

12. Панин С. Оценка деформации твердых тел по изображениям поверхности / Панин С., Сырямкин В., Любутин П. // Автометрия. – 2005. – Т.41,№2. – С. 44–58.
14. Sutton M. Three-dimensional digital image correlation to quantify deformation and crack-opening displacement in ductile aluminum under mixed-mode I/III loading / Sutton M. // Optical Engineering. – 2007. – V.46,№5. – P. 51003 – 51003. – DOI: 10.1117/1.2741279.
15. Sutton M. Image correlation for shape, motion and deformation measurements: basic concepts, theory and applications / Sutton M., Orteu J., Schreier H. – [S.I.] : Springer US, 2009. – 322 p.
16. Березін В. Дослідження поля деформації плоскої поверхні зразків матеріалів методом кореляції цифрових зображень. (Статичне навантаження) / Березін В., Чаусов М. // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2011. – №2. – С. 15–20.

Проведено исследование процессов деформирования и разрушения древесностружечных плит без концентраторов напряжений и с концентраторами напряжений в виде круглых отверстий при трех точечном изгибе. В результате проведения механических испытаний, с использованием оптических методов, установлены особенности изменения поля деформации плит ДСП в зависимости от величины ослабления поперечных сечений.

Деформирование, разрушение, древесностружечная плита, концентратор, напряжение.

Investigation of deformation and destruction processes in flake board with concentrator as round holes at three point bending is carried out. In results of mechanical tests, using digital image correlation, features of deformation fields evolution in flake board depending on magnitude of cross-section reduction are shown.

Deformation, destruction, flake board, concentrator, pressure.

УДК 629.3.027.5

УТОЧНЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук

Еластичне колесо не можна розглядати у вигляді монолітного затверділого тіла, рівняння рівноваги якого складають із застосуванням динамічного радіуса. Його слід розглядати у вигляді двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між

© С.П. Пожидаєв, 2013

собою – колісного диска і важеля, кутова швидкість обертання якого дещо більша, ніж диска. Така модель приводить до застосування у розрахунках радіуса кочення, а не динамічного радіуса. Можна також користуватися і моделлю еластичного колеса у вигляді монолітного недеформованого тіла з радіусом, рівним радіусу кочення еластичного колеса.

Еластичне колесо, динамічний радіус, радіус кочення.

Постановка проблеми. У статті [1] було показано, що рівняння, яке за допомогою динамічного радіуса встановлює взаємозв'язок між прикладеними до еластичного колеса крутним моментом і силою тяги, є помилковим, бо суперечить закону збереження енергії.

Однак це рівняння необхідно впливає з умови рівноваги, складеної на підставі схеми сил і моментів, прикладених до колеса, поданого у вигляді монолітного затверділого тіла. Це означає, що механічна модель еластичного колеса у вигляді монолітного тіла, яке взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, рівному динамічному радіусу, є некоректною.

Мета досліджень – уточнення теорії кочення еластичного колеса шляхом з'ясування причини некоректності його механічної моделі, поданої у вигляді затверділого монолітного тіла, яке взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, рівному динамічному радіусу.

Результати досліджень. Розглянемо найпростіший випадок руху колеса по твердій опорній поверхні – рис. 1.

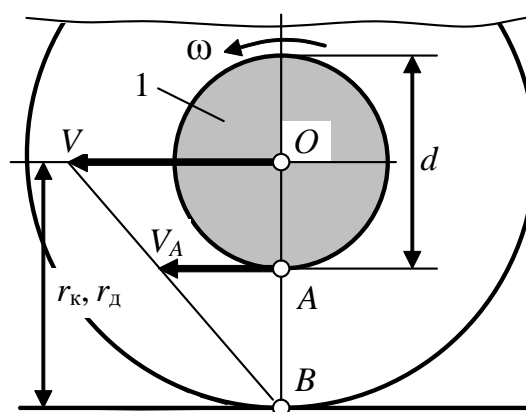


Рис. 1. Еюра розподілу лінійних швидкостей руху точок жорсткого колеса у перерізі OAB.

