

Рис. 2. Характер розподілу балів у першому та другому тестуваннях

Отримані достатньо високі показники надійності тестових завдань, спрямованих на оцінювання теоретичних знань з водіння бойових машин, можна вважати наслідком таких факторів, як однорідність вибірки респондентів за показниками віку, освіти, статі та професійними показниками; проведення повторного тестування через відносно невеликий проміжок часу (10 днів) в однакових умовах одним і тим же експериментатором; розроблення тестів під конкретну аудиторію, оскільки тестові завдання формувались у поточному році із огляду на рівень підготовки конкретних респондентів; відповідність розробленого змісту тестових завдань до змісту курсу, що вивчається. Разом із тим незначний приріст середнього бала свідчить про слабку позитивну динаміку знань респондентів та потребу поглиблення вимог до самовдосконалення осіб, що навчаються.

Висновок. Результати перевірки надійності тестових завдань з навчальної дисципліни АТАП, що спрямовані на оцінювання теоретичних знань особового складу навчальних підрозділів, на основі аналізу результатів тестувань підтверджують високий рівень внутрішньотестової та ретестової надійності системи оцінювань знань. Близькість розподілу бальних оцінок до нормального свідчить про відповідність рівня складності тестових завдань рівню знань конкретної навчальної групи та рівномірність розподілу знань респондентів.

Література

1. Курс водіння автомобілів і транспортерів-тягачів (КВ-2009): Наказ начальника Генерального штабу від 27.03.2009 р., № 37. – 60 с. – (Нормативний документ).
2. Кірсанов В.В. Психолого-педагогічна діагностика : підручник / В.В. Кірсанов. – К. : Вид-во "Альтерпрес", 2002. – 512 с.
3. Галян І.М. Психодіагностика : навч. посібн. / І.М. Галян. – К. : Вид-во "Академвидав", 2009. – 464 с.
4. Вакарчук І. Екзаменаційна сесія як вона є / І. Вакарчук. [Електронний ресурс]. – Доступний з <http://www.pravda.com.ua/articles/2009/02/27/3768269/>.
5. Гмурман В.Е. Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике : учебн. пособ. [для студ. ВНЗ] / В.Е. Гмурман. – М. : Изд-во "Высш. шк.", 2004. – 404 с.

Кузьменко Р.В., Дуфанец І.Б. Оценка надежности тестовых заданий с учебной дисциплины "Автомобильная техника, в том числе автомобильная подготовка"

Проверка и оценка полученных знаний военнослужащими по дисциплине "Автомобильная техника, в том числе автомобильная подготовка" является крайне важной и необходимой компонентой учебного процесса военного учебного заведения, в частности при его функционировании в условиях особого периода. Рассмотрена система оценки, приведен пример применения методики, получены результаты, подтверждающие высокий уровень внутритестовой и ретестовой надежности системы оценок знаний, ко-

торая направлена на проверку теоретических знаний учебных подразделений Академии сухопутных войск из выше указанной учебной дисциплины.

Ключевые слова: надежность теста, тестовые технологии, автомобильная подготовка, вождения автомобиля.

Kuzmenko R.V., Dufanets I.B. Reliability of Assessment Test Tasks on Academic Discipline "Automotive Equipment Including Automobile Training"

Testing and evaluation of knowledge on military discipline "Automotive equipment including automobile training" is crucial and necessary component of the educational process of a military educational institution in particular during its operation in a certain period. The system of assessment is considered. An example of the methodology is given. The results confirming a high level of intra and retest system reliability assessments of knowledge aimed at checking theoretical knowledge educational units of the Army Academy of the above discipline are proposed.

Keywords: reliability test, test technologies, automobile training, driving military vehicles.

