

УДК 625. 06/08 (031)

ПРО ОПТИМІЗАЦІЮ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ НЕЗАЛЕЖНОЇ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛІВ.

Солтус А.П., проф., д.т.н.

*Кременчуцький державний політехнічний університет ім. М.В. Остроградського
39614, м. Кременчук, вул. Першотравнева, 20*

E-mail: avtotr@polytech.poltava.ua

Пилипенко В.І., інженер

ВАТ "Кременчуцьке АТП-15356"

39626, м. Кременчук, вул. Київська, 64

E-mail: atpdp@sat.poltava.ua

В данной статье разработана методика определения параметров кинематики неуправляемых колес автомобиля с учетом независимой двухрычажной подвески колес, которая позволяет определить оптимальные параметры подвески.

Ключевые слова: независимая подвеска, долговечность шин.

A method of determination kinematic parameters nonguided wheels of car is developed taking into account the independent twolever pendant of wheels, which allows to define optimum parameters of pendant.

Key words: independent pendant, longevity of tires.

Вступ. Створення автомобілів високої прохідності пов'язане із застосуванням на них незалежної підвіски коліс. На відміну від залежної підвіски кінематика кожного з коліс автомобіля буде визначатися двома суттєвими параметрами: зміщенням у бічному напрямку жорсткого диска колеса відносно до контактної відбитки та кутом розвалу колеса, які вплинуть на довговічність шин та відповідно на паливну економічність автомобілів.

У даній роботі розглядаються питання, пов'язані з ходимістю шин некерованих коліс автомобіля з незалежною підвіскою. Що ж до ходимості шин керованих коліс автомобіля з незалежною підвіскою, то слід зауважити, що на неї додатково будуть впливати нахили шворнів, кінематика кермового керування, установчі параметри керованих коліс (кут розвалу коліс у нейтральному положенні та сходження), стійкість коліс проти коливань. Ходимість шин керованих коліс - це окреме питання, яке в даній роботі не розглядається. Усі подальші дослідження будуть стосуватися некерованих коліс автомобіля.

Аналіз попередніх досліджень. Питання, пов'язані з особливостями кочення еластичних коліс по криволінійній траєкторії, є, на наш погляд, недостатньо вивченими. Практично всі дослідження стосуються прямолінійного руху автомобіля. Мотивацією є те, що під час руху кут повороту керованих коліс знаходиться у межах $1,5^{\circ}$ кута повороту від нейтрального положення. Серед досліджень, пов'язаних із криволінійним рухом, заслуговують уваги дослідження, проведені М.В. Келдишем [1]. Так, у роботі [1] розглядається деформація еластичного колеса за відсутності ковзання, яке перебуває під постійним вертикальним наван-

таженням, при зміщенні обода відносно опорної поверхні.

Це зміщення обода характеризується трьома параметрами: зміщенням лінії перетину середньої площини обода з опорною поверхнею, кутом повороту цієї лінії перетину та кутом розвалу колеса. Наведено залежність, яка описує кривизну траєкторії руху еластичного колеса як функцію трьох перелічених параметрів та трьох констант, що враховують вплив кожного з них.

Мета роботи. Розробити методику оптимізації конструктивних параметрів напрямного апарата незалежної підвіски, які забезпечать ходимість шин некерованих коліс автомобіля.

Для досягнення мети у роботі розв'язуються наступні задачі:

- визначення впливу зміщення диска колеса відносно відбитки шини та кута розвалу на величину кута відведення колеса під час руху автомобіля;
- розроблення методики, що дозволить за конструктивними параметрами напрямного апарата підвіски залежно від її кінематики визначити відносне зміщення відбитки шини та кут розвалу;
- за результатами проведених досліджень визначення оптимальних конструктивних параметрів підвіски.

