.*

Abstract. *In article the question about using parametric functions for building bifurcation set is investigated. It make possible to simplify the mathematical tools for research of course-keeping ability of car.*

Стаття надійшла до редакції 05.09.2011 р.

УДК 629.114

ПОДРИГАЛО М. А., д.т. н., профессор; ХОЛОДОВ М. П., ассистент,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ПОТЕНЦИАЛЬНЫЕ СЦЕПНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ С БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКОЙ ПЕРЕДНЕГО МОСТА

Определены идеальные законы распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами при действии боковой силы в процессе торможения, с учетом отличия конструкции колесных тракторов классической компоновки от автомобилей.

Введение

Реализация потенциальных сцепных возможностей при торможении колесных машин, вообще, и тракторов, в частности, позволяет в максимальной степени улучшить показатели их эффективности торможения, устойчивости и управляемости.

Максимальное использование сцепного веса возможно при идеальном распределении общей тормозной силы между осями, бортами и отдельными колесами трактора. Особенностью колесных тракторов классической компоновки является наличие разности диаметров передних (направляющих) и задних (ведущих) колес, что оказывает влияние на динамическое перераспределение нормальных реакций и идеальное распределение тормозных сил между осями. На распределение нормальных реакций и тормозных сил между колесами передней оси оказывает влияние балансирная подвеска моста трактора.

В настоящей статье с учетом отличия конструкции колесных тракторов классической компоновки от автомобилей, определены идеальные законы распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами при действии боковой силы в процессе торможения.

Анализ последних достижений и публикаций

В работе [1] определены коэффициенты распределения общей тормозной силы между осями, бортами и отдельными колесами, соответствующие полной реализации сцепного веса автомобиля. Указанные зависимости были названы идеальными законами распределения общей тормозной силы (законами распределения тормозных сил).

Идеальные законы распределения тормозных сил имеют вид [1]

$$\beta_{ид} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{b}{L} + \sqrt{1 - m_y^2}\varphi\frac{h}{L}, \text{— коэффициент} \qquad (1)$$

распределения общей тормозной силы на переднюю ось;

$$K_{ид} = \frac{P_{T1}^{'} + P_{T1}^{'}}{P_{T1} + P_{T2}} = 0{,}5 - m_y\varphi\frac{h}{B}, \text{— коэффициент} \qquad (2)$$

распределения общей тормозной силы на внутренний (менее нагруженный) борт автомобиля;

$$K_{1ид} = \frac{P_{T1}^{'}}{P_{T1}^{'} + P_{T1}^{''}} = 0{,}5 - \frac{m_y\varphi\frac{h}{B}\cdot\frac{b}{L}}{\frac{b}{L} + \sqrt{1 - m_y^2}\varphi\frac{h}{L}} \text{ — коэффициент} \qquad (3)$$

распределения тормозной силы на внутреннее колесо передней оси;

$$K_{2ид} = \frac{P_{T2}^{'}}{P_{T2}^{'} + P_{T2}^{''}} = 0{,}5 - \frac{m_y\varphi\frac{h}{B}\cdot\frac{a}{L}}{\frac{a}{L} - \sqrt{1 - m_y^2}\varphi\frac{h}{L}} \text{ — коэффициент} \qquad (4)$$

распределения тормозной силы на внутреннее колесо задней оси,

где a, b — расстояние от передней и задней осей автомобиля до проекции центра масс на плоскость, проходящую через оси колес; L — продольная колесная база автомобиля; h — высота центра масс машины; B — поперечная колесная база (колея) автомобиля; принималось равенство между собой колеи передних и задних колес; φ — коэффициент сцепления колес с дорогой; m_y — боковой коэффициент использования сцепного веса автомобиля характеризующий способность противостоять боковой силе,

$$m_y = \frac{P_y}{\varphi G_a} = \frac{R_y}{\varphi G_a}; \quad (5)$$

G_a — общий вес автомобиля; P_y, R_y — действующая на автомобиль боковая сила и, соответствующая ей, суммарная боковая реакция в контакте колес с дорогой; P_{T1}, P_{T2} — суммарные тормозные силы на колесах передней и задней осей, соответственно; $P_{T1}^{'}, P_{T2}^{'}$ — тормозные силы на внутренних (менее нагруженных) колесах передней и задней осей; $P_{T1}^{''}, P_{T2}^{''}$ — тормозные силы на наружных (более нагруженных) колесах передней и задней осей.

Полученные в работе [1] выражения (1) — (5) получены из условия приложения тормозных сил в контакте колес с дорогой. Однако это справедливо только при торможении автомобиля с заблокированными колесами. При действии боковой силы (что соответствует режиму служебного торможения) колеса не блокируются. В работе [2] нами доказано, что при вращающемся (незаблокированном) колесе тяговая или тормозная сила приложена к оси колеса. Кроме того, в модели, рассматриваемой в работе [1], не предусматривалось балансирная подвеска переднего моста. Последнее характерно для колесных тракторов классической компоновки.

Цель и постановка задач исследования

Целью исследования является определение идеальных законов распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами тракторов, имеющих балансирную подвеску переднего моста, при действии боковой силы.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

– определить влияние балансирного подвеса переднего моста трактора на распределение нормальных реакций между передними колесами при действии боковой силы;

– уточнить зависимости коэффициента распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами.

Распределение нормальных реакций между передними колесами трактора при действии боковой силы

На рис. 1 приведена схема нагружения переднего балансирного моста трактора при действии боковой силы. Нормальные реакции на колесах

$$R_{z1}^{'} = 0,5P_{z1} - P_{y1}\frac{h_0}{B_1} = 0,5R_{z1} - R_{y1}\frac{h_0}{B_1}; \quad (6)$$

$$R_{z1}^{''} = 0,5P_{z2} + P_{y2}\frac{h_0}{B_1} = 0,5R_{z1} - R_{y1}\frac{h_0}{B_1}, \quad (7)$$

где P_{z1} и R_{z1} — суммарная вертикальная нагрузка, и суммарная нормальная реакция на передних колесах, $|P_{z1}| = R_{z1}$; $P_{y1}; R_{y1}$ — боковая сила, действующая на передний мост трактора в шарнире балансирной подвески и суммарная боковая реакция на передних колесах $|R_{y1}| = P_{y1}$; B_1 — колея передних колес (у тракторов колея передних колес B_1 не равна колее задних B_2); h_0 — расстояние от опорной поверхности до оси балансирного подвеса моста.

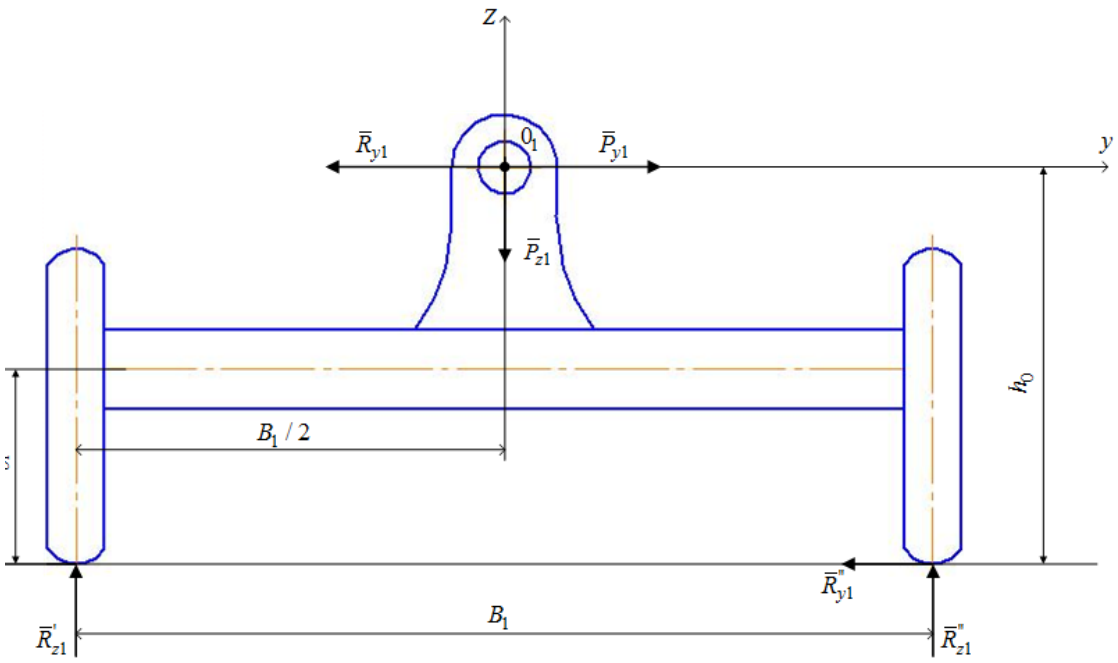


Рис. 1. Схема нагружения переднего балансирного моста трактора при действии боковой силы:

$\bar{P}_{z1}$ — вертикальная нагрузка на передний мост; $\bar{P}_{y1}$ — действующая на мост боковая сила; $\bar{R}_{y1}$ — суммарная боковая реакция дороги на колесах моста; $\bar{R}'_{z1}$; $\bar{R}''_{z1}$ — нормальная реакция дороги на внутреннем и наружном колесах; $\bar{R}'_{y1}$; $\bar{R}''_{y1}$ — боковые реакции дороги на внутреннем и наружном колесах моста.

