Зміст

Транспортні технології

Полетайкин А.Н., Костенко А.В., Паршиков С.И. **Применение ДСМ-метода для поиска закономерностей возникновения дорожно-транспортных происшествий** 4

Толок О.В., Божко О.О., Уразбаєв В.О., Калінін О.В. **Удосконалення нормативної бази застосування різних типів пішохідних переходів на перегонах міських вулиць** 13

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Ноженко Е.С. **Энергетические резервы систем транспортного средства** 21

Феватов С.А. **Экспериментальные исследования влияния неравномерности нагружения сдвоенных колес грузового автомобиля на боковой коэффициент сцепления** 29

Дубинин Е.А. **Определение параметров процесса опрокидывания шарнирно-сочлененной колесной машины** 36

Тімков О.М., Григорашенко О.В. **Поява гібридних силових установок на транспортних засобах** 42

Іванов О.С., Файчук М.І. **До вибору системи керування гібридною силовою установкою автомобіля категорії М1** 48

Сахно В.П., Ковальчук Г.О., Мойся Д.Л., Марчук Р.М. **До визначення показників маневреності автопоїзда-контейнеровоза** 52

Сосик А.Ю. **Шляхи зменшення тривалості спрацьовування гальмівної системи під час екстренного гальмування автомобіля** 61

Сахно В.П., Вербицкий В.Г., Куплинов А.В., Лысенко А.А. **Численный анализ пространственной модели 4-х колесного экипажа в среде пакета MAPLE** 67

Сахно В.П., Корпач О.А. **До оптимізації ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля** 74

Сахно В.П., Кузнєцов Р.М., Павлюк В.І. **До розробки математичної моделі для дослідження стійкості руху легкових автомобілів** 79

Автори номера 91

Правила подання та оформлення статей 92

Порядок рецензування статей 94

УДК 343.346.2

ПОЛЕТАЙКИН А.Н., к.т.н.; КОСТЕНКО А.В., к.т.н., доцент
Донецкая академия автомобильного транспорта
ПАРШИКОВ С.И., инспектор сектора оформления материалов ДТП и дознания
ОГАИ Макеевского ГУ ГУМВД Украины в Донецкой области, майор милиции

ПРИМЕНЕНИЕ ДСМ-МЕТОДА ДЛЯ ПОИСКА ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ

В статье рассмотрено применение ДСМ-метода для решения задачи определения закономерностей возникновения дорожно-транспортных происшествий с пострадавшими участниками, зарегистрированных в области исследования, включающей г. Донецк, г. Макеевку и их окрестности, на основе данных, извлеченных из карточек учета ДТП.
В качестве решения задачи предполагается система причинно-следственных связей, позволяющая объективно оценивать и осуществлять выработку решений по повышению безопасности дорожного движения на автодорогах Украины.
Ключевые слова: *карта учета ДТП, причинно-следственная связь, извлечение данных, определение закономерностей возникновения ДТП, порождение гипотез, интеллектуальный анализ аварийности.*

Постановка проблемы

В настоящее время в Украине и в мире особенно остро стоит проблема дорожно-транспортного травматизма, решение которой технологическими, социальными и правовыми методами уже давно себя исчерпало. В этой связи заслуживают внимания результаты транспортных исследований [1], инициированных и проведенных Европейской комиссией с 2001 по 2011 г. и определивших европейскую транспортную политику на последующее десятилетие безопасности дорожного движения. В результате этого исследования выделены четыре главных направления стратегического развития: 1) повышение уровня безопасности водителей; 2) представление более безопасных транспортных средств; 3) повышение безопасности дорожной инфраструктуры; 4) накопление баз данных по аварийности и статистическое оценивание безопасности дорожного движения. На наш взгляд, ключевым здесь является именно четвертое направление, которое предполагает подготовку и поддержание объединенной базы данных по аварийности на дорогах и применение перманентно развивающихся методологий и инструментальных средств для анализа степени риска и оценивания воздействий различных аспектов дорожного движения на его безопасность.

В этом отношении следует обратить внимание на методики выявления и пристального изучения причинно-следственных зависимостей и определения закономерностей возникновения ДТП. Одной из широко известных таких методик является ДСМ-метод, названный в честь Джона Стюарта Миля (JSM-method), который в настоящее время широко используется в области анализа социологических данных. Этот метод поиска закономерностей по множествам положительных и отрицательных примеров опирается на методы индукции, предложенные этим ученым. ДСМ-метод разрабатывается с 1980-х годов и используется для реализации методики причинного анализа [2].

Цель статьи

Целью данной статьи является исследование применения ДСМ-метода при проведении причинно-следственного анализа для определения закономерностей возникновения дорожно-транспортных происшествий.

Основная часть

На данный момент интеллектуальные системы типа ДСМ созданы для различных предметных областей: фармакологии, медицинской диагностики (доказательной медицины), социологии (когнитивной социологии), криминалистики, атрибуции исторических источников, робототехники, и др. По нашему мнению, создание интеллектуальных систем в области исследования дорожно-транспортной аварийности, реализующих когнитивные рассуждения, вызвано потребностью формализации качественного анализа огромного количества накопленных данных о ДТП, качественная интерпретация которых позволит делать выводы об эффективности отраслей хозяйства Украины, связанных с эксплуатацией автомобильного транспорта и дорожно-транспортных сетей, таких как автомобильная промышленность, дорожные ремонтно-строительные и эксплуатационные службы, законодательные органы, медицинские, социальные службы и сфера образования [3].

Суть ДСМ-метода состоит в следующем. Вводится три конечных множества: *причин* $A = \{a_1, a_2, \ldots, a_p\}$, *следствий* $B = \{b_1, b_2, \ldots, b_m\}$ и *оценок* $Q = \{q_1, q_2, \ldots, q_l\}$. Выражение вида $a_i \Rightarrow b_j; q_k$ называется *положительной гипотезой*. Оно связано с утверждением типа «a_i является причиной b_j, с оценкой достоверности q_k». Выражение вида $a_i \not\Rightarrow b_j; q_k$ называется *отрицательной гипотезой*. Оно связано с утверждением типа «a_i не является причиной b_j, с оценкой достоверности q_k». Для сокращения записи положительные гипотезы обозначаются $h_i^+{}_{jk}$, а отрицательные — $h_i^-{}_{jk}$. Среди значений q_i выделяются два специальных, которые можно обозначить 0 и 1. Значение 0, приписанное положительной или отрицательной гипотезе, означает, что соответствующее утверждение является ложным. Приписывание гипотезам значения 1 означает, что данная гипотеза является тождественно истинной. Таким образом, гипотезы с оценками 0 и 1 можно рассматривать как высказывания, ложность и истинность которых твердо установлены. Все остальные оценки, отличные от 0 и 1, обозначаются рациональными числами вида s/n, где s принимает значения от 1 до $n - 1$. Величина n характеризует «дробность» используемых оценок достоверности.

Предположим, что при регистрации некоторого ДТП среди технических неисправностей одного из автомобилей-виновников обнаруживается неисправное рулевое управление. Через некоторое время снова в транспортном средстве, причастном к совершению ДТП, обнаруживается неисправное рулевое управление. При этом возникает положительная гипотеза вида «Если в движущемся транспортном средстве имеет место неисправное рулевое управление, то оно потенциально является виновником ДТП». Оценка достоверности этой гипотезы при двух наблюдениях будет невелика. Однако если при дальнейшем изучении этого вопроса окажется, что автомобили, причастные к совершению ДТП, имели неисправное рулевое управление, то оценка выдвинутой выше гипотезы будет все время возрастать, и все же эта оценка никогда не станет равной 1. В связи с этим введем два типа истинности: *эмпирическую истину* и *теоретическую истину*. В данном примере высказыванию о потенциальной причастности к ДТП присваивается значение эмпирической истины, так как все наблюдения были в пользу данной гипотезы. Однако вполне можно допустить, что есть небольшое количество транспортных средств с такой же неисправностью, которые не спровоцировали ДТП, и в связи с этим не попали в сферу внимания исследователя. Совсем другое положение будет в том случае, когда в правилах дорожного движения будет сказано, что «запрещается дальнейшее движение транспортных средств, в ко-

торых рулевое управление не дает возможности водителю осуществить маневр во время движения с минимальной скоростью» [4]. При такой информации высказывание о причастности к ДТП автомобиля, движущегося с неисправным рулевым управлением, будет оценено как теоретическая истина.

Рассмотренный пример иллюстрирует процесс оценивания степени достоверности гипотезы, когда предполагаемая причина (в данном случае – неисправность автомобиля) уже выделена из множества возможных причин. В ДСМ-методе формализован не только этот этап, но и предшествующий ему этап нахождения кандидата в причины, которая могла бы вызвать интересующее следствие (в данном случае – причастность к совершению ДТП). В приведенном выше примере это соответствовало бы следующему. Наблюдая на улицах города потоки автотранспорта и выделяя в них автомобили с признаками неисправностей рулевого управления, надо «сообразить», что такие автомобили могут спровоцировать ДТП. Все эти рассуждения наталкивают на мысль «причина причине рознь», то есть причины могут различаться по типу и значимости относительно оказываемого влияния с следствия. Рассмотрим этот момент более подробно.

Объектная модель причинности. Причины могут быть различными по типу. Рис. 1 демонстрирует различные типы причин и их отношения наследования относительно суперкласса *Причины*. Наиболее редкими являются *необходимые и достаточные причины*. Если a_i – причина такого типа, то b_j происходит всегда, и если b_j произошло, то наверняка было a_i. Примерами такой «жесткой» связи двух явлений может служить падение тела, если для него отсутствует опора. Чаще встречаются *достаточные причины*, всегда вызывающие появление b_j. Но появление b_j не служит стопроцентным обоснованием того, что до этого было a_i . Следствие b_j могло быть вызвано и какими-то другими достаточными причинами. Так, например, возможной причиной возникновения ДТП может быть возгорание транспортного средства во время движения, ибо этого вполне достаточно, чтобы данная ситуация попала под определение ДТП, которое дается в п.1.10 ПДД Украины, но весьма вероятно, что могут быть какие-либо другие причины возникновения этого ДТП.



Рис. 1 Отношения между типами причин в нотации UML

Дополнительные причины обладают тем свойством, что их наличие не вызывает следствия b_j. Для того чтобы b_j появилось, нужен вполне определенный набор дополнительных причин, который выступает в роли обобщенной достаточной причины появления b_j. Легко себе представить такой набор причин, который приводит, например, к попаданию автомобиля в ДТП при движении по городу в час пик в условиях плохой видимости. Перечисление и обсуждение дополнительных причин, приведших к ДТП, – обыкновенное занятие для участников или свидетелей такого происшествия. Среди дополнительных причин могут быть *необходимые дополни-*

тельные причины. Их вхождение в набор, образующий обобщенную достаточную причину, обязательную для того, чтобы b_j реализовалось (на рис. 1 это отношение отображено значком агрегации). Остальные дополнительные причины можно назвать *факультативными*. В окончательный набор могут входить те или иные комбинации необходимых и факультативных причин. Так, в случае возникновения ДТП типа «Наезд на препятствие» две дополнительные причины являются заведомо необходимыми: 1) движение транспортного средства и 2) пересечение траектории его движения с препятствием. Остальные дополнительные причины являются факультативными. Наконец, *возможные причины* a_i обладают тем свойством, что появление a_i необязательно вызывает b_j, но увеличивает возможность появления b_j.

Кроме причин a_i важную роль в процессах реализации причинно-следственных зависимостей играют так называемые *тормоза*. Наличие тормоза наряду с причиной, вызывающей b_j в обычных условиях, приводит к тому, что b_j не появляется. Так, вышеупомянутое ДТП типа «Наезд на препятствие» может не произойти, если водитель соблюдает крайнюю осторожность, двигаясь с минимальной скоростью.

После сказанного становится ясным, что нахождение причин-кандидатов для формируемых гипотез — далеко не тривиальная задача. В положительных и отрицательных примерах эти причины скрыты в описаниях реальных объектов, обладающих или не обладающих интересующими исследователя свойствами. Из этих описаний следует выделить кандидатов в причины, а затем убедиться, что выбор оказался не случайным.

Применение ДСМ-метода для решения этой задачи состоит в следующем. Рассмотрим группу положительных примеров. Находим некоторую часть описания объектов, общую для определенной совокупности примеров из этой группы. Например, обнаруживаем в значительной части случаев ДТП вида «Наезд на пешехода» отсутствие освещения дороги в темное время суток. Тогда есть основания считать данную обобщенную причину кандидатом в причины. Таких кандидатов может оказаться несколько. Образуем матрицу M^+, в которой строки соответствуют выделенным кандидатам a_i, а столбцы – интересующим нас следствиям b_j. На пересечении строк и столбцов будем записывать оценки достоверности q_k гипотез $h_i^+{}_{jk}$. Об их нахождении будет сказано ниже. Для множества отрицательных примеров аналогичным образом строится другая матрица M^-, в которой содержатся оценки достоверности отрицательных гипотез $h_i^-{}_{jk}$. Кандидаты в причины в матрицах M^+ и M^- могут частично совпадать, так как положительные и отрицательные примеры не образуют полной выборки из всего множества возможных примеров.

На каждом шаге работы ДСМ-метода используются новые наблюдения, пополняющие множества положительных и отрицательных примеров. Эти новые наблюдения могут либо подтверждать сформированные гипотезы $h_i^+{}_{jk}$ и $h_i^-{}_{jk}$, либо противоречить им. В первом случае оценки достоверности соответствующих гипотез увеличиваются, а во втором – уменьшаются. Механизм изменения оценок q_k может быть различным. В ДСМ-методе он устроен следующим образом. Значение n совпадает с числом имеющихся в данный момент положительных или отрицательных примеров. Таким образом, для M^+ и M^- значение n может оказаться различным. С ростом n растет дробность оценок достоверности. При этгом оценка $1 / n$ играет особую роль. Она соответствует полному незнанию о достоверности гипотезы. Поэтому в начальный момент M^+ и M^- заполнены лишь нулями, единицами и оценками $1/n$. Значения истинности и лжи могут иметь гипотезы, у которых в качестве причин даны полные описания объектов, образующих множества примеров.

Если некоторая положительная или отрицательная гипотеза $h_i^-{}_{jk}$ имела оценку k / n , то при появлении нового примера (n при этом заменяется на $n + 1$) проверяется, подтверждает или не подтверждает новый пример эту гипотезу. При подтверждении оценка k / n заменяется на $(k + 1) / (n + 1)$, а при неподтверждении новым примером ранее выдвинутой гипотезы ее оценка меняется с k / n на $(k – 1) / (n + 1)$. Таким образом, в процессе накопления новой информации

оценки гипотез либо приближаются к 0 или 1, либо колеблются между этими граничными значениями. В первом случае гипотеза может на некотором шаге (когда будет пройден некоторый априорно заданный нижний порог достоверности) исчезнуть из M^+ или M^-. Во втором случае при достижении некоторого верхнего порога достоверности гипотеза может получить оценку, отражающую эмпирическую истину, и запомниться как некий установленный факт. В третьем случае, если колебания оценок достаточно сильны, может также произойти исключение сформированной ранее гипотезы из тех, которые описаны в M^+ и M^-.

Новые гипотезы формируются не только на основании выделения в примерах определенного сходства (общей части в описании). Они могут использовать и метод различия, также сформулированный Миллем [2] и адаптированный для задач автоматического порождения гипотез в интеллектуальных системах [5]. Различие выявляется для примеров, относящихся к группам положительных и отрицательных примеров. Найденное различие служит кандидатом для гипотез, включаемых в M^+ или M^-.

Кроме выявления кандидатов в причины a_i для положительных и отрицательных гипотез в описываемом методе ищутся также тормоза, наличие которых снимает влияние a_i на появление b_j. В новых версиях метода [6] в качестве a_i выступают весьма сложные утверждения, в которых отдельные части описаний объектов могут быть связаны между собой произвольными логическими выражениями, например, следующего типа: «Если в объекте есть a' и a'' и нет a''' или в объекте есть a'''', то свойство b имеет место».

Как уже было сказано, в ДСМ-методе, кроме прямой реализации идей Милля, используются еще некоторые выводы по аналогии [5, 6]. Для этого на множестве описаний объектов вводится тем или иным способом понятие сходства. Если, например, речь идет о структурных формулах химических соединений, то мерой сходства для них могут быть совпадения самих структур при различных заполнителях позиций или, наоборот, наличие в некоторых фиксированных позициях структур одинаковых элементов. Если установлено отношение сходства, то в ДСМ-методе происходит *вывод по аналогии*. Он осуществляется следующим способом. Если гипотеза h_{ijk} имеет оценку k / n и такова, что причина, используемая в ней, сходна с причиной в гипотезе h'_{ijk}, имеющейся в той же матрице M и оцениваемой с точки зрения достоверности значением $1 / n$, то на гипотезу h'_{ijk} переносится оценка гипотезы h_{ijk} и она получает оценку достоверности k / n. Подобная процедура в ДСМ-методе называется *правилом положительной аналогии*. Существует в этом методе и *правило отрицательной аналогии*, а также градация тех и других правил по силе учитывающегося в них сходства. Таким образом, ДСМ-метод демонстрирует возможность проведения правдоподобных рассуждений весьма широкого спектра.

Исследования дорожно-транспортной аварийности ДСМ-методом. Для проведения прикладного исследования были использованы данные, извлеченные из 510 карт дорожно-транспортных происшествий с пострадавшими, зарегистрированных на территории города Донецка в период с 1 января по 31 июля 2013 года. В качестве множеств дополнительных и возможных причин (множество A) и следствий (множество B) приняты множества, включающие полные наборы значений по выбранным полям карты учета ДТП (рис. 1), которые тем или иным образом определяют каузальную картину ДТП. Здесь одинарным контуром выделены поля, данные которых дают единственное значение из области его возможных значений. Двойным контуром выделены поля, данные которых дают множество значений (например, поле $A7$, предполагающее занесение до 3 различных элементов дороги, или поле $A14$, количество значений которого для данного случая соответствует количеству участников ДТП), то есть относительно конкретного случая образуют связь многие-к-одному. Перечень полей карты учета ДТП, классифицируемых как источники данных о причинах ($A1 – A27$) и следствиях ($B1 – B8$) при возникновении ДТП, представлены в табл. 1.

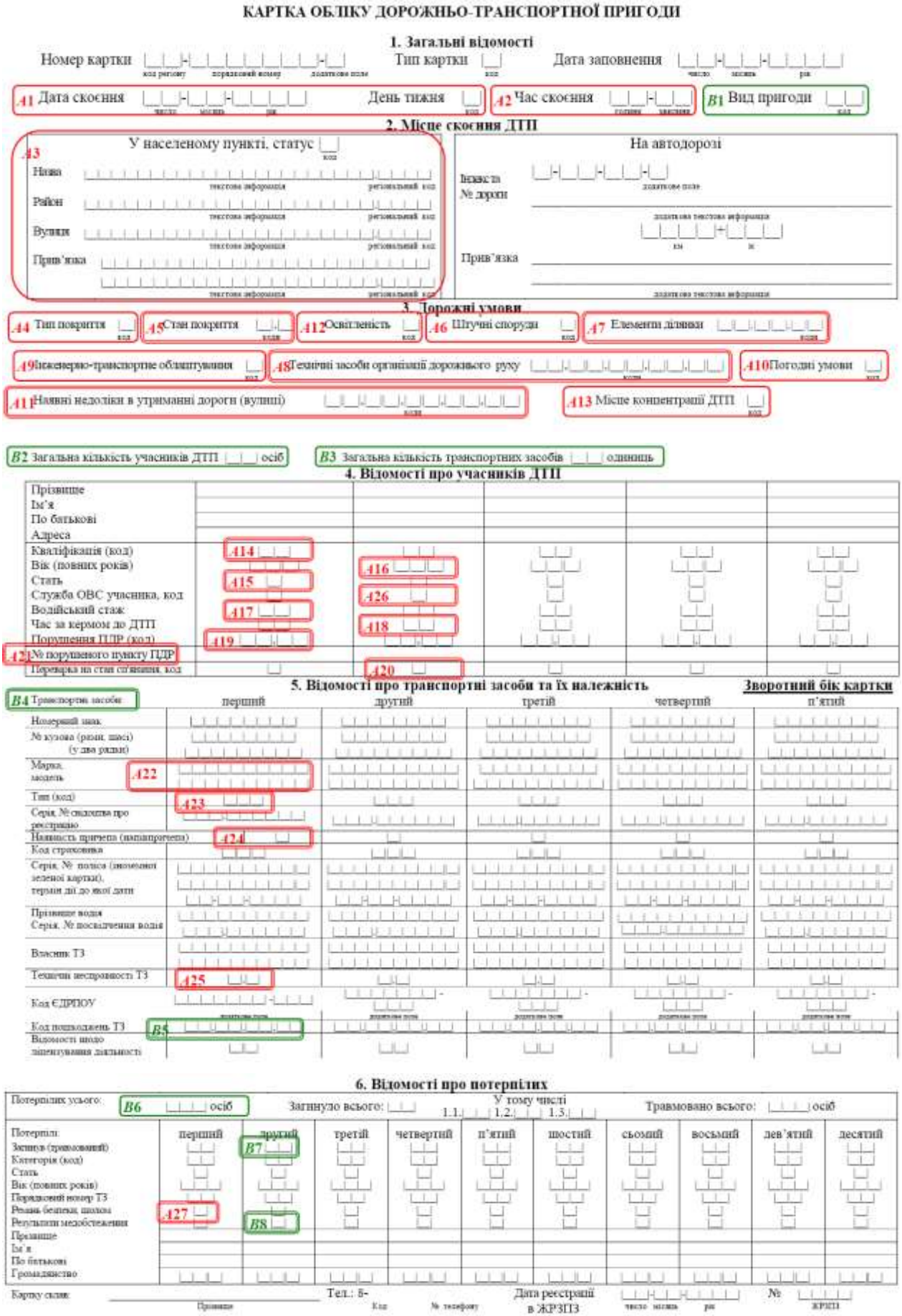


Рис. 2. Поля карты учета ДТП, выделенные как источники причин (А) и следствий (В) ДТП

Таблица 1

Поля-источники данных о причинах и следствиях при возникновении ДТП

Имя	Наименование	Номер раздела карты	Множественность относительно случая	Мощность множества элементов данных	Всего загружено элементов данных
*A*1	День недели	1	1	7	510
*A*2	Время суток	1	1	7	510
*A*3	Место происшествия	1	1	–	510
*A*4	Тип покрытия	3	1	5	510
*A*5	Состояние покрытия	3	M	3	510
*A*6	Искусственные сооружения	3	1	5	1
*A*7	Элементы участка дороги	3	M	13	455
*A*8	Технические средства организации движения	3	M	10	361
*A*9	Инженерно-транспортное обустройство	3	1	5	0
*A*10	Погодные условия	3	1	6	510
*A*11	Недостатки в содержании дороги	3	M	22	2
*A*12	Освещенность	3	1	2	510
*A*13	Место концентрации ДТП	3	1	2	510
*A*14	Квалификация участника	4	M	10	1196
*A*15	Пол	4	M	2	1175
*A*16	Возрастная группа	4	M	7	1175
*A*17	Водительский стаж	4	M	6	708
*A*18	Время за рулем до ДТП	4	M	7	686
*A*19	Нарушения ПДД	4	M	28	499
*A*20	Проверка на состояние опьянения	4	M	5	1175
*A*21	№ нарушенного пункта ПДД	4	M	179	8
*A*22	Классы транспортных средств (марка/модель)	5	M	52	698/692
*A*23	Типы транспортных средств	5	M	22	730
*A*24	Наличие прицепа	5	M	2	729
*A*25	Технические неисправности транспортных средств	5	M	9	1
*A*26	Род занятий	6	M	2	1172
*A*27	Средства пассивной безопасности	6	M	2	877
Итого по множеству причин *A*:				**426**	**15728**
*B*1	Вид ДТП	1	1	10	510
*B*2	Всего участников	3	1	4	510
*B*3	Всего транспортных средств	3	1	4	510
*B*4	Местонахождения транспортных средств	5	M	6	749
*B*5	Внешние повреждения транспортных средств	5	M	9	731
*B*6	Всего пострадавших	6	1	4	510
*B*7	Пострадавшие	6	M	4	648
*B*8	Травмированные	6	M	3	618
Итого по множеству следствий *B*:				**44**	**4786**

Итак, согласно данных табл. 1, всего потенциальных кандидатов в причины ДТП (за исключением размытого множества А3) – 426, а следствий, характеризующих каузальную картину ДТП – 44. Для исследуемой выборки из 510 случаев всего загружено элементов данных, с уче-

том множественности большинства признаков (22 из 35), 15728 значений признаков множества A и 4786 значений признаков множества B.

Следует обратить внимание на практически полное отсутствие данных по признакам A6, A9 и A11, касающиеся технического состояния дороги. Это обстоятельство находится за пределами здравого смысла, так как создает впечатление практически идеального состояния украинских дорог. Так, официальная статистика департамента ГАИ МВД Украины [7], утверждает, что за 2013 год из 191 тыс. ДТП по Украине лишь 114 происшествий совершено по вине владельцев дорог. Это совершенно не соответствует реальности. В действительности, каждое двадцатое ДТП в Украине обусловлено нарушениями технического состояния дорожного обустройства и погрешностями в содержании дорог [8].

Также популярностью не пользуются поля A21 и A25 при их множественности относительно случая. Это объясняется несовершенством процессуального производства в отношении ДТП с пострадавшими, где выводы относительно фактически нарушенных пунктов ПДД и выявленных неисправностях транспортных средств можно сделать лишь на основе заключения автотехнической экспертизы, а иногда только при полном завершении расследования ДТП. Такое положение вещей связано, в частности, с деятельностью страховых компаний, которые, согласно действующему законодательству, имеют полное право отказать в страховой выплате участнику ДТП при рассогласовании данных в карте учета ДТП и заключении автотехнической экспертизы и решении суда. Исключение составляют такие обобщающие пункты правил, как п. 1.5, 8.1, и др., факт нарушения которых не вызывает сомнений, а также пункты, факт нарушения которых показали сами нарушители (например, 10.2, 4.10, и др.). В этом случае инспектор при оформлении ДТП имеет право занести данную информацию в поле A21. Что же касается технических неисправностей (поле A25), то занесение их в карту ДТП возможно при условии, что наличие неисправности очевидно, а это в практике оформления ДТП – достаточно редкое явление.

Таким образом, данные по полям *A*6, *A*9, *A*11, *A*21 и *A*25 ввиду их скудности не будут приниматься в качестве дополнительных и возможных причин-кандидатов. Остальные данные вполне обильны и даже при поверхностном анализе обнаруживают некоторые закономерности, которые, однако, требуют доказательства их точности и достоверности.

Дальнейшие исследования применения интеллектуального анализа ДТП необходимо направить на некоторые современные модификации этого метода, такие как ДСМ-метод автоматического порождения гипотез Г.К. Финна [5], теоретико-множественная модификация ДСМ-метода [9], и другие. Для этого требуется создание программной системы, которая алгоритмизирует как классический ДСМ-метод, так и его указанные выше модификации. Также для получения более полной картины аварийности в годовом периоде целесообразно дополнить полученный информационный массив данными о ДТП за 8 – 12 месяцы 2013 года.

Выводы

1. Рассмотрена возможность применения ДСМ-метода интеллектуального поиска для решения задачи определения закономерностей возникновения дорожно-транспортных происшествий.

2. Выполнено системное представление исходных данных для применения ДСМ-метода, показан принцип их извлечения из карты учета ДТП и подготовки к применению ДСМ-метода, проанализированы полнота и содержательный состав этих данных.

3. Для проведения дальнейших исследований необходимо создание программной системы, которая алгоритмизирует как классический ДСМ-метод, так и некоторые современные модификации этого метода.

Список литературы

1. Road safety. European transport policy for 2010: time to decide. / Results from the transport research program of European Commission / Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities, 2011, 16 p. // data source: http://europa.eu.int/comm/dgs/energy_transport/index_en.html.

2. Милль Дж.Ст. Система логики силлогистической и индуктивной: Изложение принципов доказательства в связи с методами научного исследования. Пер. с англ. Изд. 5, испр. и доп., 2011. – 832 с.

3. Полетайкин А.Н. Немецкий опыт организации и обеспечения безопасности дорожного движения в крупных городах // Вестник Донецкой академии автомобильного транспорта.– Донецк, 2012.– №3. – С. 49–57.

4. Правила дорожного движения Украины: Официальное издание – К.: Издательство «Арий», 2014. – 64 с.

5. Автоматическое порождение гипотез в интеллектуальных системах / Сост. Е.С. Панкратова, В.К. Финн; Под. общ. ред. В.К. Финна. — М.: ЛИБРОКОМ, 2009. – 528 с.

6. Михеенкова М.А. Принципы и логические средства интеллектуального анализа социологических данных: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.13.17.- М.:, 2011. — 51 с.: ил.

7. Аварійність на автошляхах України // Центр безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем департаменту ДАІ МВС України / [електронний ресурс] // режим доступу: http://www.sai.gov.ua/uploads/filemanager/file/dtp_2013.pdf

8. Національна доповідь про стан техногенної та природної безпеки в Україні у 2011 році / [електронний ресурс] // режим доступу: http://www.mns.gov.ua/files/prognoz/report/2011/3_5_2011.pdf

9. Аншаков О.М. ДСМ-метод: теоретико-множественное объяснение / [електронний ресурс] // режим доступу: http://www.raai.org/about/persons/anshakov/ansh2012tmojsm.pdf

Полєтайкін О.М., Костенко А.В., Паршиков С.І. Застосування ДСМ-методу для пошуку закономірностей виникнення дорожньо-транспортних пригод

Анотація. *У статті розглянуто застосування ДСМ-методу для вирішення задачі визначення закономірностей виникнення дорожньо-транспортних пригод з постраждалими учасниками, зареєстрованих в області дослідження, що включає м. Донецьк, м. Макіївку і їх околиці, на основі даних, витягнутих з карток обліку ДТП. У якості рішення задачі передбачається система причинно-наслідкових зв'язків, що дозволяє об'єктивно оцінювати й здійснювати вироблення рішень з підвищення безпеки дорожнього руху на автодорогах України.*

Ключові слова*: карта обліку ДТП, причинно-наслідковий зв'язок, видобування даних, визначення закономірностей виникнення ДТП, породження гіпотез, інтелектуальний аналіз аварійності.*

Poletaykin A.N., Kostenko A.V., Parshikov S.I. The using of JSM-method for searching of arising the road accidents regularities

Abstract*. In the article it is considered the using of JSM-method for problem solution in regularities determination of arising the road accidents with injured participants, registered in the field of studies, including Donetsk, Makeyevka and its suburbs based on data extracted from registration cards of road accidents. In the capacity of problem solving it is expected the system of cause-and-effect relations allowing objective evaluate and realize the decision making in increasing of road safety on roads of Ukraine.*

Keywords*: registration cards of road accidents, cause-and-effect relation, data extraction, regularities determination of arising the road accidents, creation of hypothesis, intellectual analysis of accident rate.*

Стаття надійшла до редакції 05.02.2014 р.

УДК 656.051

ТОЛОК О.В., к.т.н., доцент; БОЖКО О.О., магістрант; УРАЗБАЄВ В.О., магістр
Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ» (м. Горлівка)
КАЛІНІН О.В., старший викладач
Донецька академія автомобільного транспорту

УДОСКОНАЛЕННЯ НОРМАТИВНОЇ БАЗИ ЗАСТОСУВАННЯ РІЗНИХ ТИПІВ ПІШОХІДНИХ ПЕРЕХОДІВ НА ПЕРЕГОНАХ МІСЬКИХ ВУЛИЦЬ

У статті виявлені недоліки нормативної бази України щодо застосування різних типів пішохідних переходів на перегонах міських вулиць. Наведені попередні результати визначення умов доцільного застосування різних типів пішохідних переходів на перегонах міських вулиць.
Ключові слова: *пішохідний перехід, вулиця, перегін вулиці, граничні умови, нормативна база*

Вступ

Пішохідні переходи на перегонах міських вулиць є одним з найпоширеніших об'єктів організації дорожнього руху в містах. Тому ефективна організація дорожнього руху (ОДР) в зоні пішохідних переходів на перегонах міських вулиць багато в чому обумовлює якість функціонування вулично-дорожньої мережі міста в цілому.

Пішохідні переходи на перегонах вулиць відрізняються різноманітністю дорожніх умов і транспортно-пішохідного навантаження. Тому ОДР на кожному конкретному пішохідному переході повинна відповідати конкретним умовам і даному транспортному й пішохідному навантаженню.

В Україні процес розвитку пішохідного переходу на перегоні міської вулиці при зростанні транспортного й пішохідного навантаження можна представити таким чином: **I → II а → II б → III** (рис. 1).

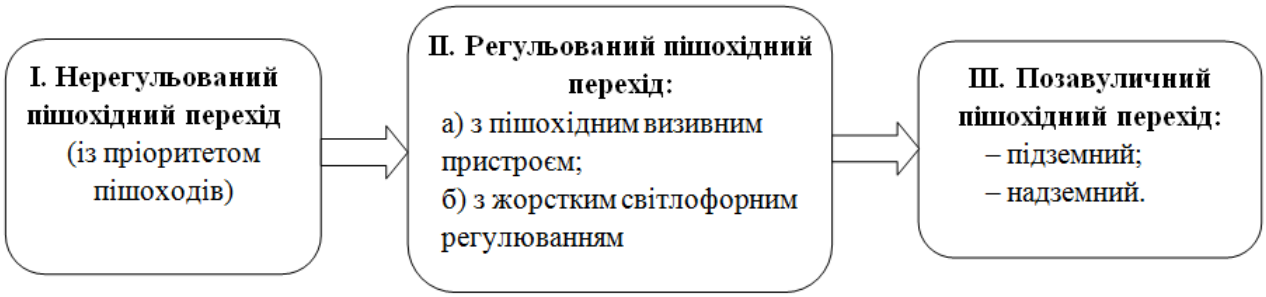


Рис. 1. Розвиток пішохідного переходу на перегоні міської вулиці при зростанні величини інтенсивності руху пішоходів і транспорту у зоні пішохідного переходу

При проектуванні організації дорожнього руху у зоні пішохідного переходу проектувальнику необхідно знати, при яких умовах слід застосовувати той або інший тип пішохідного переходу. Традиційно в практиці ОДР такі умови регламентуються в спеціальних нормативних документах з ОДР у містах.

Мета статті

Виявлення недоліків нормативної бази України щодо застосування різних типів пішохідних переходів на перегонах міських вулиць і формування пропозицій з її удосконалення.

Основна частина

На сьогоднішній день в Україні немає єдиного сучасного нормативного документа, у якому установлювалися б умови застосування різних типів пішохідних переходів. Ці умови рознесені по декількох діючих в Україні нормативних документах:

– ДСТУ 4092 – 2002 [1] (діє з 2003 року);

– Керівництво з регулювання дорожнього руху в містах [2] (1974 рік);

– Методичні рекомендації з регулювання пішохідного руху [3] (1977 рік);

– ДБН В.2.-3-5-2001 [4] (2001 рік).

У п. 7.10 ДСТУ 4092 [1] з п'яти умов доцільності введення світлофорного регулювання дві (умова 2 і умова 3) мають відношення до пішохідних переходів, розташованих на перегонах вулиць:

Умова 2. Протягом 8 годин робочого дня середньогодинна інтенсивність руху транспортних засобів не менша 600 од./год (для вулиць з розділовою смугою – 1000 од./год) в двох напрямках і не менше 150 пішоходів переходять проїзну частину в одному найбільш завантаженому напрямку в кожну із тих же 8 годин (рис. 2).

Умова 3. Існує проміжок часу в 1-ну годину, протягом якого виконується умова 2.