Матеріал та результати досліджень. Відомо, що при коченні еластичного колеса по криволінійній траєкторії відбувається поворот жорсткого обода відносно кожної точки шини, контактуючої з опорною поверхнею. При входженні шини у контакт з опорною поверхнею швидкість кожної точки шини, контактуючої у стані зчеплення з опорною поверхнею, дорівнює нулю, а обід шини буде

переміщатись відносно кожної з точок контакту, рухаючись по криволінійній траєкторії. Відбувається закручування обода відносно контактної відбитка з додатковим зміщенням до центра повороту.

При цьому під зміщенням обода будемо розуміти відстань від центру лінії перетину діаметральної площини симетрії зміщеного обода колеса з опорною поверхнею після проходження центром колеса шляху $a/2$ (a - велика вісь відбитка шини) до тієї самої лінії до деформації. Максимальне зміщення обода відносно колеса буде досягнуто при проходженні центром колеса шляху $a/2$. Це підтверджується результатами проведених досліджень у роботі [2].

Згідно з роботою [2], величина кута закручування обода шини під час руху по криволінійній траєкторії буде формуватися протягом часу, за який центр колеса пройде шлях також $a/2$, та визначатися за виразом:

$$\sin \theta = \frac{a}{4 \cdot R}, \quad (1)$$

де θ - кут закручування обода;

a - велика вісь відбитка шини;

R - радіус траєкторії руху колеса.

Задача полягає у тому, щоб за зміщенням обода еластичного колеса, яке викликане кінематикою напрямного апарата підвіски, визначити радіус кривизни траєкторії, по якій буде рухатись колесо.

Розрахункова схема для визначення радіуса R залежно від зміщення обода наведена на рис. 1.

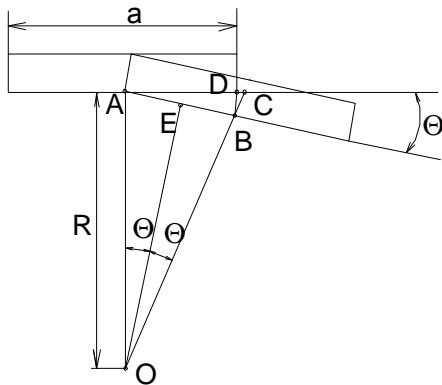


Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення радіуса кривизни траєкторії руху некерованого колеса

Із аналізу рис. 1 видно, що кут відносного закручування θ - це кут між попереднім положенням контактної відбитка та після проходження центром колеса шляху $a/2$, а величиною зміщення буде відрізок BD . Це зміщення у подальшому будемо позначати Δ .

З трикутника ABD визначимо

$$\Delta = 2 \cdot AB \cdot \sin \theta. \quad (2)$$

Ураховуючи залежність (1), вираз (2) набуде вигляду:

$$\Delta = \frac{a^2}{8 \cdot R}. \quad (3)$$

У цьому випадку радіус кривизни за наявності зміщення дорівнює

$$R = \frac{a^2}{8 \cdot \Delta}. \quad (4)$$

Із аналізу формули (4) видно, що радіус траєкторії руху еластичного колеса за відсутності ковзання елементів шини з опорною поверхнею залежить тільки від зміщення обода та великої осі відбитка шини.

Оскільки з аналізу залежності моменту опору повороту шини керованого колеса на місці від кута повороту впливає, що на сухому асфальтобетоні з коефіцієнтом зчеплення 0,7 ковзання відсутнє практично до кута повороту 5° , то залежність дійсна у діапазоні кутів закручування до 5° .

Вищенаведена залежність (4) одержана, виходячи з гіпотези відносного повороту обода при русі колеса по криволінійній траєкторії. Разом з цим, рух еластичного колеса по криволінійній траєкторії, ґрунтуючись на гіпотезі про кочення пневматика при довільній деформації, наведений у роботі М.В. Келдиша [1]. Розглянувши наявність бічних деформацій еластичної шини, автор роботи дійшов висновку, що за відсутності ковзання у контакті колеса з опорною поверхнею колесо котиться по колу. Кривизна траєкторії описується виразом:

$$\frac{1}{R} = l \cdot a, \quad (5)$$

де R - радіус траєкторії руху колеса;

l - відстань від лінії перетину діаметральної площини зміщеного колеса з опорною поверхнею до центра площі контакту до деформації. У нашому випадку це буде відстань BD (див. рис.1);

α - константа, що враховує бічну деформацію.