Припустимо, що еластичне колесо має таке мале нормальне навантаження, при якому його нормальна деформація практично відсутня і колесо можна вважати абсолютно жорстким. Припустимо

також, що диск 1 колеса приводиться у рух з кутовою швидкістю ω , а буксування чи проковзування колеса відносно опорної поверхні відсутнє. У такому випадку т. B являтиме собою миттєвий центр обертання колеса у його абсолютному русі, внаслідок чого лінійні швидкості руху точок O і A дорівнюватимуть:

- лінійна швидкість т. O :

$$V = \omega \cdot r_k, \quad (1)$$

де r_k – радіус кочення колеса, під яким, згідно з п.27 стандарту [1], розуміють відношення поздовжньої складової поступальної швидкості колеса V до його кутової швидкості ω (або, що те ж, відношення поздовжньої складової L шляху, пройденого колесом, до кута його повороту α):

$$r_k = \frac{V}{\omega} \equiv \frac{L}{\alpha}; \quad (2)$$

- лінійна швидкість т. A колісного диска діаметром d :

$$V_A = V - \omega \cdot 0,5d = \omega \cdot (r_k - 0,5d). \quad (3)$$

Точка B являє собою миттєвий центр обертання колеса, тому її лінійна швидкість і довжина вектора швидкості дорівнюють нулю.

З'єднавши прямими лініями кінці векторів швидкостей точок O , A і B прямими лініями, отримуємо епюру розподілу лінійних швидкостей точок жорсткого колеса у перерізі OAB . Вона по всій довжині являє собою пряму лінію, що свідчить про однаковість кутових швидкостей обертання жорсткого колеса у всьому згаданому перерізі.

Розглянемо другий випадок: нормальне навантаження на колесо велике, внаслідок чого спостерігається істотна нормальна деформація шини – рис. 2.

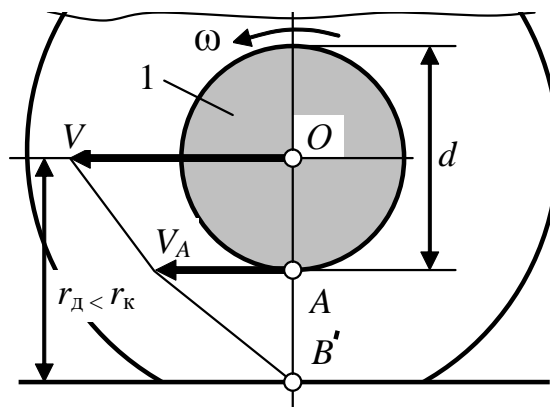


Рис. 2. Епюра розподілу лінійних швидкостей руху точок еластичного колеса у перерізі OAB' .

У такому випадку слід враховувати, що брекерний пояс сучасних шин має велику еластичність у радіальному напрямі і велику жорсткість у окружному, внаслідок чого бігова доріжка "...поводить себе при коченні колеса подібно тракторній гусеничній стрічці" [3, с. 38].

За таких умов шлях L , пройдений колесом при його повороті на один оберт ($\alpha = 2\pi$), буде таким же, як і у попередньому випадку.

Це означає, що радіус кочення колеса (згідно з виразом (2)) та лінійна швидкість руху т. O (згідно з виразом (1)) будуть такими самими, як і у попередньому випадку. На рис. 2 це відображено вектором v швидкості руху т. O такої ж довжини, як і на рис. 1.

Згідно з виразом (3) лінійна швидкість руху т. A теж не зміниться.

З'єднавши кінці векторів швидкостей точок O , A і B' прямими лініями, отримуємо епюру розподілу лінійних швидкостей точок еластичного колеса у перерізі OAB . Вона являє собою ламану лінію, що свідчить про існування двох різних кутових швидкостей у згаданому перерізі. На ділянці OA перерізу кутова швидкість обертання залишиться тією ж, що і раніше, рівною ω . Але на ділянці AB' перерізу кутова швидкість ω' дещо більша, бо на меншому, ніж у жорсткого колеса, плечі AB' (рівному $r_d - 0,5d$) вона забезпечує отримання тієї ж лінійної швидкості V_A , що і у жорсткого колеса:

$$V_A = \omega \cdot (r_k - 0,5d) = \omega' \cdot (r_d - 0,5d).$$

Звідси випливає, що кутова швидкість обертання ділянки AB' перерізу еластичного колеса дорівнює:

$$\omega' = \omega \cdot \frac{(r_k - 0,5d)}{(r_d - 0,5d)}. \quad (4)$$

Внаслідок цього еластичне колесо не можна розглядати як монолітне затверділе тіло.

Застосовуючи принцип затвердіння, еластичне колесо слід уявляти у вигляді двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між собою – колісного диска 1 з посадковим діаметром d , що обертається з кутовою швидкістю ω , і прикріпленого до нього важеля 2 довжиною $AB' = r_a - 0,5d$ (рис. 3), кутова швидкість обертання якого (ω') дещо більша, ніж ω , і визначається за виразом (4).