Определение идеального распределения общей тормозной силы между осями, бортами и отдельными колесами трактора

На рис. 2 приведена схема сил, действующих на колесный трактор при торможении и идеальном регулировании тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами. Условием получения идеального распределения тормозных сил между колесами является параллельность векторов суммарных реакций в плоскости дороги на колесах между собой и векторам суммарной реакции дороги $\bar{R}$, т. е.

$$\bar{R} \parallel \bar{R}'_1 \parallel \bar{R}''_1 \parallel \bar{R}'_2 \parallel \bar{R}''_2 . \qquad (8)$$

Это условие и будет положено нами в основу получения искомых уравнений.

Суммарные нормальные реакции на колесах передней и задней осях

$$R_{z1} = G_T \cdot \frac{b}{L} + P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L}; \qquad (9)$$

$$R_{z2} = G_T \cdot \frac{a}{L} - P_{T1} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - P_{T2} \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L}, \qquad (10)$$

где G_T — общий вес трактора; $r_{\partial 1}, r_{\partial 2}$ — динамические радиусы передних и задних колес, соответственно.

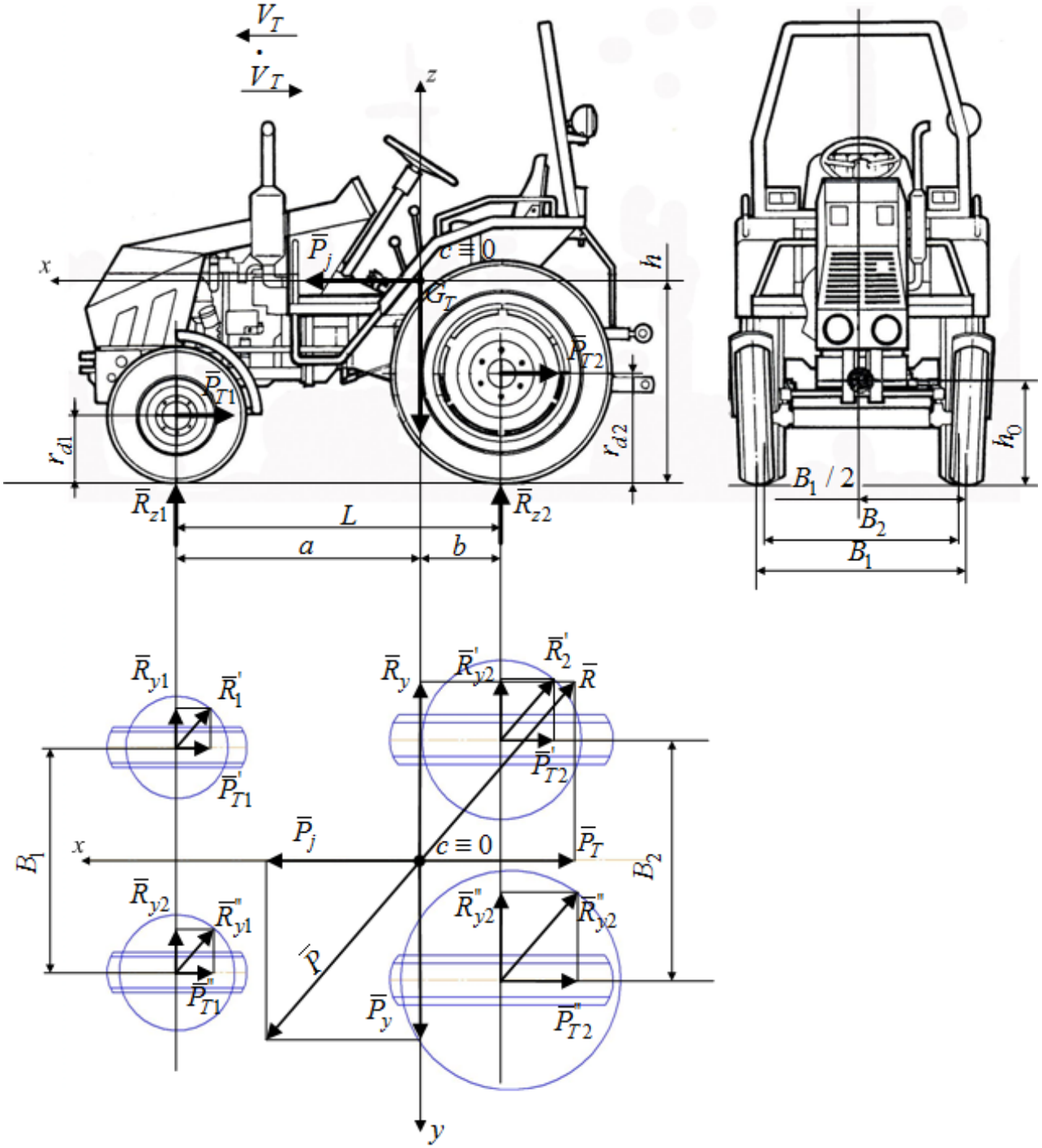


Рис. 2. Схема сил действующих на колесный трактор при торможении и идеальном регулировании тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами.

Суммарные тормозные силы на осях при идеальном распределении общей тормозной силы между осями

$$P_{T1} = \beta_{ид} \cdot P_T = \beta_{ид} m_x \varphi G_T = \beta_{ид} \varphi G_T \sqrt{1 - m_y^2}\ ; \qquad (11)$$

$$P_{T2} = (1 - \beta_{ид}) \cdot P_T = (1 - \beta_{ид}) m_x \varphi G_T = (1 - \beta_{ид}) \varphi G_T \sqrt{1 - m_y^2}\ , \qquad (12)$$

где m_x — тангенциальный коэффициент использования веса трактора (по тормозной силе); при идеальном регулировании распределения общей тормозной силы [1]

$$m_x = \sqrt{1 - m_y^2}\ . \tag{12a}$$

Таким образом, подставляя выражения (11), (12) и (12а) в (9) и (10), получим

$$R_{z1} = G_T\left(\frac{b}{L} + \varphi\frac{h - r_{\partial 2}}{L}\cdot\sqrt{1 - m_y^2} + \beta_{u\partial}\varphi\cdot\frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}\cdot\sqrt{1 - m_y^2}\right); \tag{13}$$

$$R_{z2} = G_T\left(\frac{a}{L} - \varphi\frac{h - r_{\partial 2}}{L}\cdot\sqrt{1 - m_y^2} - \beta_{u\partial}\varphi\cdot\frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}\cdot\sqrt{1 - m_y^2}\right). \tag{14}$$

Из условия (8) вытекает условие параллельности векторов

$$\bar{R}_{z1} = \bar{R}'_{z1} + \bar{R}''_{z2} \parallel \bar{R}\,; \tag{15}$$

$$\text{и}\ \ \bar{R}_{z2} = \bar{R}'_{z2} + \bar{R}''_{z2} \parallel \bar{R}\,. \tag{16}$$

Из условия параллельности векторов (15) следует, что

$$\frac{P_{T1}}{R_1} = \frac{P_{T1}}{\varphi R z_1} = \frac{P}{R} = \frac{P_T}{\varphi G_T}\,. \tag{17}$$