УДК 629.3.072

Ст. викл. В.В. Попович, канд. техн. наук –
НУ "Львівська політехніка"

МАТЕМАТИЧНИЙ ОПИС КІНЕМАТИКИ КЕРМОВОГО ПРИВОДА І ПІДВІСКИ АВТОБУСА А074

Поява моделей автобусів малого класу зі зміщеним вперед на 600-700 мм силовим агрегатом призвела до значного видовження поздовжньої тяги кермового привода, кінематика якого часто не є узгодженою з кінематикою підвіски. Ця неузгодженість має значний вплив на стійкість руху і керованість колісного транспортного засобу. Отримано математичні залежності, які дають змогу оптимізувати геометричні параметри кермового привода і підвіски. Вони враховують положення кульового пальця важеля поворотного кулака, поздовжнього та поперечного нахилів осей шворнів і деформацію ресор для кермових приводів із нерозрізною та розрізною поздовжніми тягами.

Ключові слова: кермовий привід, нерозрізна та розрізна поздовжня тяга кермового привода, залежна передня підвіска.

Постановка проблеми. Під час проектування кермового привода необхідно визначити розміри його ланок та їх положення у просторі, щоб забезпечити такі характеристики безпеки руху, як надійна стійкість і керованість автобуса. На ці характеристики впливає багато конструкційних, дорожніх, метеорологічних та інших факторів. Важливим із них є кінематична неузгодженість кермового привода і підвіски керованих коліс, яку необхідно звести до мінімуму.

Недостатньо вивченою проблемою є вплив кінематичної неузгодженості кермового привода і підвіски керованих коліс на стійкість руху та керованість автобусів.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Математичний опис кінематики кермового привода й підвіски перебуває у центрі уваги багатьох вчених. Нижче подаємо стислий огляд публікацій про кінематику кермового привода і підвіски колісних транспортних засобів. Тимофеев С.А. [1] розглядає кермовий привід і підвіску керованих коліс як об'єднаний просторовий механізм, для визначення кінематичних характеристик якого він застосовував векторно-матричний метод розрахунків [2].

У роботі [3] подано формули для визначення кінематичних характеристик кермового привода із сошкою і кермового привода рейкового типу, які ма-

ли важеле-пружинну підвіску та підвіску типу "Мак-Ферсон". В основу розрахунків покладено метод замкнених векторних контурів [2]. Єдиний матричний метод перетворення координат дав змогу виявити загальні залежності для різних кермових приводів і підвісок та визначити просторове положення кожної ланки привода й підвіски. Такі кінематичні характеристики кермового привода, як його передатне число, кути повороту керованих коліс й інші подано у вигляді функції кута повороту кермової сошки та переміщення підвіски.

Аналітичний метод для визначення кінематичних характеристик незалежної безшворневої передньої підвіски на двох поперечних важелях із симетричним кермовим приводом розглянуто у монографії [4]. Осі хитання підвіски лежали в площинах, паралельних осі симетрії автомобіля, але не паралельних між собою. Тут застосовано метод послідовного визначення значень усіх проміжних ланок кінематичної схеми в основній і допоміжній системах координат.

У статті В.В. Черних і О.М. Макєєва [5] аналітично описано кінематику підвіски автомобіля ВАЗ-21213. Для розрахунків задано початкові координати центрів шарнірів механізмів, але невідомі були їх координати в довільному положенні. Задачу розв'язували послідовно однокроковим методом, використовуючи програмне забезпечення для ЕОМ.

Мета роботи – подати повний математичний опис кінематик кермового привода і залежної передньої підвіски для автобусів вагонної компоновки з розрізною і нерозрізною поздовжніми тягами.

Основні результати дослідження. Нижче розглянемо два варіанти кінематичної схеми кермового привода автобуса А074 – із нерозрізною і розрізною поздовжніми тягами. В обох варіантах кермовий привод є шарнірним багатоланковим механізмом з жорсткими ланками.