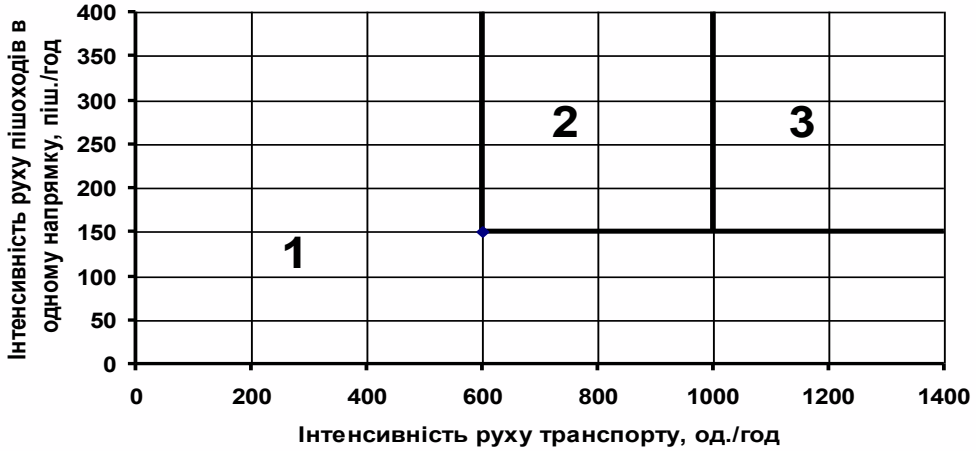


Рис. 2. Умова застосування пішохідних світлофорів для регулювання руху по пішохідному переходу на перехресті

1 – нерегульований пішохідний перехід;
2 – регульований пішохідний перехід через вулицю без розділювальної смуги;
3 – регульований пішохідний перехід через вулицю з розділювальною смугою

Слід звернути увагу на те, що вимоги умови 2 з [1] повністю співпадають з умовою 2 введення світлофорного регулювання на пішохідному переході, що рекомендована в «Керівництві з регулювання дорожнього руху в містах» [2] (а цей нормативний документ був розроблений ще в 1974 році!).

У [2] є ще ряд умов застосування різних типів пішохідних переходів:

а) п. 7.14: «Необозначенные пешеходные переходы допускаются на улицах и дорогах местного движения при интенсивности транспортного движения до 300 ед./ч суммарно в обоих направлениях и расстояниях между перекрестками не более 200 м. В остальных случаях следует осуществлять устройство обозначенных пешеходных переходов». Згідно з діючими в Україні Правилами дорожнього руху, пішохідний перехід на перегоні міської вулиці не може бути «не позначеним» (дивись визначення терміну «пішохідний перехід» [5]);

б) п. 7.37 установлює умови, при яких необхідно застосовувати на пішохідному переході пішохідні визивні пристрої (рис. 3).

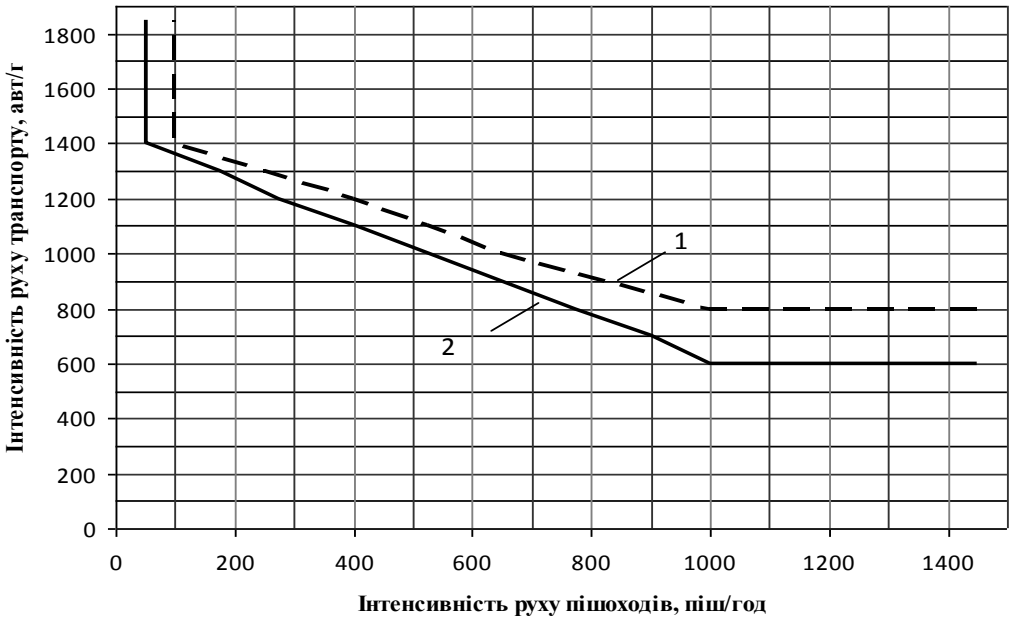


Рис. 3. Графік для визначення необхідності встановлення пішохідних світлофорів визивної дії на пішохідних переходах

1 – з острівцем безпеки; 2 – без острівця безпеки

в) п. 7.39: «Обязательно устройство подземных пешеходных переходов: на городских магистралях непрерывного движения; у пересечений городских магистралей в разных уровнях; у пересечений с линиями городского трамвая».

В «Методичних рекомендаціях з регулювання пішохідного руху» [3] є наступні вимоги:

а) «Пешеходным переходом называется специально обозначенный разметкой «зебра» или знаком 4.13 участок проезжей части или специальное инженерное сооружение (подземный переход или пешеходный мостик), предназначенные для движения пешеходов». Таким чином, такого поняття як «непозначений пішохідний перехід», яке застосовувалося в [2], в документі [3] уже не існує;

б) «Пешеходные переходы следует устраивать на улицах и дорогах городов при интенсивности транспортного движения свыше 3000 авт./сут. суммарно в обоих направлениях и расстояниях между перекрестками, превышающих 200 м»;

в) встановлюється умова введення світлофорного регулювання на пішохідному переході, аналогічна умові 2 з [1]. Але при цьому чітко зазначається, що при виконанні цієї умови «необходимо применение светофорной сигнализации, работающей в жестком одно- или многопрограмном режиме»;

г) встановлюється умова необхідності застосування пішохідного переходу з пішохідним визивним пристроєм (ПВП):

– інтенсивність пішохідного руху по переходу в одному напрямку не менш 50 піш./год (при наявності острівця безпеки – 100 піш./год) і має епізодичний характер);

– при цьому інтенсивність руху транспорту не менша 600 авт./год (при наявності острівця безпеки – 800 авт./год);

д) світлофорне регулювання на пішохідному переході, розташованому на перегоні міської вулиці, необхідно застосовувати, якщо:

– «пешеходный переход расположен на магистральной улице, где разрешено движение со скоростью более 60 км/ч»;

– «за последние 12 мес. на пешеходном переходе совершено не менее трех наездов на пешеходов или других дорожно-транспортных происшествий по вине пешеходов, а

интенсивность движения транспортных средств и пешеходов составляет не менее 30 % от указанной в данном пункте» (див. вище пункт *в* – примітка автора);

ж) пішохідні переходи у різних рівнях необхідно улаштовувати в наступних випадках:

– на магістралях безперервного руху;

– «на улицах и дорогах с регулируемым движением при интенсивности пешеходных потоков свыше 3000 чел./ч и ширине проезжей части 14 м и более»;

– «на магистральных улицах на пути подхода учащихся к школам».

У п. 3.20 ДБН В.2.-3-5-2001 [4] містяться вимоги до застосування пішохідних переходів в різних рівнях з проїзною частиною на перегонах міських вулиць:

– на загальноміських магістралях безперервного руху;

– на вулицях і дорогах з регульованим рухом при потоці пішоходів через проїзну частину більше 3000 чол./год та її ширині 15 м і більше;

Аналіз нормативної бази України щодо застосування різних типів пішохідних переходів на перегонах міських вулиць показав, що із усіх вимог діючих в Україні нормативних документів [1, 2, 3, 4] сумніву не підлягає тільки одна: на магістралях безперервного руху всі пішохідні переходи повинні бути в різних рівнях із проїзною частиною. Що стосується інших умов застосування різних типів пішохідних переходів, відображених у цих нормативних документах, то тут є ряд сумнівів щодо адекватності їх застосування в сучасних міських умовах дорожнього руху:

1. У ДСТУ 4092 – 2002 [1] умова 2 уведення світлофорного регулювання на пішохідному переході встановлює конкретні значення величини інтенсивності руху транспорту й пішоходів (600 од./год і 150 піш./год відповідно), при одночасному перевищенні яких необхідно вводити світлофорне регулювання. Тобто, якщо вулиця районного значення в найзначнішому місті має проїзну частину із шістьма смугами для руху з інтенсивністю транспортного потоку 3000 од./год й при цьому по пішохідному переходу її перетинають тільки 50 піш./год, то пішохідний перехід повинен бути нерегульований (!). Тому цих двох значень (600 од./год і 150 піш./год) явно не достатньо для обґрунтування типу пішохідного переходу. Для ухвалення адекватного рішення необхідно в умовах переходу від нерегульованого руху на пішохідному переході до регульованого кожній величині інтенсивності пішохідного руху поставити відповідну величину інтенсивності руху транспорту й при цьому ще враховувати й ширину проїзної частини (як це зроблено в умові 1 того ж ДСТУ 4092 для обґрунтування доцільності введення світлофорного регулювання на перехресті).

2. Вимоги умови 2 з ДСТУ 4092 [1] повністю співпадають з умовою 2 введення світлофорного регулювання на пішохідному переході, що рекомендована в «Керівництві з регулювання дорожнього руху в містах» [2]. Той факт, що [2] були розроблені ще в 1974 році, коли рівень автомобілізації країни був значно менший сучасного, свідчить про відсутність в останні чотири десятиріччя серйозних наукових досліджень у напрямку визначення умов застосування різних типів пішохідних переходів.

3. В 1974 році на території СРСР діяли Правила дорожнього руху, відповідно до яких пішохід не мав права на переважне перетинання проїзної частини по позначених пішохідних переходах. Тому викликає сумнів адекватність умови 2 із ДСТУ 4092 [1] сучасним правовим основам руху пішоходів і транспорту в зоні пішохідних переходів.

4. Співвідношення величин інтенсивності руху танспортного й пішохідного потоків на пішохідному переході в умові 2 з [2] (1974 рік), яке й зараз використовується в Україні (умова 2 із ДСТУ 4092 [1]), у свій час було запозичено з нормативних документів, які діяли в США в 1965 році [6]. По перше, немає наукових публікацій, у яких би доводилася адекватність застосування цієї норми для умов СРСР (або принаймні, такі публікації нам не відомі). По друге, у самих США після 1965 року було розроблено ряд нормативних документів, у яких уже рекомендуються інші умови введення світлофорного регулювання на пішохідних переходах (табл. 1).

Таблиця 1

Вимоги нормативних документів США і інших країн щодо застосування нерегульованих і регульованих пішохідних переходів

Посібник або нормативний документ	Умови організації нерегульованих пішохідних переходів		Умови переходу від нерегульованих до регульованих пішохідних переходів	
	Інтенсивність руху пішоходів у піковий період, піш./год	Інтенсивність руху транспортних засобів	Інтенсивність руху пішоходів у піковий період, піш./год	Інтенсивність руху транспортних засобів
POLICY AND STANDARDS FOR PEDESTRIAN CROSSINGS (США) 2000	>50	>3500 авт./доб.	>50	>10000 авт./доб.
Florida Pedestrian Planning and Design Handbook, Florida Department of Transportation (США) 1999	>25	>800 авт./год.	>190	>800 авт./год.
Traffic Signal Warrant: Guidelines for Conducting a Traffic Signal Warrant Analysis, (США) 2008	>25	–	>190	–
Pedestrian Crossing Control Manual for British Columbia,(США) 1994	>40-60	–	>150	–
Pedestrian planning and design guide , (Нова Зеландія), 2009	>50	–	–	–
Pedestrian Design Guidelines. Pedestrian Plan // City of Cambridge(Великобританія) 2000	–	>3000 авт./доб.	>190	>3000 авт./доб.

У зв'язку з вишевикладеним, в Україні актуальним є вдосконалювання нормативного забезпечення організації дорожнього руху на пішохідних переходах шляхом визначення умов доцільного застосування різних типів пішохідних переходів на перегонах міських вулиць. Умови, при яких приймаються рішення про перехід від використання одного типу пішохідного переходу до використання наступного типу пішохідного переходу в спеціальній літературі одержали назву – «граничні умови» [7].

Аналіз наукових публікацій у сфері організації дорожнього руху в містах показав, що в Україні проблемою визначення граничних умов застосування різних типів пішохідних переходів на перегонах міських вулиць ніхто не займається. Той факт, що практично у всіх країнах колишнього СРСР використовується така ж умова введення світлофорного регулювання на пішохідному переході, як і в Україні, говорить про те, що на пострадянському просторі серйозних наукових досліджень з визначення граничних умов застосування нерегульованих і регульованих пішохідних переходів на перегонах міських вулиць не проводилося.

Однак, на відміну від України, у Росії вже робляться кроки в напрямку вирішення цієї наукової проблеми. Завдання визначення граничних умов застосування різних типів пішохідних переходів на перегонах міських вулиць вирішувалася в дисертаційних дослідженнях на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук такими вченими:

– Н.А. Слободчикова [8] (Іркутський державний технічний університет, 2010 рік) – установлені умови застосування на пішохідних переходах світлофорного регулювання із ПВП;

– М.Г. Симуль [9] (Сибірська державна автомобільно-дорожня академія, 2012 рік) – запропоновані рекомендації із застосування нерегульованих пішохідних переходів;

– Є.М. Чикалин [10] (Іркутський державний технічний університет, 2013 рік) – установлені умови застосування нерегульованих пішохідних переходів з урахуванням ширини проїзної частини.

У кожній із цих робіт досліджувалися процеси руху транспортних і пішохідних потоків у зоні пішохідних переходів в окремо взятому місті ([8] і [10] – у м. Іркутськ; [9] – у м. Омськ). Не враховувалося все різноманіття місць розташування пішохідних переходів: на перегоні між нерегульованими перехрестями, на перегоні між регульованими перехрестями, біля зупинок маршрутного пасажирського транспорту і т.д.). Мабуть тому, у роботі М.Г. Симуль [9] рекомендації із застосування нерегульованих пішохідних переходів суттєво відрізняються від подібних рекомендацій у роботі Є.М. Чикалина [10].

Нижче наведемо попередні результати визначення граничних умов застосування нерегульованих і регульованих пішохідних переходів на перегонах міських вулиць, що отримані авторами статті (рис. 4, рис. 5).

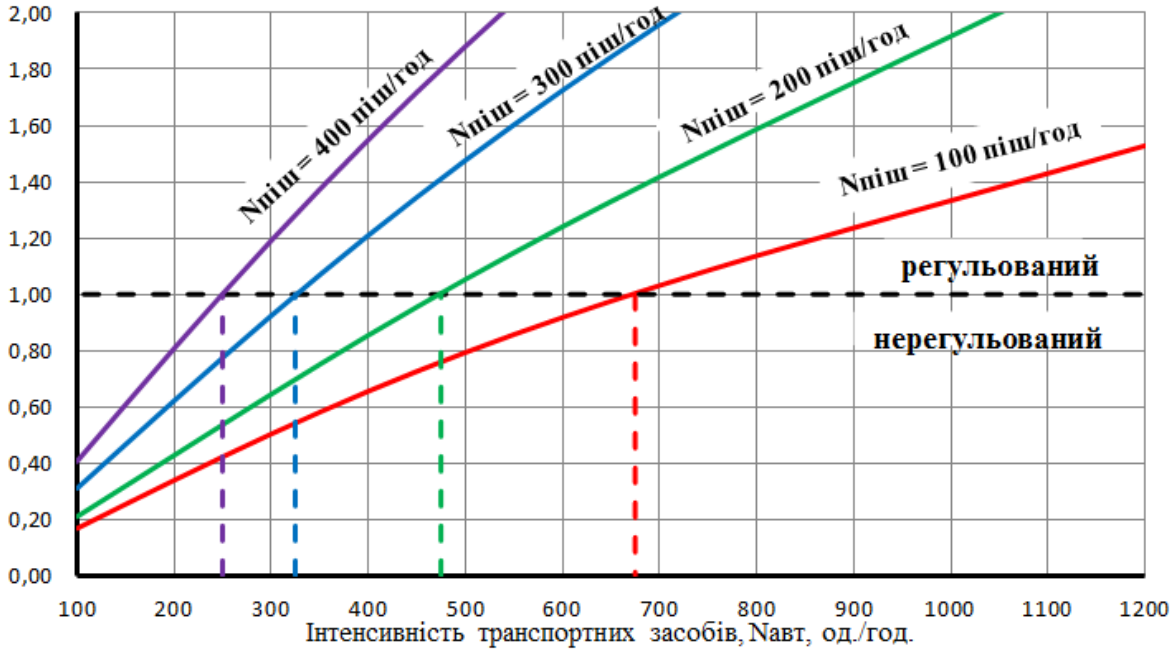


Рис. 4. Визначення граничних умов застосування нерегульованого пішохідного переходу на вулиці з проїзною частиною, що має дві смуги руху

Для визначення граничних умов застосування нерегульованих і регульованих пішохідних переходів на перегонах міських вулиць використовували наступну нерівність:

$$\frac{S_{EK}^{H}}{S_{EK}^{P}+S_{СФР}} \geq 1 , \qquad (1)$$

де $S_{EK}^{H}, S_{\text{EK}}^{P}$ – економічні втрати від затримок учасників дорожнього руху відповідно на нерегульованому пішохідному переході й при введенні на пішохідному переході світлофорного регулювання, грн.;

$S_{СФР}$ – загальні наведені витрати на установку й експлуатацію технічних засобів світлофорного регулювання, грн.

Граничні умови переходу від нерегульованого руху на пішохідних переходах до регульованого визначали за умови, що ліва частина нерівності (1) дорівнює одиниці.

Затримки транспорту і пішоходів визначались з використанням моделей з HCM 2000 [11] і схеми заміни моделей розрахунку затримок транспорту для нерегульованого режиму руху на пішохідному переході моделлю розрахунку затримок транспорту для псевдорегульованого режиму руху [12].

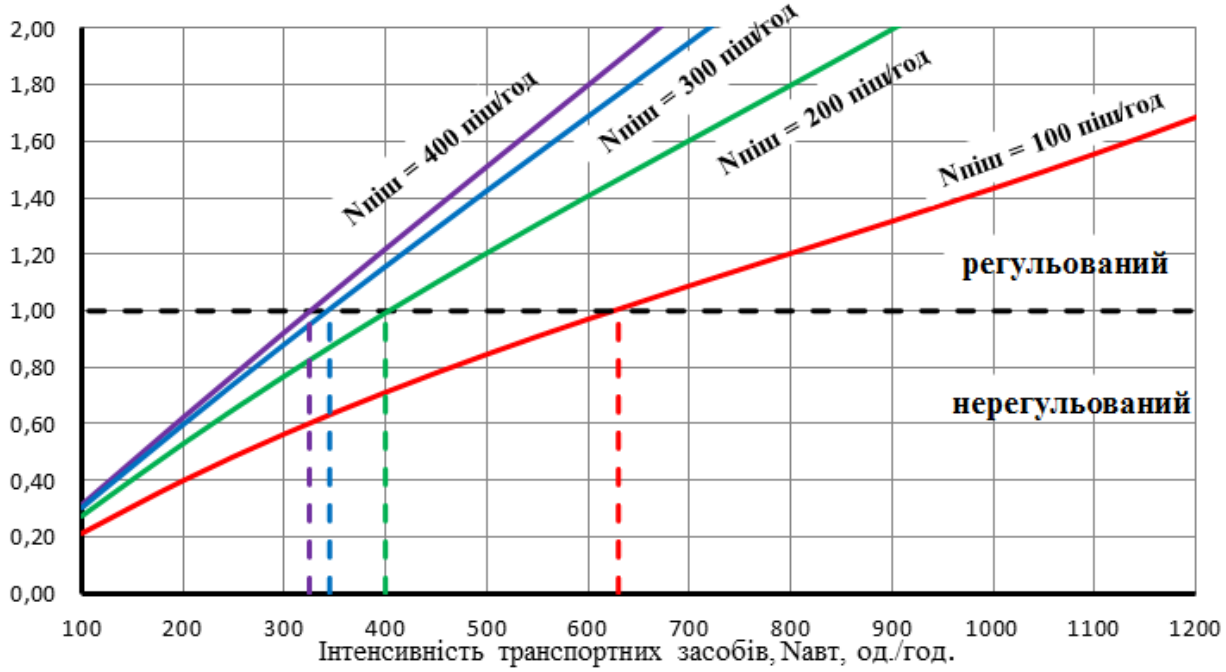


Рис.5. Визначення граничних умов застосування нерегульованого пішохідного переходу на вулиці з проїзною частиною, що має чотири смуги руху

Висновки

Визначенні граничні умови застосування нерегульованих і регульованих пішохідних переходів на перегонах міських вулиць:

а) для вулиць, що мають дві смуги руху транспорту на проїзній частині, світлофорне регулювання необхідно застосовувати:

– при $N_{піш}$ більше 100 піш./год. та $N_{тр}$ більше 675 од./год.;
– при $N_{піш}$ більше 200 піш./год. та $N_{тр}$ більше 475 од./год.;
– при $N_{піш}$ більше 300 піш./год. та $N_{тр}$ більше 325 од./год.;
– при $N_{піш}$ більше 400 піш./год. та $N_{тр}$ більше 250 од./год.;

б) для вулиць, що мають чотири смуги руху транспорту на проїзній частині, світлофорне регулювання необхідно застосовувати:

– при $N_{піш}$ більше 100 піш./год. та $N_{тр}$ більше 630 од./год.;
– при $N_{піш}$ більше 200 піш./год. та $N_{тр}$ більше 400 од./год.;
– при $N_{піш}$ більше 300 піш./год. та $N_{тр}$ більше 350 од./год.;
– при $N_{піш}$ більше 400 піш./год. та $N_{тр}$ більше 325 од./год.

Ці граничні умови необхідно уточнити з урахуванням екологічних і аварійних втрат у дорожньому русі в зоні пішохідних переходів.

Список літератури

1. Безпека дорожнього руху. Світлофори дорожні. Загальні технічні вимоги, правила застосування та вимоги безпеки: ДСТУ 4092–2002. – [Чинний від 2002–06–03] – 31 с. – (Національний стандарт України).

2. Руководство по регулированию дорожного движения в городах. – М.: Стройиздат, 1974. – 97с. (Министерство внутренних дел СССР, Министерство коммунального хозяйства РСФСР).

3. Методические рекомендации по регулированию пешеходного движения. – М.: ВНИИБДД МВД СССР, 1977. – 51 с.

4. Споруди транспорту. Вулиці та дороги населених пунктів: ДБН В.2.-3-5-2001. – [Чинний від 2001-10-01]. – К.: Держбуд України, 2001. – 51 с. – (Державні будівельні норми України).

5. Правила Дорожнього руху України (із змінами внесеними постановою Кабінету Міністрів України від 11.02.2013 № 111. Редакція діє з 15 квітня 2013 року).

6. Автомобильные перевозки и организация дорожного движения: Справочник. Пер. с анг./ [В.У. Рэнкин, П. Клафи, С. Халберт и др.] – М.: Транспорт, 1981. – 592 с.

7. Буга П.Г. Организация пешеходного движения в городах: учебное пособие для вузов / П.Г. Буга, Ю.Д. Шелков. – М.: Высш. школа, 1980. – 232 с.

8. Слободчикова Н.А. Совершенствование организации дорожного движения на основе применения пешеходных вызывных устройств: дис. … канд. техн. наук: 05.22.10 / Слободчикова Надежда Анатолиевна. – Иркутск, 2010. – 174 с.

9. Симуль М.Г. Повышение безопасности дорожного движения в зонах пешеходных переходов на магистральных улицах: автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.22.10 / Симуль Мария Геннадиевна. – Омск, 2012. – 20 с.

10. Чикалин Е.Н. Повышение эффективности организации дорожного движения в зонах нерегулируемых пешеходных переходов : автореф. дис. … канд. техн. наук : 05.22.10 / Чикалин Евгений Николаевич. – Иркутск, 2013. – 20 с.

11. Highway Capacity Manual 2000. – Transportation Research Board, National Research Council. – Washington, D.C., USA, 2000. – 1134 p.

12. Кухаренок Г.М. Применение искусственных неровностей для повышения безопасности дорожного движения / Г.М. Кухаренок, Д.В. Капский, Б.У. Бусел // Вестник Белорусско – Российского университета. – 2011. – №1 (30) – С. 39–50.

Толок А.В., Божко О.О., Уразбаев В.О., Калинин А.В. Усовершенствования нормативной базы применения различных типов пешеходных переходов на перегонах городских улиц.

Аннотация. *В статье выявлены недостатки нормативной базы Украины относительно применения различных типов пешеходных переходов на перегонах городских улиц. Приведены предварительные результаты определения условий целесообразного применения различных типов пешеходных переходов на перегонах городских улиц.*

Ключевые слова: *пешеходный переход, улица, перегон улицы, граничные условия, нормативная база*

Tolok A.V., Bozhko O.O., Urazbaev V.O., Kalinin A.V. Improvements to the regulatory framework applying different types of pedestrian crossings on stages of city streets.

Abstract. *The article reveals the shortcomings of the regulatory framework of Ukraine regarding the use of different types of pedestrian crossings on tracks city streets. The preliminary results of the determination of conditions appropriate use of different types of pedestrian crossings on tracks city streets.*

Keywords: *pedestrian crossing, street, track city street, boundary conditions, regulatory framework*

Стаття надійшла до редакції 12.02.2014 р.

УДК 629.424:628.43.6

НОЖЕНКО Е.С., к.т.н., с.н.с., доцент
Восточноукраинский националный університет имени Владимира Даля

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕЗЕРВЫ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

В статье представлен анализ энергетических резервов транспортного средства и предложены пути их использования. Рассмотрена возможность рационального использования энергии сжатого воздуха, выбрасываемого из тормозной системы при отпуске тормозов, энергии электродинамического торможения, тепловой энергии системы охлаждения, электрической системы передачи мощности и повышения КПД силовой энергетической установки
Ключевые слова: *энергетические резервы, транспортное средство, расход топлива, КПД*

Введение

Темпы роста потребления ископаемого топлива и, соответственно, рост объемов выбросов CO_2 в атмосферу, которые наблюдаются последние десятилетия, являются на сегодняшний день одним из основополагающих причин надвигающейся экологической и энергетической катастрофы.

По данным Всемирного банка, если темпы роста потребления ископаемого топлива и объемов выбросов CO2 в атмосферу не снизятся (рис. 1), то к началу XXII в. средняя температура на Земле увеличится на 3–7°С, что станет причиной необратимых изменений климата[1, 2, 3].

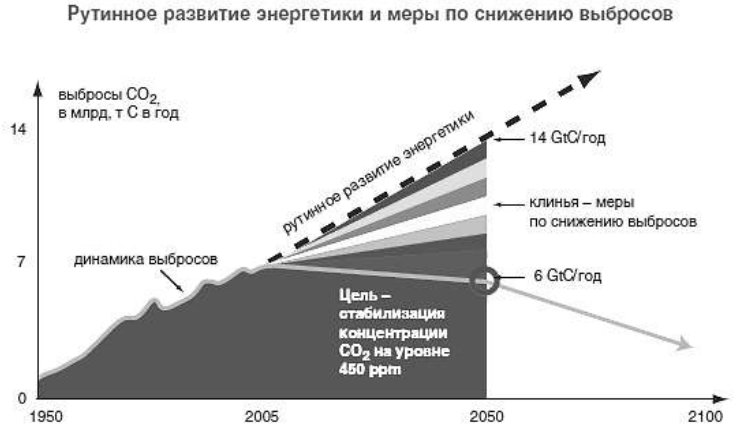


Рис. 1. Динамика выбросов CO_2 [3]

Анализ роли существующих технологий снижения выбросов CO_2 показал, что основной эффект на данном этапе развития энергетики достигается при внедрении технологий по энергосбережению (рис. 2) [3].

Однако, несмотря на огромное количество научно-исследовательских работ в направлении совершенствования существующих технологий сжигания топлив, в том числе и в автомобилестроении [4], за последнее десятилетие не появилось прорывных технологий, которые позволили бы в корне решить проблему эффективности сгорания топлива и, соответственно, снизить экологическую нагрузку от выбросов. Рост коэффициента полезного действия при преобразовании химической энергии топлива в механическую работу за последние 10 лет существенно не изменился и сохраняется на уровне 40-50% [5].

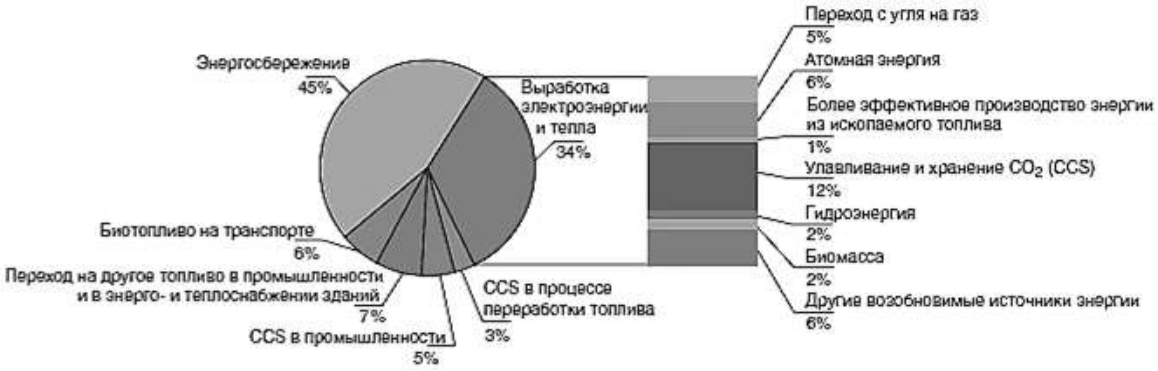


Рис. 2. Мероприятия по снижению выбросов парниковых газов [3]

Низкая эффективность термохимических преобразований в процессе сгорания углеводородов вынуждает обращаться к нетрадиционным источникам получения энергии (применение альтернативных растительных топлив [6], внедрению мобильных электроустановок, ветровой и солнечной энергии) в энергетике и на транспорте. Однако, в большинстве своем, для успешного использования таких источников энергии требуется достаточно значительное конструктивное переоснащение существующих технологий или получение такой энергии недостаточно рационально и экономически не обосновано на современном этапе развития техники. Это вынуждает прибегать к методам совершенствования процесса сгорания в тепловых двигателях и энергоустановках [7], искать дополнительные энергетические ресурсы на транспортных средствах [8].

Анализ исследований

В настоящее время повышение энергетической эффективности транспортного средства достигается следующими способами [8,9,10]:

1) снижение расхода мощности на вспомогательные нужды и повышение КПД передачи мощности (тепловоз – расходы мощности на вспомогательные потребности 12-18%, КПД передачи мощности 84-87%; автомобиль – потери в трансмиссии и вспомогательных системах 14-28%);

2) совершенствование двигателя внутреннего сгорания (ДВС) – 75% энергии, которая получается при сгорании топлива в ДВС, выбрасывается в виде тепла; по мнению Маркова В.А. [11] за последние 30 – 40 лет достигнут предельный уровень совершенствования классического превращения химической энергии топлива в механическую работу для транспортных ДВС;

3) обеспечение оптимальных режимов работы транспортного средства, перспективным является использование кинетической энергии, так, например, при работе тепловоза в режиме электродинамического торможения выделяется максимальная мощность, равная 100 ... 120% полной мощности тепловоза, которая на современных тепловозах утилизируется в тормозных резисторах, по существу, нагревая окружающий воздух [9].

Таким образом, вопросы повышения энергетической эффективности охватывают функционирование всего транспортного средства, как сложной многофункциональной системы, как на стадии проектирования, так и в эксплуатации, причем для решения отмеченной выше проблемы нужен комплексный системный подход.

Функционирование силовой энергетической установки, вспомогательных систем, и т.д. являются основными источниками возможных энергетических резервов транспортного средства.

Тенденция совершенствования рабочего процесса дизелей в настоящее время носят оптимизационный характер, как следует из обзора, представленного в [9], а энергия сгорания топлива лишь на 25% используется полезно (рис. 3) [12].

Энергия сжатого воздуха тормозной системы также является «бросовым» источником энергии. Например, проведенные предварительные расчеты показали, что для поезда на базе тепло-

воза 2ТЭ116 с составом 60 грузовых вагонов часовой расход сжатого воздуха при торможении составляет 60000 л, которые выпускаются при отпуске тормозов в атмосферу. При этом с учетом потребляемой мощности локомотивных компрессоров на их работу для восстановления в тормозной системе выпущенного объема воздуха требуется от 540 до 600 кВт (в зависимости от модели компрессора) [8].

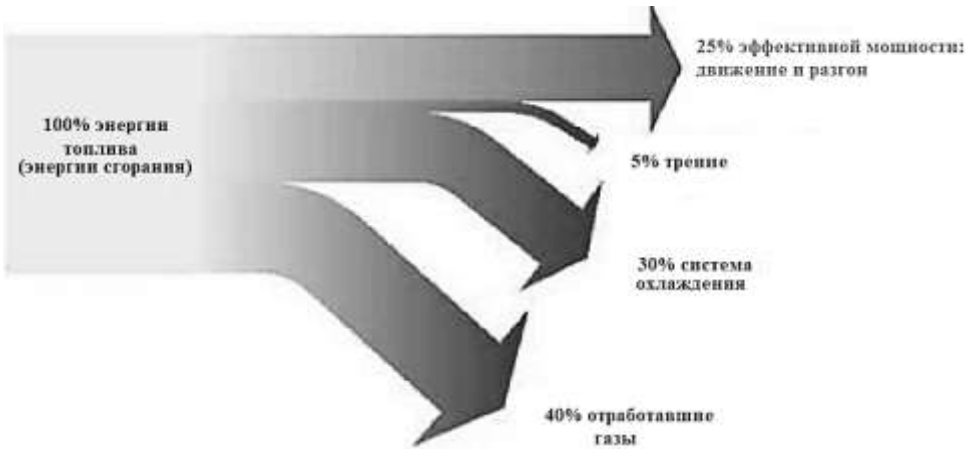


Рис. 3. Диаграмма теплового баланса современных ДВС [12]

Кроме того, до 6% дизельного топлива расходуется на привод вентиляторов охлаждения тяговых электродвигателей (ТЭД) [13], которые работают в стационарном режиме независимо от режима работы ТЭД, 4 – 5% эффективной мощности тратится на привод вентиляторов охлаждающего устройства дизеля.

Материалы и результаты исследований

Существующие энергетические резервы транспортного средства на примере локомотива, как сложного объекта, объединяющего все возможные системы транспортного средства, сведены в схему, представленную на рис. 4.

Как видно из рис. 4, наибольший неиспользуемый энергетический потенциал имеет система электродинамического торможения. Анализ использования энергии торможения показал [9], что эффективность электродинамического тормоза не отвечает современным требованиям по экономическим критериям.

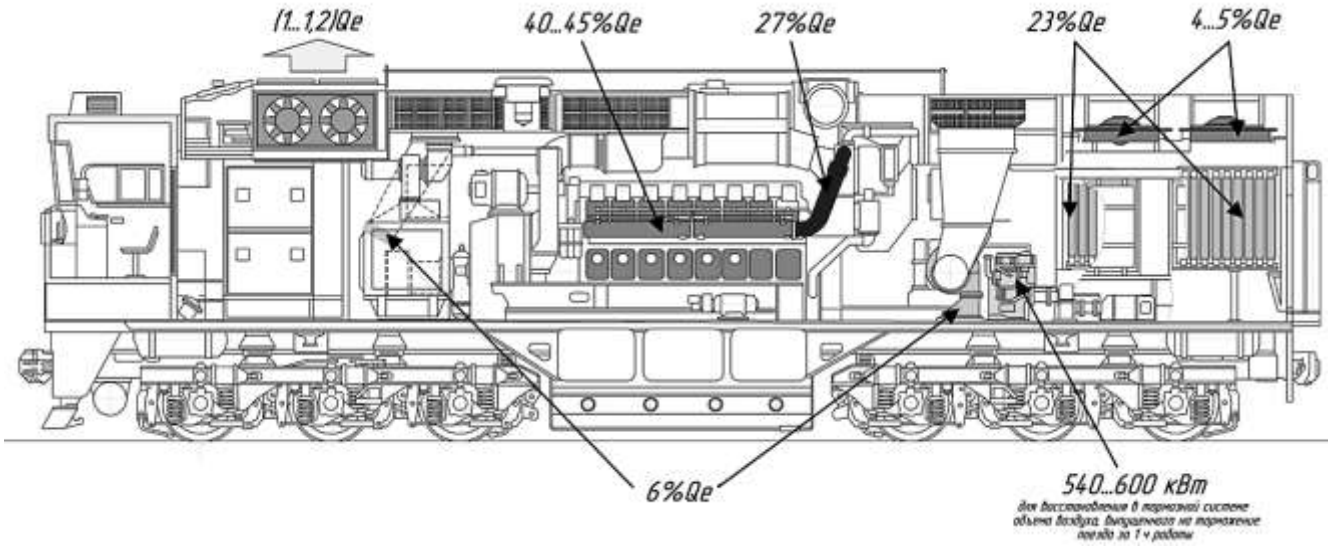


Рис. 4. Анализ энергетических резервов тепловоза как сложного транспортного средства

Проводились исследования по использованию энергии электродинамического торможения на вспомогательные нужды, в том числе и для получения озона и водорода как присадки к топливу для снижения его расхода и токсичности отработавших газов. Одним из препятствий, не позволяющим широко использовать эти присадки на транспорте, являются значительные энергетические расходы на получение озона и водовода, что может быть преодолено в условиях штатной эксплуатации тепловоза путем использования энергии электродинамического торможения (рис. 5).