Из соотношения (17) определим, что

$$\beta_{u\partial} = \frac{P_{T1}}{P_T} = \frac{R_{z1}}{G_T}\,. \tag{18}$$

Подставляя выражение (13) в (18), получим

$$\beta_{u\partial} = \left(\frac{b}{L} + \varphi\frac{h - r_{\partial 2}}{L}\cdot\sqrt{1 - m_y^2} + \beta_{u\partial}\varphi\cdot\frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}\cdot\sqrt{1 - m_y^2}\right). \tag{19}$$

Преобразовав (19), окончательно получим

$$\beta_{u\partial} = \frac{\dfrac{b}{L} + \varphi\dfrac{h - r_{\partial 2}}{L}\cdot\sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi\cdot\dfrac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L}\cdot\sqrt{1 - m_y^2}}\,. \tag{20}$$

Идеальный коэффициент распределения общей тормозной силы на внутренний борт трактора определяется из условий параллельности векторов (8), (15), (16)

$$K_{ид} = \frac{P_{T1}^{'} + P_{T2}^{'}}{P_T} = \frac{R_{z1}^{'} + R_{z2}^{'}}{G_T}. \quad (21)$$

Подставляя выражение (20) в уравнения (13) и (14), получим

$$R_{z1} = G_T \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{\partial 2}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}; \quad (22)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h - r_{\partial 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}}. \quad (23)$$

Нормальную реакцию на переднем внутреннем колесе находим подстановкой (22) в (6)

$$R_{z1}^{'} = G_T \left(0{,}5 \frac{\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} \sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}} - m_y \frac{h_0}{B_1} \cdot \frac{b}{L} \right). \quad (24)$$

При подстановке выражения (22) в уравнении (6) принималось с учетом (5) (вводя в формулу G_T), что

$$R_{y1} = \frac{b}{L} P_y = \frac{b}{L} \varphi G_T m_y. \quad (25)$$

Нормальная реакция на заднем внутреннем колесе трактора

$$R_{z2}^{'} = 0{,}5 R_{z2} - R_{y2} \frac{h}{B_2}, \quad (26)$$

где R_{y2} — суммарная боковая реакция на колесах задней оси трактора,

$$R_{y2} = \frac{a}{L} P_y = \frac{a}{L} \varphi G_T m_y. \quad (27)$$

Подставляя соотношения (23) и (27) в уравнение (26), получим

$$R_{z2}^{'} = G_T \left(0{,}5 \frac{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} \sqrt{1 - m_y^2}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{L} \cdot \sqrt{1 - m_y^2}} - m_y \frac{h_0}{B_2} \cdot \frac{a}{L} \right). \quad (28)$$

Выражение (21) после подстановки в него уравнений (24) и (28) примет вид

$$K_{ид} = 0{,}5 - m_y \varphi \left(\frac{b}{L} \frac{h_0}{B_1} + \frac{a}{L} \frac{h}{B_2} \right). \quad (29)$$

Коэффициент распределения тормозной силы на внутреннее колесо передней оси

$$K_{1ид} = \frac{P'_{T1}}{P_{T1}} = \frac{R'_{z1}}{R_{z1}}. \qquad (30)$$

После подстановки выражений (22) и (24) в уравнение (30) получим

$$K_{1ид} = 0{,}5 - m_y \varphi \frac{h_0}{B_1} \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{1 - \varphi \cdot \frac{r_{д2} - r_{д1}}{L}\sqrt{1 - m_y^2}}{\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h - r_{д2}}{L}\sqrt{1 - m_y^2}}. \qquad (31)$$

Коэффициент распределения тормозной силы на внутреннее колесо задней оси

$$K_{2ид} = \frac{P'_{T2}}{P_{T2}} = \frac{R'_{z2}}{R_{z2}}. \qquad (32)$$

Выражение (32) с учетом (23) и (28) примет следующий вид

$$K_{2ид} = 0{,}5 - m_y \varphi \frac{h}{B_1} \cdot \frac{a}{L} \cdot \frac{1 - \varphi \cdot \frac{r_{д2} - r_{д1}}{L}\sqrt{1 - m_y^2}}{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h - r_{д1}}{L}\sqrt{1 - m_y^2}}. \qquad (33)$$

На рис. 3 приведены графики зависимостей коэффициентов распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами от коэффициента m_y, полученные для колесного трактора ХТЗ-25Ф с параметрами: L=1,620 м; B_1=1,300 м; B_2=1,500 м; h=0,857 м; h_0=820,430 м; b =0,570 м; $r_{д2}$=0,590 м; $r_{д1}$=0,355 м. Анализ графиков, приведенных на рис. 3 показывает, что с увеличением приложенной к трактору боковой силы P_y, характеризуемой боковым коэффициентом использования сцепного веса m_y, величины коэффициентов $\beta_{ид}, K_{ид}, K_{1ид}, K_{2ид}$ уменьшаются.

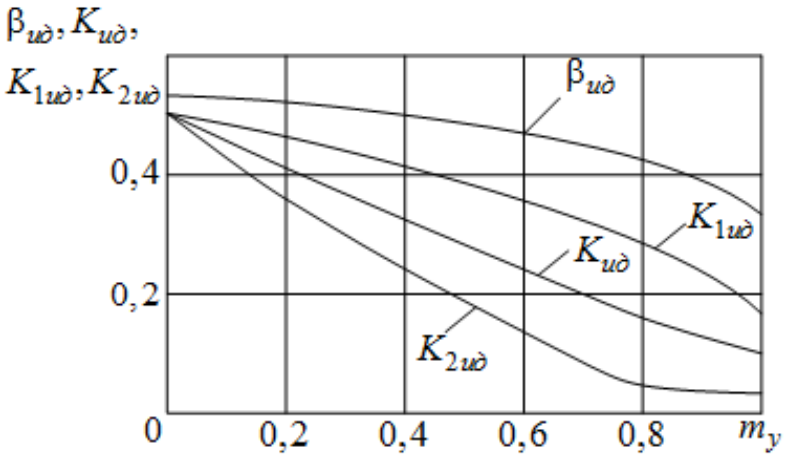


Рис. 3. Коэффициенты распределения общей тормозной силы трактора ХТЗ-25Ф при идеальном регулировании.

Выводы

В результате проведенного исследования получены зависимости для определения идеальных (с точки зрения реализации потенциальных сцепных возможностей колесных тракторов при торможении) законов распределения общей тормозной силы между осями, бортами и отдельными колесами трактора с учетом действия боковой силы и балансирной подвески переднего моста.

Список литературы

1. Федосов А. С. Исследование потенциальных специальных возможностей автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения / А. С. Федосов, М. А. Подригало // Автомобильный транспорт. Республиканский межведомственный научно-технический сборник — К.: Техніка, 1980.— №17.— С. 73–78.

2. Подригало М. А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» / М. А. Подригало // Автомобильная промышленность.— 2007.— № 1.— С. 25–26.

Аннотация. *Визначені ідеальні закони розподілу гальмівних сил між осями, бортами і окремими колесами при дії бічної сили в процесі гальмування, з урахуванням відмінності конструкції колісних тракторів класичної компоновки від автомобілів.*

Abstract. *Determined by the laws of ideal brake force distribution between the axles, wheels, boards and individuals under the influence of lateral force in the braking process, taking into account the differences between the design of wheeled tractors classical configuration of vehicles.*

Стаття надійшла до редакції 05.09.2011 р.

УДК 629.113.002.3.004

САВЕНКОВ Н. В.,
Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ОСНОВЕ КОМПЛЕКСНОГО ТОПЛИВО-ЭКОЛОГИЧЕСКОГО КРИТЕРИЯ

Разработан метод выбора значений параметров регулирования двигателя внутреннего сгорания при различных режимах движения автомобиля. Это позволяет обеспечить наилучшие топливо-экологические характеристики автотранспортного средства.