Кермовий привод із нерозрізною поздовжньою тягою. Він зображений у двох проекціях прямокутної системи координат $Oxuz$ (рис. 1): головний вигляд – у вертикальній площині, вигляд зверху – у горизонтальній. Шарніри ланок привода позначено літерами латинського алфавіту з двома штрихами на головному вигляді і з одним штрихом – на вигляді зверху. Ланка $U''E''=l_1$ (сошка) обертається у вертикальній площині Oxz , паралельній площині симетрії автобуса, навколо нерухомої точки U'' , яка знаходиться на осі Oz . Ліве переднє колесо повертається від кермового механізму (на рис. 1 не зображено) через сошку l_1 , поздовжню тягу l_2 і важіль лівого поворотного кулака l_6 навколо шворня. Останній поміщений у додаткову прямокутну систему координат $A''x_1y_1z_1$, осі якої паралельні осям $Oxuz$. Шворень повернутий навколо осі $A''y_1$ на кут λ і навколо осі $A''x_1$ на кут η . Точка A'' рухається по дузі радіуса R навколо точки K'' вище осі Ox (стик) і нижче осі Ox (відбій).

Точка E'' переміщається по дузі радіуса l_1 , розміщеній ліворуч точки O (залежність 1) і по дузі, розміщеній праворуч точки O (залежність 2). Основна система координат $Oxuz$ позначена через \vec{i}, \vec{j} і \vec{k} (\vec{i} – вектор, напрямлений вздовж осі Ox , \vec{j} – вздовж осі Oy і \vec{k} – вздовж осі Oz). Оскільки вектори \vec{i}, \vec{j} і \vec{k} утворюють праву трійку векторів, то справедливими є такі залежності між ними:

$$\vec{i} \times \vec{j} = \vec{k}, \vec{i} \times \vec{k} = -\vec{j}, \vec{j} \times \vec{k} = \vec{i},$$

$$\vec{i} \cdot \vec{j} = \vec{i} \cdot \vec{k} = \vec{j} \cdot \vec{k} = \vec{i} \times \vec{i} = \vec{j} \times \vec{j} = \vec{k} \times \vec{k} = 0, \quad (1)$$

де через "×" позначено операцію векторного добутку, а через "." – скалярного добутку. Оскільки точка O залишається нерухомою, то у системі координат $Oxuz$ вектор $\vec{r}_B = \overline{OB''}$ можна подати у вигляді

$$\vec{r}_B = \vec{r}_A - l_6 \cdot \vec{j} + p \cdot \vec{k}, \quad (2)$$

де $\vec{r}_A = \overline{OA''} = [b - R(1 - \cos \theta)]\vec{i} + (l_6 - a)\vec{j} - R \cdot \sin \theta \cdot \vec{k} = \overline{const}$. (3)

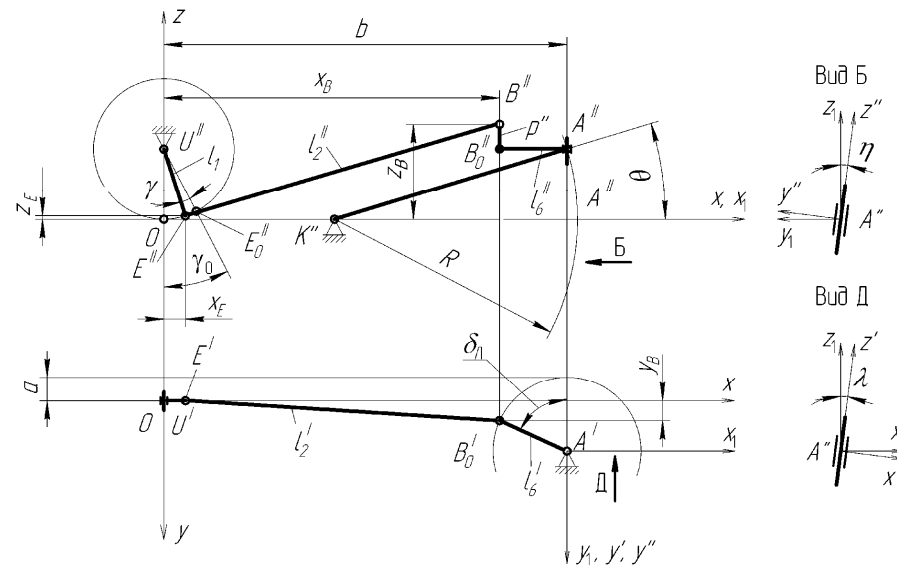


Рис. 1. Кінематична схема кермового привода з нерозрізною тягою автобуса А074 з параметрами $\gamma, \gamma_0, \delta_n, p, \lambda, \eta, \theta$