Якщо порівняти вирази (4) та (5), то можна зробити висновок, що

$$a = \frac{8}{a^2}. \quad (6)$$

Таким чином, розглянувши процес кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії з позиції повороту обода відносно відбитка шини та з позиції гіпотези про кочення пневматика при його довільній деформації, були одержані аналогічні залежності, згідно з якими константа у виразі (5) дорівнює $8/a^2$. Проведені дослідження дозволили визначити за наявності бічної деформації обода радіус траєкторії руху еластичного колеса.

Якщо відомий радіус траєкторії руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії, то розв'язується зворотна задача - за радіусом траєкторії руху визначається кут кінематичного відведення, а отже, і додатковий момент опору руху за виразом:

$$M_\theta = C_\omega \cdot \theta = \frac{2 \cdot C_\omega \cdot \Delta}{a}, \quad (7)$$

де C_w - кутова жорсткість шини відносно вертикальної осі, Н м/рад;

a - велика вісь відбитка шини, м;

Δ - зміщення обода колеса відносно відбитка шини, м.

Кочення колеса з кутом розвалу γ викликає кінематичний кут відведення, який за характеристиками впливу рівноцінний руху колеса по криволінійній траєкторії радіусом

$$R = \frac{a \cdot \sin g}{4 \cdot r_k},$$

де γ - кут розвалу колеса під час руху;

r_k - радіус колеса.

При цьому додатковий момент опору руху колеса, що котиться з розвалом, визначимо за виразом:

$$M_g = C_w \frac{a}{4 \cdot r_k} \sin g.$$

Таким чином, наведені вище дослідження дозволяють визначити додатковий момент опору руху еластичного колеса, викликаний зміщенням обода та кутом розвалу еластичного колеса.

У подальшому задача зводиться до визначення зміщення обода та кута розвалу як функції конструктивних параметрів напрямного апарата підвіски при її кінематиці.

У принципі можливі два способи визначення цих параметрів: аналітичний та графічний. Щодо графічного способу, то він відносно простий, не потребує значних затрат, наочний і дозволяє з мінімальними затратами одержати значення як зміщення обода, так і кута розвалу. Однак цей спосіб неточний, і можуть з'явитись значні помилки, що недопустимо для практики. Тому надалі будемо проводити розрахунки аналітичним методом.

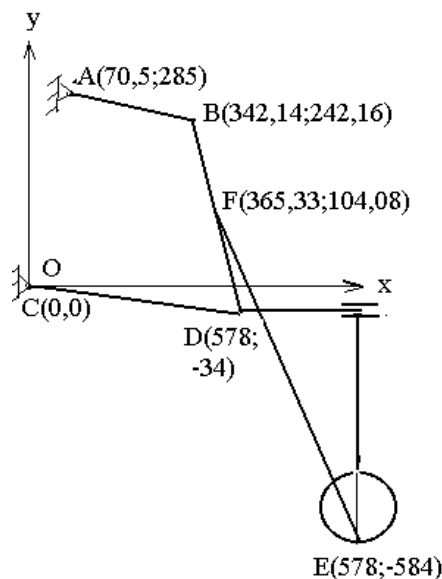


Рисунок 2 – Схема для дослідження кінематики незалежної підвіски некерованого колеса

Розрахункова плоска схема двоважільної підвіски для визначення оптимальних параметрів напрямного апарата незалежної підвіски аналітичним методом наведена на рис. 2.

Параметри підвіски наведені координатами її шарнірів у системі координат XOY, початок якої знаходиться в шарнірі С. Базовими є точки А та В, якими підвіска кріпиться до щік лонжеронів рами.

Точка Е характеризує центр контактної відбитки шини, в якій прикладена рівнодіюча нормальних реакцій опорної поверхні.