Постановка проблемы

В настоящее время в мире установилась тенденция по улучшению топливо-экономических, тягово-динамических и экологических показателей автомобилей, что обеспечивается путём применения в ДВС высокооктановых бензинов совместно с повышением степени сжатия

и внедрением систем наддува; увеличивается относительное количество автотранспортных средств с дизельными ДВС, а также с системами очистки отработавших газов, развиваются электронные системы управления параметрами рабочих процессов; параллельно совершенствуются трансмиссии — расширяется диапазон и увеличивается плотность ряда передаточных чисел, постепенно возрастает доля производства электромобилей и автомобилей с гибридными силовыми установками.

Сложившуюся тенденцию обуславливает стремительный рост цен на нефтепродукты, а также ужесточение экологических норм в сфере эксплуатации автомобильного транспорта.

Известно, что требуемая для движения автомобиля эффективная мощность, развиваемая двигателем внутреннего сгорания, характеризуется крутящим моментом и частотой вращения [1]. При различном сочетании данных параметров, эффективный КПД ДВС, запас его мощности при текущем числе оборотов и массовые выбросы токсичных компонентов отработавших газов существенно различаются.

Если автомобиль оснащён ступенчатой коробкой передач, то частота вращения коленчатого вала двигателя будет изменяться пропорционально скорости движения транспортного средства на каждой передаче, что обусловлено наличием только нескольких фиксированных передаточных отношений. В данном случае управлять мощностью ДВС удаётся лишь только изменением крутящего момента. Для автомобилей с бесступенчатыми трансмиссиями становится возможным в определённых пределах управлять как крутящим моментам, так и частотой вращения двигателя при постоянной мощности на движителях.

Таким образом, развитие и совершенствование бесступенчатых автомобильных трансмиссий обуславливает возможность улучшения топливо-экономических, тягово-динамических и экологических характеристик транспортного средства посредством рационального регулирования режима работы двигателя.

Последние достижения

В настоящее время, в период развития и широкого распространения автомобилей с бесступенчатыми трансмиссиями, ведутся всесторонние исследования по созданию алгоритмов их оптимального регулирования. Предложен метод оптимизации функций изменений параметров регулирования двигателя внутреннего сгорания по критерию максимального эффективного КПД [2, с 58].

Цель статьи

Основная цель исследования: на основе технических характеристик и экспериментальных данных ДВС создать метод оптимизации функций параметров его регулирования при различных режимах движения автомобиля.

Задачи исследования: выбрать критерий оптимизации работы автомобильного двигателя и определить оптимизационные параметры; создать математическую модель характеристик ДВС для режима частичных нагрузок; выбрать для исследования в качестве примера характеристики конкретного двигателя и получить оптимальные функции параметров регулирования.

На основе анализа экспериментальных данных эффективной мощности и удельного расхода топлива ДВС получены аналитические функции данных характеристик в зависимости от параметров регулирования двигателя. На их основе создана математическая модель по определению оптимального алгоритма управления ДВС, в соответствии с выбранным критерием, при различных режимах движения.

Основной раздел

Для оценки эффективности работы автомобильного ДВС выбран комплексный топливо-экологический критерий, учитывающий степень загрузки двигателя и дающий информацию о суммарных затратах на топливо и возмещение ущерба от вредного воздействия токсичных выбросов на окружающую среду [2]. Критерий определяется зависимостью:

$$K_{ТЭ} = \eta_e \cdot (1 - \beta), \quad (1)$$

где η_e — эффективный КПД ДВС, β - коэффициент относительных эксплуатационных экологических затрат, определяется как отношение затрат на возмещение экологического ущерба от вредного воздействия на окружающую среду отработавших газов двигателя к суммарным затратам на топливо и возмещение экологического ущерба.

Оптимизационными параметрами являются частота вращения и коэффициент использования мощности ДВС, представляющего отношение текущей эффективной мощности двигателя к максимально возможной при одинаковом числе оборотов:

$$k_n = \frac{N_{e(n)}}{N_{eBCX(n)}} = \frac{M_{e(n)}}{M_{eBCX(n)}}, \quad (2)$$

где $M_{e(n)}$, $N_{e(n)}$ — текущая эффективная мощность и эффективный крутящий момент при частоте n соответственно, $N_{eBCX(n)}$ — эффективная мощность и эффективный крутящий момент при частоте n на внешней скоростной характеристике.

Для исследований, в качестве примера, выбраны параметры двигателя СМД 31.15.

Если установлена аналитическая связь между эффективными характеристиками мощности, крутящего момента, удельного расхода топлива и массовыми выбросами токсичных компонентов отработавших газов, то можно проанализировать эффективность работы ДВС на различных режимах.

На рис. 1 и 2 соответственно приведены характеристика эффективной мощности ДВС СМД 31.15 и его многопараметровая диаграмма, поверхности построены посредством полиномиальной аппроксимации экспериментальных данных [2].

На рис. 3–7 приведены диаграммы массовых расходов токсичных компонентов отработавших газов, построенные на основании экспериментальных данных, для рассматриваемого ДВС. Основными вредными компонентами отработавших газов дизелей грузового автотранспорта являются оксиды азота, несгоревшие углеводороды, оксид углерода и твёрдые частицы [2].

Диаграмма комплексного топливо-экологического критерия и эффективной мощности в координатах параметров оптимизации ДВС СМД 31.15 приведена на рис. 8. Цена дизельного топлива принималась в размере 9,76 грн/литр, безразмерный показатель относительной опасности загрязнения 1, показатели относительной агрессивности токсичных компонентов: 1; 3,16; 41,1; 200 для окиси углерода, несгоревших углеводородов, оксидов азота и для твёрдых частиц соответственно.

Задачей оптимизации является определение таких сочетаний коэффициента использования мощности и частоты вращения, при которых критерий минимален для каждого значения эффективной мощности двигателя. Таким образом, формируется функция регулирования ДВС при минимальном значении критерия (рис. 8). Зависимости параметров регулирования ДВС от эффективной мощности при обеспечении минимального значения критерия приведены на рис. 9.