Запишемо вирази для ортів \vec{i}_1, \vec{j}_1 і \vec{k}_1 , які отримані при повороті ортів \vec{j} і \vec{k} відповідно на кут δ_n проти годинникової стрілки навколо осі $A''z_1$ із врахуванням залежності (1)

$$\vec{j}_1 = \vec{j} \cdot \cos \delta_n + (1 - \cos \delta_n)(\vec{j} \cdot \vec{k})\vec{k} + (\vec{k} \times \vec{j}) \sin \delta_n = \vec{i} \cdot \sin \delta_n + \vec{j} \cdot \cos \delta_n; \quad (4)$$

$$\vec{k}_1 = \vec{k}.$$

Отже, з виразів (2), (3) і (4) після повороту ланки l_6 на кут δ_n матимемо

$$\vec{r}_B = (b - l_6 \cdot \sin \delta_n \cdot \cos \lambda + p \cdot \sin \lambda)\vec{i} + [l_6(1 - \cos \delta_n) - a]\vec{j} + (l_6 \cdot \sin \delta_n \cdot \sin \lambda + p \cdot \cos \lambda)\vec{k}. \quad (5)$$

Після повороту шворня на кут λ за годинниковою стрілкою навколо осі $A''y_1$ вектор \vec{r}_B набуде вигляду

$$\vec{r}_B = \vec{r}_A - l_6 \cdot \vec{j}_2 + p \cdot \vec{k}_2. \quad (6)$$

З урахуванням залежності (4) матимемо

$$\begin{aligned} \vec{j}_2 &= \vec{j}_1 \cos(-\lambda) + \vec{j} \cdot \vec{j}_1 [1 - \cos(-\lambda)] \vec{j} + (\vec{j} \times \vec{j}_1) \sin(-\lambda) = \\ &= (\vec{i} \cdot \sin \delta_n + \vec{j} \cdot \cos \delta_n) \cos \lambda + \cos \delta_n (1 - \cos \lambda) \vec{j} - \vec{j} \times (\vec{j} \cdot \cos \delta_n + \vec{i} \cdot \sin \delta_n) \sin \lambda = \\ &= \vec{i} \cdot \sin \delta_n \cdot \cos \lambda + \vec{j} \cdot \cos \delta_n - \vec{k} \cdot \sin \delta_n \cdot \sin \lambda; \\ \vec{k}_2 &= \vec{k}_1 \cos(-\lambda) + (\vec{j} \cdot \vec{k}_1) [1 - \cos(-\lambda)] + (\vec{j} \times \vec{k}_1) \sin(-\lambda) = \vec{i} \cdot \sin \lambda + \vec{k} \cdot \cos \lambda. \end{aligned} \quad (7)$$

Скориставшись виразами (3), (6) і (7), запишемо

$$\vec{r}_B = [b - R(1 - \cos \theta) - l_6 \cdot \sin \delta_n \cdot \cos \lambda + p \cdot \sin \lambda] \vec{i} + [l_6(1 - \cos \delta_n) - a] \vec{j} + (l_6 \cdot \sin \delta_n \cdot \sin \lambda - R \cdot \sin \theta + p \cdot \cos \lambda) \vec{k}. \quad (8)$$