Рис. 5. Схема использования энергии электродинамического торможения для улучшения топливной экономичности дизеля

При этом наибольший эффект от озонирования топлива для тепловоза наблюдался на 11-й позиции контроллера машиниста, на которой удельный эффективный расход топлива снижается на 2,5%. По методике А.Э. Хомича был определен удельный расход топлива на единицу работы, выполненной для привода тягового генератора за все время эксплуатации $g_{сэ}$, который для дизель-генератора 18-9ДГ при работе на озонированном топливе составляет $g_{сэ} = 0,233847\ {кг}/{кВт \cdot ч}$, а при работе на обычном дизельном топливе – $g_{сэ} = 0,23769\ {кг}/{кВт \cdot ч}$, из чего следует, что при использовании системы озонирования дизельного топлива среднеэксплуатационное снижение расхода топлива составляет 1,6% (рис. 6)



Рис. 6. Удельный эффективный расход топлива при работе на стандартном дизельном топливе и на дизельном топливе, насыщенном водородом и озоном

Удельный эффективный расход топлива при работе на топливе, насыщенном водородом, также уменьшается по результатам моделирования, проведенного автором. На различных режимах работы снижение составило 2 – 9 г/(кВт·ч) (рис. 6). Мощность дизеля на различных ре-

жимах увеличилась на 15 – 25 кВт, кроме того значительно сократились выбросы оксидов азота, при этом снижение дымности и сажеобразования не произошло.

Как отмечалось выше, тепловой баланс современных дизелей выглядит так, что тепло, отводимое в систему охлаждения, эквивалентно теплу, совершаемому полезную работу. Тепловая энергия, отведенная теплоносителями, рассеивается в охлаждающем устройстве, при этом на циркуляцию теплоносителей и привод охлаждающих вентиляторов расходуется еще 8-9% от полезной мощности дизеля (около 3% от 37%, преобразованных в полезную работу) [14]. Так, для секции тепловоза 2ТЭ116(М) при температуре окружающего воздуха +40°С в атмосферу выбрасывается 965,3 кВт в горячем контуре водяной системы, плюс 951,3 кВт в холодном контуре, и на привод четырех вентиляторов расходуется около 130 кВт [15]. Очевидно, что такое неэффективное использование теплоты системы охлаждения дизеля требует поиска возможностей и способов ее использования.

Вывод напрашивается сам собой: использование этой теплоты для отопления пассажирских транспортных средств. Современные способы создания микроклимата на транспорте также требуют ощутимых затрат энергии. Суммарная мощность такой системы, например, для одного пассажирского вагона составляет порядка 60 кВт. Более целесообразным с экономической точки зрения является использование тепловой энергии системы охлаждения. Простейшая схема такого использования легко заключается в подаче горячей воды системы охлаждения в вагоны для их отопления. Однако возникает вопрос с охлаждением воздуха в летнее время. Эта проблема может быть решена также с использованием теплоты системы охлаждения дизеля, а именно с помощью использования принципа работы абсорбционной холодильной машины (рис. 7). Абсорбционная холодильная установка включает в себя генератор, конденсатор, испаритель и абсорбер с хладагентом и раствором аммиака в качестве рабочих растворов. В генераторе под действием источника тепла (в нашем случае – теплота системы охлаждения ДВС) из разбавленного раствора аммиака выделяются пары хладагента (воды), которые затем переносятся в конденсатор. Здесь они конденсируются в жидкость, отдавая в процессе конденсации тепло охлаждающей воде. После этого жидкий хладагент попадает на трубки испарителя, унося тепло от охлаждаемой воды и испаряясь при этом. Концентрированный раствор аммиака из генератора переходит в абсорбер, поглощая пары хладагента из испарителя и разбавляясь ими. Разбавленный раствор аммиака перекачивается в генератор, где цикл начинается снова. Таким образом, охлаждаемая вода направляется для охлаждения воздуха в салон транспортного средства.

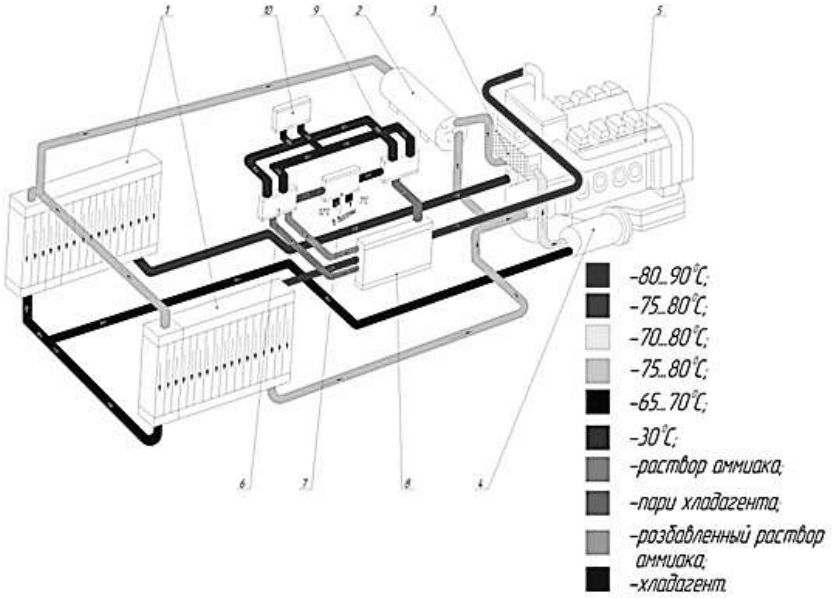


Рис. 7. Схема системы охлаждения дизеля дизель-поезда

Исследования показывают, что одним из слабых узлов при работе грузовых автомобилей на карьерных отвалах является коробка передач, то есть трансмиссия (рис. 8).

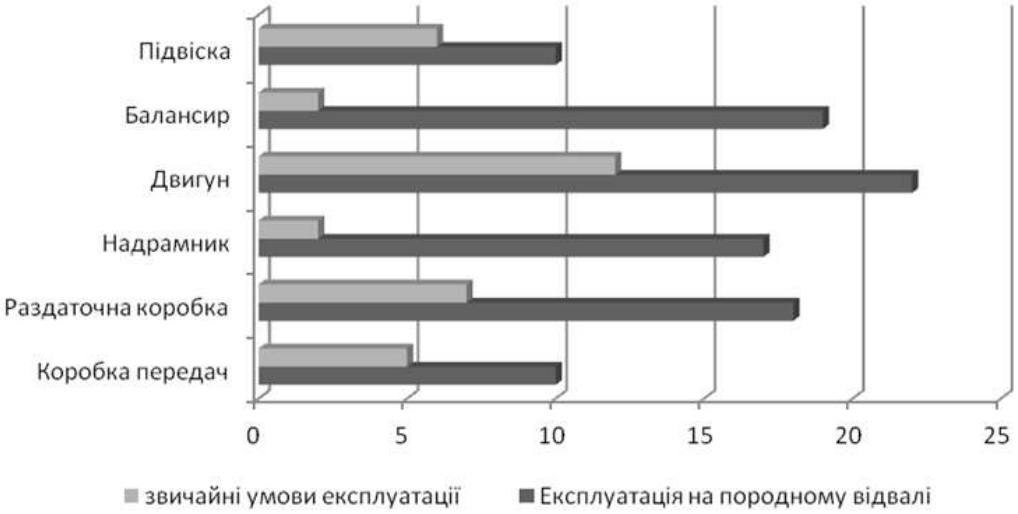


Рис. 8. Систематические отказы в автосамосвалах КрАЗ при работе на породных отвалах

Для больших грузовых автомобилей перспективным является использование электрической трансмиссии. Проведенные производителем современных перспективных автомобилей большого тоннажа, автозаводом БелАЗ, исследования показали, что гидромеханическую трансмиссию целесообразно ставить на машинах грузоподъемностью до 65 тонн [16]. Для автомобилей большего тоннажа, например БелАЗ-549, предпочтительнее электрическая трансмиссия, где нет муфт сцепления, шестеренчатых коробок передач и карданных валов. Она помогает получить высокие тяговые и регулировочные показатели, бесступенчатое регулирование скорости в широком диапазоне, отличаются высокой надежностью и длительным сроком службы. Кроме того, электрическая трансмиссия благодаря применению унифицированных мотор-колес позволяет без значительного усложнения конструкции вводить в действие необходимое количество колес автомобиля или автопоезда, словом, создать несколько унифицированных модификаций автомобилей с разным числом ведущих колес.

Основной источник энергии – двигатель – дает вращения тяговому генератору постоянного тока, смонтированному вместе с ним на подмоторной раме. От генератора получают питание два тяговые электродвигатели, каждый из которых через муфту соединен с шестеренчатым планетарным двухрядным редуктором, встроенным в ступицу заднего колеса. Весь этот узел называется мотор-колесом [17].

Для улучшения эффективности работы такой трансмиссии предлагается заменить один двигатель внутреннего сгорания двумя двигателями меньшей мощности (рис. 9). При этом генератор должен быть выполнен машиной двойного вращения, т.е. и статор и ротор должны вращаться в разные стороны двумя дизелями, что позволит повысить в 2 раза суммарную частоту вращения генератора.

Преимущества предложенной схемы:

– повышение КПД автомобиля за счет того, что при заданных величинах мощности дизелей используется генератор в виде машины двойного вращения с контрвращением статора и ротора, позволяя на 50% увеличить количество вырабатываемой электрической энергии без использования более мощных громоздких дизельных установок;

– применение генератора с контрвращением статора и ротора позволяет гасить амплитуду колебаний коленчатых валов дизелей в определенном диапазоне, что позволит улучшить характеристики мощности генератора и повысить его КПД.

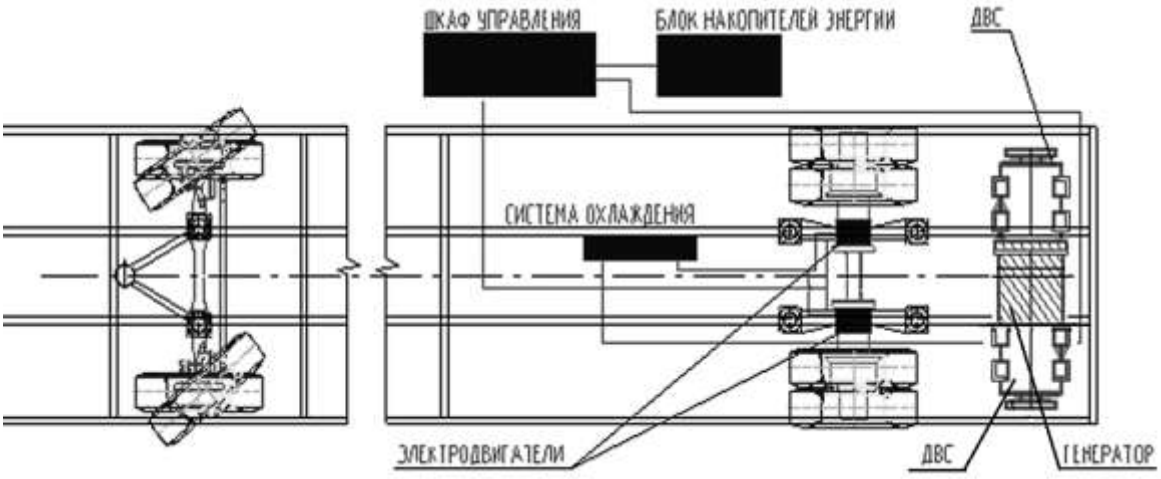


Рис. 9. Предлагаемая силовая схема транспортного средства с электрической передачей мощности

Выводы

Проведенные предварительные исследования энергетических резервов транспортного средства, позволили установить возможные направления его совершенствования. В частности, обоснована целесообразность использования энергии сжатого воздуха, выпускаемого из тормозной системы, при отпуске тормозов и предложены направления его использования. А также показана перспективность использования энергии электродинамического торможения для совершенствования работы силовой энергетической установки (получение озона, водорода) и улучшения условий контактирования колеса с рельсом (электризация песка, подача озонированного воздуха). Предложены способы использования тепловой энергии системы охлаждения тепловозного дизеля, совершенствования электрической передачи мощности.

Список литературы

1. Parry M. L. Millions at risk: defending critical climate change threats and targets / M.L. Parry, N.W. Arnell, T. McMichael, R. Nicolls, W.J.M. Martens, S. Kovats, M. Livermore, C. Rosenzweig, A. Iglesias, G. Fischer // Global Environmental Change - V. 11, 2001. - Pp. 181 – 183.

2. WWF Energy Task Force, 2006, Information from web site www.panda.org.

3. IEA International Energy Agency. Energy Technology Perspectives – 2006, 479 pp. www.iea.org.

4. Романов К. Двигателестроение как драйвер роста ОПК/ К. Романов// РЦБ. − №11. − 2007.

5. Viarshyna H. Method for combustion control in diesel engines/ H. Viarshyna, A. Volochko, A. Pilatau, E. Nozhenko, A. Izabela// International Congress of Heavy Vehicles, Road Trains and Urban Transport. Book of Papers. Part. 2.− Minsk, 2010. − Pp. 69 – 73.

6. Васильев И.П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля: монография / И.П. Васильев. – Луганск: ВНУ им. В.Даля, 2009. – 240 с.

7. Stan C. Verbrenungssteuerung durch Selbstzundund. Teil 1: Thermodynamische Grundanlagen / C. Stan, Ph. Guibert // MTZ. - Vol. 65, №1. – 2004. – P. 57 – 62.

8. Горбунов Н.И., Ноженко Е.С., Могила В.И., Коршко М.Н. Анализ энергетических резервов локомотива и разработка технических решений, направленных на создание энергоэффективного транспортного средства / Н.И. Горбунов, Е.С. Ноженко, В.И. Могила, М.Н. Коршко // Вісник СНУ ім. В.Даля. – 2012. - №5 (176), Ч. 2. – С. 152 – 156.

9. Ноженко Е.С. Повышение энергетической эффективности тепловоза активацией рабочих сред: дисс… канд. техн. наук: 05.22.07/ Е.С. Ноженко. – Луганск: ВНУ им. В.Даля, 2010. – 207 с.

10. Балабин В.Н. Перспективы развития локомотивных энергетических установок нового поколения. / В.Н. Балабин // Железнодорожный транспорт. – 2007. № 4. – С. 52 – 56.

11. Марков В.А. Характеристики топливной подачи транспортных дизелей / В.А. Марков, В.Г. Кислов, В.А. Хватов.– Москва: Изд-во МГТУ им. Баумана, 1997. – 160с.

12. GREEN CAR CONGRESS, 2005.: http://www.greencarcongress.com/

13. Дульский Е.Ю. Автоматизация системы вентиляции электровоза путем применения программируемого микроконтроллера / Е.Ю. Дульский, А.М. Худоногов // Сборник материалов научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов электромеханического факультета ИрГУПС. Часть 1. – 2011. – С. 118 – 123.

14. Камаев А.А. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: учебник для студентов вузов./ А. А. Камаев, Н. Г. Апанович, В. А. Камаев и др.; Под ред. А. А. Камаева. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

15. Тепловоз 2ТЭ116(М) охлаждающее устройство дизеля. Расчет. 2624.00.00.000 РР1. – Луганск: «Луганскстепловоз», 2006. – С. 16.

16. Егоров А.Н. Тенденции развития конструкции большегрузной карьерной техники производства РУПП "БелАЗ" /А.Н. Егоров // "Горное оборудование и электромеханика" – № 1, 2008. – С. 2 – 4.

17. Егоров А.Н., Войтов В.Т. Силовые агрегаты карьерных автосамосвалов / А.Н. Егоров, В.Т. Войтов // Горный журнал. – Специальный выпуск. – 2004. – С. 50 – 55.

Ноженко О.С. Енергетичні резерви систем транспортного засобу

Анотація. *У статті представлено аналіз енергетичних резервів транспортного засобу та запропоновано шляхи їх використання. Розглянуто можливість раціонального використання енергії стисненого повітря, що викидається з гальмівної системи при відпуску гальм, енергії електродинамічного гальмування, теплової енергії системи охолодження, електричної системи передачі потужності та підвищення ККД силової енергетичної установки.*

Ключові слова: *енергетичні резерви, транспортний засіб, витрата палива, ККД.*

Nozhenko E.S. Energy reserves vehicle systems

Abstract. *This paper presents an analysis of the energy reserves of the vehicle and the ways of using them. The possibility of energy efficiency of compressed air ejected from the brake system with brake supply, energy electrodynamic braking heat cooling systems, electric power transmission systems and increasing power efficiency power plant.*

Keywords: *energy reserves, vehicle, fuel consumption, efficiency.*

Стаття надійшла до редакції 19.01.2014 р.

УДК 629.017

ФЕВАТОВ С.А.
РВУЗ «Крымский инженерно-педагогический университет»

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ НАГРУЖЕНИЯ СДВОЕННЫХ КОЛЕС ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА БОКОВОЙ КОЭФФИЦИЕНТ СЦЕПЛЕНИЯ

Разработан метод и конструкция стенда, позволяющий в эксплуатационных условиях и при автотехнической экспертизе определять максимальное значение бокового коэффициента сцепления колес с дорогой, что дает возможность уточнить показатели устойчивости движения автомобиля.
Ключевые слова: *боковой коэффициент сцепления, сдвоенные колеса, пневматические шины.*

Постановка проблемы

Проблема обеспечения безопасности дорожного движения за последние годы приобрели постоянно обостряющийся характер. Это объясняется количественным и качественным ростом автомобильного транспорта, увеличением средних скоростей и интенсивности движения.

В настоящее время большое внимание уделяется улучшению конструктивной безопасности автомобиля. Недостаточная величина коэффициента сцепления является причиной значительного числа дорожно-транспортных происшествий. Одной из причин опрокидывания автомобиля является низкий боковой коэффициент сцепления шины автомобильного колеса с полотном дороги. Согласно статистики Департамента ГАИ МВД Украины число дорожно-транспортных происшествий по причине опрокидывания автомобиля, составляет 9,4 % по всей территории Украины и 9,8% по территории АР Крым. В неблагоприятные периоды года процент ДТП, из-за низкого коэффициента сцепления, возрастает на 70% от общего числа происшествий. Однако, при расследовании ДТП этому факту не уделяют особого значения, указав в протоколе всего лишь на техническую неисправность автомобиля. Исследованиями [1] доказано, что для шин разных производителей значения бокового коэффициента сцепления автомобильной шины различаются до 1,5-2 раз. Следовательно, применяемые табличные значения бокового коэффициента сцепления автомобильной шины при экспертизе ДТП могут привести к неточному результату, от которого в свою очередь зависит объективность принятия решения о виновности либо не виновности водителя, совершившего ДТП.

Анализ последних достижений и публикаций

В настоящее время основными документами, в которых даются определение понятия и методы оценки коэффициента сцепления с дорогой, являются стандарты [2-4].

Исследованию коэффициента сцепления колеса с дорогой посвящен ряд работ [5–8]. В работе [5] коэффициент сцепления φ определяет как отношение максимальной касательной реакции $T_{\max}$ в зоне контакта к нормальной реакции или нагрузке $G_к$, действующей на колесо:

$$\varphi = \frac{T_{\max}}{G_k}, \qquad (1)$$

где $T_{\max}$ – максимальная касательная реакция в контакте колеса с дорогой;

$G_к$ – нормальная реакция в контакте колеса с дорогой.

На основе стандартов [3, 4] в работе [9, 10] предложены методы определения коэффициента сцепления с помощью динамометрической тележки. Установка ПКРС-2 включает в себя автомобиль и прицепной одноколесный прибор. Указанный прибор оборудован датчиками ровности покрытия и коэффициента сцепления. В автомобиле установлена система увлажнения покрытия, управления и регистрации результатов измерений [8, 9].

Однако указанный метод непригоден для определения коэффициента сцепления колеса конкретного автомобиля с дорожным покрытием на конкретном участке дороги при расследовании ДТП, тем более когда речь идет о сдвоенных колесах нагруженных неравномерно.

Цель исследования

Целью исследования является оценка влияния неравномерности нагружения сдвоенных колес грузового автомобиля на боковой коэффициент сцепления.

Изложение основного материала

Нами предложено устройство [11], позволяющее производить оценку бокового коэффициента сцепления колес неподвижного автомобиля на (рис. 1).

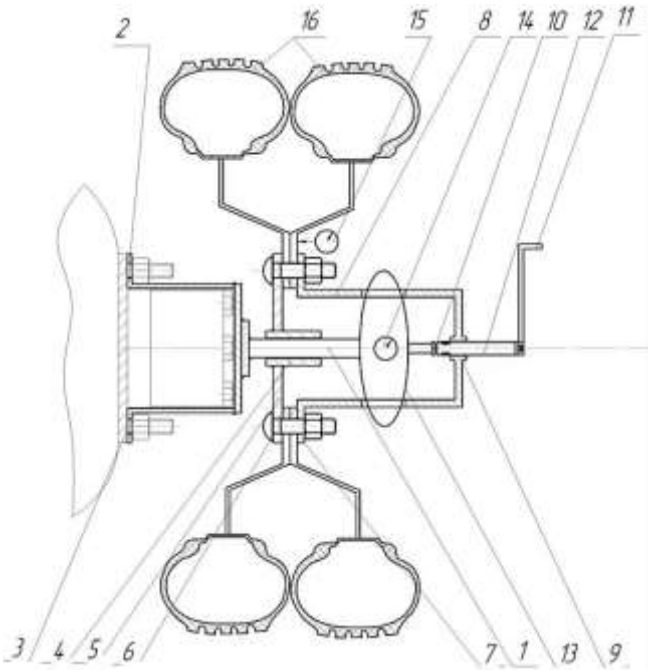


Рис. 1. Стенд для определения бокового сцепления и боковой жесткости шин [11]

1 – ось; 2 – фланец под ступицу; 3 – посадочные отверстия под ступицу;
4 – патрубок; 5 – фланец; 6 – посадочные отверстия под испытываемые колеса;
7 – ушки; 8 – скоба; 9 – резьбовое отверстие; 10 – стержень;
11 – рукоятка; 12 – шаровая опора; 13 – пружинный динамометр;
14 – индикатор часового типа фиксирующий усилие прилагаемое на колеса;
15 - индикатор часового типа фиксирующий перемещение колес;
16 – автомобильные колеса.

Для проведения экспериментов использовалась группа шин с различным износом, рисунком протектора и различным свободным диаметром, размерности 185/75R16C, от грузовых автомобилей ГАЗель-3221.

Свободный диаметр шин определялся путем их обмера с помощью специально изготовленного мерительного инструмента, в основе которого использован стандартный штангенциркуль марки ШЦ-0,1. Обмеры шины осуществлялись в трех диаметральных плоскостях, расположен-

ных между собой под углом 120 градусов. Результаты замеров по каждой шине усреднялись и заносились в таблицу.

Далее на ведущие колеса грузового автомобиля ГАЗель-3221 устанавливались испытуемые колеса. Во всех шинах давление устанавливалось 0,4 МПа и контролировалось с помощью образцового манометра с ценой деления 0,005 МПа.

Автомобиль, устанавливается на горизонтальном, ровном участке дороги, с качественным покрытием. Перед измерением коэффициента сцепления автомобиль должен быть снят с ручного тормоза. Далее все колеса автомобиля, кроме испытуемого, блокировались противооткатными упорами, с целью исключения перемещения автомобиля в целом. После чего устанавливалось устройство для определения бокового коэффициента сцепления шин автомобильных колес с полотном дороги (рис. 2).



Рис. 2. Определение бокового коэффициента сцепления шин с полотном дороги

Устройство для замера бокового коэффициента сцепления на автомобиль пользуются следующим образом. Ведущий мост автомобиля поднимают домкратом и снимают колесо со ступицы. На болты ступицы устанавливают фланцем 2 ось 1 приспособления и крепят её штатными гайками.

Затем на фланец 5 патрубка 4 устанавливают колесо с испытываемой шиной 16, крепят его болтами, устанавливают на ось 1. Скобу 8 с установленным в резьбовом отверстии 9 стержнем 10 с прямоугольной резьбой, рукояткой 11, шаровой опорой 12 и динамометром 13 с регистрирующим индикатором 14 присоединяют к ушкам 7 патрубка 4. Опускают домкратом ведущий мост автомобиля на дорожное покрытие. Вращая рукоятку 11 устанавливают на индикаторе 14, стрелку индикатора часового типа 15 на нулевое показание.

Для определения бокового коэффициента сцепления шины рукояткой 11 вращают резьбовой стержень 10, который шаровой опорой 12 нажимает на пружины динамометра 13 и перемещает скобой 8 патрубок 4 по оси 1. При этом испытываемая шина 16, опирающаяся на дорожное покрытие, под действием вертикальной нагрузки P от действия массы автомобиля, воспринимает боковую силу F. Поперечное сечение шины искривляется, а боковая сила F и боковое смещение L фиксируются на шкале регистрирующего индикатора 14 и стрелкой 15. Вращение рукояткой 11 резьбового стержня 10 производят до начала скольжение шины по дорожному покрытию.

Далее определялся коэффициент сцепления при различных внутренних давлениях в шине в несколько этапов. На первом этапе во внутренней шине давление составляло 0,4 МПа, а в на-

ружной 0,35 МПа. На втором этапе давление в наружной шине оставлялось неизменным, а во внутренней снижалось до 0,3 МПа.

Производя постепенное увеличение боковой силы P_y, приложенной вдоль оси колеса, измерялось боковое перемещение колеса. При достижении предельной по сцеплению боковой реакции $R_{y\max}$ наступает срыв и боковое скольжение шины. Боковая сила в этом случае равна

$$P_y = P_{y\max} = R_{y\max}. \qquad (2)$$

Для шин сдвоенных колес, получены графические зависимости боковой деформации Y сдвоенного колеса от приложенной боковой силы P_y (рис. 3 – 7). На некоторых графиках видны колебания максимальной боковой силы в момент срыва колеса в боковое скольжение. Это обусловлено разновременностью достижения предельной боковой реакции дороги отдельными колесами.

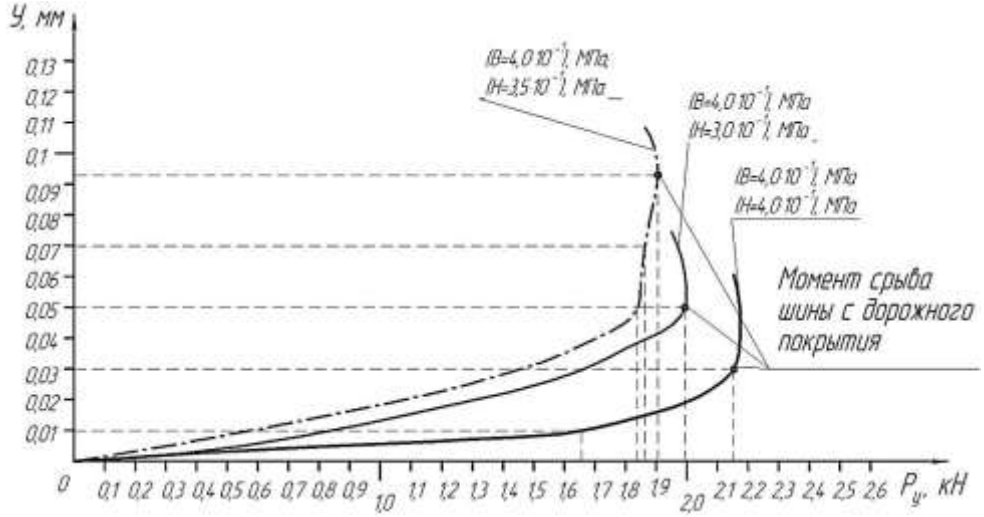


Рис. 3. Зависимости $Y(P_y)$ для шин ROSAVA LTW-301 на сдвоенных колесах при различных значениях внутреннего давления:
В – внутреннее колесо, Н – наружное колесо.

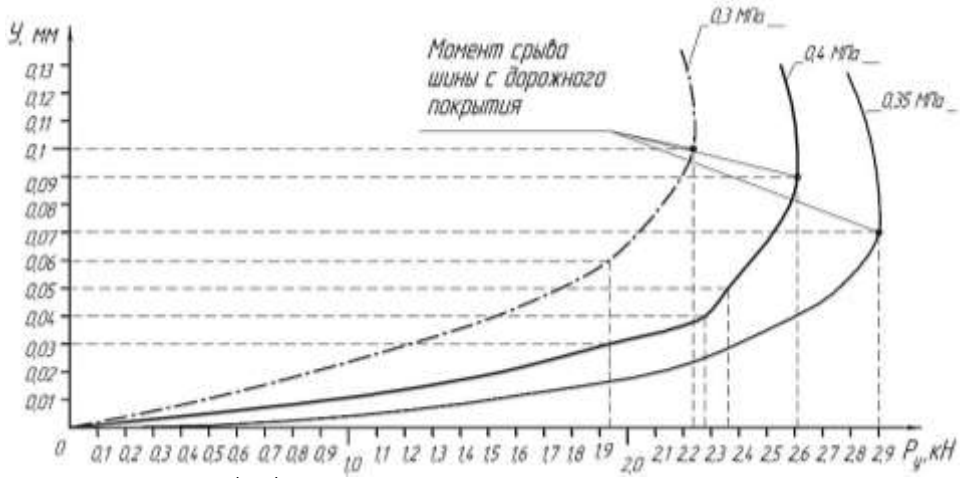


Рис. 4. Зависимости $Y(P_y)$ для шины VOLTURE на внутреннем колесе и шины ROSAVA БЦ-24 на наружном, при различных значениях одинаковых для обоих шин внутренних давлениях воздуха.

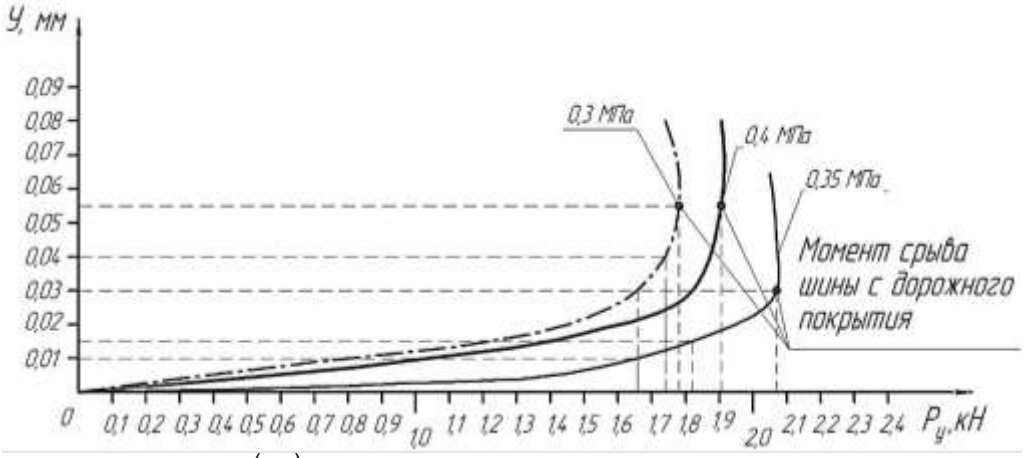


Рис. 5. Зависимости $Y(P_y)$ для шины VOLTURE START на внутреннем колесе и шины VOLTURE БЦ-24 на наружном, при одинаковых для обоих переменных значениях внутреннего давления воздуха.

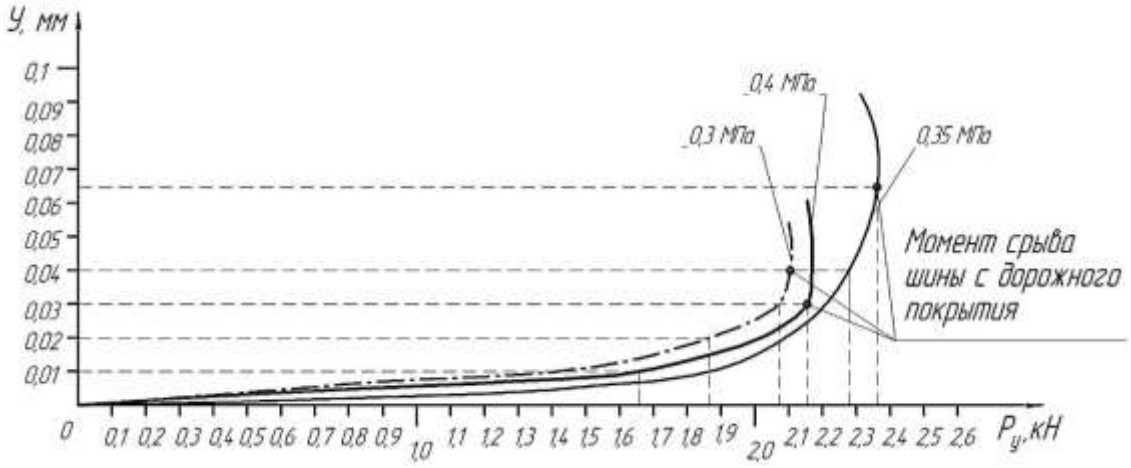


Рис. 6. Зависимости $Y(P_y)$ для шины ROSAVA LTW-301 на наружном и внутреннем колесах, при равно различных значениях внутреннего давления в них.

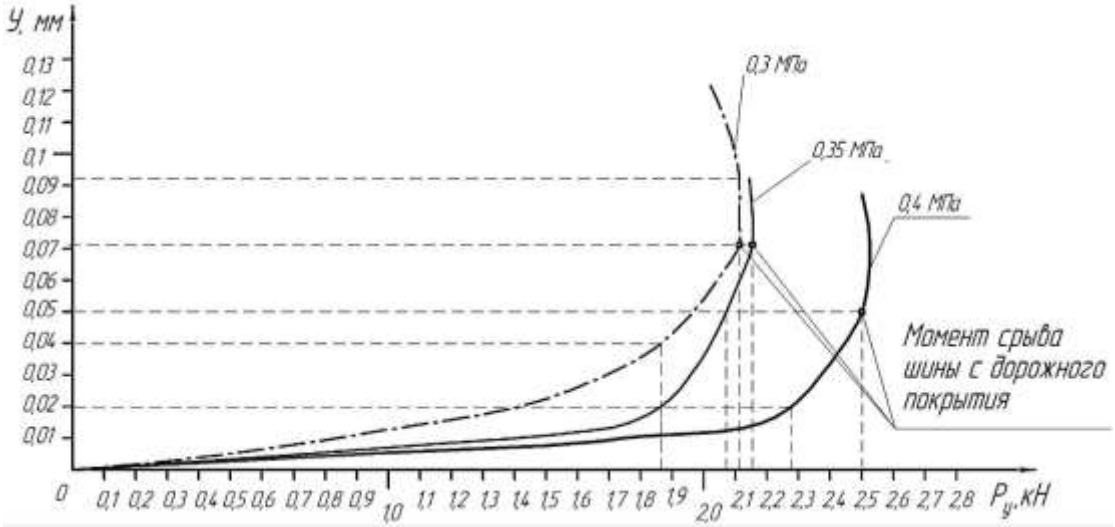


Рис. 7. Зависимости $Y(P_y)$ для шины ROSAVA БЦ-24 на внутреннем колесе и шины VORONEZH START (изношенная) – на наружном, при равно различных значениях внутреннего давления воздуха.