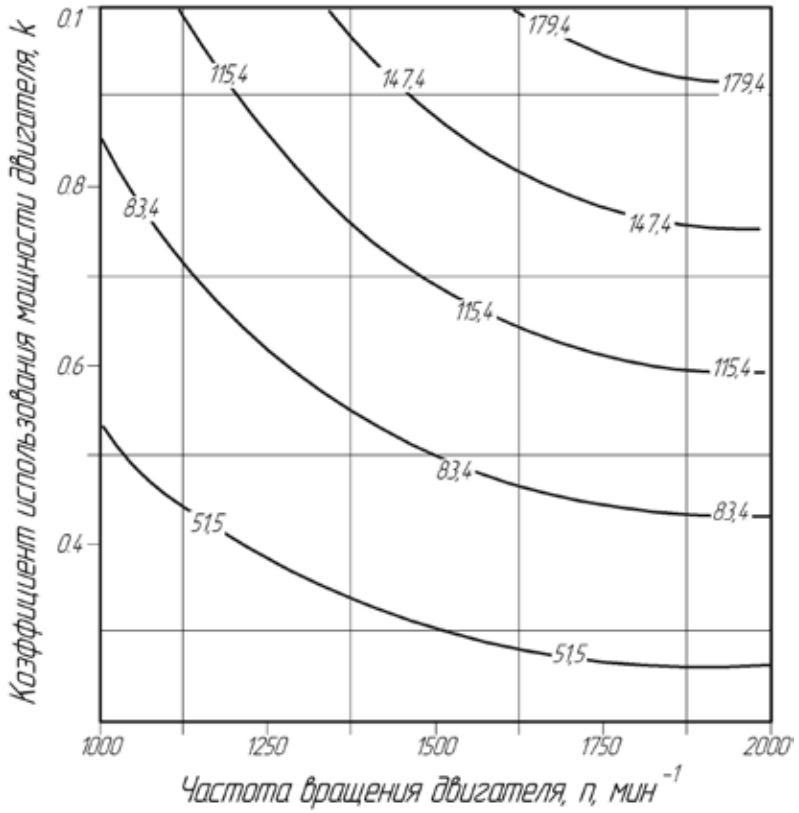


Рис. 1. Диаграмма эффективной мощности (кВт) ДВС СМД 31.15

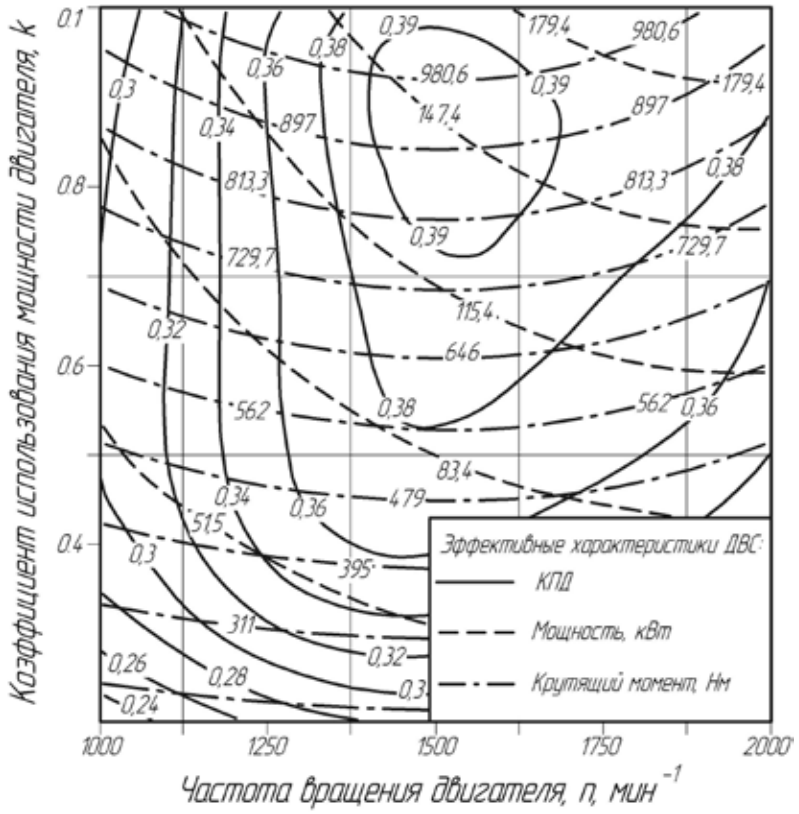


Рис. 2. Многопараметровая диаграмма эффективных характеристик ДВС СМД 31.15

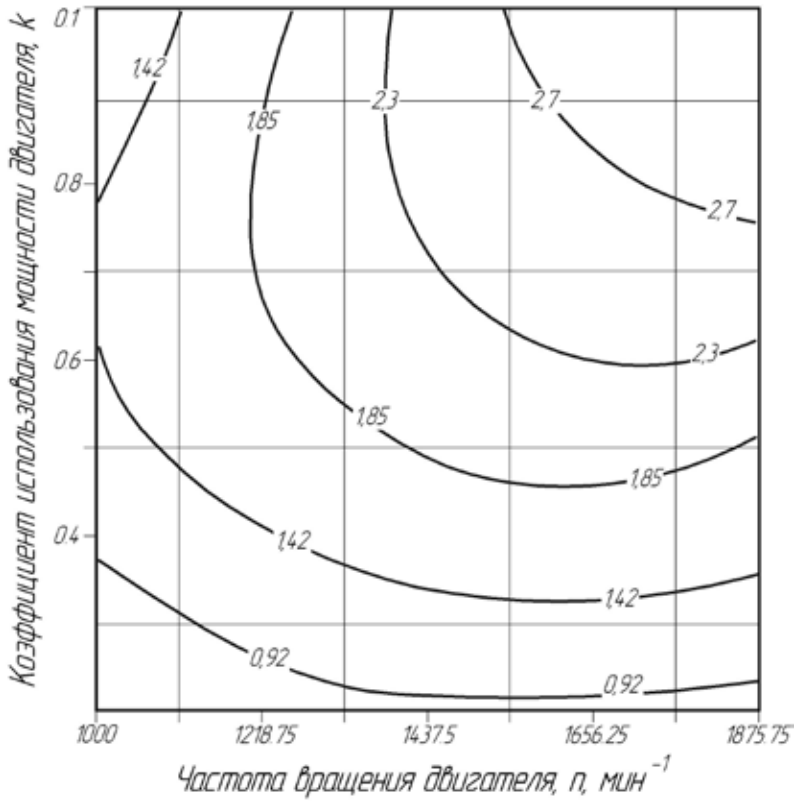


Рис. 3. Диаграмма массового выброса (кг/ч) оксидов азота отработавших газов ДВС СМД 31.15

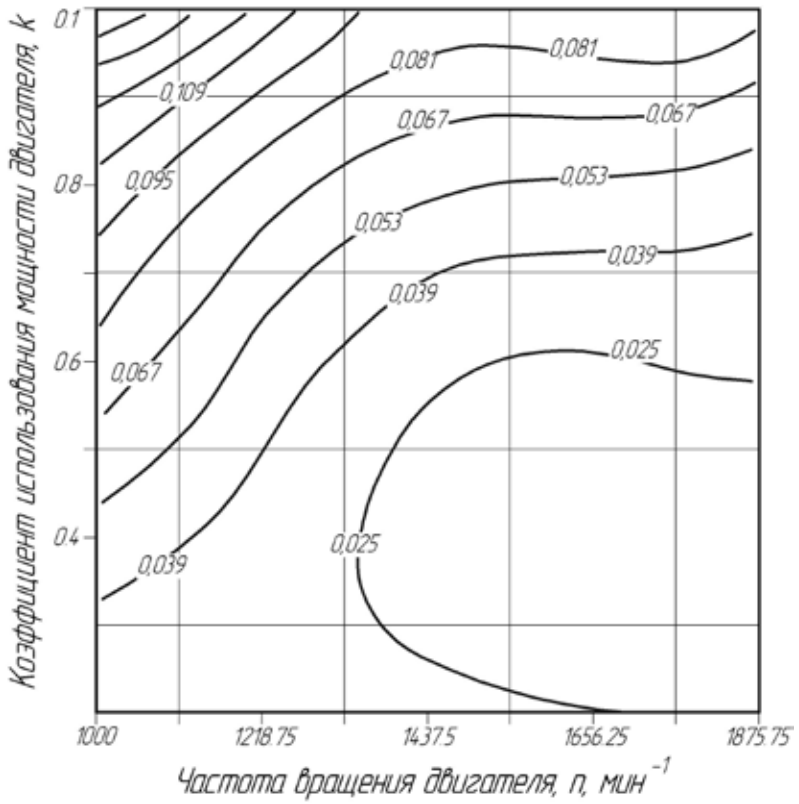


Рис. 4. Диаграмма массового выброса (кг/ч) твёрдых частиц отработавших газов ДВС СМД 31.15

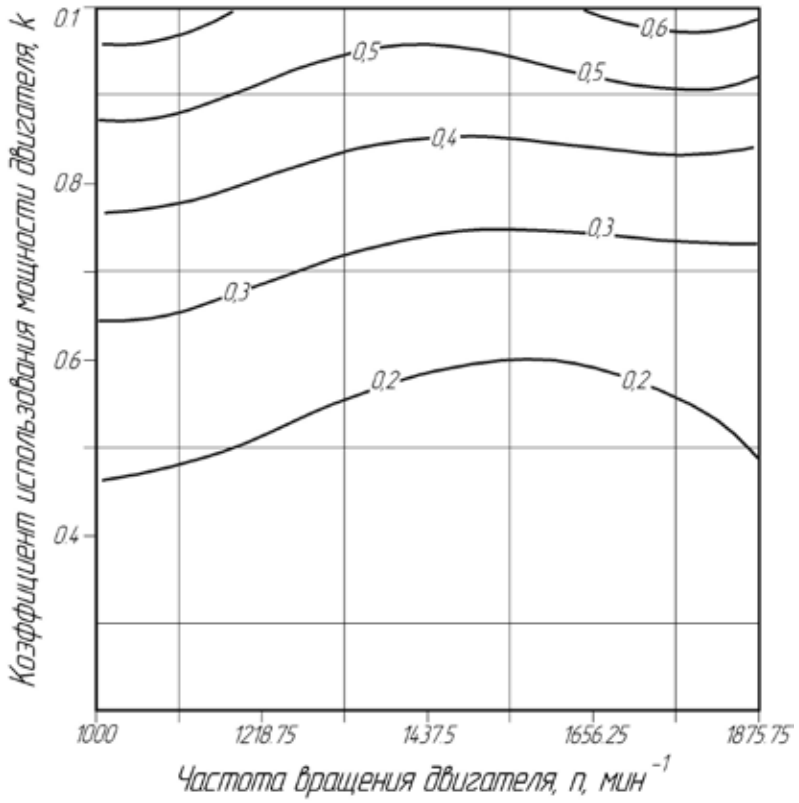


Рис. 5. Диаграмма массового выброса (кг/ч) окиси углерода отработавших газов ДВС СМД 31.15