Остаточно повернемо орти \vec{j}_2 і \vec{k}_2 на кут η за годинниковою стрілкою навколо осі $A''x_1$ і отримаємо орти \vec{j}_3 і \vec{k}_3 відповідно. Внаслідок вектор \vec{r}_B із (2) набуде вигляду

$$\vec{r}_B = \vec{r}_K - l_6 \cdot \vec{j}_3 + p \cdot \vec{k}_3. \quad (9)$$

З урахуванням залежності (7) отримаємо

$$\begin{aligned} \vec{j}_3 &= \vec{j}_2 \cos(-\eta) + (\vec{i} \cdot \vec{j}_2) [1 - \cos(-\eta)] \vec{i} + (\vec{i} \times \vec{j}_2) \sin(-\eta) = \\ &= (\vec{i} \cdot \sin \delta_n \cdot \cos \lambda + \vec{j} \cdot \cos \delta_n - \vec{k} \cdot \sin \delta_n \cdot \sin \lambda) \cos \eta + \\ &+ \sin \delta_n \cdot \cos \lambda (1 - \cos \eta) \vec{i} - (-\vec{j} \cdot \sin \delta_n \cdot \sin \lambda - \vec{k} \cdot \cos \delta_n) \sin \eta = \\ &= \sin \delta_n \cdot \cos \lambda \cdot \vec{i} + (\cos \delta_n \cdot \cos \eta + \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \sin \eta) \vec{j} + \\ &+ (\cos \delta_n \cdot \sin \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \cos \eta) \vec{k}; \\ \vec{k}_3 &= \vec{k}_2 \cos(-\eta) + (\vec{i} \cdot \vec{k}_2) [1 - \cos(-\eta)] \vec{i} + (\vec{i} \times \vec{k}_2) \sin(-\eta) = \\ &= (\vec{i} \cdot \sin \lambda + \vec{k} \cdot \cos \lambda) \cos \eta + \sin \lambda (1 - \cos \eta) \vec{i} - \cos \lambda \cdot \sin \eta \cdot \vec{j} = \\ &= \sin \lambda \cdot \vec{i} - \cos \lambda \cdot \sin \eta \cdot \vec{j} + \cos \lambda \cdot \cos \eta \cdot \vec{k}. \end{aligned} \quad (10)$$

Взявши до уваги вирази (3), (9) і (10), запишемо

$$\begin{aligned} \vec{r}_B &= [b - R(1 - \cos \theta) - l_6 \cdot \sin \delta_n \cdot \cos \lambda + p \cdot \sin \lambda] \vec{i} + \\ &+ [l_6(1 - \cos \delta_n \cdot \cos \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \sin \eta) - p \cdot \cos \lambda \cdot \sin \eta - a] \vec{j} + \\ &+ [p \cdot \cos \lambda \cdot \cos \eta - R \cdot \sin \theta - l_6(\cos \delta_n \cdot \sin \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \cos \eta)] \vec{k}. \end{aligned} \quad (11)$$

Прирівнявши вираз (11) і $\vec{r}_B = x_B \cdot \vec{i} + y_B \cdot \vec{j} + z_B \cdot \vec{k}$, отримаємо

$$\begin{aligned} x_B &= b - R(1 - \cos \theta) - l_6 \cdot \sin \delta_n \cdot \cos \lambda + p \cdot \sin \lambda; \\ y_B &= l_6(1 - \cos \delta_n \cdot \cos \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \sin \eta) - p \cdot \cos \lambda \cdot \sin \eta - a; \\ z_B &= p \cdot \cos \lambda \cdot \cos \eta - R \cdot \sin \theta - l_6(\cos \delta_n \cdot \sin \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \cos \eta). \end{aligned} \quad (12)$$

Координати точки E'' з урахуванням кута початкового положення сошки γ_0 будуть дорівнювати

$$x_E = l_1 \cdot \sin(\gamma_0 - \gamma); \quad y_E = 0; \quad z_E = l_1 \cdot (1 - \cos(\gamma_0 - \gamma)). \quad (13)$$