Выводы

Разработанные метод и конструкция устройства, защищенные патентом Украины на полезную модель, позволяют в эксплуатационных условиях, либо при автотехнической экспертизе, определять максимальное значение бокового коэффициента сцепления колес с дорогой. Это дает возможность уточнить показатели устойчивости движения автомобиля.

Для рассмотренных вариантов шин сдвоенных колес установлено, что наибольшее значение максимального бокового коэффициента сцепления колеса с дорогой $\phi_{y\max}$ реализуется при внутреннем давлении воздуха, равном $P_ш$=0,35 МПа. При износе протектора шин повышение внутреннего давления воздуха в них позволяет увеличить значение максимального бокового коэффициента сцепления $\phi_{y\max}$. Для сочетания шин ROSAVA БЦ-24/VORONEZH START (изношенная) это увеличение составляет 18%, что необходимо учитывать при обеспечении устойчивости движения автомобилей.

Список литературы

1. Кучеренко А.В. Разработка методов и средств оценки сепных свойств шин: дис. …канд. техн. наук: 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного тарснпорта»; 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Кучеренко Алексей Викторович. – М., 2005. – 152 с.

2. Автомобільні дороги: ДБН В.2.3-4-2000. – К.: ДерждорНДІ; Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України, 2000. – 117 с. – (Державні будівельні норми України).

3. Дороги автомобільні. Метод визначення коефіцієнтів зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям: ДСТУ Б В.2.3-2-97. – [Чинний від 1997-07-01]. – К.: Державний Стандарт України, 1997. – 6 с. (Національний стандарт України).

4. Дороги автомобильные. Метод определения коэффициента сцепления колеса автомобиля с дорогой: ГОСТ 30413-96. – [введен в действие с 1997-04-21]. - М. ГОССТРОЙ РФ, 1997 – 3с. (Межгосударственный стандарт).

5. Работа автомобильной шины / [В. И. Кнороз, Е. Б. Кленников, И. П. Петров и др.]; под ред. В.И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.

6. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А.Чудаков. – М. : Машгиз, 1950. – 340 с.

7. Раймпель И. Шасси автомобиля. Амортизаторы. Шины и колеса / И. Раймпель; [пер. с нем. В.П. Агапова]. – М. : Машиностроение, 1986. – 320 с.

8. Литвинов А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств : учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

9. Туревский И.С. Теория автомобиля / И. С. Туревский. – М. : Высшая школа, 2005. – 240с.

10. Пат. 2415990 Российская Федерация, МПК Е 01 С 23/07, (2006.01). Устройство для измерения коэффициента сцепления колеса транспортного средства, с дорожным и аэродромным покрытием / В.И. Кычкин, А.В. Кычкин, Д.А. Болотов; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Пермский государственный технический университет» – № 2009143857/03; заявл. 26.11.2009; опубл. 10.04.2011. Бюл. №10.

11. Патент України на корисну модель №87396, МПК G01M 17/02 (2006.01) Пристосування для визначення бічної твердості шин / Феватов С.А., Абдулгазіс А.У., Гацько В.І, Подригало М.А., Абдулгазис У.А., Клец Д.М.; заявители и патентообладатели № u 2013 08616; заявл. 10.02.2013, опубл. 10.02.2014, Бюл. №3.

Феватов С.А. Експериментальні дослідження впливу нерівномірності навантаження здвоєних коліс вантажного автомобіля на бічний коефіцієнт зчеплення

Анотація. *Розроблено метод і конструкцію стенду, що дозволяє в експлуатаційних умовах і при автотехнічній експертизі визначати максимальне значення бічного коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою, що дає можливість уточнити показники стійкості руху автомобіля.*

Ключові слова: *бічний коефіцієнт зчеплення, здвоєні колеса, пневматичні шини.*

Fevatov S.A. Experimental studies of the effect of uneven loading dual wheel truck on the side of the coefficient of adhesion

Abstract. *A method and design of the stand, allowing operational conditions and autotechnical examination to determine the maximum value of the lateral coefficient of grip, that gives you the opportunity to clarify the sustainability performance of the car.*

Keywords: *lateral friction coefficient, dual wheels, pneumatic tires.*

Стаття надійшла до редакції 25.01.2014 р.

УДК 629.017

ДУБИНИН Е.А., к.т.н., доцент
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ОПРОКИДЫВАНИЯ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Установлена зависимость угла поворота одной секции рамы шарнирно-сочлененной колесной машины относительно другой в вертикальной плоскости при наезде на препятствие от конструктивных и эксплуатационных параметров. Полученные результаты могут быть использованы для повышения безопасности эксплуатации шарнирно-сочлененных машин.
Ключевые слова: *шарнирно-сочлененная машина, препятствие, динамическое возмущение, безопасность эксплуатации.*

Постановка проблемы

Устойчивость положения шарнирно-сочлененного колесного трактора определяется минимальным углом уклона, на котором он теряет устойчивость при некотором угле складывания и угле поворота одной секции рамы относительно другой. Критическим углом устойчивости следует считать угол уклона, соответствующий отрыву от опорной поверхности одного из колес наименее устойчивой секции трактора, поскольку при этом ухудшается управляемость и работа на склоне становится небезопасной [1]. Поэтому исследования, направленные на установление взаимосвязей между параметрами, определяющими статическую и динамическую устойчивость шарнирно-сочлененных колесных машин, являются актуальными.

Анализ последних исследований

Вопросам повышения устойчивости положения шарнирно-сочлененных колесных машин посвящен ряд работ [1-4]. В них рассмотрено влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на продольную и поперечную устойчивость положения таких машин, определены основные направления повышения безопасности их эксплуатации на уклонах. При этом недостаточно исследованным остался вопрос определения динамических возмущений от неровностей рельефа местности при движении шарнирно-сочлененных машин и их влияния на характер взаимодействия секций, который требует дальнейшего изучения.

Цель исследования

Целью исследования является установление взаимосвязи угла поворота одной секции рамы шарнирно-сочлененной колесной машины относительно другой в вертикальной плоскости при наезде на препятствие от конструктивных и эксплуатационных параметров.

Материалы исследований

Для получения зависимости, связывающей угол поворота секции рамы в поперечной плоскости γ_{x1} вследствие воздействия динамического возмущения $P_в$ при наезде на препятствие с конструктивными и эксплуатационными параметрами, получено уравнение движения для секции, обладающей меньшей устойчивостью против опрокидывания в поперечной плоскости, в данном случае – первой

$$I_{0_1} \cdot \frac{d^2\gamma_{x_1}}{dt^2} = m_1 \cdot g \cdot \sin(\beta + \alpha_n + \alpha_к + \gamma_{x_1}) \cdot h_{c_1} + P_в \cdot B - \\ - m_1 \cdot g \cdot \cos(\beta + \alpha_n + \alpha_к + \gamma_{x_1}) \cdot \frac{B}{2}, \quad (1)$$

где I_{0_1} – момент инерции первой секции относительно оси опрокидывания;

γ_{x_1} – угол поворота секции в поперечной плоскости вследствие воздействия возмущающего фактора (наезд одного из колес секции на препятствие);

m_1 – масса первой секции;

$\beta' = \beta + \alpha_n + \alpha_к$ – угол наклона центра масс секции с учетом влияния жесткостей подвески (α_n) и системы «Шины-грунт» ($\alpha_к$);

β – угол поперечного уклона поверхности;

h_{c_1} – высота центра масс секции;

$P_в$ – вертикальное динамическое возмущение вследствие наезда одного из колес секции на препятствие;

B – колея машины;

g – ускорение свободного падения, g =9,81 м/с^2.

Преобразуем выражение (1) таким образом, чтобы выделить угол поворота секции γ_{x1}. Для этого разделим обе части уравнения на I_{0_1}.

Получим

$$\frac{d^2\gamma_{x_1}}{dt^2} = \frac{m_1 \cdot g \cdot h_{c_1}}{I_{0_1}} \cdot \sin(\beta' + \gamma_{x1}) + \frac{P_в \cdot B}{I_{0_1}} - \frac{m_1 \cdot g \cdot B}{2 \cdot I_{0_1}} \cdot \cos(\beta' + \gamma_{x1}). \quad (2)$$

При малых углах поворотах секции $\cos\gamma_{x_1} = 1$, $\sin\gamma_{x_1} = \gamma_{x_1}$ имеем уравнение вида

$$\frac{d^2\gamma_{x_1}}{dt^2} - \left(\frac{m_1 \cdot g \cdot h_{c_1}}{I_{0_1}} \cdot \cos\beta' + \frac{m_1 \cdot g \cdot B}{2 \cdot I_{0_1}} \cdot \sin\beta' \right) \cdot \gamma_{x_1} = \frac{m_1 \cdot g \cdot h_{c_1}}{I_{0_1}} \cdot \sin\beta' - \\ - \frac{m_1 \cdot g \cdot B}{2 \cdot I_{0_1}} \cdot \cos\beta' + \frac{P_в \cdot B}{I_{0_1}}. \quad (3)$$

В результате преобразований получено неоднородное линейное дифференциальное уравнение 2 порядка. Решение этого уравнения позволяет установить взаимосвязь между углом поворота первой секции до контакта с упорами второй, а также конструктивными и эксплуатационными факторами.

Характеристическое уравнение полученного неоднородного линейного дифференциального уравнения 2 порядка будет иметь вид

$$K^2 - \left(\frac{m_1 \cdot g \cdot h_{c_1}}{I_{0_1}} \cdot \cos\beta' + \frac{m_1 \cdot g \cdot B}{2 \cdot I_{0_1}} \cdot \sin\beta' \right) = 0. \quad (4)$$

Откуда

$$K_{1,2} = \pm\sqrt{\frac{m_1 \cdot g \cdot h_{c_1}}{I_{0_1}} \cdot \cos\beta' + \frac{m_1 \cdot g \cdot B}{2 \cdot I_{0_1}} \cdot \sin\beta'} \,. \qquad (5)$$

Решение дифференциального уравнения (3) будет иметь вид

$$\gamma_{x_1}(t) = C_1 \cdot e^{\sqrt{\frac{m_1 \cdot g \cdot h_{c_1}}{I_{0_1}} \cdot \cos\beta' + \frac{m_1 \cdot g \cdot B}{2 \cdot I_{0_1}} \cdot \sin\beta'} \cdot t} + C_2 \cdot e^{-\sqrt{\frac{m_1 \cdot g \cdot h_{c_1}}{I_{0_1}} \cdot \cos\beta' + \frac{m_1 \cdot g \cdot B}{2 \cdot I_{0_1}} \cdot \sin\beta'} \cdot t} + \\ + \frac{\frac{m_1 \cdot g \cdot B}{2 \cdot I_{0_1}} \cdot \cos\beta' - \frac{m_1 \cdot g \cdot h_{c_1}}{I_{0_1}} \cdot \sin\beta' - \frac{P_в \cdot B}{I_{0_1}}}{\frac{m_1 \cdot g \cdot h_{c_1}}{I_{0_1}} \cdot \cos\beta' + \frac{m_1 \cdot g \cdot B}{2 \cdot I_{0_1}} \cdot \sin\beta'} \,, \qquad (6)$$

где t – время опрокидывания первой секции на упоры второй;

C_1, C_2 – константы.

Получить решение данного дифференциального уравнения в аналитической форме достаточно трудно, поэтому решение проведено численным методом при помощи ПЭВМ. Решение проведено для исходного дифференциального уравнения и линеаризованного с целью проверки адекватности примененных упрощений. Анализ результатов показал, что на этапе опрокидывания первой секции на упоры второй (время опрокидывания не более 0,5 с) графики функций исходного дифференциального уравнения и линеаризованной модели совпадают, что говорит о возможности применения упрощений.

При движении по поверхностям с различными углами поперечных уклонов необходимым условием динамической устойчивости является отсутствие отрыва менее нагруженного колеса наименее устойчивой первой секции от поверхности, то есть когда реакция на этом колесе $R_z = 0$. При динамическом воздействии, превышающем вес, приходящийся на это колесо, достижение граничного угла перемещения первой секции относительно второй (принимаем $\gamma_{гран} = 15°$) до удара об ограничительные упоры возможно за определенный промежуток времени t. При этом на колесо будет оказывать влияние вертикальное динамическое возмущение $P_в$ вследствие наезда на препятствие, которое для движения шарнирно-сочлененного трактора тягового класса 30 кН с постоянной транспортной скоростью V=4,2 м/с на различных уклонах рассчитано и приведено в виде таблицы 1. Для расчетов приняты следующие параметры первой секции трактора: m_1=6580 кг, h_{c_1}=1,04 м, B=1,86 м, I_{0_1}=11430 кг·м^2.

Таблица 1

Значения вертикальных динамических возмущений при наезде на единичное препятствие при движении на уклонах (t=0,12 с, $l_{неровн}$=0,5 м)

β, град	0	5	10	15
β', град	0	6	12	18
R_z, кН	32,3	28,6	24,8	20,8
$P_в$, кН	250	240	230	220
$P_в / R_z$	7,7	8,4	9,3	10,6

Реакция на менее нагруженном колесе в поперечной плоскости находится с учетом влияния деформации подвески. Приведенная жесткость системы "Шины-грунт" в случае движения по твердой поверхности не учитывается, так как дополнительный угол крена не превышает 1° [5]. Время проезда неровности ($l_{неровн}$=0,5 м) колесами первой секции трактора для диапазона скоростей его равномерного движения от 1,4 до 14 м/с составляет от 0,36 до 0,04 с соответственно при принятой колесной базе трактора L=2,86 м. При этом разница во времени наезда на неровность колесами первой и второй секций составляет от 1,7 до 0,17 с. То есть в реальных условиях эксплуатации вторая секция может не успевать наехать на неровность до достижения предельного угла $\gamma_{гран}=15°$. При этом первая секция может ударять об ограничительные упоры второй, снижая устойчивость машины в целом и надежность работы шарнира трактора, который является одним из нагруженных узлов [6].

При наезде на препятствие упругие деформации деталей подвески и шин снижают устойчивость трактора тем больше, чем круче склон и значительнее неровность пути. При наезде на выступ малой протяженности шины низкого давления несколько смягчают удар, уменьшая его опрокидывающее действие. При длине препятствия более 0,5 м ударная деформация исчезает, движущаяся по препятствию шина успевает распрямиться, и по мере перераспределения реакций создается дополнительный крен [2].

Исследованиями [7] установлено, что при движении по ровной поверхности наезд на препятствие и отрыв колеса от поверхности в этом случае не представляет серьезной опасности, поэтому соответствующие расчеты проведены для угла уклона поверхности в 9° [8] при наезде на препятствие с транспортной скоростью V=4,2 м/с (при различном времени опрокидывания первой секции на упоры второй). Результаты представлены в таблице 2 и на рисунке 1.

Таблица 2

Значения вертикальных динамических возмущений при наезде на единичное препятствие при движении с транспортной скоростью V=4,2 м/с

t, с	0,2	0,3	0,4	0,5
$P_в$, кН	100	57	42,5	35,5

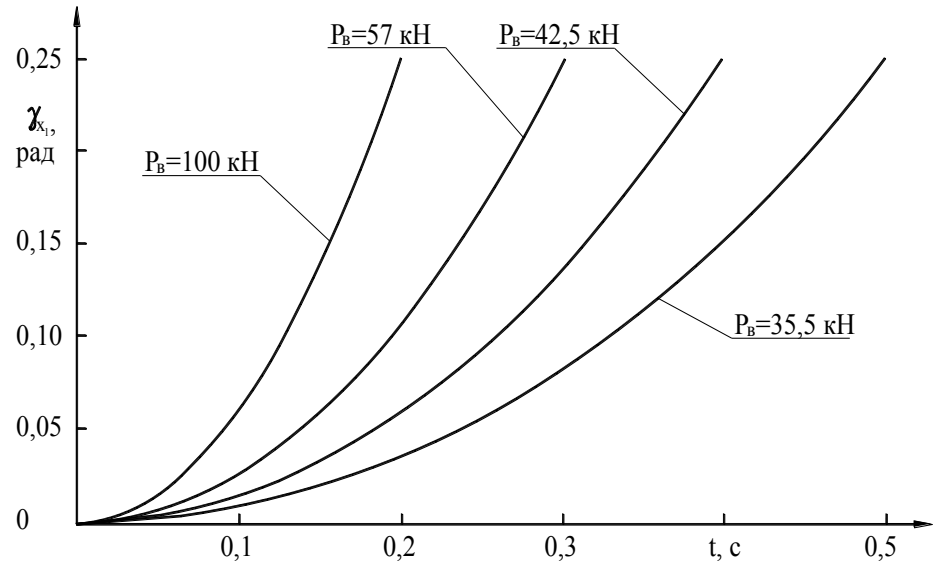


Рис.1. Результаты моделирования процесса опрокидывания первой секции шарнирно-сочлененной машины на упоры второй

Полученное граничное время опрокидывания первой секции на упоры второй при наезде на препятствие не превышает 0,6 с при транспортной скорости более 4,2 м/с, что позволяет для шарнирно-сочлененного трактора тягового класса 30 кН сделать вывод о необходимости автоматического предотвращения ударных нагрузок между секциями при движении для повышения устойчивости и надежности колесного трактора.

Выводы

Получена зависимость угла поворота одной секции рамы шарнирно-сочлененного колесного трактора относительно другой в вертикальной плоскости при наезде на препятствие от конструктивных и эксплуатационных факторов. Время опрокидывания первой секции шарнирно-сочлененного колесного трактора тягового класса 30 кН на упоры второй (при максимальном угле взаимного перемещения секций в поперечной плоскости $\gamma_{x_1 \max} = 15^0$) лежит в диапазоне до 0,6 с при транспортной скорости более 4,2 м/с, поэтому необходимой является автоматизация процесса предотвращения ударных нагрузок при движении шарнирно-сочлененного колесного трактора для повышения его устойчивости положения и надежности.

Список литературы

1. Корчан Н.С. Особенности исследования поперечной устойчивости колёсных машин с шарнирно-сочлененной рамой при опрокидывании / Н.С. Корчан, М.А. Подригало, А.С. Полянский, В.В. Задорожняя // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики: Зб. наук. пр. – Х.: Право, 2010. – Вип.10. – С. 449-455.

2. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов / В.Ф. Коновалов – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.

3. Боклаг В.М. Анализ общей устойчивости шарнирно-сочленённых колесных машин: автореф. дисс. на соиск. степени канд. техн. наук / В.М. Боклаг. – Харьков, 1964. – 21 с.

4. Кириенко Н.М. Исследование и разработка средств и методов испытаний защитных устройств (кабин) тракторов с шарнирно-сочлененной рамой: автореф. дисс. на соиск. степени канд. техн. наук / Н.М. Кириенко. – Москва, 1983. – 24 с.

5. Дубинин Е.А. Прогнозирование динамической устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта методом парциальных ускорений / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета: Сб. науч. трудов, Вып. 40. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2013. – С.37-41.

6. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / В.Г. Кухтов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с.

7. Шувалов Е.А. Теория и расчет трактора „Кировец" / Е.А. Шувалов, А.В.Бойков, Б.А. Добряков, М.Г. Пантюхин. Под общей редакцией А.В. Бойкова. – Л.: Машиностроение, 1980. – 208 с.

8. Двали Р.Р. Механическая тяга в горной местности / Р.Р. Двали, В.В. Махалдиани. – М.: Наука, 1970. – 233 с.

Дубінін Є.О. Визначення параметрів процесу перекидання шарнірно-зчленованої колісної машини

Анотація. *Встановлено залежність кута повороту однієї секції рами шарнірно-зчленованої колісної машини щодо іншої у вертикальній площині при наїзді на перешкоду від конструктивних і експлуатаційних параметрів. Отримані результати можуть бути використані для підвищення безпеки експлуатації шарнірно-зчленованих машин.*

Ключові слова: *шарнірно-зчленована машина, перешкода, динамічне збурення, безпека експлуатації.*

Dubinin Ye.A. Determination of parameters of articulated wheeled vehicle tipping process

Abstract. *The dependence of the one section rotation angle of the frame articulated wheeled vehicle relative to the other in a vertical plane when approaching an obstacle on the design and operational parameters is obtained. The results can be used to enhance operational safety of articulated trucks.*

Keywords: *articulated vehicle, obstruction, dynamic perturbation, safety of operation.*

Стаття надійшла до редакції 26.02.2014 р.

УДК 629.113

ТІМКОВ О.М., доцент; ГРИГОРАШЕНКО О.В., доцент
Національний транспортний університет

ПОЯВА ГІБРИДНИХ СИЛОВИХ УСТАНОВОК НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ

В статті наведено огляд літературних джерел, присвячений появі та розвитку гібридних силових установок на транспортних засобах. Запропоновано виділяти шість основних етапів розвитку. Ключовими моментами, що розділяють часовий період, є випадки стрімкої зміни вартості палива та розвиток екологічних вимог.
Ключові слова: *гібрид, пальне, екологія, криза, нафта, електродвигун, двигун внутрішнього згоряння*

Постановка проблеми

Років тридцять тому перед американською автопромисловістю постало два завдання. По-перше, створити автомобіль зі значно меншим рівнем токсичності вихлопних газів. А по-друге, підвищити економічність машин, довівши її до галону пального на 80 миль пробігу, що приблизно вчетверо економічніше від нашої «Волги».

Тут треба нагадати, що навіть хороші двигуни внутрішнього згоряння мають не вельми високий коефіцієнт корисної дії — порядку 40 відсотків. Іншими словами, 60 відсотків енергії вилітає в трубу. Крім того, є додаткові втрати в трансмісії, шинах, при гальмуванні, а також аеродинамічні втрати. У результаті, на корисну силу тяги перетворюється лише 15 відсотків енергії пального.

Поліпшення умов згоряння пального, впровадження електронних систем запалювання і деяких інших удосконалень не дають істотної економії. З цієї причини погляди конструкторів звернулися до гібридних автомобілів, оскільки ККД електродвигуна приблизно вдвічі вищий, ніж у бензинового. Крім того, використання електродвигуна відразу ж вирішує і перше завдання — зробити автомобіль екологічно чистим.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

На початку 20 століття електромобілі складали серйозну конкуренцію автомобілям з двигуном внутрішнього згоряння. Але громіздка і нерентабельна система акумуляторів витіснила електричні автомобілі з ринку.

Ідея гібрида – це зовсім не осяяння XXI століття. Такий принцип використовувався ще в 30-х роках минулого століття, правда називався він не гібридом, а електромеханічною трансмісією, і застосовувався не в автомобілях, а на залізниці (гібрид дизеля і електровоза) і у важкій автотранспортній техніці. В кінці 60-х років XX століття електромеханічна трансмісія зробила спробу перекочувати в легкову автопромисловість, але далі за розробку концепту справа не пішла – нафта була, і нафта дешева.

Мета статті

Гібридні автомобілі мають багату історію, а також матимуть широке використання у транспортних засобах.

Виклад основного матеріалу

Аналіз робіт по створенню електромобілів за кордоном і в нашій країні, починаючи з моменту їх зародження і включаючи сьогоднішній день, показує, що можна умовно виділити шість періодів їх розвитку:

– перший – зародження (1837 по 1895 рр.);

– другий – інтенсивного розвитку і конкуренції (1896 по 1930 рр.);

– третій – локального використання (1931 по 1960 рр.);

– четвертий – широкого проведення дослідно-конструкторських робіт і випуску великої кількості дослідних зразків і малих серій експериментальних електромобілів (1961 по 1982 рр.);

– п'ятий – певний спад робіт, викликаний різкою зміною кон'юнктури на нафтовому ринку і невдачами в експлуатації дослідних партій через недоліки джерел струму (1982 по 2002 рр.);

– шостий – розробка та впровадження серійних автомобілів (після 2003 р.).

До електромобілів, що характеризує перший етап їх розвитку, можна віднести екіпажі, створені в 1837 р. американцями Девенпатором і Пейджем, а також шотландцем Робертом Девідсоном. У 1838 р. в Росії досліди з двигуном, що живиться від батареї гальванічних елементів, проводив Б. С. Якобі. Починаючи з 1880 р., розвиток електромобілів відбувалося паралельно з автомобілем. У ці роки автомобілі з ДВЗ ще не були серйозним конкурентом електромобілям. Це було зумовлено тим, що конструкція електромобілів була простіше і вони (як і автомобілі) використовувалися тільки в містах і здійснювали пересування в радіусі 10…15 км. Швидкість таких екіпажів не перевищувала 20 км/год.

Другий етап характеризується значною конкуренцією в області створення автомобілів, виробництво яких стало помітно зростати. У цей період електромобілі починають випускатися серійно. Так, у 1897 р. на вулицях Лондона з'явилися й успішно працювали електромобілі-таксі, зовні мало відрізнялися від традиційних англійських кебів. У 1906 р. А. Верденом у Франції було організовано серійне виробництво легкових електромобілів, що мали запас ходу до 80 км і максимальну швидкість руху до 30 км/год. У 1899 роках з'явилися перші російські електромобілі, створені інженером І. В. Романовим, а в 1901 р. ним був побудований перший 15-місцевий електробус.

Третій період характерний тим, що вже на початку 30-х років XX століття виробництво електромобілів різко скоротилося. Лише в окремих країнах, таких як Великобританія, Німеччина і США, тривав їхній випуск невеликими партіями. Електромобілі використовувалися на перевезеннях, де були потрібні невеликі пробіги і невисокі швидкості руху. У 1939 р. кількість електромобілів у Німеччині становила понад 9 тис., а до 1944 року досягла 20 тис. одиниць. Останнє пояснюється наміром уряду Німеччини зменшити залежність від імпортного нафтового палива.

Четвертий період, починаючи з середини 60-х років XX століття, характеризується новим підвищеним інтересом до електромобілів у багатьох промислово розвинених країнах. Особливо інтенсивно почали вони розроблятися в США, Японії, ФРН і Англії, що обумовлено, головним чином, загостренням енергетичної та екологічної проблем. Енергетична криза, що виникла в кінці 60-х і початку 70-х років XX століття в багатьох капіталістичних країнах, свідчила про те, що ресурси нафтових палив для автомобілів з ДВЗ на нашій планеті обмежені [1].

П’ятий період, у зв'язку з цим у період з 1966 року по 1971 рік було розроблено найбільшу кількість дослідницьких зразків електромобілів, хоча подальшого помітного розвитку і застосування вони, як правило, не знаходили. Нерідко за кордоном такі розробки носили рекламний характер. Основною причиною застою в розвитку сучасних конструкцій електромобілів стала відсутність нових джерел струму, що володіють високою енергоємністю при невеликій їхній вартості.

Шостий період, в 2003 році характеризується ростом цін на нафту й електромобілі знову почали набирати популярність. В репортажі CBS News «Could The Electric Car Save Us?» повідомлялося, що знову почалося розгортання промислового виробництва електромобілів. Значну зацікавленість проявляли невеликі підприємства (такі, як «Tesla Motors»), оскільки їм не страшно скорочення об'єму виробництва автомобілів.

В 2004 році в США вже експлуатувалось 55852 електромобіля. Крім цього, в США експлуатувалася велика кількість самодільних електромобілів. Згідно з дослідженнями IDTechE, в 2005 році рівень продаж електромобілів був $31,1 млрд. по всьому світі, а в 2015 році індустрія електротранспорту виросте приблизно в 7 разів і досягне $227 млрд.

В серпні 2006 року Міністр Економіки і Промисловості Японії затвердив план розвитку електромобілів, гібридних автомобілів і акумуляторів до них. Планом передбачено до 2010 року почати в Японії масове виробництво двомісних електромобілів з довжиною пробігу 80 км. На одній зарядці, а також збільшилось виробництво гібридних автомобілів.

Toyota – почала працювати над створенням нового покоління гібридних автомобілів Prius. В новій версії водій за бажанням може включати режим електромобіля, і їхати на акумуляторах приблизно 15 км. Подібні моделі розроблює Ford – модель Mercury Mariner – пробіг в режимі електромобіля 40 км., General Motors – модель Chevrolet Volt – пробіг в режимі електромобіля 65 км, і Citroën – модель C–Metisse – пробіг в режимі електромобіля 30 км [2].

Розглядаючи історичний розвиток гібридних силових установок, помічаємо подібну історію у порівнянні з електромобілями, і можна виділити такі періоди:

– перший – зародження (1900 по 1960 рр.);

– другий – поодинокі розробки (1960 по 1970 рр..);

– третій – широке проведення дослідно-конструкторських робіт і випуску великої кількості дослідних зразків, а також малих серій гібридних автомобілів (1970 по 1997 рр..);

– четвертий – розробка та впровадження серійних автомобілів (після 1997 р.).

Перший період: вдалою спробою Фердинанда став автомобіль Порше з тяговими електродвигунами, встановленими безпосередньо в два провідних передніх колеса. Цей автомобіль став сенсацією на всесвітній виставці в Парижі в 1900 році. Але дуже швидко Порше розробив новий, технічно покращений автомобіль. У кожне колесо цього спортивного автомобіля був вставлений окремий електричний двигун, тому новий автомобіль був заявлений як перший в світі повнопривідний автомобіль, при цьому кожне колесо було обладнано гальмами, що теж було вперше на автомобілях того часу. Але найбільше нововведення цього автомобіля, запропоноване Фердинандом Порше, було не так помітно. У 1900 році Порше на автомобіль з електричними тяговими електродвигунами, які отримували електричну енергію від акумуляторної батареї, встановив додатковий двигун внутрішнього згоряння. Так вперше був побудований автомобіль, що працює за принципом послідовного гібрида [3].

Другий період: у 1960–х і 1970–х гібридними автомобілями почав займатися американський вчений, інженер Віктор Воук, який розробляв електромобілі й гібридні схеми для автомобільного транспорту. Він переобладнав автомобіль Buick Skylark, встановивши на нього електричний двигун потужністю 20 кВт і роторний двигун RX–2 Mazda. Прототип тестувався в Агентстві з охорони навколишнього середовища. Споживання палива скоротилося на 50%, вихлопи становили всього 9% в порівнянні з бензиновими автомобілями того часу.

У Радянському Союзі також велися роботи з розробки гібридних автомобілів. Так, роботи радянського вченого Нурбея Гуліа привели до створення прототипу гібридного автомобіля на базі автомобіля-вантажівки УАЗ–450, де накопичувачем енергії був маховик, трансмісією – особливий варіатор. Це був один з перших «гібридів». У 1966 році вдалося досягти економії палива до 50% [4].

У Курську в 1972…73 роках Н. В. Гуліа були проведені випробування міських автобусів з маховично-гібридними агрегатами і варіаторами. Крім того, були побудовані й випробувані гібридні силові агрегати для автобусів на основі гідроприводу. В останніх роль накопичувача енергії грали балони зі стисненим азотом і маслом. Незважаючи на різні принципи дії цих «гібридів» ефективність їх виявилася близькою один до одного – витрата палива знижувалася приблизно вдвічі, а токсичність вихлопу – в кілька разів. Але дані технології радянська автомобільна промисловість не почала використовувати [3].

Третій період, постійне зростання цін на нафту і газ в 70 роки двадцятого століття, а також посилення вимог до екологічних характеристик автомобілів змусили розробників знову зайнятися розробками екологічного й економічного засобу пересування. Тут і знадобилися давно забуті ідеї конструкторів гібридних авто.

З 70-х років фірма Volkswagen починає демонструвати у Нью-Йорку автомобіль з гібридною силовою установкою. Першим автомобілем від даної фірми було таксі. А також переобладнали електромобіль Jetta City–STROMer [5].

Паралельно до створення гібридного автомобіля приступила Японія, яка окрім легкових авто з послідовним па паралельним приводом описала та розробила гібридний вантажний автомобіль [6].

Наслідуючи Японію англійська фірма Lucas Electric Vehicle Systems також розробила автомобіль з комбінованою системою приводу [7].

Франція також планує обладнати автомобіль додатково електроприводом. Ще декілька фірм General Electric, Punch Gerald, PSA, Still створюють прототипи гібридних автомобілів [8].

1987 р. знову фірма Volkswagen на базі Golf створює перший дизельно-електричний привід. 1989 р. фірма Daimler–Benz випускає новий зчленований тролейбус мод. 0405GZ, забезпечений крім традиційного електродвигуна з приводом на задню вісь, допоміжним 5-циліндровим дизелем [9].

З 1991 р. в Цюріху планується розпочати експлуатацію 40 - 50 легкових автомобілів Volkswagen Golf, оснащених гібридним приводом (дизель і тяговий електродвигун). Вартість програми 5,5…7,5 млн. швейцарських фр. Підготовка автомобілів здійснюється в Швейцарії фірмою Oerlikon Buhrle [10].

З 1990 років починають займатися розробкою комбінованих автомобілів ряд фірм: Bosch, Audi Audi (ФРН) і ВВС (Швейцарія), які розглянули 4 схеми альтернативних гібридних приводи для електромобілів.

Японська фірма HINO у 1990 р. розробила міський автобус, оснащений новою енергетичною системою HIMR, яка включає дизель, в маховику якого розташований 3-фазний електродвигун, перетворювач струму, керований електронним контролером за сигналами датчиків, встановлених в замку запалювання і на педалях акселератора і гальма, і акумулятор пост. струму.

Четвертий етап, у 1997 році на японському ринку з'явилася перша серійна гібридна машина Toyota Prius [11]. За версією журналу Forbes Toyota Prius входить в десятку автомобілів змінили світ як найбільш продаваний гібридний автомобіль у світі. Тільки за рік компанія продала понад 20 тисяч таких автомобілів.

У 90-ті роки була випущена Audi Duo, але її недолік полягав у тому, що через додаткову вагу електромотора, автомобіль був менш ефективним при їзді на звичайному двигуні, ніж стандартна Audi 100 з таким же двигуном, тому виробництво цих автомашин з часом припинили.

У 1999 році Honda випустила свій перший гібридний автомобіль – дводверний хетчбек Insight, що став першим гібридним авто, продаваним в США. У 2000 році Toyota почала поставки Prius за кордон, у тому числі і в США.

У 2005 році Toyota оголосила про відкликання 160 000 гібридів Prius для ремонту. Проблема полягала в збої програмного забезпечення комп'ютера автомобіля, що приводив до раптової зупинки бензинового двигуна під час руху.

У 2006 р. в Японії було продано 90410 гібридних автомобілів, що на 47,6% більше, ніж у 2005 р. У 2006 році продажі гібридних автомобілів у США зросли на 22% в порівнянні з 2005 роком. Гібридні автомобілі в США займають 1,5% ринку нових легкових автомобілів.

Усього за 2006 рік в США було продано 251 000 гібридних автомобілів (без обліку продажів Saturn VUE Green Line корпорації GM).

У 2007 році продажі гібридних автомобілів у США зросли на 38% в порівнянні з 2006 роком. Гібридні автомобілі в США займають 2,15% ринку нових легкових автомобілів. Всього за 2007 рік в США було продано близько 350000 гібридних автомобілів (без обліку продажів корпорації GM).

Всього з 1999 р. до кінця 2007 р. в США було продано 1002000 гібридних автомобілів [12].

25 травня 2012 р. — Компанія Toyota Motor Corporation (TMC) заявила, що станом на 30 квітня 2012 року загальний обсяг реалізації гібридних автомобілів Toyota (включаючи гібридні автомобілі Lexus) досяг 4 млн. одиниць. А сумарний обсяг проданих гібридних автомобілів у Європі досяг 423 тис. штук [11].

Отже, лідером у виробництві гібридних автомобілів є ряд таких фірм: Toyota, Honda, Ford, Audi та BMW.

Висновки і перспективи подальших досліджень

Здається, що гібридний автомобіль – це та сама ланка, яка дозволить людству виграти час і поступово перейти на екологічно чисті джерела енергії.

Список літератури

1. Электромобиль: техника и экономика / [Щетина В.А., Морговский Ю.Я., Центер Б.И., Богомазов В.А.]. - Л.: 1987. - 253 с.

2. Історія [Електронний ресурс] : http://elektromobile.vn.ua/istoriya-elektromobiliv

3. Надеждин Н.Я. Фердинанд Порше "Автомобиль на все времена" / Надеждин Н.Я. – Майор: Осипенко, 2008 – 99 с.