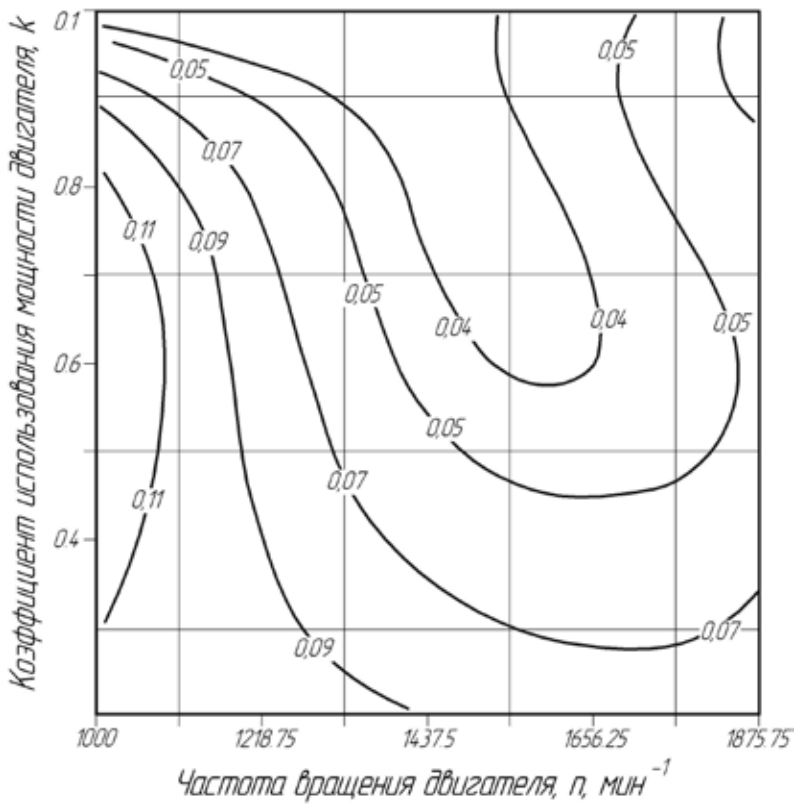


Рис. 6. Диаграмма массового выброса (кг/ч) углеводородов отработавших газов ДВС СМД 31.15

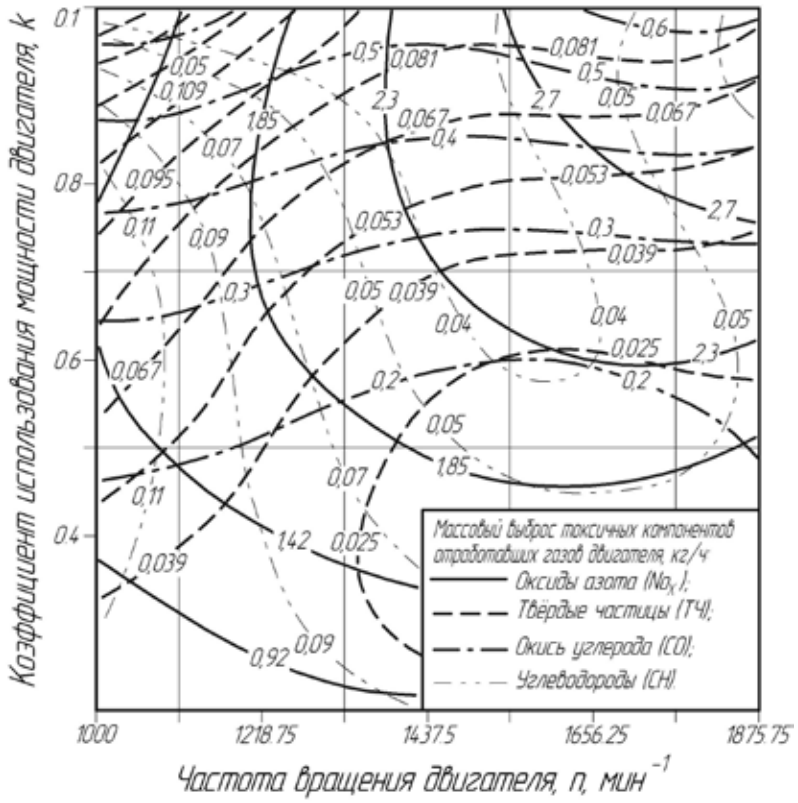


Рис. 7. Многопараметровая диаграмма массового выброса токсичных компонентов отработавших газов ДВС СМД 31.15

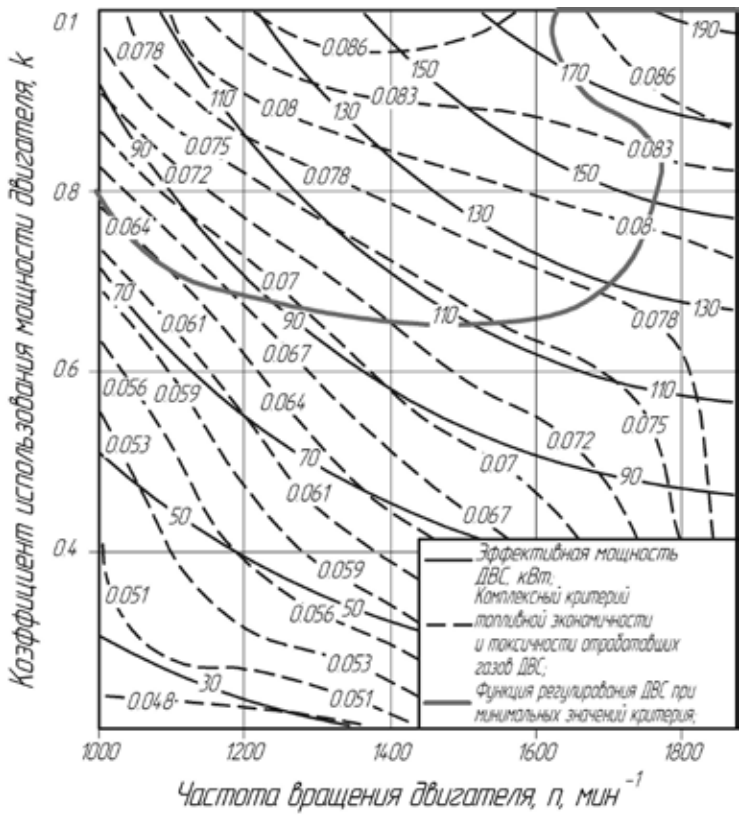


Рис. 8. Диаграмма эффективной мощности и комплексного топливо-экологического критерия для ДВС СМД 31.15

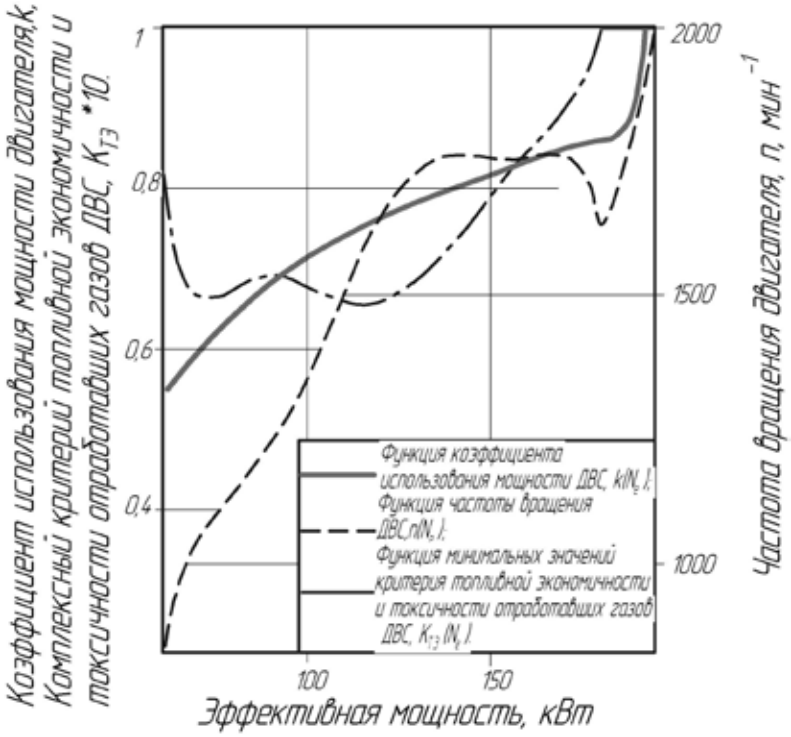


Рис. 9. Зависимости параметров регулирования двигателя (параметров оптимизации) от эффективной мощности при обеспечении минимального значения комплексного топливо-экологического критерия