Довжина ланки $EB = l_2$ визначається залежністю

$$l_2 = \sqrt{(x_B - x_E)^2 + (y_B - y_E)^2 + (z_B - z_E)^2}. \quad (14)$$

Підставляючи у формулу (14) вирази (12) і (13), матимемо:

$$\begin{aligned} &\sqrt{[b - R(1 - \cos \theta) - l_6 \cdot \sin \delta_n \cdot \cos \lambda + p \cdot \sin \lambda - l_1 \cdot \sin(\gamma_0 - \gamma)]^2 +} \\ &+ [l_6(1 - \cos \delta_n \cdot \cos \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \sin \eta) - p \cdot \cos \lambda \cdot \sin \eta - a]^2 +} \\ &+ [p \cdot \cos \lambda \cdot \cos \eta - R \cdot \sin \theta - l_6(\cos \delta_n \cdot \sin \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \cos \eta)]^2} \\ &- l_2 = 0, \end{aligned} \quad (15)$$

де l_2 – довжина ланки EB за початкового положення ланок кермового привода, коли $\gamma = 0^\circ$, $\delta_n = 0^\circ$, $\theta = 0^\circ$. Рівняння (15) розв'язуємо числовим методом за допомогою пакету програм MAPLE [6-8]. Кермовий привід із розрізною поздовжньою тягою. Щоб отримати залежність, що пов'язує кути γ і δ_n запишемо координати точок D і B (рис. 2):

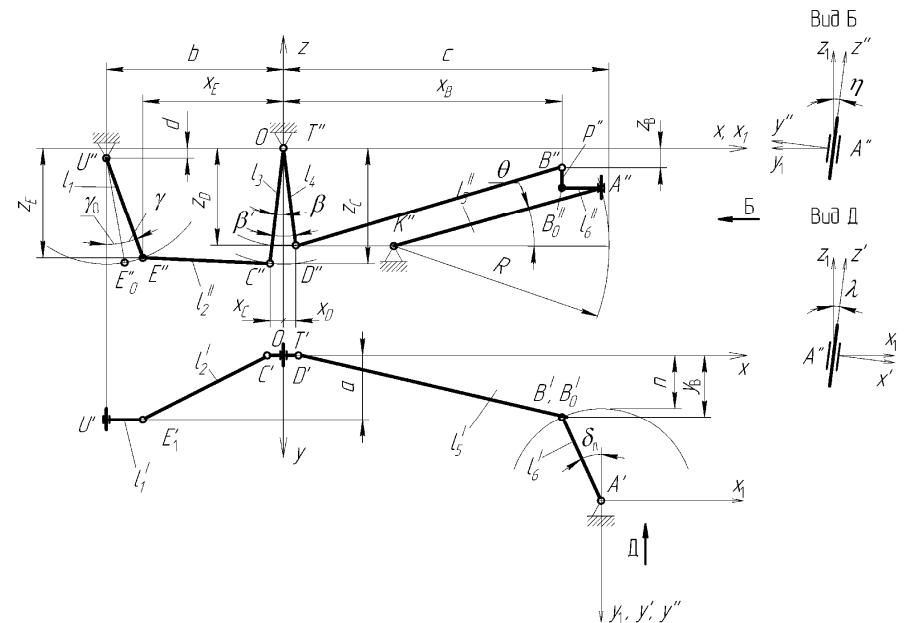


Рис. 2. Кінематична схема кермового привода з розрізною тягою автобуса А074 з параметрами $\gamma, \gamma_0, \delta_n, p, \lambda, \eta, \theta$

$$\begin{aligned} x_D &= -l_4 \cdot \sin(\beta - \beta'); \quad y_D = 0; \quad z_D = -l_4 \cdot \cos(\beta - \beta'); \\ x_B &= c - l_6 \cdot \sin \delta_n - R \cdot (1 - \cos \theta); \quad y_B = n + l_6 \cdot (1 - \cos \delta_n); \quad z_B = z_A = -l_4 - R \cdot \sin \theta. \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} x_B &= c - R(1 - \cos \theta) - l_6 \cdot \sin \delta_n \cdot \cos \lambda + p \cdot \sin \lambda; \\ y_B &= l_6(1 - \cos \delta_n \cdot \cos \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \sin \eta) - p \cdot \cos \lambda \cdot \sin \eta - a; \end{aligned} \quad (17)$$

$$z_B = p \cdot \cos \lambda \cdot \cos \eta - R \cdot \sin \theta - l_6(\cos \delta_n \cdot \sin \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \cos \eta).$$