4. Нурбей Гулиа - профессор механики, необычная личность, основатель компании "Combarco" [Електронний ресурс] : http://nurbejgulia.ru/

5. Такси Volkswagen с комбинированным приводом / Volkswagen-Taxi fur New York. Fahrzeug mit Hybrid-Antrieb. «Polizei Techn. Verketh», – 1976, № 9. – 372 с.

6. Автомобиль с комбинированным приводом. / Yumoto Ichiro «Дзидося гидзюцу, Jidosha gijutsu, J. Soc. Automot. Eng. Jap.», – 1976, № 7. – 556–561 с.

7. Гибридный автомобиль фирмы Lucas. / Lucas gives evaluations of E/HV systems «Elec. Veh. News», – 1981, № 2. – 18-19 с.

8. Автомобіль с комбінірованим приводом Vehicule a moteur auxiliaire. Dennis W. She. - JDana Corp., – 1985, № 12. – 958 с.

9. Разработка электромобилей и автомобилей с гибридным приводом фирмы Volkswagen / Kommt der Hybrid-Antrieb «Krafthand», – 1987, № 15. – 1163-1164 с.

10. Легковые автомобили Volkswagen Golf с гибридным приводом – Gemeins / Volkswagen–ETH Zurich. Golf—Hybrid Grossversuch Automob. Rev. – 1989, № 29 .– C, 7

11. У світі продано 4 млн. гібридних автомобілів компанії «Тойота» [Електронний ресурс]: http://www.toyota.ua/

12. Гибриды сегодня в мире и в России [Електронний ресурс]:
http://www.biauto.ru/today.shtml

Тимков А.Н., Григорашенко А.В. Появление гибридных силовых установок на транспортных средствах

Аннотация. *В статье приведен обзор литературных источников, посвященный появлению и развитию гибридных силовых установок на транспортных средствах. Предложено выделять шесть основных этапов развития. Ключевыми моментами, разделяющими временной период, являются случаи стремительного изменения стоимости топлива и развитие экологических требований.*

Ключевые слова: *гибрид, топливо, экология, кризис, нефть, электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания*

Timkov O.M., Grigorashenko O.V. The emergence of hybrid propulsion systems for vehicles

Abstract. *The article provides an overview of the literature devoted to the emergence and development of hybrid propulsion systems for vehicles. Proposed allocation of six major stages of development. Key points dividing a time period of rapid change in the cases the cost of fuel and the development of environmental requirements..*

Keywords*. hybrid, fuel, environment, crisis, oil, electric motor, the internal combustion engine*

Стаття надійшла до редакції 15.02.2014 р.

УДК 629.113

ІВАНОВ О.С., аспірант; ФАЙЧУК М.І., к.т.н.
Національний транспортний університет

ДО ВИБОРУ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІБРИДНОЮ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1

Представлено основні компоненти системи керування гібридним автомобілем, опис основних функцій компонентів системи керування гібридним автомобілем та стан компонентів автомобіля під час різних режимів роботи.
Ключові слова: *гібридний автомобіль, електронний блок керування, електромотор.*

Постановка проблеми

Гібридний автомобіль поєднує в собі два джерела енергії (зазвичай це тепловий двигун (ДВЗ) та електричний двигун), а також використовується функція «Старт-стоп» (самостійно вимикає двигун при зупинці автомобіля перед світлофорами або шлагбаумами) та регенеративне гальмування (більша частина кінетичної енергії при гальмуванні регенерується,та у вигляді електричної енергії накопичується у високовольтній батареї). Таке поєднання двох джерел енергії, використання функції «Старт-стоп» та регенеративного гальмування призводить до виникнення декількох режимів роботи гібрида. Саме в багато режимності роботи гібриду та в організації взаємодії між компонентами полягає складність процесу керування. Система керування повинна забезпечувати плавність та непомітність переходу між режимами роботи гібриду.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Проблемами процесу керування гібридним автомобілем займається значна кількість науковців. В роботі [1] були розглянуті особливості послідовно-паралельної схеми ГСУ і трансмісії гібридного автомобіля як об’єкт керування за швидкістю руху; була поставлена задача вибору оптимального режиму роботи ГСУ та оптимального перерозподілу потоків потужності між силовим агрегатом та контуром рекуперації енергії. В роботі [2] були представлені результати випробувань ефективності рекуперативного гальмування автомобіля «МАМІ-ГСУ», який побудований на базі автомобіля УАЗ-3153. Автор відзначає, що основними задачами при розробці рекуперації енергії є: правильний вибір накопичувача енергії; визначення найкращих параметрів агрегатів ГСУ для збільшення часу використання рекуперативного гальмування, що дозволить автомобілю на деяких режимах гальмувати тільки за рахунок рекуперативного гальмування; підвищення рекуперації шляхом вибору раціональної схеми ГСУ з мінімальними втратами при перетворенні енергії з одного виду в інший.

Мета роботи

Дана робота має за мету проведення опису: процесу керування гібридним автомобілем, основних компонентів системи керування та стану компонентів автомобіля в різних режимах роботи.

Матеріали і результати дослідження

Складності процесу керування можуть бути оцінені якщо взяти до уваги різноманітність режимів роботи та взаємодію між різними компонентами табл. 1. Рух тільки на електричній тязі зазвичай відбувається до швидкості 30 км/год за умов достатнього рівня заряду АКБ,при підвищенні швидкості на допомогу електродвигуну приходить ДВЗ. При пониженні рівня заряду АКБ чи рівномірного руху зі швидкістю більше 60 км/год протягом визначеного (заводом-

виробником) проміжком часу, наприклад, при русі по автомагістралі з постійною швидкістю, електродвигун вимикається. При розрядці батареї енергія ДВЗ розподіляється на привід коліс та на обертання генератора, який заряджає високовольтну АКБ. При бажанні водія різко розігнатися в роботу одночасно вступають два силових агрегати. При рекуперативному гальмуванні мотор/генератор (М/Г) перебуває в режимі Г. Двигун при цьому може бути вимкнено. Рух автомобіля за інерцією перетворюється колесами в обертальний рух ротора М/Г, який перетворює механічну енергію руху транспортного засобу в електричну, яка накопичується у високовольтній акумуляторній батареї та подалі може використовуватися для живлення електродвигуна, наприклад, при бажанні водія різко розігнатися.

Таблиця 1

Взаємодія компонентів гібридного автомобіля на різних режимах роботи

Режими роботи	ДВЗ	Зчеплення двигуна	Електродвигун/ Генератор(М/Г)	Зчеплення (М/Г)	Акумуляторна батарея	Величина ел. струму	Положення автомобіля
Пуск	Викл.-Вкл.	Вкл.	Електродвигун	Вкл.	Розрядка	Малий	Не рухається
Рух за рахунок електричної енергії	Викл.	Розімкнене	Електродвигун	Вкл.	Розрядка	Великий	Рухається
Підключення ДВЗ	Викл.-Вкл.	Вкл.	Електродвигун	Вкл.	Розрядка	Великий	Рухається
Тільки ДВЗ	Вкл.	Вкл.	Викл.	Розімкнене		Відсутній	Рухається
Тільки ДВЗ заряд	Вкл.	Вкл.	Генератор	Вкл.	Зарядка	Середній	Рухається
Режим розгону	Вкл.	Вкл.	Генератор	Вкл.	Розрядка	Великий	Рухається
Гальмування	Викл.	Розімкнене	Генератор	Вкл.	Зарядка	Дуже великий	Рухається

Базовим елементом в системі керування є зворотній зв'язок, метою якого є підтримка тісного взаємозв’язку між бажаними та дійсними параметрами див. рис. 1. На вхід подаються необхідні параметри, а на виході визначаються фактичні значення, при різниці фактичних та необхідних значень останні коректуються поки ця різниця не буде ліквідована.



Рис. 1. Схема зворотного зв’язку

На рис. 2 зображено складові компоненти гібридного автомобіля. ЕБК гібридом взаємодіє з усіма блоками керування та отримує інформацію для вибору режиму роботи.

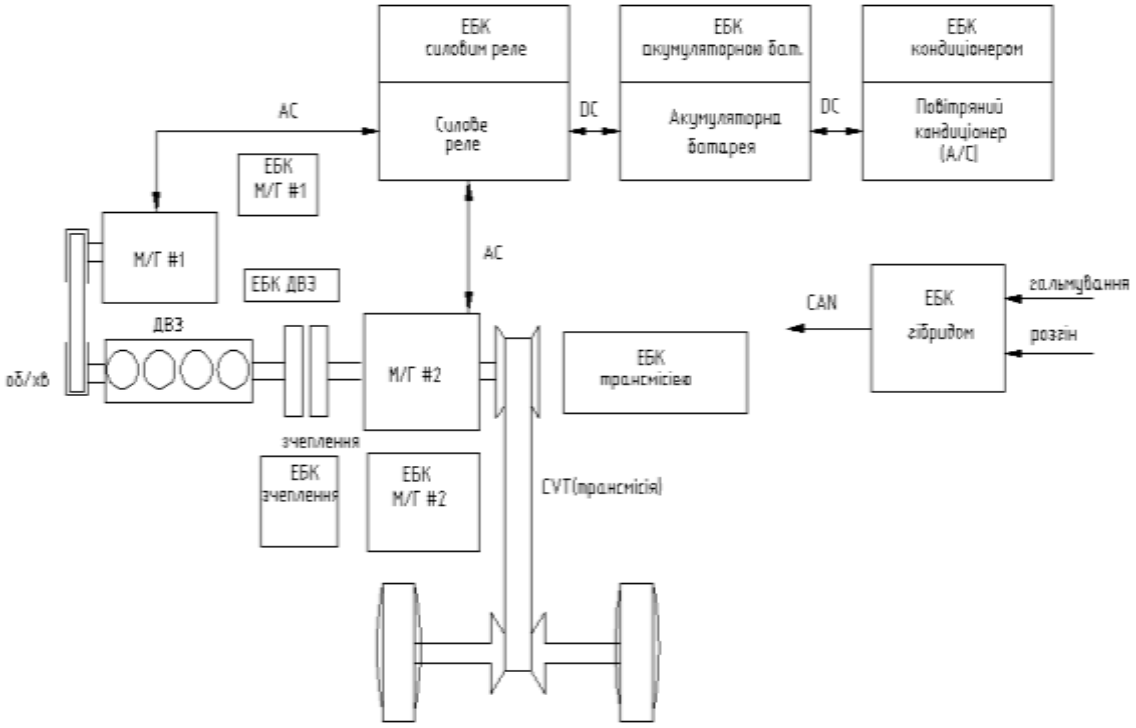


Рис.2. Складові компоненти автомобіля з ГСУ

Також він отримує інформацію про бажання водія, наприклад, на скільки сильно водій натискає на педаль акселератора. Гібридний ЕБК відповідає за розподілення енергії по всій системі, він дає команду на вмикання або вимикання ДВЗ та керує величиною крутного моменту та потужністю електричного двигуна та ДВЗ, а також керує кількістю струму та часом зарядки акумулятора. ЕБК М/Г забезпечує безпечність та надійність М/Г, яка залежить від температури та об/хв. Він відповідальний за команду перемикання з режиму електродвигуна до генератора і навпаки. ЕБК трансмісією забезпечує вибір необхідної передачі для крутного моменту та обертів М/Г та ДВЗ. ЕБК силовим реле контролює перемикання між режимами М/Г та потік енергії при розрядці та зарядці АКБ. ЕБК акумулятором контролює рівень заряду та температуру АКБ та запобігає перегріву акумулятора. У деяких гібридів насос кондиціонера працює від електричного приводу, в інших від ДВЗ. При змінному режимі руху (зупинка-рух) ЕБК кондиціонером може дати команду блоку керування гібридом здійснити привід компресора кондиціонера від ДВЗ.

При натисканні водієм на педаль гальм до електронного блоку керування (ЕБК) гібридом поступає сигнал. В залежності від величини сигналу, ЕБК гібрида вираховує, яке зусилля необхідно прикласти для сповільнення руху автомобіля. ЕБК гібридом посилає ЕБК ДВЗ сигнал про необхідність припинення подачі палива. ЕБК ДВЗ, для запобігання різких ривків,поступово зменшує подачу палива та оберти двигуна завдяки навантаженню від М/Г. Від ЕБК акумуляторної батареї поступає сигнал щодо ступеня зарядженості і температури батареї, в результаті цього ЕБК гібридом приймає рішення щодо можливості чи неможливості зарядки батареї. Відбувається розімкнення зчеплення в результаті подачі сигналу від ЕБК гібридом до ЕБК зчепленням. ЕБК гібридом в залежності від швидкості руху визначає, який крутний момент та яку величину об/хв. необхідно прикласти до М/Г, щоб плавно зупинити автомобіль, та посилає їх значення на ЕБК трансмісії. ЕБК трансмісією вибирає необхідну передачу та вмикає її. ЕБК М/Г перемикає М/Г в режим генератора. Від ЕБК силовим реле до ЕБК гібридом поступає сигнал щодо допустимої величини сили струму для зарядки батареї. Якщо дана величина струму не може повністю забезпечити бажане сповільнення автомобіля, то це компенсується за допомогою гальмування основною гальмівною системою.

В автомобілі Audi A1 e-tron використовується «система відносин з власником», яка базується на постійному підключені автомобіля до Інтернету. Перебуваючи на різній відстані від авто за допомогою мобільного телефонна можна побачити координати автомобіля, його технічний стан,рівень заряду батареї, запас ходу, при бажані можна перевірити рівень рідини у бочку омивача скла чи навіть відкрити вікно. Найголовнішою є можливість повідомити автомобіль, коли і куди ви збираєтесь здійснити найближчу подорож. Отримавши заказ ,автомобіль розрахує маршрут руху, беручи до уваги наступні моменти: міста та селища на шляху, в яких необхідно рухатись виключно на електротязі; протяжні спуски, на яких буде можливість зарядити батарею за допомогою рекуперації; долання підйомів, що потребує витрати енергії; заправки, де буде можливість поповнити паливний бак. Отримавши всю цю інформацію з карт Google, автомобіль розраховує, як саме йому витрачати енергію, щоб подолати дистанцію у максимально економічному режимі [3]. Також більшої ефективності гібридного автомобіля можна досягти за допомогою прив'язки блоку керування гібридного приводу до GPS: при заїзді на гору, наприклад,гібрид буде максимально розряджати батарею, щоб потім при крутому спуску зарядити її.

Висновок

Гібридний автомобіль має більше режимів роботи та більшу кількість компонентів в порівнянні зі звичайним автомобілем. Ці два фактори ускладнюють систему керування, яка має на меті покращити ефективність роботи автомобіля та забезпечити непомітність переходу між режимами роботи для водія. Більшої ефективності роботи гібридного автомобіля можна досягти за допомогою прив'язки системи керування до світової мережі Інтернету або GPS.

Список літератури

1. Сериков С.А., Бороденко Ю.Н., Силовая установка гибридного автомобиля как объект управления// Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. –2009. – №3 – С.45–30.

2. Филонов А.И., Проблемы рекуперации кинетической энергии на автомобиле с гибридной силовой установкой// МГТУ «МАМИ»,– С.320–328.

3. С.Апресов, Гибридный ванкель // Популярная механика. – 2011– № 1(99) – 89 с.

4. Allen E.Fuhs Hybrid vehicles and the future of personal transportation //Taylor & Francis Group – 2009. – 480с.

Иванов А.С., Файчук Н.И. К выбору системы управления гибридной силовой установкой автомобиля категории М1

Аннотация. *Представлены основные компоненты системы управления гибридным автомобилем, описание основных функций компонентов системы управления гибридным автомобилем и состояние компонентов автомобиля в различных режимах работы.*

Ключевые слова: *гибридный автомобиль, электронный блок управления, электродвигатель*

Ivanov O.S., Faychuk M.I. Selection of control system hybrid vehicle category M1

Abstract. *The author presents the main components of the hybrid vehicle control system, a description of the basic functions of control system components of hybrid vehicle, and the condition of the components in the car in various modes.*

Keywords: *hybrid vehicle, electronic control unit, motor.*

Стаття надійшла до редакції 12.03.2014 р.

УДК 629.113

САХНО В.П., д.т.н., професор; КОВАЛЬЧУК Г.О., доцент; МОЙСЯ Д.Л., аспірант
Національний транспортний університет, м. Київ;
МАРЧУК Р.М., к.т.н., асистент
Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРЕНОСТІ АВТОПОЇЗДА-КОНТЕЙНЕРОВОЗА

Встановлено, що за швидкості 3 м/с автопоїзд-контейнеровоз з некерованим напівпричепом не відповідає вимогам Директиви 2002/7/ЕС, тоді як автопоїзд з керованим напівпричепом шляхом гальмування коліс одного борту і за рахунок СКМ напівпричепа цим вимогам відповідають.
Ключові слова: *автопоїзд-контейнеровоз, стійкість, показники маневреності, керований напівпричіп*

Постановка проблеми

Контейнерні перевезення – одні із найбільш зручних і економічних видів доставки вантажів. Вантажні автомобільні перевезення здійснюються як за локальної, так і міжнародної організації перевезень. Зважаючи на те, що вантажні перевезення контейнерів вирізняються високим рівнем безпеки і простотою митного оформлення, вони широко розповсюджені у всьому світі і об'єми їх перевезень зростають із року в рік [1].

Сучасний стан розвитку рухомого складу автомобільного транспорту для перевезень контейнерів характеризується різноманіттям типів і видів автомобілів, причепів і напівпричепів. Для дво- і тривісних напівпричепів і причепів-конейнеровозів шляхом тривалого добору встановлені значення параметрів, що забезпечують задані показники техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів, зокрема вантажопідйомності, що тісно повязана з типом контейнерів, що перевозяться. При цьому, однак, залишається відкритим питання оптимальності конструкції, що направлена на перевезення тільки одного типу контейнера. Більш раціональними є універсальні причепи і напівпричепи, здатні перевозити усю можливу гаму контейнерів. Так, фірма Fliegl випускає широку гаму контейнеровозів, серед яких є універсальні для транспортування всіх типів контейнерів, у тому числі і цистерн-контейнерів, розмірністю від 20 до 45 футів і контейнерів типу HQ [2].

Для універсальних контейнеровозів при перевезеннях 45-футових контейнерів необхідно подовжувати автопоїзд, а це погіршує вписуваність його в поворот. Збільшення габаритної смуги руху (ГСР) створює небезпеку для зустрічного транспорту, утрудняє проїзд у міських умовах і, в остаточному підсумку, знижує середньотехнічну швидкість руху усього транспортного потоку. Поліпшення вписуваності автопоїзда в поворот можливе за рахунок самовстановлювальних або керованих осей (коліс) причепів і напівпричепів [3].

Відомо, що у керованих автопоїздах поворот коліс залежить від кута складання автопоїзда і швидкості руху: при маневруванні з малою швидкістю, коли відведенням коліс автопоїзда можна знехтувати, колеса напівпричепа повертаються убік, протилежний повороту коліс автомобіля-тягача, причому кут їхнього повороту тим більше, чим менше швидкість руху. З підвищенням швидкості руху кут повороту керованих коліс напівпричепа зменшується і при досягненні певної швидкості взагалі стає рівним нулю. Проте сказати заздалегідь, як поворот коліс напівпричепа вплине на керованість і стійкість автопоїзда при русі з великою швидкістю, коли кути відведення осей мають істотне значення, не виконавши відповідних досліджень неможливо.

Проведеними до теперішнього часу дослідженнями встановлено, що експлуатація сідельних автопоїздів на граничних режимах руху (максимальні швидкості, мінімальні радіуси повороту) може вимагати конструктивних змін ланок автопоїзда-контейнеровоза. Ефективність використання сідельних автопоїздів при транспортуванні усієї гами контейнерів в значній мірі залежить від їх здатності вписуватися в допустиму смугу руху і не створювати перешкод для транспортного потоку. Розв'язання цієї проблеми можливе при обладнанні напівпричепів самовстановлювальними або керованими колесами за рахунок створення гальмівного моменту на колесах одного борту напівпричепа. Тому **метою роботи** є визначення параметрів маневреності автопоїзда з керованим напівпричепом.

Результати досліджень

Параметри маневреності автопоїзда з керованим напівпричепом можна визначати шляхом розв’язання системи диференціальних рівнянь, що описує плоскопаралельний рух автопоїзда, загальний вигляд якого показано на рис.1, 2. Тягач представляє собою трьохвісний автомобіль, умовно розділений на два модулі – керуючий колісний (ККМ) та остов. ККМ включає в себе приведене керуюче переднє колесо, рульове колесо і елементи рульового керування, які знаходяться між ними (рульовий привід, рульовий механізм тощо). Остов – це корпус автомобіля з двома задніми некерованими осями.

Трьохвісний напівпричіп умовно розділений також на два модулі – остов напівпричепа з двома передніми некерованими осями та самоустановлювальна задня вісь (самоустановлювальний колісний модуль – СКМ). СКМ – це приведене колесо, яке має один ступінь волі відносно остова напівпричепа – поворот навколо осі шворня.

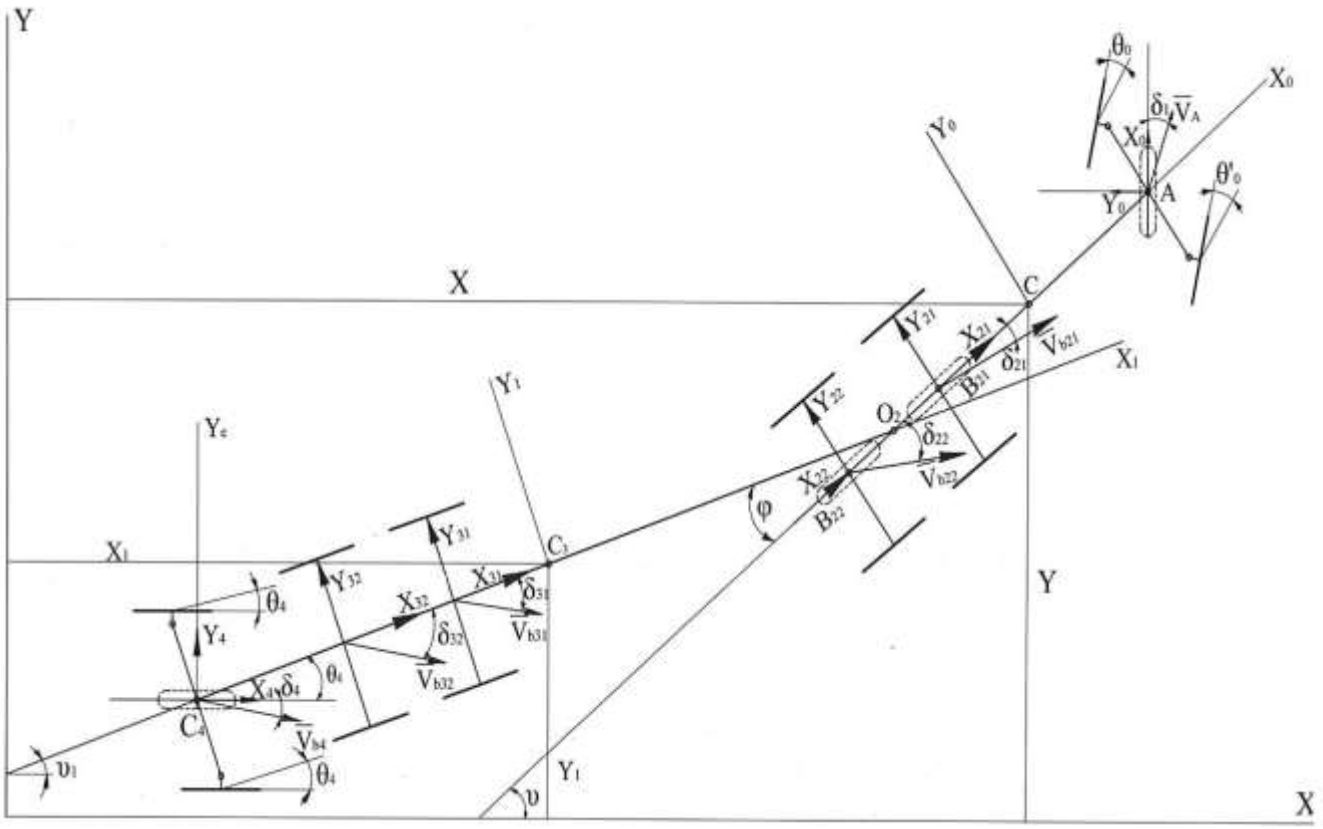


Рис.1. Компонувальна схема автопоїзда-контейнеровоза.

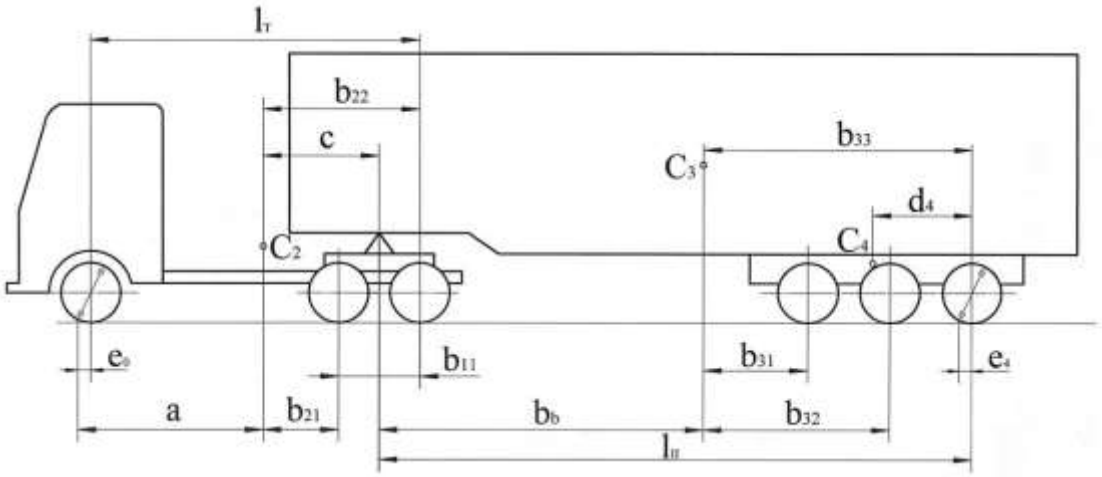


Рис.2. Геометричні параметри автопоїзда-контейнеровоза.

У роботі [4] наведена система рівнянь, що описує плоскопаралельний рух автопоїзда, яка доповнена рівняннями для СКМ і гальмівним моментом від гальмівних сил одного борту, записана у вигляді (1).

В системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

a – відстань від центра мас тягача до точки кріплення передньої (керованої) осі тягача;

c – відстань від центра мас тягача до точки зчіпки із напівпричепом;

c_4 – відстань від центра мас напівпричепа до точки зчіпки з самоустановлювальною віссю;

d – відстань від центра мас напівпричепа до точки зчіпки з тягачем;

d_4 – відстань від центра мас візка до його задньої осі;

b_{11} – відстань між задніми осями тягача;

b_{21} – відстань від центра мас тягача до середньої (другої) осі тягача;

b_{22} – відстань від центра мас тягача до задньої (третьої) осі тягача;

b_{31} – відстань від центра мас напівпричепа до його передньої осі;

b_{32} – відстань від центра мас напівпричепа до його середньої осі;

b_{33} – відстань від центра мас напівпричепа до його задньої осі;

l_n – база напівпричепа;

θ – встановлюваний кут повороту коліс керованого модуля тягача;

θ_4 – кут повороту самостабілізуючого колісного модуля напівпричепа;

ϕ – кут складання ланок автопоїзда;

v, u – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас на осі, пов'язані з тягачем;

ω – кутова швидкість тягача щодо вертикальної осі;

m, J – маса й центральний момент інерції автомобіля-тягача.

Індекси “0”, “1”, “2” у масах і швидкостях руху відносяться відповідно до керуючого колісного модуля тягача, кістяка тягача і напіврпричепа.

Система рівнянь (1) для математичного описання плоскопаралельного руху автомобільного поїзда записана з використанням наступних спрощень та припущень [5]:

– гіроскопічні моменти та неврівноважені моменти частин, які обертаються, не враховані;

– в шарнірах рульового приводу відсутні люфти;

– автомобіль рухається по рівній горизонтальній поверхні;

$$
\begin{cases}
(m_0+m+m_1+m_2)\dot{V}+\{m_o c\sin\theta-m_1 d_4\sin\phi-m_2[(d_4+b_{33})\sin\phi+ \\
+c_4(\sin\theta_4\cos\phi+\cos\theta_4\sin\phi)]\}\dot{\omega}+m_o c\sin\theta\cdot\ddot{\theta}+\{m_1 d_4\sin\phi+ \\
+m_2[(d+b_{33}\sin\phi+c_4(\sin\theta_4\cos\phi+\cos\theta_4\sin\phi)]\}\ddot{\phi}+m_2 c_4(\sin\theta_4\cos\phi+ \\
+\cos\theta_4\sin\phi)\ddot{\theta}_4-\omega u(m_o+m+m_1+m_2)+m_o c(\omega+\dot{\omega})^2\cos\theta+(m_1+m_2)\times \\
\times(\omega-\dot{\phi})^2 d_4\cos\phi+\omega^2(m_1 d+m_2 d-m_o a)+m_2(\omega-\dot{\phi})^2\times b_{33}\cos\phi+ \\
+m_2(\omega-\dot{\phi}-\dot{\theta}_4)^2 c_4(\cos\theta_4\cos\phi-\sin\theta_4\sin\phi)= \\
=X_1\cos\phi-Y\sin\theta+X_{21}+X_{22}+(X_{31}+X_{32})\cos\phi+(Y_{31}+Y_{32})\sin\phi- \\
-X_4(\sin\theta_4\sin\phi-\cos\theta_4\cos\phi)+Y_4(\sin\theta_4\cos\phi+\cos\theta_4\sin\phi); \\
\\
(m_0+m+m_1+m_2)\dot{u}+\{m_o(a-c\cos\theta)-m_1(d_4\cos\phi+d)- \\
-m_2[c_4(\cos\theta_4\cos\phi-\sin\theta_4\sin\phi)+(b_{33}+d)\cos\phi\}\dot{\omega}-m_o c\cos\theta\cdot\ddot{\theta}+ \\
+\{m_1 d_4\cos\phi+m_2[b_{33}\cos\phi+c_4(\cos\theta_4\cos\phi-\sin\theta_4\sin\phi)]\}\ddot{\phi}+m_2 c_4\times \\
\times(\cos\theta_4\cos\phi-\sin\theta_4\sin\phi)\ddot{\theta}_4-\omega V(m_o+m+m_1+m_2)+m_o c(\omega+\dot{\theta})^2\sin\theta- \\
-m_2(\omega-\dot{\phi})^2 b_{33}\sin\phi-m_2(\omega-\dot{\phi}-\dot{\theta}_4)^2\times c_4(\cos\theta_4\sin\phi+\sin\theta_4\cos\phi)= \\
=X_1\sin\theta+Y_1\cos\theta+Y_{21}+Y_{22}-(X_{31}+X_{32})\sin\phi+(Y_{31}+Y_{32})\cos\phi- \\
-X_4(\cos\theta_4\sin\phi+\sin\theta_4\cos\phi)-Y_4(\sin\theta_4\sin\phi-\cos\theta_4\sin\phi); \\
\\
[I+m_1 d(d+d_4\cos\phi)+m_o a(a-c\cos\phi)+m_2 d[d+c_4(\cos\theta_4\cos\phi- \\
-\sin\theta_4\sin\phi)+b_{33}\cos\phi]\dot{\omega}-\{m_1 d d_4\cos\phi+m_2 d[c_4(\cos\theta_4\cos\phi- \\
-\sin\theta_4\sin\phi)\dot{\theta}_4+[m_o a-(m_1+m_2)d]\dot{u}-m_o ac\cos\theta\cdot\ddot{\theta}+(m_o a-m_1 d-m_2 d)\times \\
\times\omega V+m_o ac(\omega+\dot{\theta})^2\sin\theta+m_1 d(\omega-\dot{\phi})^2 d_4\sin\phi+m_2 d(\omega-\dot{\phi})^2\times b_{33}\sin\phi+ \\
+m_2 d\left(\omega-\dot{\phi}-\theta_4\right)^2 c_4\left(\cos\theta_4\sin\phi+\sin\dot{\theta}_4\cos\phi\right)=X_1 a\sin\theta+Y_1 a\cos\theta- \\
-Y_{21}b_{21}-Y_{22}b_{22}+(X_{31}+X_{32})d\sin\phi-(Y_{31}+Y_{32})d\cos\phi+X_4 d(\cos\theta_4\sin\phi+ \\
+\sin\theta_4\cos\phi)+Y_4 d(\sin\theta_4\sin\phi-\cos\theta_4\cos\phi)+M_o-M_{cT21}-M_{cT2}; \\
\\
[I_1+m_2 l_n(b_{33}+c_4\cos\theta_4)+(m_1 d_4+m_2 l_n)d_4]\ddot{\phi}-[I_1+(m_1 d_4+m_2 l_n)\times \\
\times(d_4+d\cos\phi)+m_2 l_n(b_{33}+c_4\cos\theta_4)]\dot{\omega}+(m_1 d_4+m_2 l_n)\sin\phi\cdot\dot{V}+ \\
+(m_1 d_4+m_2 l_n)\cos\phi\cdot\dot{u}+m_2 l_n c_4\times\cos\theta_4\cdot\ddot{\theta}_4+[(m_1 d_4+m_2 l_n)(\omega V\cos\phi- \\
-(u-\omega d)\omega\sin\phi]-m_2 l_n(\omega-\phi-\dot{\theta}_4)^2 c_4\sin\theta_4=M_{cm31}+M_{cm32}-M_4\pm \\
\pm M_{гал}+Y_{31}(b_{31}+d_4)+Y_{32}(b_{32}+d_4)+Y_4 l_n\cos\theta_4-X_4 l_n\sin\theta_4; \\
\\
[I_2+m_2 c_4(d_4+b_{33})\cos\theta_4+m_2 c_4{}^2]\ddot{\phi}+[I_2+m_2 c_4^2]\ddot{\theta}_4+[m_2 c_4 d(\sin\phi\sin\theta_4- \\
-\cos\phi\cos\theta_4)-m_2 c_4(d_4+b_{33})\cos\theta_4-m_2 c_4^2-I_2]\dot{\omega}+m_2 c_4(\cos\phi\sin\theta_4+ \\
+\sin\phi\cos\theta_4)\dot{V}+m_2 c_4(\cos\phi\cos\phi_4-\sin\phi\sin\theta_4)\dot{u}+m_2 c_4[-\omega V\sin\phi- \\
-(u-\omega d)\omega\cos\phi+(\omega-\dot{\phi})^2(d_4+b_{33})]\sin\theta_4+m_2 c_4[\omega V\cos\phi-(u-\omega d)\times \\
\times\omega\sin\phi]\cos\theta_4=M_4+M_{cm4}+Y_4 c_4
\end{cases}
\tag{1}
$$

– розглядається плоска «велосипедна» схема автомобільного поїзда;

– кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс ККМ і СКМ рівні між собою, тобто $\theta_з = \theta_в = \theta, \theta_{4з} = \theta_{4в} = \theta_4$;

– основною траєкторією є траєкторія центра мас автомобіля-тягача;

– взаємодія коліс з опорною поверхнею в бічному напрямку описана через реакцію полотна дороги як функція кута відведення залежністю Д.А.Антонова [6]:

$$Y = q_N q_T k_{уое} \delta, \tag{2}$$

де $q_N = 1 - 0{,}6\left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}}\right)^2 + 0{,}4\left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}}\right)^3 - 0{,}1\left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}}\right) - 0{,}1\left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}}\right)^2 \operatorname{sgn}\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}}$

– стабілізуючі моменти шин також описані як нелінійні залежності від кута відведення

$$M_{ст} = \sigma_1\delta^1 - \sigma_2\delta^3 + \sigma_3\delta^5 - ....., \tag{3}$$

де: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – приведені характеристики відповідно ККМ і СКМ;

– моменти в'язкого тертя в ККМ і СКМ пропорційні кутам повороту приведених коліс [4]:

$$M_1 = h_1 \times \dot{\theta} \quad , M_2 = h_2 \times \dot{\theta}_4 \tag{4}$$

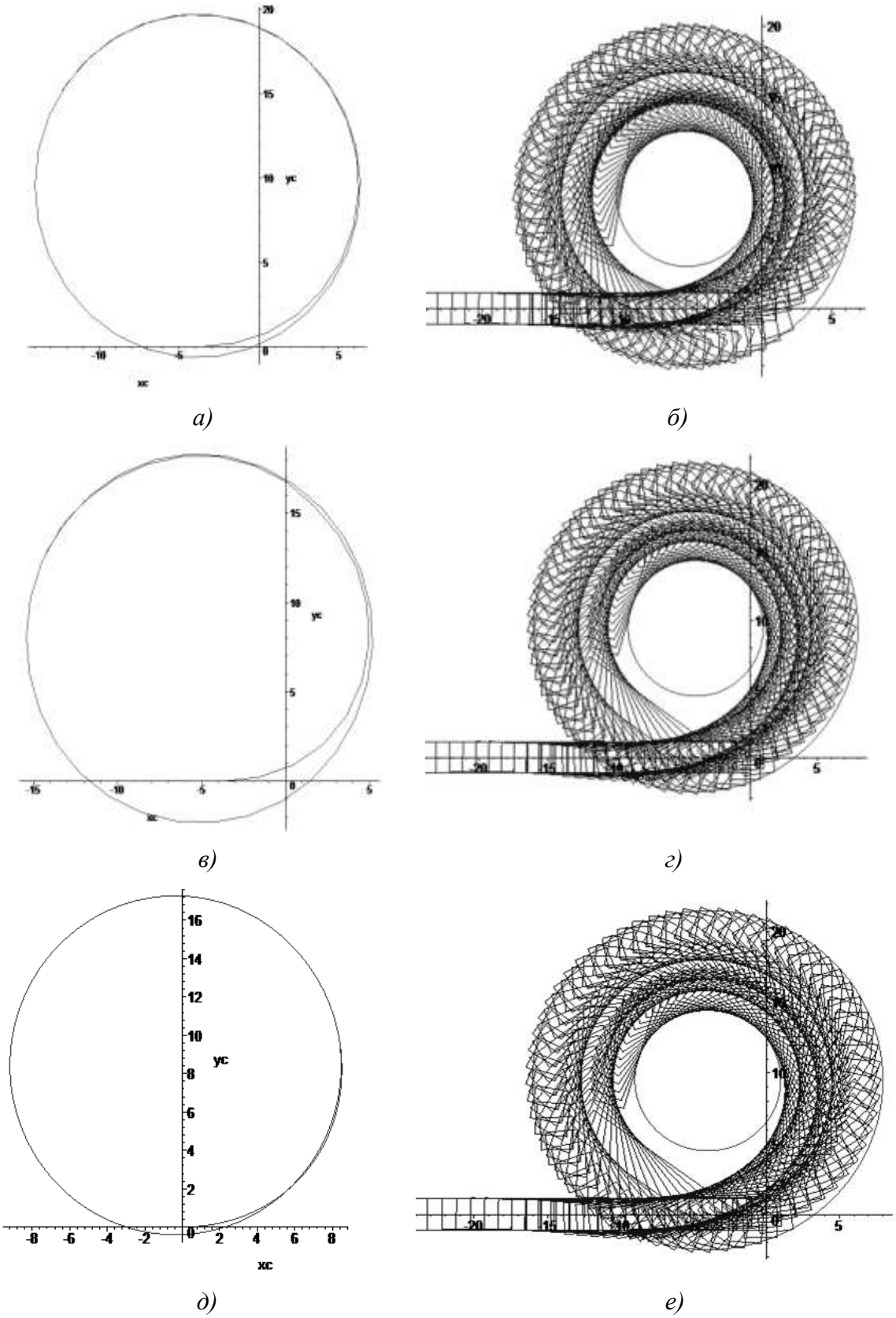
Отримана система диференціальних рівнянь описує модель руху двохланкового автопоїзда в загальному випадку (тривісний автомобіль-тягач і тривісний напівпричіп) як чотирьохмасової системи, яка враховує вплив керуючого колісного модуля (ККМ) тягача та самоустановлювального колісного модуля напівпричепа та гальмівного моменту на колесах одного борту напівпричепа. Система дозволяє дослідити вплив конструктивних параметрів автомобіля-тягача та напівпричепа на показники маневреності і стійкості руху автопоїзда, як при використанні самовстановлюваного колісного модуля (при цьому гальмівний момент $M_{гал} = 0$), так і при управлінні за рахунок гальмування коліс одного борту (при цьому із системи рівнянь (1) виключається останнє рівняння).