Выводы

В результате выполнения работы выбран критерий оптимизации, определены оптимизационные параметры, которыми являются параметры регулирования ДВС — частота и коэффициент использования мощности, создана соответствующая математическая модель в программной среде MathCAD. Определены функции изменения параметров регулирования в зависимости от эффективной мощности двигателя СМД 31.15, выбранного в качестве примера, которые обеспечат минимальные значения комплексного топливо-экологического критерия. Результаты работы могут быть применены для созданния программ электронных блоков управления двигателем и автоматическими КПП, в т. ч. бесступенчатыми вариаторами.

Список литературы

1. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство».— М.: Машиностроение, 1989.— 240 с.

2. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентноспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография.— Х.: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003.— 244 с.

3. Волков В. П. Теория експлуатационных свойств автомобиля: Учебн. пособие.— Х.: ХНАДУ, 2003.— 292 с.

4. Горожанкин С. А., Савенков Н. В. Метод оптимизации режимов работы двигателя и трансмиссии в процессе ускорения автомобиля // Вісник СНУ ім. Володимира Даля.— 2010 — № 6 (148).

Abstract. *A computing method of choosing the values of the parameters regulating the internal combustion engine in various modes of travel is worked out. This allows us to provide the bestfuel-environmental characteristics of the vehicle.*

Анотація. *Розроблено метод вибору значень параметрів регулювання двигуна внутрішнього згоряння при різних режимах руху автомобіля. Це дозволяє забезпечити найкращі паливо-екологічні характеристики автотранспортного засобу.*

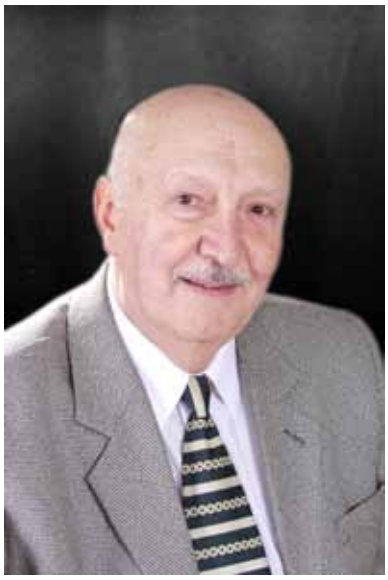
Стаття надійшла до редакції 30.09.2011 р.

АВТОРИ НОМЕРА

1. Абрамова Л.С., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
2. Антоненко Д.С., Донецька академія автомобільного транспорту
3. Білоус А.Б., Національний університет «Львівська політехніка»
4. Вербицький В.Г., Донецька академія автомобільного транспорту
5. Горожанкін С.А., Донбаська національна академія будівництва та архітектури
6. Доля В.К., Харківська національна академія міського господарства
7. Доля К.В., Територіальне управління головавтотрансінспекції у Харківській області
8. Енглезі І.П., Донецька академія автомобільного транспорту
9. Єрмак О.М., Харківська національна академія міського господарства
10. Кондратьєв В.В., Донецька академія автомобільного транспорту
11. Костенко А.В., Донецька академія автомобільного транспорту
12. Крамажевський Я.Р., Національний університет «Львівська політехніка»
13. Могила І.А., Національний університет «Львівська політехніка»
14. Пахно О.Є., Донецька академія автомобільного транспорту
15. Подригало М.А., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
16. Савенков Н.В., Донбаська національна академія будівництва та архітектури
17. Саміcько Д.М., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
18. Санько Я.В., Харківська національна академія міського господарства
19. Сахно В.П., Національний транспортний університет
20. Федоров Є.Є., Донецька академія автомобільного транспорту
21. Холодов М.П., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
22. Чухаркін А.В., Донбаська національна академія будівництва та архітектури
23. Ширин В.В., Харківський національний автомобільно-дорожній університет



НАШІ ПРИВІТАННЯ



Шановний ВОЛОДИМИРЕ КОСТЯНТИНОВИЧУ!

Прийміть вітання найкращі наші
І побажання в честь 75-річчя,
Щоб від життя була завжди лиш радість,
А ще – любов і шана від людей.
Бажаємо Вам багато літ прожити,
Душею й серцем молодіти,
Щоб щастя й радість Вас не минали,
Щоб Ви постійно гарний настрій мали.
Щоб злагода, мир панували у хаті,
Були Ви здорові, достатком багаті.
Хай шлях Ваш буде світлим,
А все життя, мов той кришталь -
Прекрасним, ніжним, чистим.

ГУБЕНКО Володимир Костянтинович — завідувач кафедри «Технології міжнародних перевезень і логістики», директор Навчально-наукового інституту механіки і транспорту Приазовського державного технічного університету, академік ПТ АН України, доктор технічних наук, професор.

Народився у 1936 р. В 1959 р. успішно закінчив Запорізький машинобудівний інститут. У 1971 р. захистив кандидатську дисертацію у воєнно-інженерній академії в Москві, а у 1991 р.— докторську дисертацію в Ленінградському інституті інженерів залізничо-дорожного транспорту.

У його творчому доробку понад 165 наукових та навчальних публікацій, монографій, підручників та навчальних посібників, винаходів.

Наукова та педагогічна кар'єра ювіляра з 1972 р. пов'язана з Приазовським державним технічним університетом (до початку 1990-х — Маріупольський металургійний інститут). Старший викладач, доцент, професор, завідувач кафедри, проректор, декан, директор інституту — ця робота збагатила його науковим та організаторським досвідом. Вже в перші роки роботи у вузі була розпочата розробка нового напрямку — підвищення довговічності спеціальних вагонів-цистерн. Наукова новизна отриманих результатів стала основою інженерних рішень, реалізованих з великим економічним ефектом на заводах Жданівтяжмаш, Новороздільному комбінаті, Оренбурзькому газопереробному заводі.

Вчений вніс істотний вклад в теорію та практику транспортних систем і логістики. Ним створено новий науковий напрямок — логістика та рециклінг транспортних систем і логістики. Розроблені ним теорія, методи, моделі та інженерні рішення забезпечили нові та ефективні результати в промисловості та економіці, де використовуються залізнодорожній, автомобільний, водний та спеціальний транспорт.

Наукові контакти, спільна робота з вченими університетів України, Росії, Угорщини, Словаччини, Німеччини, Італії, Голландії, участь у міжнародних виставках, симпозіумах та конференціях сформували науковий імідж професор В.К. Губенко. Володимир Костянтинович створив наукову школу з логістики та транспорту крупних промислових вузлів, підготував 12 кандидатів наук та три доктори наук, які успішно продовжують наукові традиції вченого.

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

Для публікування в журналі «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» приймаються неопубліковані раніше наукові статті в галузі транспорту і двигунів внутрішнього згоряння; проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг; надійності й довговічності механізмів і машин; транспортних технологій.

У журналі друкуються статті українською, російською (змішаними) мовами.

Для публікації наукової статті в редакцію необхідно представити наступні документи:

– текст статті у двох примірниках;
– анотацію українською, російською та англійською мовами;
– експертний висновок про можливість відкритого публікування;
– завірену рецензію доктора наук або члена редакційної колегії;
– відомості про автора (-ів) (прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання, посада, місце роботи, адреса, e-mail, службовий або домашній телефони).