Визначимо довжину ланки l_5 за формулою

$$l_5 = \sqrt{(x_B - x_D)^2 + (y_B - y_D)^2 + (z_B - z_D)^2}. \quad (18)$$

Підставимо координати точок B і D у формулу (18):

$$\sqrt{\left[c - R(1 - \cos \theta) - l_6 \cdot \sin \delta_n \cdot \cos \lambda + p \cdot \sin \lambda + l_4 \cdot \sin (\beta - \beta') \right]^2 + \left[n + l_6(1 - \cos \delta_n \cdot \cos \eta - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \sin \eta) - p \cdot \cos \lambda \cdot \sin \eta \right]^2 - l_5 = 0, \quad (19)}$$

$$+ \left\{ \begin{array}{l} p \cdot \cos \lambda \cdot \cos \eta - R \cdot \sin \theta - l_6 \cdot \cos \delta_n \cdot \sin \eta \\ - \sin \delta_n \cdot \sin \lambda \cdot \cos \eta - l_4 [1 - \cos(\beta - \beta')] \end{array} \right\}^2$$

де l_5 – довжина ланки EB за початкового положення ланок кермового привода, коли $\gamma = 0^\circ$, $\delta_i = 0^\circ$, $\theta = 0^\circ$.

Кут β визначаємо за формулою

$$\beta = \arcsin \frac{l_1 [b \cdot \sin \gamma - d(1 - \cos \gamma)] + l_3 [b \sin \beta' + (d + l_1) \cos \beta']}{l_3 \cdot \sqrt{(b + l_1 \cdot \sin \gamma)^2 + (d + l_1 \cdot \cos \gamma)^2}} - \arctg \frac{d + l_1 \cos \gamma}{b + l_1 \sin \gamma}. \quad (20)$$

Висновки:

1. Отримано узагальнені математичні залежності між кутом повороту сошки та кутом повороту лівого керованого колеса передньої залежної підвіски автобуса вагонної компоновки з включенням до цих залежностей таких параметрів, як кут початкового положення сошки, положення центра кульового пальця важеля поворотного кулака, кутів поздовжнього та поперечного нахилів осей шворнів, ходів стиску й відбою підвіски керованих коліс.
2. Від узагальнених можна перейти до часткових залежностей між кутом повороту сошки та кутом повороту лівого керованого колеса, включивши до них досліджуваний параметр і приврівнявши до нуля інший.

Література

1. Тимофеев С.А. Теоретические основы выбора кинематических характеристик рулевого управления и подвески : дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Тимофеев Сергей Анатольевич. – М., 1983. – 135 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Изд-во "Наука", 1988. – 640 с.
3. Литвинов А.С. Исследование кинематики рулевого управления с учетом кинематики передней подвески / А.С. Литвинов, Ю.М. Немцов, С.А. Тимофеев // Автомобильная промышленность : сб. науч. тр. – 1980. – № 1. – С. 11-13.
4. Родионов В.Ф. Проектирование легковых автомобилей / В.Ф. Родионов, Б.Н. Фиттерман. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1980. – 479 с.
5. Черных В.В. О двух методах к расчету кинематики механизмов / В.В. Черных, О.М. Макеев // Теория Механизмов и Машин : сб. науч. тр. – 2004. – № 2. – С. 70-74.
6. Говорухин В.Н. Введение в Maple / В.Н. Говорухин, В.Г. Цибулин. – М. : Изд-во "Мир", 1997. – 208 с.
7. Матросов А.В. Maple 6. Решение задач высшей математики и механики / А.В. Матросов. – СПб. : Изд-во ВHV-Санкт-Петербург, 2001. – 528 с.
8. Прохоров Г.В. Пакет символьных вычислений Maple V / Г.В. Прохоров, М.А. Леденев, В.В. Колбеев. – М. : Изд-во "Петит", 2001. – 209 с.