Показники маневреності автопоїзда, зокрема координати центра мас тягача, кут складання автопоїзда, зовнішній і внутрішній габаритні радіуси, габаритна смуга руху автопоїзда, як і показники стійкості руху, визначалися для автопоїздів-контейнеровозів шляхом інтегрування чисельними методами вихідної системи рівнянь (1) за двох схем управління напівпричепом: шляхом гальмування коліс одного борту (автопоїзд №2) і самоустановлювального колісного модуля (автопоїзд №3). В якості бази для порівняння приймався автопоїзд з некерованим напівпричепом (автопоїзд №1).

Розрахунок показників маневреності всіх автопоїздів було виконано за таких вихідних даних:

a *=2,4 м*; b_{21}=0,9; b_{22}=2,2; b_{11}=1,3 м; c =1,55 м; c_4 =3,98 м; b_b *=3,8 м;* d_4=1,71 м; b_{31} =3,15м; b_{32} =3,5м; b_{33} =4,15м; l_n =7,2м;

m=23400 кг; J=65760 кг×м^2;*m*$_0$*=600 кг; J*$_0$*=1644* кг×м^2*; m*$_1$*=25480 кг; J*$_1$= 66468,1 кг×м^2; *m*$_2$*=800 кг; J*$_2$*=1876* кг×м^2*;* $k_{уое_{1т}}$ =160000 Н/рад; $k_{уое_{2,3т}}$ =220000 Н/рад; $k_{уое_{нт}}$ =240000 Н/рад; $M_{гал}$=10 кН×м.



а) *б)*

в) *г)*

д) *е)*

Рис.3. Траєкторія центра мас автомобіля тягача і ГСР автопоїзда:

а, б – з некерованим напівпричепом;
в, г – при управлінні напівпричепом шляхом гальмування коліс одного борту;
д, е – при управлінні напівпричепом за рахунок СКМ

За обраними вихідними даними, на першому етапі розрахунків визначалися координати центра мас автомобіля тягача і ГСР для всіх автопоїздів. Розрахунки виконані при куті повороту керованих коліс тягача: $\theta = 0,57$ рад, СКМ напівпричепа: $\theta_4 = 0,24$ рад, гальмівного моменту на колесах одного борту: $M_{гал} = 10$ кНм (при цьому забезпечується радіус повороту автомобіля-тягача на рівні 10,2 м і внутрішній габаритний радіус повороту автопоїзда $R_{вг} = 5,3$ м) і швидкості 3 м/с, коли відцентровими силами і креном ланок автопоїзда можна знехтувати.

Аналіз наведених даних показує, що за швидкості 3 м/с автопоїзд-контейнеровоз з некерованим напівпричепом не відповідає вимогам Директиви ($R_{зг}$=12,98 м, $R_{вг}$=5,3 м, $B_г$=7,68 м), рис. 3*б*, тоді як автопоїзд з напівпричепом з управлінням шляхом гальмування коліс одного борту: $B_г$ =7,187 м, рис. 3*г*, і за рахунок СКМ напівпричепа: $B_г$=7,08 м, рис. 3 *е*, цим вимогам відповідають.

На рис. 4 наведені траєкторії руху окремих ланок автопоїзда при повороті на 90^0. Характерною особливістю такого повороту є те, що на вході в поворот напівпричіп автопоїздів №2 і №3 зміщується у зовнішню по відношенню до центра повороту сторону, а на виході з повороту – у внутрішню. За однакового характеру зміщень, ГСР автопоїзда із СКМ напівпричепа (5,9 м) дещо менша в порівнянні з автопоїздом із системою управління напівпричепом шляхом гальмування коліс одного борту (6,1 м). При цьому ГСР автопоїзда №1 (6,8 м) більша ГСР автопоїзда №2 – на 10,3%, а автопоїзда №3 – на 13,3%.

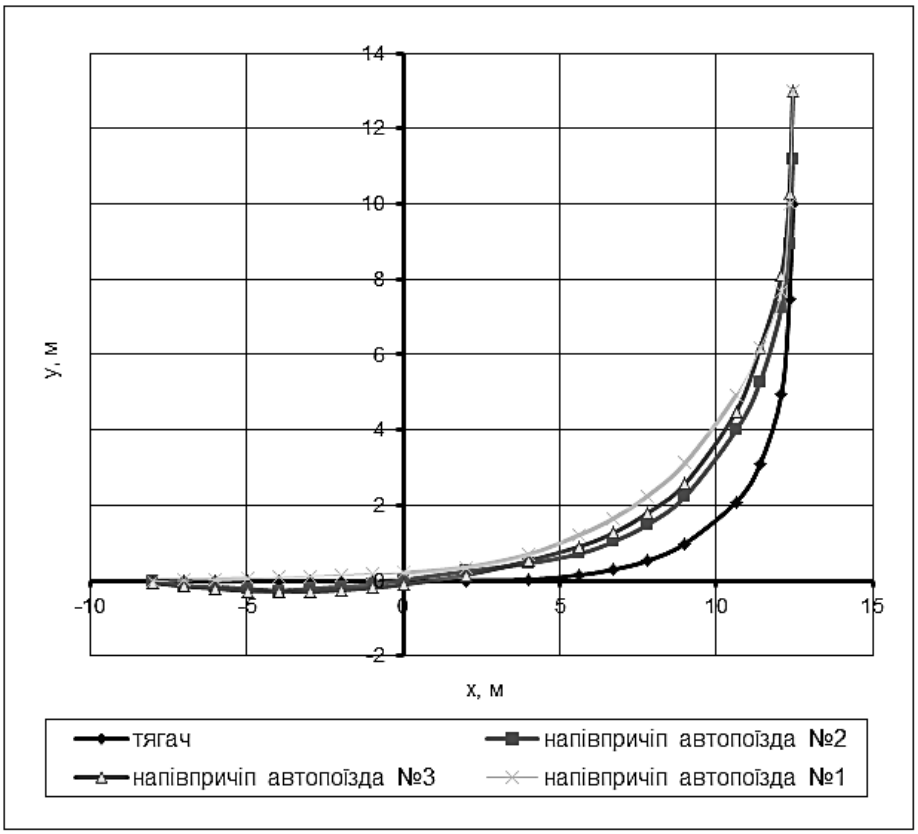
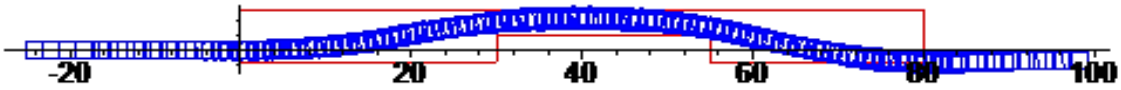


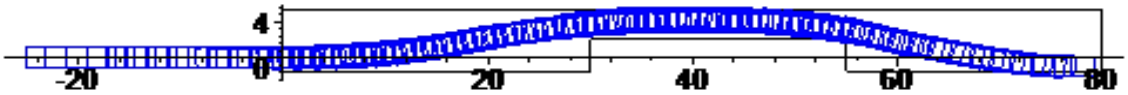
Рис. 4. Траєкторії руху центрів мас ланок автопоїзда при його повороті на 90^0

Дещо інші результати отримані для автопоїздів при виконанні маневру ISO, рис. 5, за швидкості 10 м/с:

автопоїзд №1:



автопоїзд №2:



автопоїзд №3:



Рис.5. Траєкторії руху автопоїзда при виконанні маневру ISO

Відмічені напрямки зміщення траєкторій напівпричепа автопоїздів №2 і №3 призводять до збільшення поперечних прискорень центру мас напівпричепа. Якщо для автопоїзда №2 поперечні прискорення ще не призводять до порушення стійкості автопоїзда, то для автопоїзда №3 мають місце значні поперечні коливання напівпричепа, що потребує зменшення швидкості виконання маневру для забезпечення стійкості автопоїзда.

Висновки

Встановлено, що за швидкості 3 м/с автопоїзд-контейнеровоз з некерованим напівпричепом не відповідає вимогам Директиви 2002/7/ЕС тоді як автопоїзд з управлінням напівпричепом шляхом гальмування коліс одного борту і за рахунок СКМ напівпричепа цим вимогам задовольняють. При повороті на 90^0 ГСР автопоїзда №1 більша ГСР автопоїзда №2 – на 10,3%, а автопоїзда №3 – на 13,3%.

Список літератури

1. Сахно В.П. До визначення конструктивних і компонувальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза /В.П. Сахно, В.П. Онищук, В.М. Придюк // Вісник Національного транспортного університету.–К., НТУ, 2009.- Вип. 19. – С.80-83.

2. Сахно В.П. До аналізу конструкцій автопоїздів-контейнеровозів /В.П. Сахно, Р.М. Марчук, В.П. Онищук, В.М. Придюк //Збірник доповідей 13 Міжнародної науково-практичної конференції «Ринок послуг комплексних транспортних систем та прикладні проблеми логістики». – Київ. – 2011. – С.180-182.

3. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин – М. Транспорт, 1986. – 137 с.

4. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза /В.П. Сахно, Р.М. Кузнєцов, Р.М. Марчук, В.П. Онищук// Проблеми автомобільного транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 8. – Київ: НТУ, 2011. – С.157-165.

5. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза у прямолінійному русі /В.П. Сахно, Р.М. Кузнєцов, Р.М. Марчук, В.П. Онищук //Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. Випуск 121/2011. – С. 3-6.

6. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.

Сахно В.П., Ковальчук Г.А., Мойся Д.Л., Марчук Р.Н. К определению показателей маневренности автопоезда-контейнеровоза

Аннотация. *Установлено, что при скорости 3 м/с автопоезд-контейнеровоз с неуправляемым полуприцепом не удовлетворяет требованиям Директивы 2002/7/ЕС, тогда как автопоезд с управлением полуприцепом путем торможения колес одного борта и за счет СКМ полуприцепа этим требованиям удовлетворяют.*

Ключевые слова: *автопоезд-контейнеровоз, устойчивость, показатели маневренности, управляемый полуприцеп*

Sakhno V.P., Kovalchuk H.O., Moisia D.L., Marchuk R.M. Defining indicators of flexibility lorry convoy

Abstract. *It is set that at speed 3 m/ss a lorry convoy with an out of control semitrailer dissatisfies the requirements of Directive of 2002/7/EC, while lorry convoy with a management a semitrailer by braking of wheels of one side and due to SKM of semitrailer it is satisfied these requirements.*

Keywords*: lorry convoy, stability, indicators of flexibility, a management a semitrailer*

Стаття надійшла до редакції 10.03.2014 р.

УДК 629.114

СОСИК А.Ю., к.т.н.,
Запорізький національний технічний університет

ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ТРИВАЛОСТІ СПРАЦЬОВУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ПІД ЧАС ЕКСТРЕННОГО ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

Запропоновано метод зменшення тривалості спрацьовування приводу гальмівної системи легкового автомобіля категорії М1 шляхом виключення тривалості фізичної реакції водія з гальмівної діаграми за рахунок впровадження автоматичної системи керування гальмівним зусиллям.
Ключові слова: *гальмівний момент, тривалість спрацьовування, гальмівний шлях.*

Постановка проблеми

Гальмівні властивості автомобіля регламентовано Правилами №13 Комітету по внутрішньому транспорту Європейської Економічної Комісії Організації Об'єднаних Націй, а також національними стандартами. Національний стандарт передбачає відповідність нового або переобладнаного автомобіля вимогам ДСТУ UN/ECE R13-09:2002 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M, N і O стосовно гальмування».

Одним із показників, що визначає ефективність роботи системи гальмування, є тривалість її спрацьовування. Для зменшення величини тривалості спрацьовування впроваджуються електрогідравлічні та електромеханічні приводи гальмівної системи, де застосовуються різноманітні додаткові опції автоматичного керування: EBS (Electronic Braking System), EBV (Elektronische Bremskraftverteilung), PBA (Predictive Brake Assist) та інші.

Аналіз останніх досліджень

Основні теоретичні положення щодо процесу гальмування були запропоновані вченими: Н.А. Бухаріним [1], Б.Б. Генбомом [2] та іншими. Впроваджено три головних показники, що характеризують ефективність гальмування: гальмівний шлях, стале уповільнення та час гальмування.

За результатом аналізу процесу гальмування отримано формулу визначення гальмівного шляху:

$$S = (t_p + t_з + \Delta t_{ny})\frac{v}{3,6} - 1,63\phi t_з^2 + \frac{\left(v_1 - 17,7\phi t_з^2\right)}{254\phi} \qquad (1)$$

де t_p – тривалість реакції водія, с;
$t_з$ – тривалість запізнювання дії гальмівного приводу, с;
Δt_{ny} – тривалість росту кривої уповільнення; приведення в дію гальм, с;
φ – коефіцієнт зчеплення з дорогою;
v – швидкість руху транспортного засобу, м/с.

За отриманими даними побудовано гальмівну діаграму (рис. 1) [3].

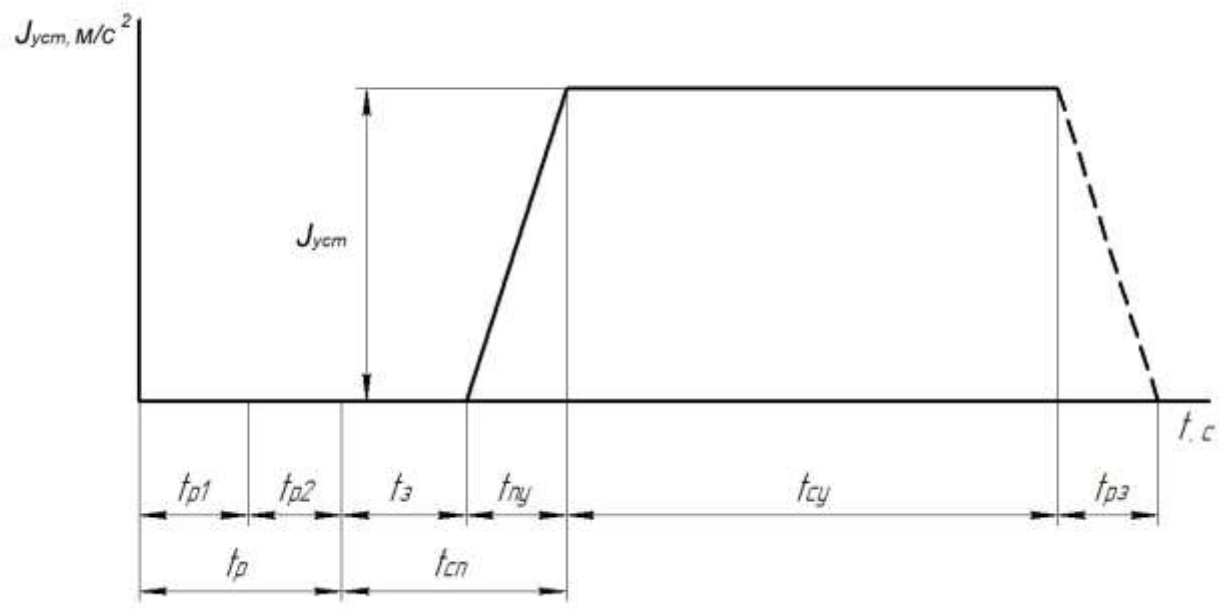


Рис. 1 – Гальмівна діаграма автомобіля

$t_р$ – тривалість реакції водія; $t_{сп}$ – тривалість спрацьовування гальмівної системи; $t_{су}$ – тривалість гальмування зі сталим уповільненням; $t_{рз}$ – тривалість розгальмування

Тривалість реакції водія:

$$t_p = t_{p1} + t_{p2}, \tag{2}$$

де t_{p1} – тривалість психічної реакції водія, с;
t_{p2} – тривалість фізичної реакції водія, с.

Тривалість спрацьовування гальмівної системи:

$$t_{сп} = t_з + t_{ну}, \tag{3}$$

де $t_з$ – тривалість запізнення спрацьовування гальмівної системи, с;
$t_{ну}$ – тривалість підвищення уповільнення, с.

В даному випадку екстрене гальмування розглядається як складна реакція водія. За попередніми дослідженнями середня тривалість реакції водія за умови переносу ноги з педалі акселератора на педаль гальма знаходиться в межах 0,4 – 0,6с [4].

Мета статті

Зменшення тривалості спрацьовування приводу гальмівної системи автомобіля під час екстреного гальмування застосуванням автоматичної системи гальмування.

Задачі дослідження

Для досягнення поставленої мети в роботі визначені наступні задачі:

– проаналізувати сучасні системи приводу гальмівними механізмами легкових автомобілів;

– розглянути гальмівну діаграму та визначити шляхи зменшення тривалості спрацьовування гальмівної системи;

– експериментально визначити, на який час зменшується тривалість спрацьовування гальмівної системи під час екстреного гальмування у разі використання автоматичного приводу гальмівної системи гальмування.

Основний розділ

На автомобілях категорії М1 найчастіше використовується гідравлічний привід гальмівної системи. Гальмівна система з гідравлічним приводом - це симбіоз гідравлічної та електричної системи. Електрична система необхідна не тільки для передачі керуючого сигналу, але й для корегування заданої водієм дії з метою збереження курсової стійкості та керованості транспортного засобу. Ця система має не тільки зворотний зв'язок, але й можливість безпосереднього впливу на виконавчі механізми. Тривалість спрацьовування в цьому випадку обмежена можливостями роботи елементів гідравлічної системи.

Найбільш поширеною на теперішній час є гальмівна система непрямої дії з електрогідравлічним приводом (ЕГП) – це система, де тиск нагнітається за допомогою гідравлічного насоса та розподіляється окремо на кожний робочий циліндр[5].

Основні структурні елементи електрогідравлічного насосно-акумуляторного та плунжерного приводу наведено на рисунках 2 та 3.

ЕГнаП та ЕГпП гальмівної системи досягли максимального рівня інтеграції з автоматичними системами, які підвищують ефективність гальмування сучасних колісних транспортних засобів. Обидві з цих систем дозволяють корегувати тиск та початок гальмування незалежно від дій водія на орган керування.

Розглянувши гальмівну діаграму автомобіля (див. рис.1), робимо висновок, що одним з шляхів зменшення тривалості спрацьовування гальмівної системи та скорочення зупинкового часу є зменшення величин t_{p2} та $t_з$.

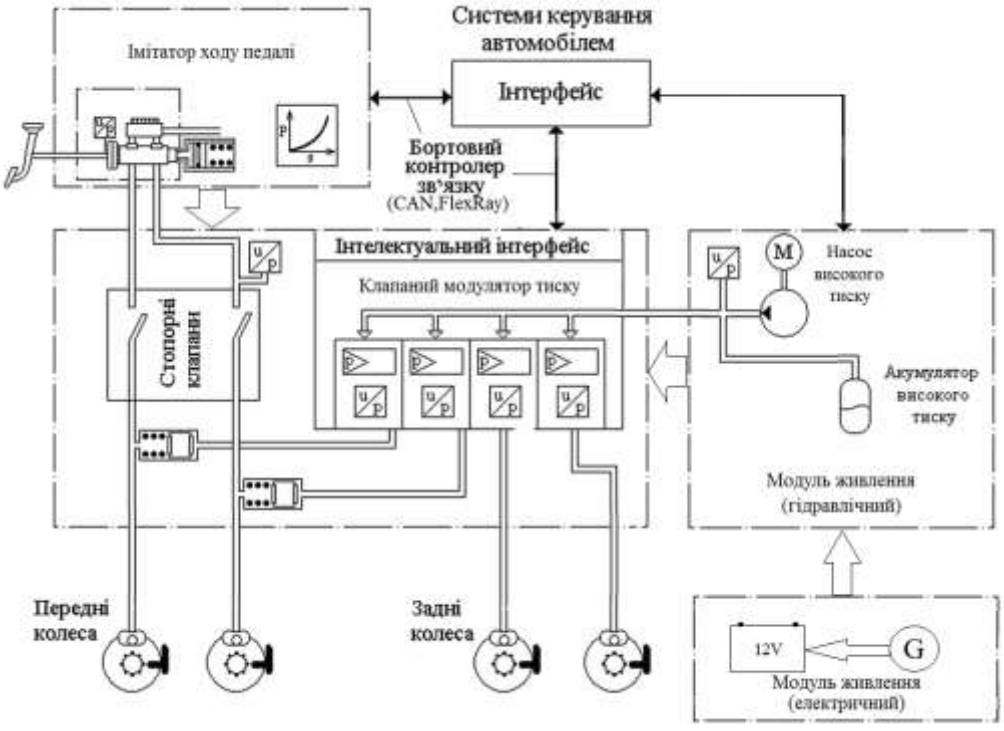


Рис. 2. Елементи електрогідравлічного насосно-акумуляторного приводу гальмівної системи (ЕГнаП)

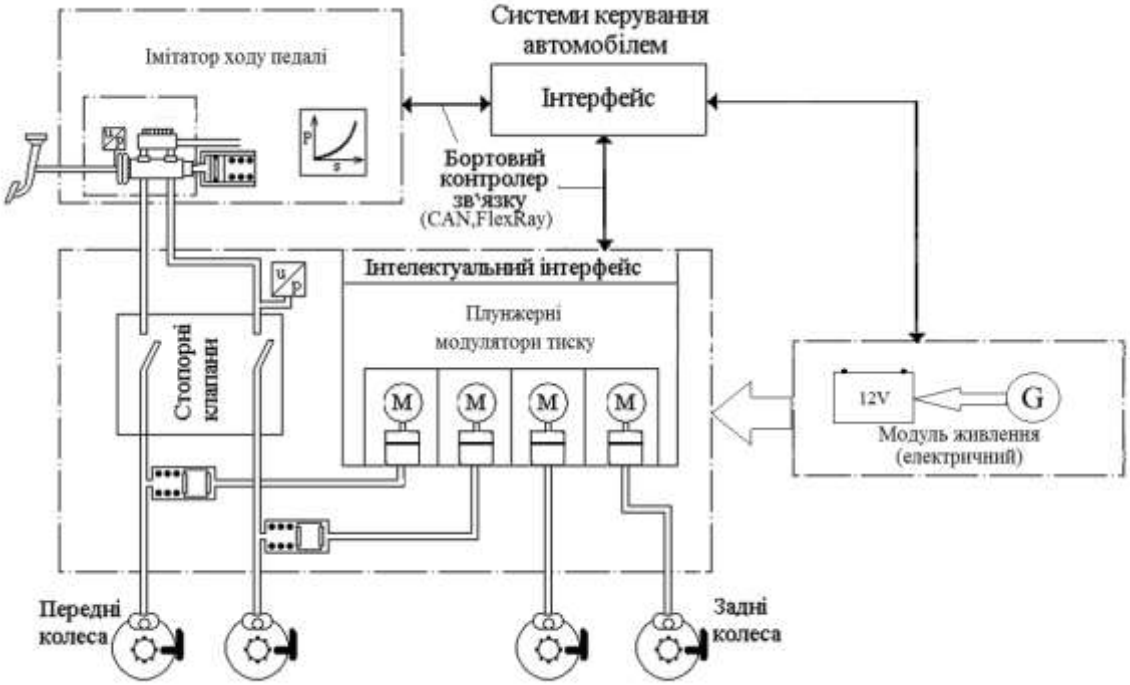


Рис. 3. Елементи електрогідравлічного плунжерного приводу гальмівної системи (ЕГпП)

Процес гальмування з боку дій водія можна поділити на декілька етапів:

– візуальне визначення перешкоди водієм та прийняття рішення про екстрене гальмування;

– відпускання педалі акселератора та перенос ноги на педаль гальма;

– натискання на педаль гальма з послідуючим підвищенням тиску в приводі.

Проведений аналіз показує, що практично є можливість зменшити тривалість спрацьовування гальмівної системи за рахунок виключення часу, що витрачається водієм на другому етапі під час переносу ноги з педалі акселератора на педаль гальма.

З метою визначення часу, що витрачається на перенос ноги з педалі акселератора на педаль гальма, проведено експериментальне дослідження. За допомогою вимірювальної апаратури, встановленої на автомобілі Renault Clio, зафіксовано діаграми положення педалі акселератора та педалі гальма під час екстреного гальмування.

Вимірюваннями визначено:

– положення педалі акселератора за показниками напруги з датчика положення дроселя (рис.4);



Рис. 4. Датчик положення дроселя

– положення педалі гальма за датчиком переміщення (рис.5).



Рис. 5. Датчик положення педалі гальма

Усереднені отримані дані наведено на рисунку 6, де встановлено, що водій витрачає на перенос ноги з педалі акселератора на педаль гальма в середньому 0,23с.

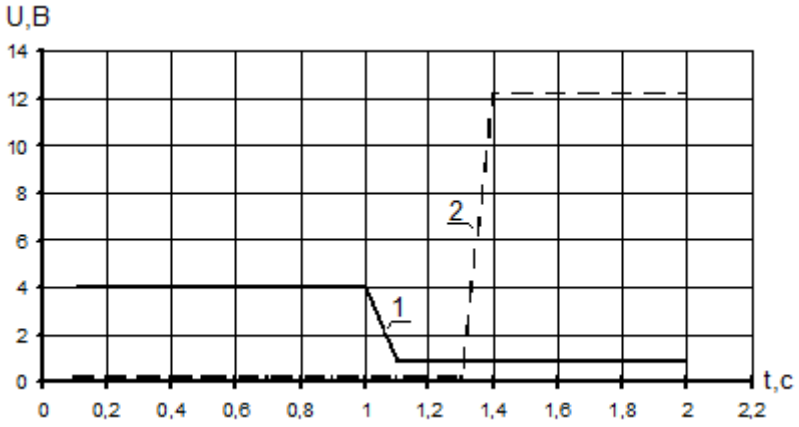


Рис. 6. Результати вимірів положення педалі гальма та акселератора

1 – величина напруги датчика положення педалі акселератора,
2 – величина напруги датчика положення педалі гальма

Висновки

Для зменшення тривалості спрацьовування гальмівної системи з гідравлічним приводом під час екстреного гальмування необхідно запровадити автоматичний привід, який надасть можливість починати підвищувати тиск у системі до початку натискання водієм педалі гальма. Це надасть можливість зменшити зупинковий шлях. У разі руху автомобіля містом зі швидкістю 60км/год, зупинковий шлях скоротиться приблизно на 3,5м.

Список літератури

1. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. / Николай Аркадьевич Бухарин– М.: Машгиз, 1950. – 292 с.

2. Генбом Б.Б. Тормозная диаграмма автомобиля / Б.Б. Генбом, В.А. Демьянюк // Сборник Труды ГСКБ по автобусам. Вып.2. – Львов. – 1970. – С. 134-146.

3. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов / В.П. Тарасик. – СПб.: БХВ Петербург, 2006. – 478с.

4. Романов А.Н. Автотранспортная психология: учеб. Пособие для студ. высш. учеб. заведений/ А.Н. Романов. – М.: Академия, 2002. – 224с.

5. Hac A. Unified Control of Brake and Steer-by-Wire Systems Using Optimal Control Allocation Methods / Aleksander Hac, David Doman, Michael Oppenheimer // Delphi Corporation Air Force Research Laboratories. – 2006-01-0924.

Сосик А.Ю. Пути уменьшения времени срабатывания тормозной системы во время экстренного торможения автомобиля

Аннотация. *Предложен метод уменьшения времени срабатывания привода тормозной системы легкового автомобиля категории М1 путем исключения времени физической реакции водителя из тормозной диаграммы за счет внедрения автоматической системы управления тормозным усилием.*

Ключевые слова: *тормозной момент, время срабатывания, тормозной путь.*

Sosyk A.Y. Ways of reduction the reaction time of braking system during emergency braking car

Abstract. *The method of reduction of reaction time of a drive gear of the braking system of the car category M1 by an exception of time of physical reaction driver of the brake chart due to introduction of an automatic control system of braking power is offered.*

Keywords: *braking torque, operate time, braking distance.*

Стаття надійшла до редакції 01.03.2014 р.

УДК 629.113

САХНО В.П., д.т.н., профессор
Национальный транспортный университет;
ВЕРБИЦКИЙ В.Г. д.ф.-м.н., профессор
Государственный экономико-технологический университет транспорта;
КУПЛИНОВ А.В., аспирант
Национальный транспортный университет;
ЛЫСЕНКО А.А., аспирант
Национальный транспортный университет

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДЕЛИ 4-Х КОЛЕСНОГО ЭКИПАЖА В СРЕДЕ ПАКЕТА MAPLE

Приводится листинг программы численного анализа динамических качеств пространственной маятниковой модели 4-х колесного экипажа, которая включает учет взаимовлияния поперечных и продольных сил, влияние перераспределения вертикальных реакций на параметры стационарных режимов движения и их устойчивость.
Ключевые слова: *колесный экипаж, численное моделирование, устойчивость движения*

Введение

Один из наиболее распространенных подходов проверки непротиворечивости результатов, полученных на основе аналитических методов исследования [1,2], состоит в использовании численных методов. Системы численно-аналитических преобразований [3,4] предоставляют в этом случае весь необходимый спектр средств исследования – итерационные методы поиска стационарных режимов, получение соответствующей линеаризованной системы, нахождение корней характеристического уравнения, построение интегральных кривых и фазовых портретов системы. Полученные на этом пути результаты помогают определить границы «работоспособности» модели (ее адекватности), установить преемственность между последовательностью уточняющихся моделей.