Вимоги до рукописів

Стаття подається у 2-х варіантах — у друкованому вигляді на папері формату А4 (2 прим, з нумерацією сторінок) та електронному (на дискеті 3,5 дюйми).

Структура статті:

1. Код УДК (універсальний десятинний класифікатор) (вирівнювання по лівому краю).
2. Ініціали та прізвище (прізвища) автора (авторів), науковий ступінь, вчене звання, повна назва організації (вирівнювання по центру сторінки).
3. Назва статті (вирівнювання по центру сторінки).
4. Анотація мовою оригіналу статті (не більш 80 слів, ширина рядка 130 мм).
5. Основний текст статті.
6. Перелік літератури, який виконується згідно ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання» та в порядку посилання.

Текст рукопису повинен містити такі розділи, як:

– постановка проблеми, де відображається історія предмету дослідження, актуальність та сучасний стан проблеми;
– аналіз останніх досліджень, на які спирається автор, виділення невирішених раніше аспектів загальної проблеми, яким присвячується означена стаття;
– мета статті (постановка задачі);
– основний розділ (можливі підрозділи);
– висновки, де стисло та чітко підсумовуються основні результати, що були одержані автором (-ами).

Обсяг наукової статті 5–10 сторінок тексту, які включають таблиці, ілюстрації (4 рисунки дорівнюються 1 сторінці), перелік літератури. Обзорні статті — до 12 сторінок.

Текст повинен бути набраний у форматі Word for Windows версії 6.0–8.0.

– параметри сторінки — А4 (210 х 297 мм);
– орієнтація — книжкова;
– поля: верхнє — 15 мм, нижнє — 25 мм, ліве — 20 мм, праве — 20 мм;
– шрифт — Times New Roman, розмір — 12 пунктів;
– весь текст повинен бути набраний стилем «Звичайний » (Normal);
– перша строка — відступ 7,5 мм;
– міжрядковий інтервал — 1,5;
– вирівнювання — по ширині сторінки.

Таблиця повинна мати тематичну назву та порядковий номер (без знаку №), на який дається посилання у тексті.

Рисунки та графіки повинні бути пронумеровані в порядку посилання у тексті. Кожний рисунок розміщується в окремому файлі (формати bmp, tif; інші — тільки з дозволу редакції). Підписи під рисунками з номером рисунка пишуться на окремій сторінці. Кольорові та фонові рисунки не допускаються.

Усі формули повинні бути набрані у редакторі формул Microsoft Equation 2.0, 3.0 (MathType). У редакторі формул повинні бути наступні параметри:

– відстань до знаку — 60%;

– розмір — звичайний — 12 пт.; великий індекс — 8 пт.; маленький індекс — 6 пт.; великий символ — 12 пт.; маленький символ — 10 пт.

Нумерація формул дається арабськими цифрами в круглих дужках праворуч.

При виборі одиниць виміру слід дотримуватись системи СІ. Ціла частина числа від десятичної відділяється комою. Посилання на джерела беруться у квадратні дужки.

Наприкінці статті розташовуються анотації двома іншими мовами.

Статті, що не відповідають вимогам, повертаються авторам для доопрацювання.

АВТОРИ НОМЕРА

1. Абрамова Л.С., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
2. Антоненко Д.С., Донецька академія автомобільного транспорту
3. Білоус А.Б., Національний університет «Львівська політехніка»
4. Вербицький В.Г., Донецька академія автомобільного транспорту
5. Горожанкін С.А., Донбаська національна академія будівництва та архітектури
6. Доля В.К., Харківська національна академія міського господарства
7. Доля К.В., Територіальне управління головавтотрансінспекції у Харківській області
8. Енглезі І.П., Донецька академія автомобільного транспорту
9. Єрмак О.М., Харківська національна академія міського господарства
10. Кондратьєв В.В., Донецька академія автомобільного транспорту
11. Костенко А.В., Донецька академія автомобільного транспорту
12. Крамажевський Я.Р., Національний університет «Львівська політехніка»
13. Могила І.А., Національний університет «Львівська політехніка»
14. Подригало М.А., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
15. Савенков Н.В., Донбаська національна академія будівництва та архітектури
16. Самісько Д.М., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
17. Санько Я.В., Харківська національна академія міського господарства
18. Сахно В.П., Національний транспортний університет
19. Федоров Є.Є., Донецька академія автомобільного транспорту
20. Холодов М.П., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
21. Чухаркін А.В., Донбаська національна академія будівництва та архітектури
22. Ширин В.В., Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

Для публікування в журналі «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» приймаються неопубліковані раніше наукові статті в галузі транспорту і двигунів внутрішнього згоряння; проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг; надійності й довговічності механізмів і машин; транспортних технологій.

У журналі друкуються статті українською, російською (змішаними) мовами.

Для публікації наукової статті в редакцію необхідно представити наступні документи:

– текст статті у двох примірниках;
– анотацію українською, російською та англійською мовами;
– експертний висновок про можливість відкритого публікування;
– завірену рецензію доктора наук або члена редакційної колегії;
– відомості про автора (-ів) (прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання, посада, місце роботи, адреса, e-mail, службовий або домашній телефони).

Вимоги до рукописів

Стаття подається у 2-х варіантах — у друкованому вигляді на папері формату А4 (2 прим, з нумерацією сторінок) та електронному (на дискеті 3,5 дюйми).

Структура статті:

1. Код УДК (універсальний десятинний класифікатор) (вирівнювання по лівому краю).
2. Ініціали та прізвище (прізвища) автора (авторів), науковий ступінь, вчене звання, повна назва організації (вирівнювання по центру сторінки).
3. Назва статті (вирівнювання по центру сторінки).
4. Анотація мовою оригіналу статті (не більш 80 слів, ширина рядка 130 мм).
5. Основний текст статті.
6. Перелік літератури, який виконується згідно ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання» та в порядку посилання.

Текст рукопису повинен містити такі розділи, як:

– постановка проблеми, де відображається історія предмету дослідження, актуальність та сучасний стан проблеми;
– аналіз останніх досліджень, на які спирається автор, виділення невирішених раніше аспектів загальної проблеми, яким присвячується означена стаття;
– мета статті (постановка задачі);
– основний розділ (можливі підрозділи);
– висновки, де стисло та чітко підсумовуються основні результати, що були одержані автором (-ами).

Обсяг наукової статті 5–10 сторінок тексту, які включають таблиці, ілюстрації (4 рисунки дорівнюються 1 сторінці), перелік літератури. Обзорні статті — до 12 сторінок.

Текст повинен бути набраний у форматі Word for Windows версії 6.0–8.0.

– параметри сторінки — А4 (210 х 297 мм);
– орієнтація — книжкова;
– поля: верхнє — 15 мм, нижнє — 25 мм, ліве — 20 мм, праве — 20 мм;
– шрифт — Times New Roman, розмір — 12 пунктів;
– весь текст повинен бути набраний стилем «Звичайний » (Normal);
– перша строка — відступ 7,5 мм;
– міжрядковий інтервал — 1,5;
– вирівнювання — по ширині сторінки.

Таблиця повинна мати тематичну назву та порядковий номер (без знаку №), на який дається посилання у тексті.

Рисунки та графіки повинні бути пронумеровані в порядку посилання у тексті. Кожний рисунок розміщується в окремому файлі (формати bmp, tif; інші — тільки з дозволу редакції). Підписи під рисунками з номером рисунка пишуться на окремій сторінці. Кольорові та фонові рисунки не допускаються.

Усі формули повинні бути набрані у редакторі формул Microsoft Equation 2.0, 3.0 (MathType). У редакторі формул повинні бути наступні параметри:

– відстань до знаку — 60%;

– розмір — звичайний — 12 пт.; великий індекс — 8 пт.; маленький індекс — 6 пт.; великий символ — 12 пт.; маленький символ — 10 пт.

Нумерація формул дається арабськими цифрами в круглих дужках праворуч.

При виборі одиниць виміру слід дотримуватись системи СІ. Ціла частина числа від десятичної відділяється комою. Посилання на джерела беруться у квадратні дужки.

Наприкінці статті розташовуються анотації двома іншими мовами.

Статті, що не відповідають вимогам, повертаються авторам для доопрацювання.