Попович В.В. Математическое описание кинематики рулевого привода и подвески автобуса А074

Появление моделей автобусов малого класса со смещенным вперед на 600-700 мм силовым агрегатом привела к значительному удлинению продольной тяги рулевого привода, кинематика которого часто не является согласованной с кинематикой подвески. Это несогласование имеет значительное влияние на стойкость движения и управляемость колесного транспортного средства. Получены математические зависимости, ко-

торые позволяют оптимизировать геометрические параметры рулевого привода и подвески. Они учитывают положение рулевого пальца рычага поворотного кулака, продольного и поперечного наклонов осей шкворней и деформацию рессор для рулевых приводов с неразрезной и разрезной продольными тягами.

Ключевые слова: рулевой привод, неразрезная и разрезная продольные тяги, зависимая передняя подвеска.

Popovych V.V. The Mathematical Description of Kinematics of the Steering Gear and Suspension of Bus A074

The emergence of models of compact buses with power-plant displaced forward on 600-700 mm has led to considerable lengthening of drag link of the steering gear which kinematics often is not matched with kinematics of suspension link. This mismatch has considerable influence on the stability of movement and controllability of wheeled vehicle. Mathematical relations which allow optimizing geometrical parameters of a steering gear and a suspension link are received. They take into account the position of ball pin of the steering knuckle arm, longitudinal and lateral tilt of kingpins and deformation of bow springs for steering gears with unsplit and split drag link.

Keywords: steering gear, unsplit and split drag link, dependent front suspension.

УДК 004.94:630* *Аспір. О.В. Турковська; доц. М.І. Густі, канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка", Міжнародний інститут прикладного системного аналізу, м. Лаксенбург*

АЛГОРИТМ ЛІСОКОРИСТУВАННЯ ДЛЯ ГЛОБАЛЬНОЇ ГЕОПРОСТОРОВОЇ МОДЕЛІ G4M З ВРАХУВАННЯМ СОРТИМЕНТНОЇ СТРУКТУРИ

Стандартний алгоритм лісокористування у глобальній геопросторовій моделі лісу G4M побудовано таким чином, що об'єм рубок передусім залежить від попиту на деревину. Проте попит на деревину не є розподіленим відповідно до сортиментної структури. Розроблено новий алгоритм на основі вже існуючого, який складається з двох блоків та почергово обчислює потенціал лісозаготівлі за двома групами сортиментів (пилівник і фанерний кряж та інші сортименти деревини), виходячи з попиту на них. Удосконалений алгоритм перевірено на прикладі України.

Ключові слова: алгоритм лісокористування, сортиментна структура, глобальна модель лісу G4M.

Вступ. Глобальна модель лісу (Global forest model – G4M) – це геопросторова розподілена обчислювальна модель, що прогнозує темпи заліснення та знеліснення, режими лісокористування та емісії двоокису вуглецю, а також їх реакцію на заходи з адаптації та пом'якшення зміни клімату у вигляді податку на вуглець чи заохочувальних виплат [4, 5]. G4M широко використовують як інструмент для оцінювання заходів для боротьби зі зміною клімату та їх впливу на лісові екосистеми, зокрема, в рамках низки проектів Європейської Комісії [2, 6], проекту Всесвітнього фонду дикої природи "Живі ліси" [4], Огляді Еліаша [1] тощо.

Прийняття управлінських рішень стосовно боротьби зі зміною клімату, враховуючи результати моделювання, ставить високі вимоги до самої моделі. Однією з них є її адекватність, тобто наскільки наближено до реальності представлено досліджувані процеси та явища.