Незалежним параметром був вибраний кут коливання нижнього важеля підвіски CD. При цьому кут коливання задавали при збільшенні навантаження зі знаком "+", а при зменшенні - зі знаком "-" у межах $\pm 20^\circ$. При такому куті відхилення важеля CD хід підвіски від нейтрального положення складає вгору та вниз по 133 мм.

Вхідними параметрами для подальших розрахунків є координати шарнірів А, В, С, D незалежної підвіски та точка контакту колеса з опорною поверхнею - точка Е.

З використанням відомих залежностей аналітичної геометрії (визначення кута між двома прямими, які задані координатами, довжини важелів за координатами його крайніх точок та ін.) було розроблено блок-схему розрахунку величини кута розвалу колеса та зміщення точки Е у горизонтальній площині залежно від кута коливань важеля CD.

При проведенні розрахунків припускали, що :

- при статичному навантаженні кут розвалу колеса дорівнює нулю;
- важелі незалежної підвіски жорсткі;
- у шарнірах відсутні зазори.

За результатами проведених досліджень розроблений алгоритм розрахунку незалежної двоважільної підвіски:

```

10 CLS
20 XAO = 70.5
30 YAO = 285
31 xeo = 578.52
32 yeo = -584
40 xbo = 342.14
50 ybo = 242.14
55 QM = 20 / 57.3
60 XCO = 0
70 YCO = 0
80 xdo = 388.52
90 ydo = -34
91 xfo = (xbo + xdo) / 2
92 yfo = (ybo + ydo) / 2
100 q1 = ATN(ydo / xdo)
110 lcd = SQR((xdo - XCO) ^ 2 + (ydo - YCO) ^ 2)
120 q2 = ATN((ybo - YAO) / (xbo - XAO))
130 FOR q = -QM TO QM STEP QM / 4
140 xd = lcd * COS(q1 + q)
150 yd = lcd * SIN(q1 + q)
160 lab = SQR((xbo - XAO) ^ 2 + (ybo - YAO) ^ 2)
170 lbd = SQR((xbo - xdo) ^ 2 + (ybo - ydo) ^ 2)
180 d = YAO - lcd * SIN(q1 + q)
190 b = XAO - lcd * COS(q1 + q)
    
```

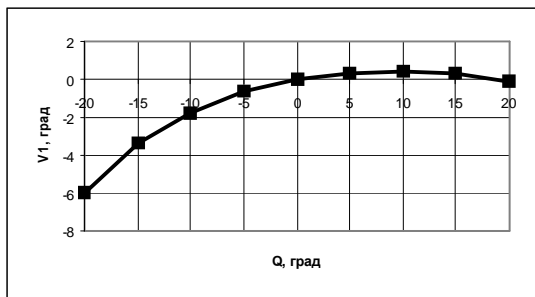
```

200 c = (lbd ^ 2 - lab ^ 2 - b ^ 2 - d ^ 2) / (2 * lab)
210 k = (d / (c + b)) + SQR((d / (c + b)) ^ 2 - (c - b) /
(c + b))
220 q3 = 2 * ATN(k) - q2
230 xb = XAO + lab * COS(q3 + q2)
240 yb = YAO + lab * SIN(q3 + q2)
250 GO = (xbo - xdo) / (ybo - ydo)
260 G1 = (xb - xd) / (yb - yd)
270 g2 = ATN(GO)
280 g3 = ATN(G1)
290 V = g3 - g2
300 v1 = 57.3 * V
310 k1 = (ybo - ydo) / (xbo - xdo)
320 k2 = (yfo - yeo) / (xfo - xeo)
330 k3 = (k2 - k1) / (1 + k1 * k2)
340 k4 = (yd - yb) / (xd - xb)
350 lef = SQR((xfo - xeo) ^ 2 + (yfo - yeo) ^ 2)
360 xf = (xb + xd) / 2
370 yf = (yb + yd) / 2
380 k5 = (k4 + k3) / (1 - k4 * k3)
390 xe = xf + SQR(lef ^ 2 / (1 + k5 ^ 2))
400 dx = xe - xeo
410 PRINT "q="; q * 57.3, "v1="; v1, "dx="; dx
420 NEXT
    
```

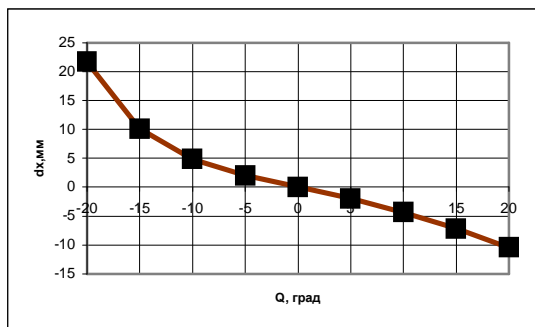
Результати реалізації даного алгоритму на ЕОМ наведені на рис. 3

На рис. 3 а, б наведені залежності кута розвалу та зміщення обода від кінематики незалежної підвіски при серійних параметрах шарніра кріплення, точка А з координатами X=70,5 мм; Y=285 мм.

Із аналізу рис. 4 а, б видно, що при переміщенні підвіски вгору, що відповідає збільшенню навантаження, величина кута розвалу практично не змінюється і знаходиться у межах $+0^0 \dots +0^0 30'$, що є



а)



б)

Рисунок 3 – Характеристики серійної підвіски

позитивним.

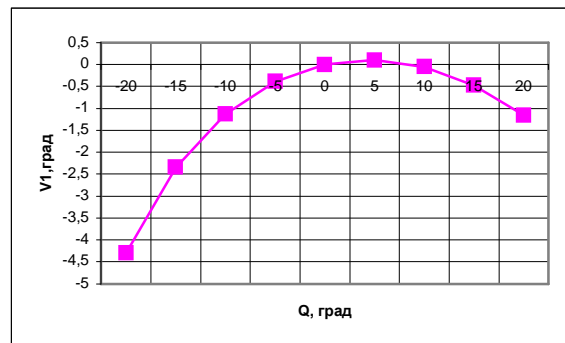
При цьому зміщення центра контактної відбитки, точки Е, збільшується від 0 до 10 мм. Експериментально визначена довжина великої осі відбитки шини при навантаженні 18500 Н і складає $a=0,286$ м. При такому переміщенні кочення колеса відбувається по траєкторії з радіусом, який визначений за формулою (4) і складає 1,02245 м. Кочення колеса по такому радіусу викличе кінематичний кут відведення $q = \frac{a}{4 \cdot R} = 0,07 \text{ рад}$.

При навантаженні на колесо 18500 Н кутова жорсткість шини складає $C_w = 10585,7$ Н/рад. Додатковий момент руху при ході підвіски вгору на 133 мм, навіть без урахування коефіцієнта динамічності, становить $M_q = C_w \cdot q = 741$ Н м.

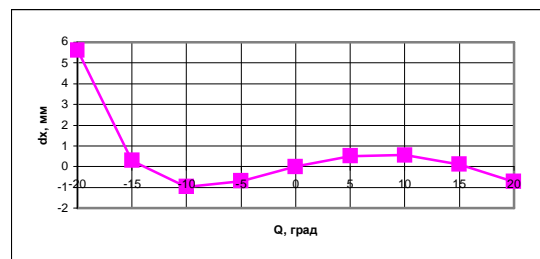
Що ж до переміщення в протилежному напрямку, то кут розвалу стає від'ємним і сягає -6^0 , а зміщення - 22 мм. Однак навантаження на колесо при ході вниз підвіски на 133 мм практично відсутнє, а тому суттєво вплинути ці параметри на ходимість шин не можуть.

На рис. 4 наведені результати досліджень кута розвалу та зміщення обода, коли координати точки А (кріплення підвіски до щоки) змінилися. По вертикалі точка А була опущена на 10 мм, а тому її координати будуть А (70,5; 275).