Основная часть

Модель представлена в виде двух сочлененных частей (несущей неподрессоренной и кренящейся подрессоренной), соединенных цилиндрическим шарниром (ось шарнира горизонтальна – совпадает с продольной осью симметрии неподрессоренной платформы). Точка крепления цилиндрического шарнира совпадает с центром инерции несущей платформы C_o; в невозмущенном положении центр инерции подрессоренной части C проектируется в точку C_o. Расстояние между точками C_o *и* C – h. При крене корпуса, возникает восстанавливающий момент пропорциональный углу крена φ (phi) *Kphi* – коэффициент пропорциональности (суммарная жесткость). Массы и моменты инерции частей: *m*1, *m*2, *J*1*zz*, *J*2*xx*, *J*2*xy*, *J*2*yy*, *J*2*xz*, *J*2*yz*, *J*2*zz*. Скорость изменения курсового угла *Ps* (ψ –курсовой угол), скорость изменения угла крена φ (Phi) влияет на полную вертикальную реакцию от опорной поверхности; u – поперечная составляющая скорости точки C_o, а v – ее продольная составляющая;Y_i – сведенные боковые силы на передней и задней осях экипажа, a, b – расстояние точки C_o до передней и задней осей соответственно. Уравнение e1 отвечает переменной u; e2 – ω; e3 – φ.

```
restart:
delta11:=theta-(u+a*omega)/(v-H*omega);
delta12:=theta-(u+a*omega)/(v+H*omega);
```

```
delta21:=(-u+b*omega)/(v-H*omega);
delta22:=(-u+b*omega)/(v+H*omega);
C10:=19;C20:=19;
Y11:=C11*delta11/sqrt(1+(C10*delta11/(fi11))^2);
Y12:=C12*delta12/sqrt(1+(C10*delta12/(fi12))^2);
Y21:=C21*delta21/sqrt(1+(C20*delta21/(fi21))^2);
Y22:=C22*delta22/sqrt(1+(C20*delta22/(fi22))^2);
C11:=-0.0012*Z11^2+19*Z11;
C12:=-0.0012*Z12^2+19*Z12;
C21:=-0.0012*Z21^2+19*Z21;
C22:=-0.0012*Z22^2+19*Z22;
Z11:=Nz*b/(2*l)-Ny*h1*b/(l*(2*H))-(Kphi*phi+BPhi*Phi)*b/(l*(2*H));
Z12:=Nz*b/(2*l)+Ny*h1*b/(l*(2*H))+(Kphi*phi+BPhi*Phi)*b/(l*(2*H));
Z21:=Nz*a/(2*l)-Ny*h1*a/(l*(2*H))-(Kphi*phi+BPhi*Phi)*a/(l*(2*H));
Z22:=Nz*a/(2*l)+Ny*h1*a/(l*(2*H))+(Kphi*phi+BPhi*Phi)*a/(l*(2*H));
fimax:=0.87;
fi11:=fimax;
fi12:=fimax;
fi21:=fimax*sqrt(1-(X21/Z21)^2);
fi22:=fimax*sqrt(1-(X22/Z22)^2);(26)
X21:=Z21/(Z21+Z22)*((m1+m2)*g*(0.0041+0.0041*v/44.7+u*omega/g)+0.5*ro*v^2*Cx*A);
X22:=Z22/(Z21+Z22)*((m1+m2)*g*(0.0041+0.0041*v/44.7+u*omega/g)+0.5*ro*v^2*Cx*A);
Nz:=(m1+m2)*g-m2*Phi^2*h*cos(phi);
Ny:=omega*(m1+m2)*v;
e1:=subs({sin(phi)=0,cos(phi)=1},m1*U+m2*U-m2*PP*h*cos(phi)+m2*Phi*h*sin(phi)*Phi+
+omega*m1*v+omega*m2*v+m2*omega^2*h*sin(phi)-(Y11+Y12)*cos(theta)-(Y21+Y22)):
e2:=subs({sin(phi)=0,cos(phi)=1}, J1zz*Omega+J2yy*Omega*sin(phi)^2+J2zz*Omega*cos(phi)^2-
-J2xy*PP*sin(phi)-J2xz*PP*cos(phi)-2*J2yz*Omega*sin(phi)*cos(phi)+m2*Omega*h^2*sin(phi)^2-
-m2*h*(u*omega*sin(phi)+v*Phi*cos(phi))-a*(Y11+Y12)*cos(theta)+b*(Y21+Y22)):
e3:=subs({sin(phi)=0,cos(phi)=1},J2xx*PP-J2xy*Omega*sin(phi)-J2xz*Omega*cos(phi)-m2*h*cos(phi)*U+
+m2*h^2*cos(phi)^2*PP-2*m2*h^2*cos(phi)*Phi*sin(phi)*Phi-J2yy*omega^2*sin(phi)*cos(phi)+
+J2zz*omega^2*cos(phi)*sin(phi)+2*J2yz*omega^2*cos(phi)^2-J2yz*omega^2+m2*Phi^2*h^2*sin(phi)*cos(phi)-
-m2*omega*h*cos(phi)*v-m2*omega^2*h^2*cos(phi)*sin(phi)+Kphi*phi+BPhi*Phi-m2*g*h*phi):
with(linalg,jacobian):
with(linalg):
ss:=solve({e1,e2,e3},{U,Omega,PP}):
assign(ss):
U1:=subs({u=u(t),omega=omega(t),phi=phi(t),Phi=Phi(t)},U):
Omega1:=subs({u=u(t),omega=omega(t),phi=phi(t),Phi=Phi(t)},Omega):
P1:=subs({u=u(t),omega=omega(t),phi=phi(t),Phi=Phi(t)},PP):
Z22:=subs({u=u(t),omega=omega(t),phi=phi(t),Phi=Phi(t)},Z22):
Z21:=subs({u=u(t),omega=omega(t),phi=phi(t),Phi=Phi(t)},Z21):
fi21:=subs({u=u(t),omega=omega(t),phi=phi(t),Phi=Phi(t)},fi21):
```

Числовые значения параметров:

```
v:=10;theta:=0.2;
g:=9.81;H:=0.8;
h:=0.45;h1:=0.3;
Kr:=1/30;ro:=1.3;A:=2.2;Cx:=0.5;
m1:=200;m2:=830;
l:=2.59;a:=1.06;b:=l-a;
```

```
J1zz:=0;J2xx:=500;J2yy:=0;J2zz:=1600;J2xz:=30;J2yz:=0;J2xy:=0;
Kphi:=40000;BPhi:=2*750;

ss0:=fsolve({subs(Phi=0,U)=0,subs(Phi=0,Omega)=0,subs(Phi=0,PP)=0},{u=0,omega=0,phi=0});
```

Результат:

$$ss0 := \{\phi = 0.06088993676,\ u = 0.1982773227,\ \omega = 0.5923680353\}$$

(параметры кругового стационарного режима)

```
with(LinearAlgebra):
JJak:=evalf(Matrix(subs(Phi=0,jacobian([U,Omega,Phi,PP], [u,omega,phi,Phi])))):
AA := evalf(Matrix(subs(ss0, JJak)));
```

$$AA := \begin{bmatrix} -1.776238438 & -9.219291353 & -33.08110704 & -1.286455898 \\ 0.7620073854 & -1.865168104 & -2.301868628 & 2.245680838 \\ 0. & 0. & 0. & 1. \\ -0.9588217270 & 0.3527143409 & -72.98703671 & -2.863631859 \end{bmatrix}$$

(коэффициенты матрицы линейного приближения в окрестности найденного стационарного режима движения)

```
Re(Eigenvalues(AA));
```

$$\begin{bmatrix} -1.81641576082018 \\ -1.81641576082018 \\ -1.43610343967983 \\ -1.43610343967983 \end{bmatrix}$$

(действительные части корней характеристического уравнения)

```
F:=dsolve({diff(u(t),t)=U1,diff(omega(t),t)=Omega1,diff(phi(t),t)=Phi(t),diff(Phi(t),t)=P1,diff(psi(t),t)=omega(t),
diff(xc(t),t)=v*cos(psi(t))-u(t))*sin(psi(t)), diff(yc(t),t)=v*sin(psi(t))+(u(t))*cos(psi(t)),u(0)=0,omega(0)=0.01,phi(0)=0,
Phi(0)=0,psi(0)=0,xc(0)=0,  yc(0)=0},{u(t),omega(t),phi(t),Phi(t),psi(t),xc(t),yc (t)},numeric,output=listprocedure);
```

```
with(plots):
odeplot(F,[t,phi(t)],0..10);
```

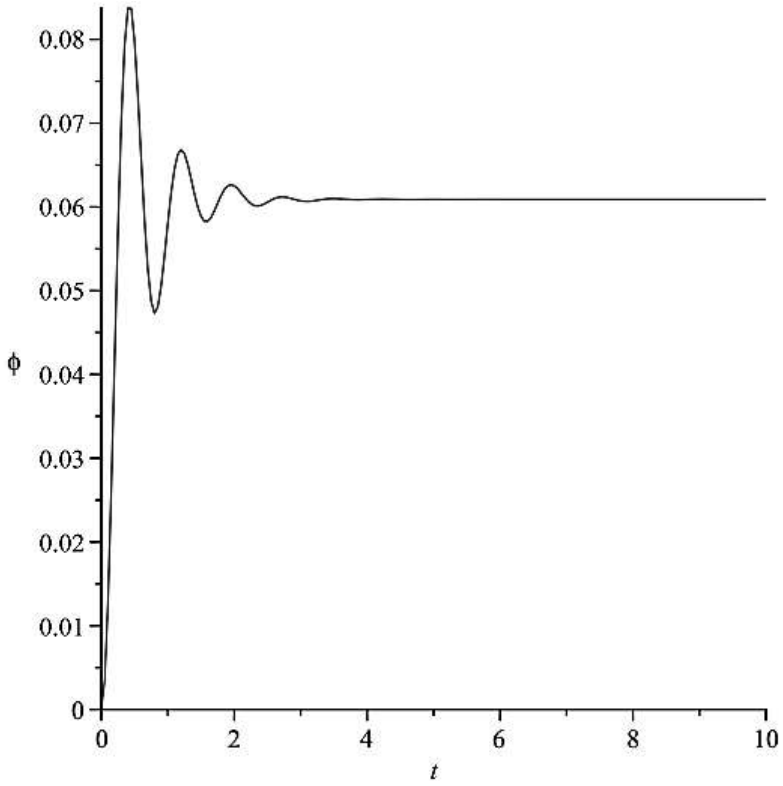


Рис. 1 Интегральная кривая φ(t)

```
odeplot(F,[xc(t),yc(t)],0..13);
```

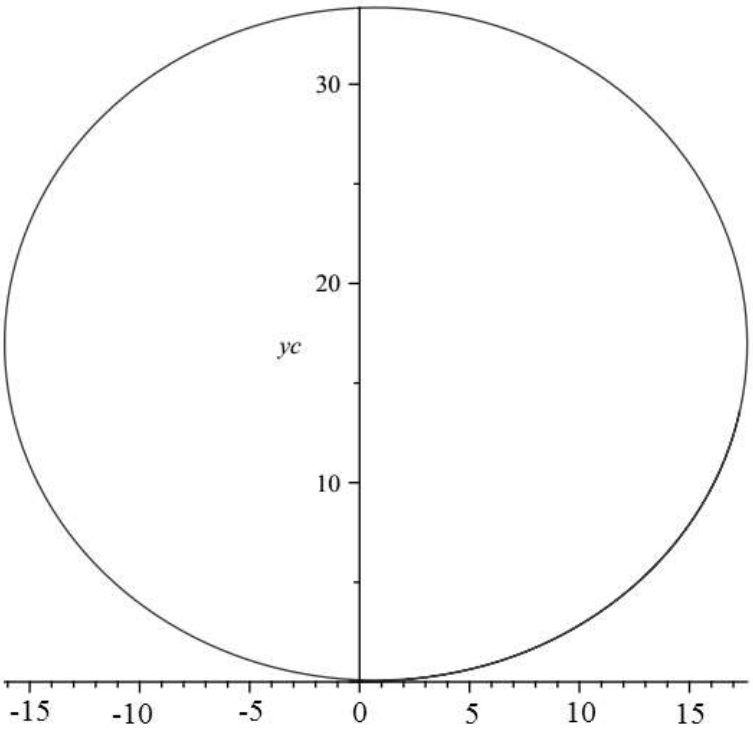


Рис. 2 Траектория центра масс, отвечающая стационарному режиму движения

```
odeplot(F,[t,fi21],0..10);
```

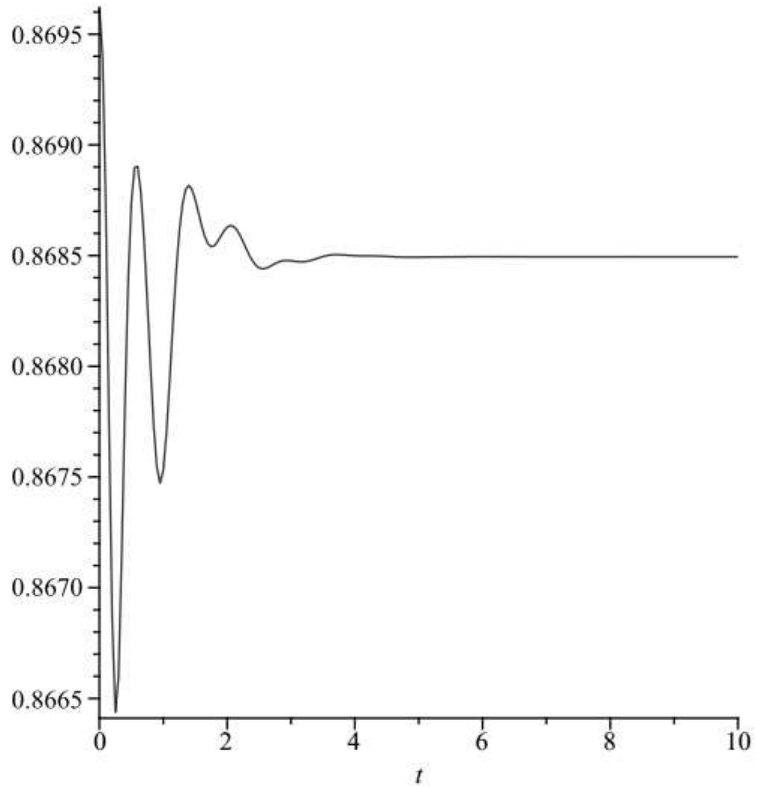


Рис. 3 Изменение коэффициента сцепления на внутреннем колесе задней оси

```
odeplot(F,[[t,Z21],[t,Z22]],0..10);
```

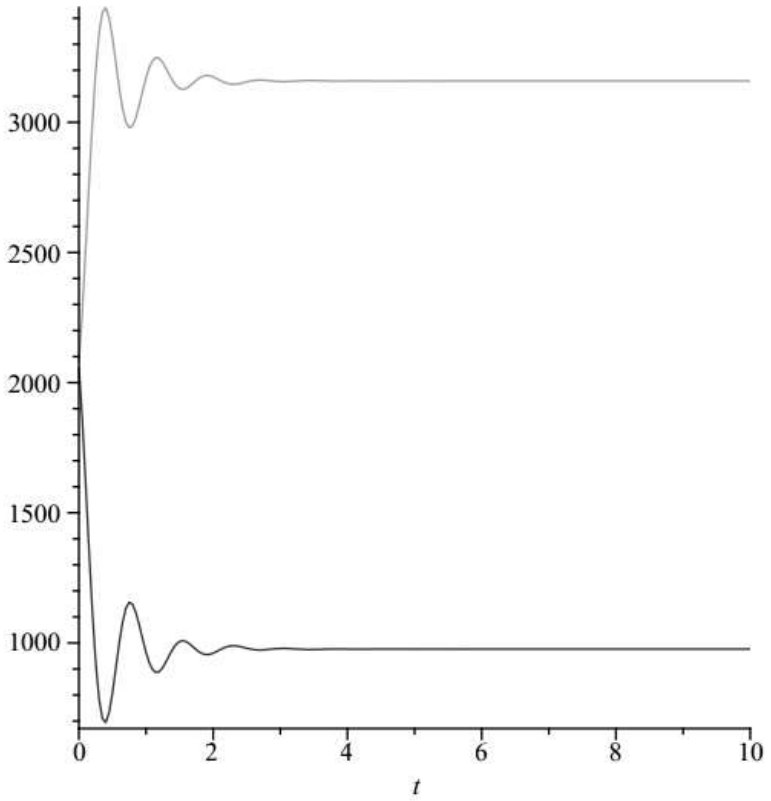


Рис. 4 Изменение вертикальных нагрузок на внешнем колесе задней оси – верхний график, на внутреннем колесе – нижний график

```
odeplot(F,[[t,-0.0012*Z21^2+19*Z21],[t,-0.0012*Z22^2+19*Z22]],0..10);
```

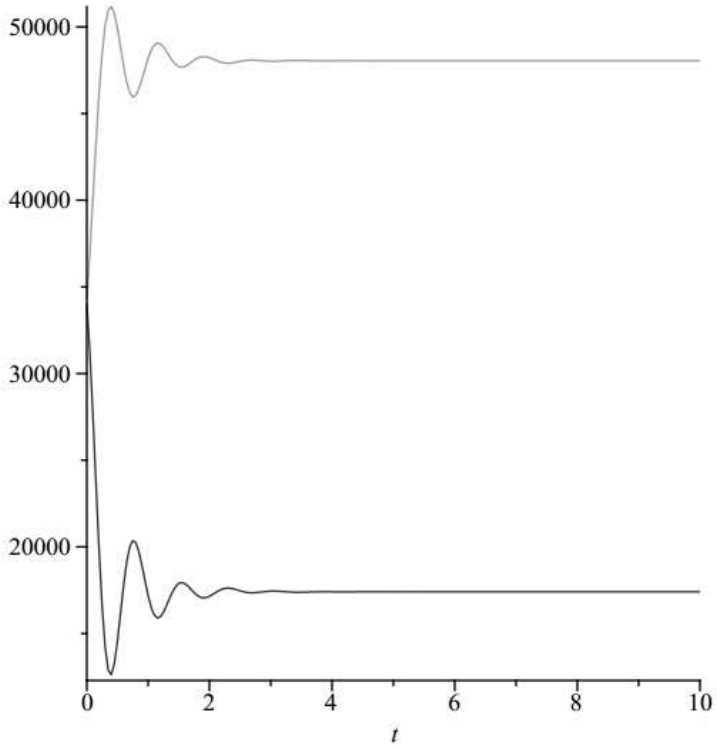


Рис. 5 Изменение коэффициентов сопротивления уводу на внешнем колесе задней оси – верхний график, на внутреннем колесе – нижний график)

Выводы

Проведен анализ динамических качеств пространственной модели колесного экипажа на основе численных методов пакета MAPLE. Визуальное представление результатов анализа дает возможность оценить преемственность в последовательно уточняющихся моделях и определить наиболее «весомые» звенья этой последовательности.

Список литература

1. Управляемость и устойчивость автомобиля; пер. с англ. к.т.н. В.И. Котовского; под ред. д.т.н. А.С. Литвинова. – М.: Машгиз, 1963. – 267 с.

2. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. «Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин», Киев: Наукова Думка; 1990г. – 232 с.

3. Говорухин В., Цибулин В. Компьютер в математическом исследовании. Учебный курс.— СПб.: Питер, 2001. — 624 с.

4. Погорелов Д.Ю. «Введение в моделирование динамики систем тел», Учеб пособие, Брянск, БГТУ, 1997 г, 156 с.

Сахно В.П., Вербицький В.Г. Куплінов А.В, Лисенко О.О. Чисельний аналіз просторової моделі 4-х колісного екіпажа в середовищі пакету MAPLE

Анотація. *Приводиться лістінг програми чисельного аналізу динамічних якостей просторової маятникової моделі 4-х колісного екіпажа, яка включає врахування взаємовпливу поперечних і поздовжніх сил, вплив перерозподілу вертикальних реакцій на параметри стаціонарних режимів руху і їх стійкість.*

Ключові слова: *колісний екіпаж, чисельне моделювання, стійкість руху*

Sahno V.P., Verbitsky V.G. Kuplinov A.V, Lysenko A.A. Numerical analysis of spatial models 4-wheeled vehicle in the environment of MAPLE

Abstract. *Provides a listing of program for numerical analysis of dynamic spatial qualities pendulum model 4 wheeled vehicle, which includes consideration of the mutual influence of the transverse and longitudinal forces, the impact of vertical redistribution reactions on the parameters of stationary regimes of motion and stability.*

Keywords: vehicle, numerical modeling, stability of motion.

Стаття надійшла до редакції 11.02.2014 р.

УДК 629.11

САХНО В.П., д.т.н., професор; КОРПАЧ О.А., асистент,
Національний транспортний університет, м. Київ

ДО ОПТИМІЗАЦІЇ РЯДУ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

В статті проведено постановку задачі з оптимізації передаточних чисел трансмісії автомобіля з метою покращення його експлуатаційних властивостей.
Ключові слова: *критерії оптимізації, передаточні числа, параметри об'єкта оптимізації, трансмісія автомобіля*

Постановка проблеми

Оптимізація конструктивних параметрів автомобіля є одним з найбільш важливих шляхів підвищення технічного рівня, продуктивності, економічності й ефективності використання автомобілів. Процес оптимізації лежить в основі всієї інженерної діяльності, оскільки класичні функції інженера полягають у тому, щоб, з одного боку, проектувати нові, більш ефективні і менш дорогі технічні системи і, з іншого боку, розробляти методи підвищення якості функціонування існуючих систем.

Вибір передаточних чисел трансмісії – задача, що завжди виникає в процесі проектування автомобіля. Проте, точних розрахункових способів її вирішення не існує. Тому конструктор змушений використовувати дані по трансмісіям – аналогам або, виконавши наближені розрахунки і виробивши зубчасті передачі, доводити їх експериментально так, щоб вони найкращим чином забезпечували задані тягово-швидкісні характеристики, паливну економічність та токсичність автомобіля. Проте, це є вкрай економічно не доцільно, і не гарантує дійсно оптимальний вибір передаточних чисел.

Аналіз останніх досліджень

Питанню вибору раціональних параметрів трансмісії присвячено велика кількість досліджень, серед яких особливої уваги заслуговують роботи Фількіна М.М. [1], Кондрашкіна А.С. [2], Сітовського О.П. [3], Горбахи М.М. [4] та ін.

Мета статті

Постановка задачі і вибір методів проведення оптимізації ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля.

Основна частина

Оптимізація являє собою сукупність математичних результатів і чисельних методів, орієнтованих на знаходження та ідентифікацію найкращих варіантів з безлічі альтернатив і дозволяють уникнути повного перебору і оцінювання можливих варіантів. Для того, щоб використовувати математичні результати й чисельні методи теорії оптимізації для вирішення конкретних інженерних задач, необхідно встановити межі в інженерній системі, що підлягає оптимізації, визначити характеристичний критерій, на основі якого можна провести аналіз варіантів з метою отримання «найкращого», здійснити вибір внутрішньо-системних змінних, які використовуються для визначення характеристик та ідентифікації варіантів, і, нарешті, побудувати модель, що дозволяє мінімізувати або максимізувати цільову функцію. [5]

Будь-яка задача з оптимізації складається з певних етапів (рис.1) [6]:

– Вибір критерію оптимальності і визначення цільової функції.
– Встановлення необхідних обмежень.
– Побудова математичної моделі об'єкта оптимізації.
– Вибір методу оптимізації.
– Проведення оптимізації.

Критерій оптимальності – ознака, на підставі якого проводиться порівняльна оцінка можливих рішень (альтернатив) і вибір найкращого. Незалежно від того, який критерій вибирається при оптимізації, «найкращому» варіанту завжди відповідає мінімальне або максимальне значення характеристичного показника функціонування системи.



Рис. 1. Етапи вирішення задачі з оптимізації

В залежності від кількості критеріїв оптимізації виділяють одно- та багатокритеріальну оптимізацію. Проте, навіть у випадку багатокритеріальної оптимізації всі критерії зводять до одного узагальнюючого або переходять до однокритеріальної оптимізації шляхом введення обмежень, адже неможливо отримати рішення, яке, наприклад, забезпечувало б одночасно максимально можливу швидкість руху автомобіля та мінімальні час і шлях розгону, витрату палива і токсичність відпрацьованих газів. Узагальнюючий критерій може бути представленим у вигляді адитивного критерію, якщо суттєве значення мають абсолютні значення критеріїв при вибраному векторі параметрів, мультиплікативного критерію, якщо суттєву роль грає зміна абсолютних значень часткових критеріїв при варіації вектору параметрів та мінімаксному (максимінному) критерію, якщо стоїть задача досягнення рівності нормованих значень суперечливих критеріїв при варіації векторів параметрів.

Вимоги, які ставляться до критерію оптимізації:

1. Критерій оптимальності має виражатися кількісно.
2. Критерій оптимальності має бути єдиним (або узагальнюючим).
3. Критерій оптимальності має мати зрозумілу фізичну суть та бажано легко розраховуватися.

В якості критерію оптимальності при оптимізації експлуатаційних властивостей доцільно обрати прискорення, час і шлях розгону до заданої швидкості, максимальний підйом, що долається, на першій та останній передачі, середня швидкість руху на дорозі змінного поздовжнього профілю, середня швидкість руху на асфальтобетонній дорозі і дорозі з перехідними типами покриття, опір якої задано ймовірнісним законом розподілу, контрольна витрата палива, середня витрата палива в заданих умовах руху, витрата палива при усталеному русі з різними швид-

костями, витрата палива у міському їздовому циклі, витрата палива на асфальтобетонній дорозі та дорозі з перехідними типами покриття, сумарну приведену токсичність до СО, тощо.

Складність вибору цільової функції полягає в тому, що будь-який технічний об'єкт, автомобіль у тому числі, має векторний характер критеріїв оптимальності (багатокритеріальність). Причому, поліпшення одного з вихідних параметрів, як правило, призводить до погіршення іншого, тому що всі вихідні параметри в більшому або меншому ступені є функціями тих самих керованих параметрів і не можуть змінюватися незалежно один від одного [2].

В якості цільової функції доцільно використовувати залежності показників експлуатаційних властивостей автомобіля від передаточного числа трансмісії. Наприклад, для оптимізації показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля доцільно використовувати залежність часу розгону автомобіля до максимальної швидкості від передаточного числа на кожній з передач.

Після вибору цільової функції досить важливим є завдання обмежень. Залежно від поводження цільової функції може виникнути необхідність у накладенні функціональних обмежень у вигляді рівностей або нерівностей на вхідні параметри, а також у необхідності проведення нормування, тобто подання керованих параметрів безрозмірними або величинами однієї розмірності.

За необхідності накладення обмежень існує два підходи до розв’язання завдань оптимізації (рис. 2). Перший підхід орієнтовано на пошук безумовного екстремуму функції, тобто визначення максимуму або мінімуму функції, без накладання певних обмежень. Постановка завдання вибору оптимальних параметрів трансмісії автомобіля така, що його можна вирішувати тільки методами нелінійного програмування багатомірного пошуку. Це пояснюється тим, що цільова функція й обмеження описуються нелінійними залежностями від вектора керованих параметрів, для визначення яких застосовують методи безумовної оптимізації, які, в свою чергу, підрозділяють на методи нульового, першого й другого порядку. У методах нульового порядку (прямих методах) використовуються тільки значення самої цільової функції. Для методів першого порядку необхідно обчислювати як значення цільової функції, так і її перші часткові похідні (градієнтні методи). У методах другого порядку пошук екстремуму здійснюється за допомогою значень цільової функції, її перших і других похідних. При цьому необхідно виконати обґрунтований вибір методів умовної або безумовної оптимізації параметрів трансмісії автомобіля, що можуть експлуатуватися у різних дорожніх умовах.



Рис. 2 Підходи до рішення завдань оптимізації

Другий підхід заснований на тому, що завдання оптимізації параметрів трансмісії автомобіля є завданням умовної оптимізації з обмеженнями. При цьому застосування методу штрафних функцій й інших методів дає можливість переходу від умовної оптимізації до завдання безумовної оптимізації.

При оптимізації ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля, доцільно використовувати другий підхід, адже зазвичай цільова функція не є функцією однієї змінної.

Проте, ввівши ряд обмежень цільову функцію можна привести до вигляду неперервної унімодальної функції однієї змінної, а її екстремуми і будуть шуканими оптимальними рішеннями.

Після визначення критеріїв оптимальності та цільової функції, а також накладення необхідних обмежень наступним етапом є побудова математичної моделі об'єкту оптимізації

Математична модель об'єкту оптимізації може бути представлена у вигляді залежностей вхідних ($\overline{X}$), вихідних ($\overline{Y}$), керованих ($\overline{U}$) та неконтрольованих ($\overline{Z}$) параметрів (рис. 3) У тому випадку, коли вплив на об'єкт оптимізації випадкових процесів незначний, неконтрольованими параметрами можна знехтувати.

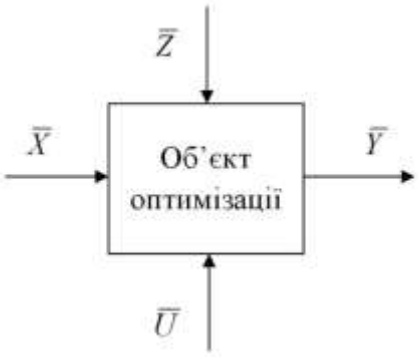


Рис. 3. Параметри об'єкту оптимізації

При використанні в якості об'єкту оптимізації автотранспортного засобу вхідними параметрами $\overline{X}$ можуть бути геометричні, масові параметри автомобіля, енергетичні параметри силової установки, параметри окремих вузлів і агрегатів, параметри, які оцінюють дорожні, кліматичні умови тощо. Керованими параметрами $\overline{U}$ при оптимізації передаточних чисел трансмісії є передаточні числа коробки передач, головної передачі, додаткової коробки. Вихідними параметрами $\overline{Y}$ є показники експлуатаційних властивостей автомобіля.

Об'єкт оптимізації описується за допомогою аналітичних залежностей, що встановлюють необхідні взаємозв'язки між окремими функціональними елементами об'єкту оптимізації та впливу на нього зовнішніх факторів.

В залежності від виду задачі, що вирішується, обирається необхідний метод оптимізації.

Постановка задачі оптимізації ряду передаточних чисел трансмісії автомобіля така, що після переходу від багатомірної оптимізації, шляхом введення обмежень, доцільно використовувати методи глобальної одномірної оптимізації.

До методів одномірної оптимізації належать: методи виключення інтервалів (метод рівномірного пошуку, метод ділення інтервалу навпіл, метод золотого січення та ін.), методи поліноміальної апроксимації (квадратична апроксимація, метод Пауела), методи з використанням похідних (метод Ньютона-Рафсона, метод середньої точки, метод січних) тощо [5].

Серед всіх наведених методів одномірної оптимізації при визначенні рядів передаточних чисел трансмісії автомобіля при використанні двигунів різної потужності найбільш доцільно використовувати методи виключення інтервалів, адже вони не потребують додаткової апроксимації цільової функції та не потребують можливості її диференціювання, що в деяких випадках неможливо.

Висновки

Оптимізація будь-якої технічної системи, в тому числі й автомобіля, дозволяє ще на етапі проектування визначити і обрати такі параметри, які б забезпечували найкращі економічні, фу-

нкціональні та експлуатаційні властивості. В результаті значно знижуються витрати і підвищується ефективність спроектованої конструкції.

Список літератури

1. Филькин Н.Н. Оптимизация передаточных чисел и количества ступеней трансмиссии легкового автомобиля: автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигатели и энерг. установки» / Н.Н. Филькин – М., 1990. – 21 с.

2. Кондрашкин А.С. Методика оптимизации параметров энергосиловой установки автомобиля / А.С. Кондрашкин, Н.М. Филькин, В.Ю. Сальников // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 4. – С. 32 – 33.

3. Сахно В.П., Сітовський О.П. До визначення передаточних чисел коробки передач легкового автомобіля підвищеної прохідності малого класу / В.П. Сахно, О.П. Сітовський // АВІА –2001. ІІІ Міжнародна наукова конференція (24-26 квітня 2001 року, Київ, Україна). – Збірник наукових праць. – Том 4. – С. 156 – 159.

4. Горбаха М.М. Покращання показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів при їх переобладнанні. Автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.22.02 / М.М. Горбаха; Нац. трансп. ун-т. — К., 2006. — 20 с. — укр.

5. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Том 1 / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. – М.: Мир, 1986. – 348 с.

6. Рейзлин В.И. Численные методы оптимизации / В.И. Рейзлин. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 105 с.

Сахно В.П., Корпач А.А. К оптимизации ряда передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Аннотация. *В статье проведена постановка задачи по оптимизации передаточных чисел трансмиссии автомобиля с целью улучшения его эксплуатационных свойств.*

Ключевые слова: *критерии оптимизации, передаточные числа, параметры объекта оптимизации, трансмиссия автомобиля*

Sakhno V.P., Korpach O.A. To optimization vehicle transmission ratios

Abstract. *The article provides formulation of the problem of optimization vehicle transmission ratios to improve its performance properties.*

Keywords: *optimization criterion, transmission ratios, parameters of the object optimization, vehicle transmission*

Стаття надійшла до редакції 25.02.2014 р.

УДК 629.113

САХНО В.П., д.т.н., професор,
Національний транспортний університет, м. Київ;
КУЗНЄЦОВ Р.М., к.т.н., доцент, ПАВЛЮК В.І., к.т.н., асистент,
Луцький національний технічний університет, м. Луцьк

ДО РОЗРОБКИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

У статті отримана система диференціальних рівнянь, що описує рух легкового автомобіля. Врахування кутового ефекту в характеристиці бічного відведення дозволяє дослідити вплив неоднорідної жорсткісної характеристики кожної шини на курсову стійкість руху легкового автомобіля
Ключові слова. *автомобіль, стійкість, рівняння, рух, критична швидкість, шина, відведення, вісь*

Вступ

Більшість дослідників при дослідженні КСР автомобіля використовує велосипедну схему (не враховується колія автомобіля), але це обмежує їх можливості з огляду на різницю характеристик шин лівого та правого бортів автомобіля та неможливість врахування особливостей характеристик кожної з чотирьох шин, що встановлені на автомобіль. Це може суттєво вплинути на результати досліджень області керованості та стійкості руху легкових автомобілів [1]. Тому **метою роботи** є розробка розрахункової схеми легкового автомобіля, яка дозволяє дослідити КСР з урахуванням жорсткісної неоднорідності шин, що досягається введенням колії автомобіля та врахуванням в моделі характеристик кожної з чотирьох шин.

Результати досліджень

Для створення математичної моделі необхідно прийняти низку спрощень, які б з одного боку не порушили уявлення про реальні процеси, що відбуваються при русі автомобіля, а з іншого дозволили б понизити рівень диференціальних рівнянь з метою полегшення їх аналізу. Нижче наведено ці спрощення [2]:

– рух автомобіля проходить по рівній горизонтальній поверхні;

– кутові коливання керованих коліс у вертикальній площині відносно повздовжньої вісі автомобіля відсутні, тобто не враховуються гіроскопічні моменти на керованих колесах;

– відсутня підвіска – відсутній крен – виключення даного ступеня свободи не заважає розумінню поведінки автомобіля. Теорії з таким припущенням не в стані дати точного кількісного уявлення про автомобілі, що мають значний крен (так звані американські автомобілі), але більшість автомобілів обмежені за креном, тобто це припущення дає задовільне наближення;

– тягове зусилля при повороті розподіляється порівну між задніми ведучими колесами, не змінюється за величиною, не впливає на опір відведенню;

– величина тягової сили, що утворюється, достатня для подолання опору руху;

– величина поступальної швидкості є постійною на всіх поворотах, тобто прискорення в повздовжньому напрямку $v' = 0$;

– кути повороту керованих коліс рівні між собою;

– кути розвалу дорівнюють нулю, оскільки бічна сила, що спричинена розвалом, не залежить від сил, що виникають в результаті кочення колеса з відведенням;

– в шарнірах рульового приводу відсутні люфти;

– рульове керування закріплене;

– бічна сила описується, як функція від кута відведення;

– стабілізуючий момент, що створюється за рахунок пружних властивостей шини, не враховується, оскільки він має другорядне значення при описанні автомобіля із закріпленим рульовим керуванням, але стає першорядним при визначенні навантажень в механізмі рульового керування [3].

Для створення математичної моделі розглянемо процес руху легкового автомобіля з математичної точки зору. Розрахункову схему легкового автомобіля представлено на рис. 1.

Траєкторія руху моделі автомобіля розглядається відносно нерухомої декартової системи координат XY. Рівняння плоскопаралельного руху моделі розглядаються в рухомій декартовій системі координат x_0y_0, що незмінно пов'язана з автомобілем. Кут γ – курсовий кут, кути $\theta 11$ та $\theta 12$ – кути повороту передніх керованих коліс.

Схема являє собою одномасову плоску модель автомобіля, який має дві осі – ведучу та керовану. На керованій осі два колеса, що повертаються окремо. До кожного з коліс автомобіля прикладено повздовжню та бічну сили, відповідно для ведучих – тягові сили та сили бічного відведення, для керованих – сили опору кочення та сили бічного відведення. Центр мас знаходиться в т. С, відстань від якої до передньої та задньої вісей a і b. Автомобіль має колію KOL. Відстань від центру мас до коліс лівого та правого бортів дорівнює H, тобто

$$H = \frac{KOL}{2}.$$

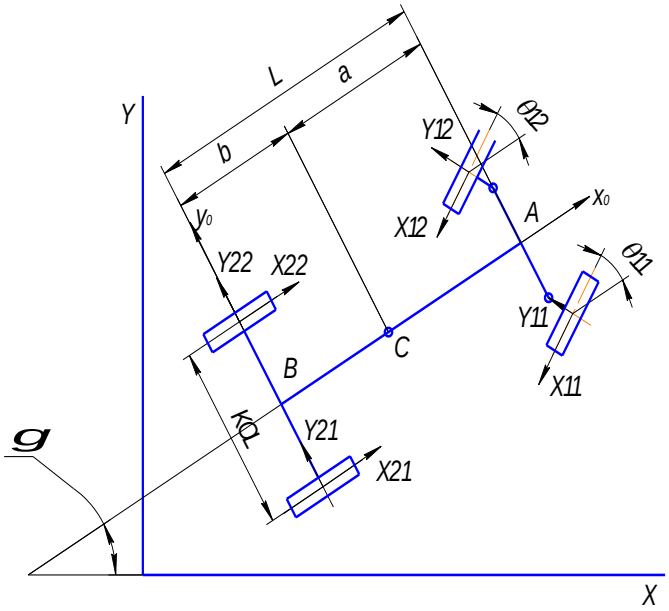


Рис. 1. Розрахункова схема легкового автомобіля

При отриманні рівнянь руху автомобіля використовується кінематика плоскопаралельного руху твердого тіла, яка зводиться до кінематики прямої на площині [4]. Траєкторії кінців відрізка прямої, що незмінно пов`язана з плоским тілом, однозначно визначають траєкторії точок всього тіла. Наприклад, якщо точка С – полюс, А – довільна точка фігури, а ω – кутова швидкість обертання навколо полюса, то швидкість точки А буде дорівнювати сумі швидкостей полюса (V_C) та швидкості точки А навколо полюса С(V_{AC}):

$$\bar{V}_A = \bar{V}_C + \bar{V}_{AC}.$$

Причому

$$\bar{V}_{AC} = \bar{\omega} \times \overline{CA}.$$

Знайдемо кути відведення коліс передньої осі автомобіля з керованими колесами. Швидкість точок контакту лівого переднього колеса (рис. 2, 3)

$$\bar{V}_D = \bar{V}_C + \bar{V}_{DC},$$

де $\bar{V}_C$ – швидкість центру мас автомобіля;

$\bar{V}_{DC} = \bar{\omega} \times \bar{r}_D$ – швидкість точок контакту лівого колеса відносно полюса С;

$\bar{r}_D$ – відстань від центру мас до точок контакту лівого переднього колеса CD;

$\bar{\omega}$ – кутова швидкість автомобіля.