Тільки у такому випадку механічна модель колеса, яка спирається на динамічний радіус, буде надавати істинне значення поступальної швидкості руху т. O :

$$V = (r_a - 0,5d) \cdot \omega' + 0,5d \cdot \omega = r_e \cdot \omega. \quad (5)$$

Сили, що діють у такій механічній системі, неможливо визначити за допомогою рівняння її рівноваги.

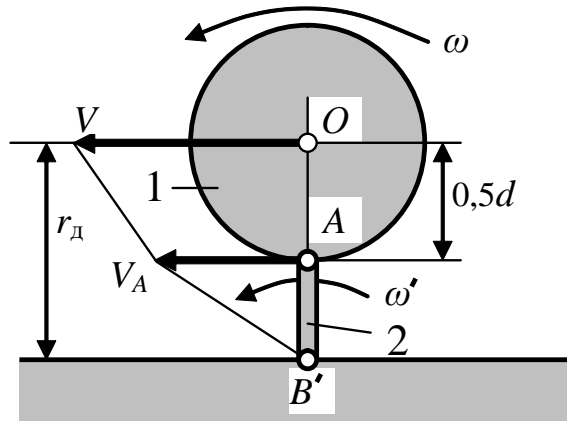


Рис. 3. Подання еластичного колеса у вигляді двох твердих тіл.

Це можна зробити лише за допомогою рівняння віртуальної роботи δA , яке підтверджує факт силової взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею на плечі, рівному радіусу кочення r_k , а не динамічному радіусу r_d . З іншого боку, рівняння (5) вказує на можливість застосування і найпростішої моделі еластичного колеса – у вигляді монолітного недеформованого тіла з радіусом, рівним радіусу кочення еластичного колеса.

Що стосується всіх інших аспектів роботи еластичного колеса – буксування, формування сили опору його перекочуванню тощо, то вони залишаються без змін за винятком того, що у всіх випадках повинен братись до уваги лише радіус кочення, а не динамічний радіус.

Висновки

Причиною помилковості рівняння, яке за допомогою динамічного радіуса встановлює взаємозв'язок між прикладеними до еластичного колеса крутним моментом і силою тяги, є хибне уявлення про те, що еластичне колесо можна розглядати як монолітне затверділе тіло, що взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, рівному динамічному радіусу.

Насправді еластичне колесо слід розглядати як механічну систему двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між собою – колісного диска діаметром d і прикріпленого до нього важеля довжиною $r_d - 0,5d$, кутова швидкість обертання якого у $(r_k - 0,5d)/(r_d - 0,5d)$ разів більша, ніж кутова швидкість диска. Застосування такої моделі колеса неминуче приводить до застосування радіуса кочення, а не динамічного радіуса.

Можна користуватись і моделлю колеса у вигляді монолітного недеформованого твердого тіла з радіусом, рівним радіусу кочення еластичного колеса.

Список літератури

1. Пожидаєв С.П. Про суперечність у теорії кочення еластичного колеса // Механізація та електрифікація сіл. госп-ва: Міжвідомчий темат. наук. зб. – Глеваха, 2013. – Вип. 97, т. 2. – С.76-82.
2. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Введ. 1972-05-06. – М.: Изд-во станд., 1972. – 24 с.
3. Работа автомобильного колеса / В.И.Кнороз, Е.В.Кленников, И.П.Петров и др. – М.: Транспорт, 1976. – 239 с.

Еластичное колесо нельзя рассматривать в виде монолитного затвердевшего тела, взаимодействие которого с опорной поверхностью происходит на плече, равном динамическому радиусу. Его следует рассматривать в виде двух твердых тел, шарнирно соединенных между собой – колесного диска и рычага, угловая скорость вращения которого несколько больше, чем диска. Такая модель приводит к применению в расчетах радиуса качения, а не динамического радиуса. Можно также пользоваться и моделью эластичного колеса в виде монолитного недеформируемого тела с радиусом, равным радиусу качения эластичного колеса.

Еластичное колесо, динамический радиус, радиус качения.

The elastic wheel can not be considered as a hardened monolithic body equilibrium equations of which are made with the use of the loaded radius. It should be presented in the form of two solids pivotally interconnected – a web of wheel and a lever angular, velocity of which is slightly larger than the same of the web of wheel.

This model leads to use in the calculation of rolling radius rather than the loaded radius. You can also use a model where the elastic wheel is as a monolithic undeformed body with a radius equal to the rolling radius of the elastic wheel.

Elastic wheel, loaded radius, rolling radius.