Із аналізу рис. 4 видно, що при ході підвіски вгору, що відповідає збільшенню навантаження, зміщення не перевершує 1 мм, а кут розвалу знаходиться у межах одного градуса. А це значить, що радіус траєкторії, по якій буде рухатись колесо, згідно із залежністю (4) дорівнює 10,22 м. Кут відведення при русі по такому радіусу дорівнює



а)



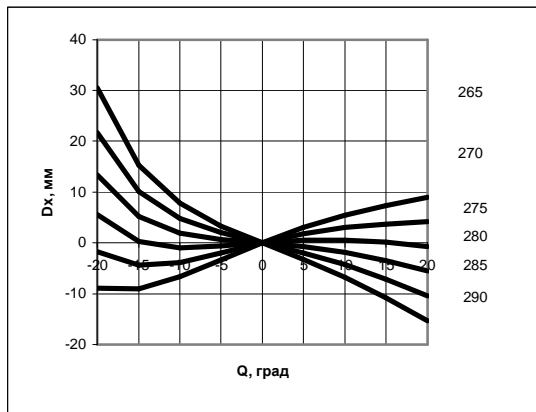
б)

Рисунок 4 – Характеристики підвіски з оптимізованими параметрами

0,0067 рад.

При цьому додатковий момент опору руху складає 70,9 Н.м. Щодо моменту, викликаного наявністю кута розвалу, то при куті розвалу 1° він складає 84,2 Н.м.

Для ілюстрації впливу координати Y точки A на значення зміщення обода та величину кута розвалу на рис. 5 наведені їх значення при координатах точки A ($X=70,5$; $Y= 265, 270, 275, 280, 285, 290$).



а)

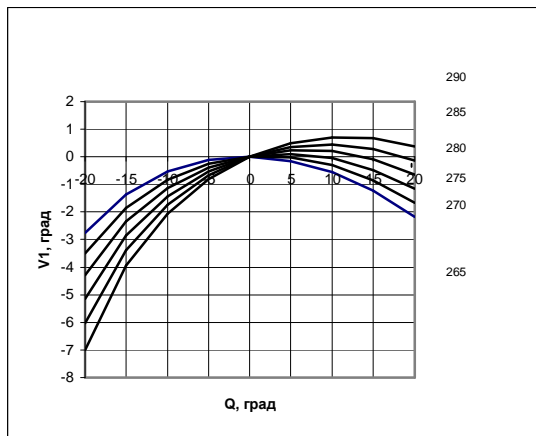


Рисунок 5 – Характеристики підвіски з координатами точки A $X=70,5$ мм; $Y=265\dots 290$ мм.

Із аналізу рис. 5 видно, що мінімального значення зміщення досягає при координатах точки A (70,5; 275). Відхилення координати Y як в один, так і в інший бік від цього положення викличе збільшення зміщення обода відносно відбитка шини. При цьому кут розвалу колеса не перевищує 1° .

Висновки. З аналізу проведених досліджень випливають наступні висновки:

1. Розроблена методика дозволяє визначити вплив зміщення обода відносно відбитка шини на величину кута відведення еластичної шини. Установлено, що кут відведення залежить від розмірів великої осі відбитка шини та величини зміщення обода, викликаного кінематикою напрямного апарата незалежної підвіски.
2. Розроблений алгоритм розрахунку двоважільної незалежної підвіски дозволяє проаналізувати вплив конструктивних параметрів підвіски на зміщення обода та кут розвалу при її кінематиці. Задавши можливі значення координат шарнірів підвіски, визначаються вихідні параметри, що характеризують незалежну підвіску.
3. Вплив координати точки A по осі Y є визначальним для забезпечення оптимальних параметрів існуючої підвіски. Оптимальні значення координати точки A (70,5; 275) дозволяють зменшити зміщення обода з 10 мм до 1мм, залишаючи кут розвалу в межах 1° .

БІБЛОГРАФІЧНІ ДАНІ

1. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехосного шасси.// Труды ЦАГИ.- 1945.-№564.
2. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета колесных управляющих модулей. Монография. Деп.Укр. НИИТИ №501 - Ук90 ВИНТИ "Деп. науч. труды", 1990, №7(290), б/о 203. – 234 с.

Стаття надійшла 23.04.2007 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Масловим О.Г.