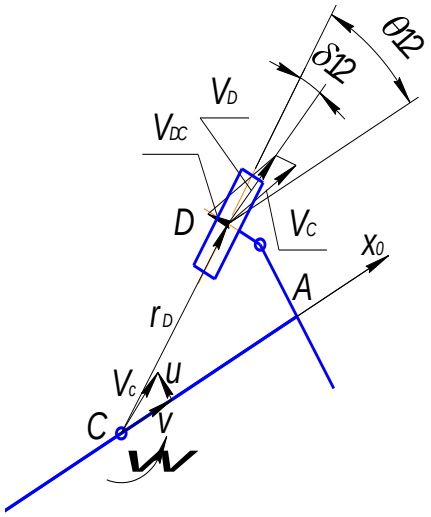


Рис. 2. Схема для визначення швидкості точки контакту лівого переднього колеса

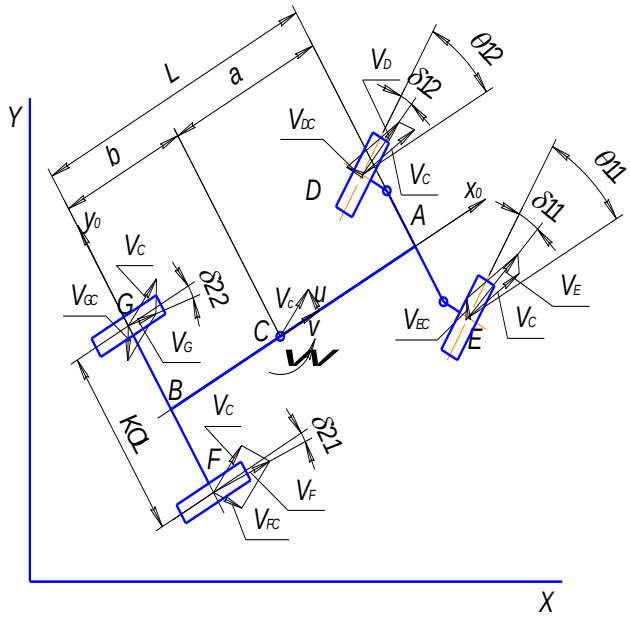


Рис.3. Схема для визначення швидкостей точок контакту та кутів відведення коліс

Аналогічно для правого переднього колеса (рис. 3)

$$\bar{V}_E = \bar{V}_C + \bar{V}_{EC};$$

$$\bar{V}_{EC} = \bar{\omega} \times \bar{r}_E.$$

Для заднього лівого колеса (рис. 3)

$$\bar{V}_G = \bar{V}_C + \bar{V}_{GC};$$

$$\bar{V}_{GC} = \bar{\omega} \times \bar{r}_G.$$

Для заднього правого колеса (рис. 3)

$$\bar{V}_F = \bar{V}_C + \bar{V}_{FC};$$

$$\bar{V}_{FC} = \bar{\omega} \times \bar{r}_F.$$

Для кожного колеса можна записати наступні вирази (рис. 3)

$$\operatorname{tg}(\theta 12 - \delta 12) = \frac{(\bar{V}_D)_{y_0}}{(\bar{V}_D)_{x_0}};\ \operatorname{tg}(\theta 11 - \delta 11) = \frac{(\bar{V}_E)_{y_0}}{(\bar{V}_E)_{x_0}};$$

$$\operatorname{tg}(\theta 22 - \delta 22) = \frac{(\bar{V}_G)_{y_0}}{(\bar{V}_G)_{x_0}};\ \operatorname{tg}(\theta 21 - \delta 21) = \frac{(\bar{V}_F)_{y_0}}{(\bar{V}_F)_{x_0}},$$

де $(\bar{V}_D)_{y_0}, (\bar{V}_E)_{y_0}, (\bar{V}_G)_{y_0}, (\bar{V}_F)_{y_0}$ – проекції векторів швидкостей на вісь y_0 рухомої системи координат;

$(\bar{V}_D)_{x_0}, (\bar{V}_E)_{x_0}, (\bar{V}_G)_{x_0}, (\bar{V}_F)_{x_0}$ – проекції векторів швидкостей на вісь x_0 рухомої системи координат.

Проекції векторів швидкостей на відповідні осі рухомої системи координат розраховуються за наступними залежностями

$$(\bar{V}_D)_{y_0} = (\bar{V}_E)_{y_0} = u + \omega a;$$

$$(\bar{V}_G)_{y_0} = (\bar{V}_F)_{y_0} = u - \omega b;$$

$$(\bar{V}_D)_{x_0} = v + \omega H;$$

$$(\bar{V}_E)_{x_0} = v - \omega H;$$

$$(\bar{V}_G)_{x_0} = v + \omega H;$$

$$(\bar{V}_F)_{x_0} = v - \omega H,$$

де u – поперечна складова швидкості центру мас автомобіля;

v – повздовжня складова швидкості центру мас автомобіля.

Тоді, кути відведення керованих коліс ($\delta 11, \delta 12$) передньої вісі

$$\delta 11 = -\theta 11 + \operatorname{arctg}\left(\frac{u + \omega a}{\nu - \omega H}\right);$$

$$\delta 12 = -\theta 12 + \operatorname{arctg}\left(\frac{u + \omega a}{\nu + \omega H}\right).$$

Кути відведення для некерованих коліс ($\delta 21, \delta 22$) задньої вісі

$$\delta 21 = \operatorname{arctg}\left(\frac{u - \omega b}{\nu - \omega H}\right);$$

$$\delta 22 = \operatorname{arctg}\left(\frac{u - \omega b}{\nu + \omega H}\right).$$

Оскільки кути відведення коліс автомобіля залежать від їх навантаження, визначимо вертикальні навантаження на осі легкового автомобіля:

– навантаження на передню вісь

$$G1 = \frac{mgb}{L}.$$

– навантаження на задню вісь

$$G2 = \frac{mga}{L}.$$

Для кожного колеса передньої вісі навантаження складе

$$Z11 = Z12 = \frac{mgb}{2L},$$

а для кожного з коліс задньої вісі

$$Z21 = Z22 = \frac{mga}{2L}.$$

При русі автомобіля в контакті колеса з дорогою виникає бічне відведення, отже, в рівняння руху математичної моделі необхідно ввести залежності, що описують сили бічного відведення. Для цього буде застосовано модель кочення колеса І. Рокара, яка завдяки своїй математичній простоті та здатністю описання основної властивості еластичного колеса рухатись із відведенням, отримала найбільше поширення при дослідженні стійкості руху автомобіля. Залежність Рокара негроміздка і досить зручна для використання при розрахунках та має наступний вигляд

$$Y = k \cdot \delta, \tag{1}$$

де k – коефіцієнт опору бічного відведення, що визначається тангенсом кута нахилу лінії, що характеризує залежність бічної сили від кута відведення, Н/рад.

На жаль, досліджень щодо характеристик бічного відведення шин, які використовуються на автомобілях сьогодні обмаль. Крім того, існуючі залежності мають протиріччя при описанні взаємодії шини та дороги при русі автомобіля. Тому є необхідність в отриманні такої залежності, для чого необхідно провести експериментальні дослідження і отримати характеристики бічного відведення для шин, що експлуатуються на легкових автомобілях.

Шинам притаманна силова неоднорідність, тому необхідно застосувати додаткові коректувальні параметри, що дозволять більш детально визначати характер взаємодії шини з дорогою. З одного боку, це безпосередньо буде впливати на безпеку руху, з іншого – може являти самостійний теоретичний інтерес, оскільки неоднорідність може характеризувати рівень досконалості шини при виробництві (і експлуатації), а може бути задана при проектуванні та виробництві шин.

Жорсткісна неоднорідність шин призводить до зміщення графіку бічного відведення, що пропонується врахувати шляхом введення в формулу (1) додаткових величин δ_0 та Y_0, тобто

$$Y = k(\delta \pm \delta_0) \pm Y_0, \qquad (2)$$

де δ_0 – кут відведення, що обумовлений наявністю в шині кутового ефекту;

Y_0 – складова бічної сили, що обумовлена наявністю в шині конічного ефекту.

Оскільки в даній роботі досліджується вплив на курсову стійкість тільки нових шин, які можуть мати тільки кутовий ефект, то рівняння, що буде введено до математичної моделі для дослідження КСР, прийме вигляд

$$Y = k(\delta \pm \delta_0). \qquad (3)$$

Характер впливу кутового ефекту на бічне відведення зображено на рис. 4.

Рівняння (3) дозволяє врахувати силову неоднорідність шини, що обумовлена наявністю кутового ефекту. Це дає можливість враховувати в математичній моделі жорсткісну неоднорідність при дослідженні курсової стійкості руху легкового автомобіля.

У контакті кожного колеса із дорогою діють сили – поперечні та повздовжні; оскільки кожне з коліс автомобіля може мати індивідуальні характеристики, то ці сили можуть призвести до виникнення моменту відносно центру мас автомобіля. Отже, необхідно врахувати вклад кожного колеса в створення цього моменту.

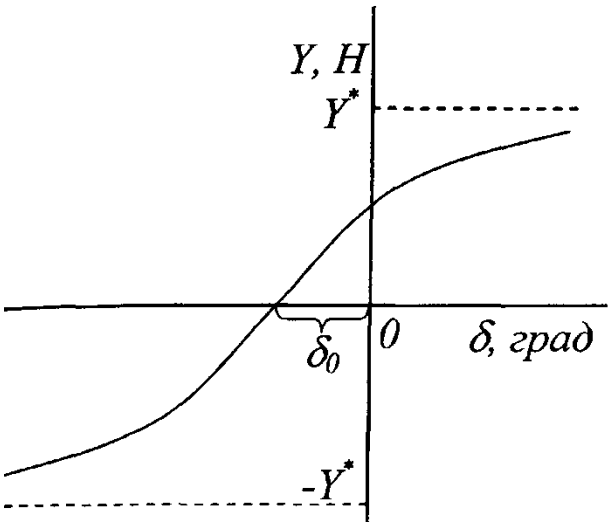


Рис.4. Залежність бічної сили від кута відведення при наявності в шині кутового ефекту

Момент відносно полюса С від сил, що діють в довільній точці А (рис. 5) знаходиться, як векторний добуток

$$\bar{M} = \bar{F} \times \bar{r}, \tag{4}$$

де $\bar{F}$ – сила або рівнодіюча декількох сил, що діють в довільній точці;

$\bar{r}$ – плече дії сили або рівнодіючої декількох сил, що діють в довільній точці.

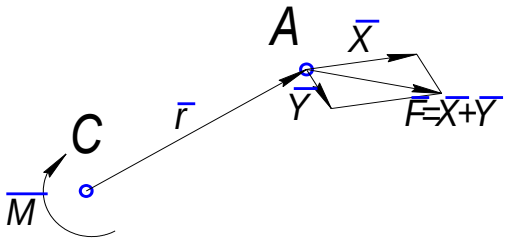


Рис.5. Схема для визначення моменту сил в довільній точці

Для знаходження моментів сил від кожного колеса розглянемо схему, що наведена на рис. 6.

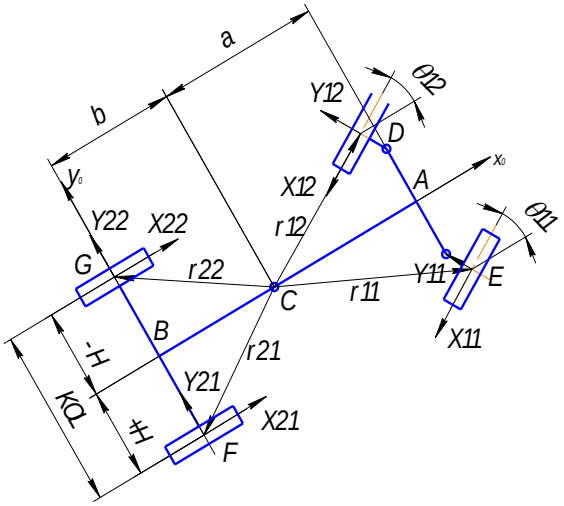


Рис.6. Схема для визначення моментів сил відносно центру мас

Моменти сил відносно точки С, що діють від кожного колеса (рис. 6), можна записати наступним чином:

– у точці Е

$$\overline{MM11} = (\overline{Y11}^{*} + \overline{X11}^{*}) \times \overline{CE}, \tag{5}$$

де $X11^{*} = X11 \cdot \cos\theta 11 - Y11 \cdot \sin\theta 11;$

$Y11^{*} = X11 \cdot \sin\theta 11 + Y11 \cdot \cos\theta 11,$

– у точці D

$$\overline{MM12} = (\overline{Y12}^{*} + \overline{X12}^{*}) \times \overline{CD}, \tag{6}$$

де $X12^{*} = X12 \cdot \cos\theta 12 - Y12 \cdot \sin\theta 12$;
$Y12^{*} = X12 \cdot \sin\theta 12 + Y12 \cdot \cos\theta 12$,

– у точці F

$$\overline{MM21} = (\overline{Y21} + \overline{X21}) \times \overline{CF}, \tag{7}$$

– у точці G

$$\overline{MM22} = (\overline{Y22} + \overline{X22}) \times \overline{CG}. \tag{8}$$

У математичну модель входить такий параметр, як центральний момент інерції I, без якого розрахунок показників КСР автомобіля буде неможливий. Момент інерції визначається за формулою [5]

$$J = m\rho_z^2, \tag{9}$$

де m – маса автомобіля;
ρ_z – радіус інерції відносно вертикальної вісі, що проходить крізь центр мас автомобіля.

Найбільшу складність являє собою визначення радіуса інерції. В роботі [6] запропоновано імовірнісний метод визначення радіусу інерції автомобіля, перевагою якого є незначна похибка з експериментальними даними. При визначенні радіуса автори припускали наступне: момент інерції автомобіля залежить від закону розподілу маси автомобіля у межах колії і бази; щільність розподілу моменту інерції підпорядковується нормальному закону розподілу. Найбільш точні значення радіуса інерції відносно центральної осі можуть бути отримані за залежністю

$$\rho_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12} + \frac{1}{6}ab}, \tag{10}$$

де B – колія автомобіля;
a – відстань від центру мас до передньої вісі;
b – відстань від центру мас до задньої вісі.

Рівняння руху в рухомій системі координат (осі Кеніга) мають той же вигляд, що й у нерухомій. Для отримання похідної вектора швидкості (прискорення) в рухомій системі координат, необхідно знати суму «місцевої» похідної вектора швидкості та векторного добутку кутової швидкості рухомої системи координат і вектора швидкості

$$\frac{dv}{dt} = \dot{v} + \bar{\omega} \times \bar{u},$$

$$\frac{du}{dt} = \dot{u} + \bar{\omega} \times \bar{v}. \tag{11}$$

Записавши проекції прискорення центру мас автомобіля на осі рухомої системи координат та додавши рівняння руху навколо вертикальної осі, отримаємо рівняння руху автомобіля з наступними ступенями свободи:

– по змінній v (ступінь свободи по повздовжній осі)

$$m(\dot{v}-\omega u)=X11\cos\theta 11+X12\cos\theta 12+X21\cos\theta 21+X22\cos\theta 22-\\ -Y11\sin\theta 11-Y12\sin\theta 12-Y21\sin\theta 21-Y22\sin\theta 22, \tag{12}$$

– по змінній u (ступінь свободи по поперечній осі)

$$m(\dot{u}+\omega v)=X11\sin\theta 11+X12\sin\theta 12+X21\sin\theta 21+X22\sin\theta 22+\\ +Y11\cos\theta 11+Y12\cos\theta 12+Y21\cos\theta 21+Y22\cos\theta 22, \tag{13}$$

– по змінній ω (ступінь свободи навколо вертикальної осі)

$$J\dot{\omega}=MM11+MM12+MM21+MM22. \tag{14}$$

При дослідженні курсової стійкості розглядають тільки два ступеня свободи (по поперечній та навколо вертикальної осей) та зневажають повздовжніми силами (X11=X12=X21=X22=0). Так, маємо наступну систему, що описує рух легкового автомобіля

$$\begin{cases} m(\dot{u}+\omega v)=Y11\cos\theta 11+Y12\cos\theta 12+Y21\cos\theta 21+Y22\cos\theta 22; \\ J\dot{\omega}=aY11\cdot\cos\theta 11+aY12\cdot\cos\theta 12+bY21+bY22. \end{cases} \tag{15}$$

У загальному вигляді рівняння руху мають наступний вигляд

$$0=-m(\dot{u}+\omega v)+k11(-\theta 11+\operatorname{arctg}\left(\frac{u+\omega a}{v-\omega H}\right)+\delta 110)\cos\theta 11+\\ +k12(-\theta 12+\operatorname{arctg}\left(\frac{u+\omega a}{v+\omega H}\right)+\delta 120)\cos\theta 12+k21(\operatorname{arctg}\left(\frac{u-\omega b}{v-\omega H}\right)+\\ +\delta 210)+k22(\operatorname{arctg}\left(\frac{u-\omega b}{v+\omega H}\right)+\delta 220) \tag{16}$$

$$0=-J\dot{\omega}+ak11(-\theta 11+\operatorname{arctg}\left(\frac{u+\omega a}{v-\omega H}\right)+\delta 110)\cos\theta 11+\\ +ak12(-\theta 12+\operatorname{arctg}\left(\frac{u+\omega a}{v+\omega H}\right)+\delta 120)\cos\theta 12+bk21(\operatorname{arctg}\left(\frac{u-\omega b}{v-\omega H}\right)+\\ +\delta 210)+bk22(\operatorname{arctg}\left(\frac{u-\omega b}{v+\omega H}\right)+\delta 220) \tag{17}$$

Використовуючи наведені вище вирази, отримаємо за допомогою програмного забезпечення Maple 10 систему диференціальних рівнянь, що описують рух легкового автомобіля

$$
\begin{aligned}
ee1 = (&-k21\sin(\theta21)\theta21\nu^2 + k21\sin(\theta21)u\nu - k21\sin(\theta21)\delta210\nu^2 - \\
&-k22\sin(\theta22)\theta22\nu^2 + k22\sin(\theta22)u\nu - k22\sin(\theta22)\delta220\nu^2 + m\omega u\nu^2 - \\
&-m\omega^3 uH^2 - \cos(\theta11)k11\sin(\theta11)\theta11\nu^2 + \cos(\theta11)k11\sin(\theta11)u\omega H + \\
&+\cos(\theta11)k11\sin(\theta11)\omega^2 aH - \cos(\theta11)k11\sin(\theta11)\delta110\nu^2 + \\
&+\cos(\theta11)k11\sin(\theta11)\delta110\omega^2 H^2 + \cos(\theta11)k11\sin(\theta11)\omega a\nu - \\
&-\cos(\theta12)k12\sin(\theta12)\nu^2 + \cos(\theta12)k12\sin(\theta12)\theta12\omega^2 H^2 + \\
&+\cos(\theta12)k12\sin(\theta12)u\nu - \cos(\theta12)k12\sin(\theta12)u\omega H + \\
&+\cos(\theta12)k12\sin(\theta12)\omega a\nu - \cos(\theta12)k12\sin(\theta12)\omega^2 aH - \\
&-\cos(\theta12)k12\sin(\theta12)\delta120\nu^2 + \cos(\theta12)k12\sin(\theta12)\delta120\omega^2 H^2 + \\
&+k21\sin(\theta21)\theta21\omega^2 H^2 + k21\sin(\theta21)u\omega H + k21\sin(\theta21)\delta210\omega^2 H^2 + \\
&+k22\sin(\theta22)\theta22\omega^2 H^2 - k22\sin(\theta22)u\omega H - k22\sin(\theta22)\omega b\nu + \\
&+k22\sin(\theta22)\omega^2 bH + k22\sin(\theta22)\delta220\omega^2 H^2 + \\
&+\cos(\theta11)k11\sin(\theta11)\theta11\omega^2 H^2 + \cos(\theta11)k11\sin(\theta11)u\nu - k21\sin(\theta21)\omega b\nu - \\
&-k21\sin(\theta21)\omega^2 bH)/(\nu^2 - \omega^2 H^2);
\end{aligned}
\tag{18}
$$

$$
\begin{aligned}
ee2 = -(&m\omega\nu^3 - m\dot{u}\omega^2 H^2 - m\omega^3 \nu H^2 + m\dot{u}\nu^2 - \cos(\theta11)^2 k11\theta11\nu^2 + \\
&+\cos(\theta11)^2 k11u\nu - \cos(\theta11)^2 k11\delta110\nu^2 - \cos(\theta12)^2 k12\theta12\nu^2 + \\
&+\cos(\theta12)^2 k12u\nu - \cos(\theta12)^2 k12\nu^2 - k21\cos(\theta21)\theta21\nu^2 + \\
&+k21\cos(\theta21)\theta21u\nu - k21\cos(\theta21)\delta210\nu^2 - k22\cos(\theta22)\theta22\nu^2 + \\
&+k22\cos(\theta22)\theta21u\nu - k22\cos(\theta22)\delta220\nu^2 + \cos(\theta12)^2 k12\theta12\omega^2 H^2 + \\
&+k21\cos(\theta21)u\omega H + k21\cos(\theta21)\theta21\omega^2 H^2 + \cos(\theta11)^2 k11\theta11\omega^2 H^2 + \\
&+\cos(\theta11)^2 k11u\omega H + \cos(\theta11)^2 k11\omega a\nu + \cos(\theta11)^2 k11\omega^2 aH + \\
&+\cos(\theta11)^2 k11\delta110\omega^2 H^2 - \cos(\theta12)^2 k12u\omega H + \cos(\theta12)^2 k12\omega a\nu - \\
&-\cos(\theta12)^2 k12\omega^2 aH + \cos(\theta12)^2 k12\delta120\omega^2 H^2 - k21\cos(\theta21)\omega b\nu - \\
&-k21\cos(\theta21)\theta21\omega^2 bH + k21\cos(\theta21)\delta210\omega^2 H^2 + k22\cos(\theta22)\theta22u\nu\omega^2 H^2 -
\end{aligned}
\tag{19}
$$

$$
\begin{aligned}
&-k22\cos(\theta 22)u\omega H - k22\cos(\theta 22)\omega b\nu + k22\cos(\theta 22)\omega^2 bH + \\
&+k22\cos(\theta 22)\delta 220\omega^2 H^2)/(\nu^2 - \omega^2 H^2);\\
ee3 = {} &(a\cos(\theta 11)k11\theta 11\nu^2 - a^2\cos(\theta 11)k11\omega\nu - a\cos(\theta 11)k11u\omega H + J\dot{\omega}\omega^2 H^2 - \\
&-k21b\theta 21\nu^2 + k21bu\nu - k21b^2\omega\nu - k21b^2\omega^2 H - k21b\delta 210\nu^2 - J\dot{\omega}\nu^2 + \\
&+k21b\theta 21\omega^2 H^2 + k21bu\omega H + k21b\delta 210\omega^2 H^2 - k22b\theta 22\nu^2 + k22bu\nu - \\
&-k22b^2\omega\nu + k22b^2\omega^2 H - k22b\delta 220\nu^2 + k22b\theta 22\omega^2 H^2 - k22bu\omega H + \\
&+k22b\delta 220\omega^2 H^2 - a\cos(\theta 11)k11\theta 11\omega^2 H^2 - a\cos(\theta 11)k11u\nu - \\
&-a^2\cos(\theta 11)k11\theta 11\omega^2 H + a\cos(\theta 11)k11\delta 110\nu^2 - a\cos(\theta 11)k11\delta 110\omega^2 H^2 + \\
&+a\cos(\theta 12)k12\theta 12\nu^2 - a\cos(\theta 12)k12\theta 12\omega^2 H^2 - a\cos(\theta 12)k12u\nu + \\
&+a\cos(\theta 12)k12u\omega H - a^2\cos(\theta 12)k12\omega\nu + a^2\cos(\theta 12)k12\omega^2 H + \\
&+a\cos(\theta 12)k12\delta 120\nu^2 - a\cos(\theta 12)k12\delta 120\omega^2 H^2)/(\nu^2 - \omega^2 H^2),
\end{aligned}
\tag{20}
$$

де m – маса автомобіля;

u, v – поперечна та повздовжня швидкості центру мас автомобіля;

$\dot{u}$ – поперечне прискорення центру мас автомобіля;

ω, $\dot{\omega}$ – кутова швидкість та кутове прискорення автомобіля;

$\theta 11$, $\theta 12$– кути повороту передніх правого та лівого коліс відповідно;

$\theta 21$, $\theta 22$ – кути повороту задніх правого та лівого коліс (в нашому випадку $\theta 21=\theta 22=0$);

k11, k12 – коефіцієнти опору відведенню передніх правого та лівого коліс відповідно;

k21, k22 – коефіцієнти опору відведенню задніх правого та лівого коліс відповідно;

H – відстань від коліс правого та лівого бортів до центру мас (половина колії).

Висновки

Отримана система диференціальних рівнянь, що описує рух легкового автомобіля, яка дозволяє дослідити вплив режимів руху і жорсткісних характеристик шин на показники курсової стійкості. Врахування кутового ефекту в характеристиці бічного відведення дозволяє дослідити вплив неоднорідної жорсткісної характеристики кожної шини на курсову стійкість руху легкового автомобіля.

Список літератури

1. Вплив на керованість двовісного автомобіля асиметричних жорсткісних характеристик коліс / Сахно В.П., Вербицький В.Г., Макаров В.А., Костенко А.В., Петров А.В. // Автошляховик України: Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2005. – Вип. 8. – С. 159 – 161.

2. Макаров В.А., Костенко А.В., Петров О.В. До вибору математичної моделі для дослідження курсової стійкості руху автомобіля з урахуванням жорсткісної неоднорідності шин // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – 2004. – №1. – С. 33 – 35.

3. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.

4. Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.А. Юрчевский; Под ред. А.А. Юрчевского. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 816 с.

5. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. Посіб. - Харків: ХНАДУ, 2003. – 292 с.

6. Подригало М.А., Волков В.П. Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования // Автомобильная промышленность. – 2003. – №6. – С. 19 – 22.

Сахно В.П., Кузнецов Р.М., Павлюк В.И. К разработке математической модели для исследования устойчивости движения легковых автомобилей

Аннотация. *В статье получена система дифференциальных уравнений, описывающая движение легкового автомобиля. Учет углового эффекта в характеристике бокового увода позволяет исследовать влияние неоднородной жесткостной характеристики каждой шины на курсовую устойчивость движения легкового автомобиля*

Ключевые слова: *автомобиль, устойчивость, уравнение, движение, критическая скорость, шина, увод, ось.*

Sakhno V.P., Kuznetsov R.M., Pavliuk V.I. To develop a mathematical model to study the stability of the movement of cars

Abstract. *The system of differential equalizations, describing motion of passenger car, is got in the article. The account of angular effect in description of lateral slip angles allows to probe influence of inhomogeneous stiffness description of every tire on course stability of motion of passenger car*

Keywords: *car, stability, equalization, motion, stalling speed, tire, withdrawal, ax.*

Стаття надійшла до редакції 05.03.2014 р.

АВТОРИ НОМЕРА

Вербицький Володимир Григорович – Державний економіко-технологічний університет транспорту
Григорашенко Олексій Вікторович – Національний транспортний університет
Дубінін Євген Олександрович – Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Іванов Олександр Сергійович – Національний транспортний університет
Калінін Олександр Володимирович – Донецька академія автомобільного транспорту
Ковальчук Григорій Олексійович – Національний транспортний університет
Корпач Олексій Анатолійович – Національний транспортний університет
Костенко Андрій Вікторович – Донецький інститут залізничного транспорту
Кузнецов Руслан Михайлович – Луцький національний технічний університет
Куплінов Андрій Вікторович – Національний транспортний університет
Марчук Роман Миколайович – Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне
Мойся Дмитро Леонідович – Національний транспортний університет
Ноженко Олена Сергіївна – Восточноукраинский националный університет имени Владимира Даля
Павлюк Василь Іванович – Луцький національний технічний університет
Паршиков Сергій Іванович – ВДАІ Макіївського МУ ГУМВС України в Донецькій області
Полєтайкін Олексій Миколайович – Донецька академія автомобільного транспорту
Сахно Володимир Прохорович – Національний транспортний університет
Сосик Андрій Юрійович – Запорізький національний технічний університет
Тімков Олексій Миколайович – Національний транспортний університет
Толок Олександр В'ячеславович – Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ», м. Горлівка
Уразбаєв В'ячеслав Олегович – Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ», м. Горлівка
Файчук Микола Іванович – Національний транспортний університет
Феватов Сададін Асанович – РВНЗ «Кримський інженерно-педагогічний університет»

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

Для публікування в журналі «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» приймаються неопубліковані раніше наукові статті в галузях: 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 2-х форматах;

– назву статті, анотацію та ключові слова 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 повністю, науковий ступінь, вчене звання, посада, місце та адреса роботи для кожного автора)

– інформація для зв'язку: e-mail, службовий або домашній телефони, поштова адреса (для відправлення авторського екземпляру журналу) одного з авторів.

Вимоги до рукописів

Стаття подається у 2-х варіантах: у форматі WordforWindows – **.doc** (або **.docx**); та у форматі **.pdf** (сканований документ з нумерацією сторінок та підписом автора).

Обсяг наукової статті 5–10 сторінок тексту, які включають таблиці, ілюстрації (4 рисунки дорівнюються 1 сторінці), перелік літератури. Обзорні статті – до 12 сторінок.

Параметри сторінки: розмір – А4 (210 х 297мм); орієнтація – книжкова; поля: верхнє – 15мм, нижнє – 25мм, ліве – 25мм, праве –15мм.

Весь текст повинен бути набраний стилем «Звичайний» (Normal), тип шрифта – TimesNewRoman.

Структура статті

Код УДК (універсальний десятинний класифікатор)	Шрифт: 12пт, напівжирний курсив Абзац: вирівнювання – по лівому краю, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	Шрифт: 12пт, Абзац: міжрядковий інтервал – одинарний
Прізвище (-ща) та ініціали автора (-ів), науковий ступінь, вчене звання Повна назва організації	Шрифт: 11пт, напівжирний курсив Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	
НАЗВА СТАТТІ	Шрифт: 14пт, напівжирний,всі букви строчні Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	
Анотація мовою оригіналу статті(не більш 80 слів, ширина рядка 130 мм) *Ключові слова:*	Шрифт: 11пт, курсив Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ ліворуч – 20мм, та праворуч – 20мм.
Пустий рядок	
Основний текст статті Текст рукопису повинен містити такі розділи, як:	Шрифт: 12пт, звичайний Абзац: вирівнювання – по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – множитель 1,1пт, відступ першо-

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).	го рядка – 7,5мм. Назви розділів напівжирним шрифтом без крапки наприкінці. Таблиці повинні мати тематичні назви та порядкові номера (без знаку №), на які даються посилання у тексті. Рисунки та графіки повинні бути пронумеровані в порядку посилання у тексті. Кожний рисунок розміщується в окремому файлі (формати **.bmp, .jpg, .tiff**). Кольорові та фонові рисунки не приймаються. Перелік рисунків з номерами та підписами рисунків пишуться в окремому документі. Усі формули повинні бути набрані у редакторі формул MicrosoftEquation 2.0, 3.0 (MathType). При виборі одиниць виміру слід дотримуватись системи СІ. Ціла частина числа від десятичної відділяється комою. Нумерація формул дається арабськими цифрами в круглих дужках праворуч. Посилання на джерела беруться у квадратні дужки.
Пустий рядок	
Список літератури **1. 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.**	Назва розділа – шрифт: 12пт, напівжирний. Текст списка: Шрифт: 11пт, курсив; Абзац: вирівнювання – по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм.
Пустий рядок	
Ф.И.О. авторов. Название статьи на альтернативном языке (П.І.Б. авторів. Назва статті на альтернативній мові) ***Анотация (Анотація).*** *Анотація на альтернативній мові (російська, якщо стаття на українській мові; або українська, якщо стаття на російській мові.* ***Ключевые слова (Ключові слова):*** *на альтернативній мові*	Шрифт: 12пт, курсив Абзац: вирівнювання –по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм
Пустий рядок	
П.І.Б. авторів. Назва статті на англійській мові ***Abstract.*** *Переклад анотації на англійську мову.* ***Keywords:*** *Переклад ключових слів на англійську мову*	Шрифт: 12пт, курсив Абзац: вирівнювання –по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм

Статті, що не відповідають вимогам, повертаються авторам для доопрацювання.

Після прийняття редколегією рішення про допуск статті до публікації відповідальний секретар інформує про це автора й указує строки публікації, розмір плати за публікацію статті та банківські реквізити Академії.

ПОРЯДОК РЕЦЕНЗУВАННЯ СТАТЕЙ

1. Наукові статті, що надійшли до редакції, проходять через інститут рецензування.

2. Форми рецензування статей:

– зовнішня (рецензування рукописів статей доктором або кандидатом наук, який є провідним спеціалістом у відповідній галузі науки);

– внутрішня (рецензування рукописів статей членами редакційної колегії).

3. У зовнішній рецензії повинні бути висвітлені наступні питання:

– чи відповідає зміст статті заявленій в назві темі;

– наскільки стаття відповідає сучасним досягненням у зазначеній галузі;

– чи доступна стаття читачам, на яких вона розрахована, з погляду мови, стилю, розташування матеріалу, наочності таблиць, діаграм, малюнків та ін.;

– чи доцільна публікація статті з урахуванням раніше випущеної по даному питанню літератури;

– у чому конкретно полягають позитивні сторони, а також недоліки статті, які виправлення й доповнення повинні бути внесені автором;

– висновок про можливість опублікування даного рукопису в журналі: «рекомендується», «рекомендується з урахуванням виправлення відзначених рецензентом недоліків» або «не рекомендується».

4. Зовнішня рецензії засвідчуються в порядку, установленому в установі, де працює рецензент. Рецензія повинна бути підписана рецензентом з розшифровкою посади, наукового ступеня і вченого звання.

5. Відповідальний секретар протягом 7 днів повідомляє авторів про одержання статті.

6. Відповідальний секретар визначає відповідність статті профілю журналу, вимогам до оформлення й направляє її на внутрішнє рецензування члену редакційної колегії, що має найбільш близьку до теми статті наукову спеціалізацію.

7. Строки рецензування в кожному окремому випадку визначаються відповідальним секретарем з урахуванням створення умов для максимально оперативної публікації статті.

8. Внутрішня рецензія виконується членами редакційної колегії журналу у відповідності з наказом ректора Академії від 11.10.2010р. №153-01 «Про затвердження Положення про порядок випуску наукового фахового видання Вісник Донецької академії автомобільного транспорту».

Рецензент коментує якість рукопису за такими пунктами, як:

– наукова новизна,

– обґрунтованість результатів,

– значимість результатів,

– ясність викладання,

– якість оформлення;

виставляє по кожному пункту параметричну оцінку від 0 до 5. В залежності від суми балів приймається рішення про доцільність публікації, про необхідність доопрацювання рукопису, або про недоцільність публікації.

Рецензія повинна бути підписана рецензентом з розшифровкою посади, наукового ступеня і вченого звання.

9. У випадку відхилення статті від публікації редакція направляє авторові мотивовану відмову.

10. Наявність позитивної рецензії не є достатньою підставою для публікації статті. Остаточне рішення про доцільність публікації ухвалюється вченою радою Академії.

11. Оригінали рецензій зберігаються в редакції наукового журналу «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту».