

ной математике. – М.: Мир, 1972. – 272 с. 4. Узем Дж. Линейные и нелинейные волны. – М.: Мир, 1977. – 624 с. 5. Митропольский Ю.А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Клейна-Гордона // Укр. мат. журн. – 1995. – 47, № 9. – С. 1209–1216. 6. Митропольський Ю.О., Сокіл Б.І. Про застосування Атеб-функцій для побудови асимптотичного розв'язку збуреного нелінійного рівняння Клейна – Гордона // Укр. мат. журн. – 1998. – 50, № 5. – С. 665–670. 6. Каудерер Г. Нелинейная механика. – М.: ИЛ, 1961. – 777 с.

УДК 621.8:004.2

Є.Ю. Форнальчик, Т.Ю. Підгайний

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

## ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДНЬОЇ ПІДВІСКИ АВТОБУСА IVECO-КрАЗ

© Форнальчик Є.Ю., Підгайний Т.Ю., 2004

Проведено розрахунок серійного торсіона на втомну міцність і виявлено його низьку надійність. Встановлено залежність коефіцієнта запасу міцності і довжини торсіона від його діаметра. Зважаючи на умови забезпечення необхідної надійності і жорсткості, запропоновано новий торсіон. Використовуючи метод скінчених елементів, проведено розрахунок важеля, який з'єднаний з торсіоном. Враховуючи результати розрахунку, спроектовано важіль для нового торсіона.

It is carried out calculation of a serial torsion bar on fatigue strength and its low reliability detected. Association of a reserve factor and length of a torsion bar on its diameter is established. On a ground of conditions of necessary reliability and rigidities, the new torsion bar is offered. Using a Finite Element Method, calculation of a bar, which is fused to a torsion bar, is carried out. Taking into account outcomes of calculation, the bar for a new torsion bar is designed.

На міських та приміських пасажирських маршрутах серед автобусів, які використовуються, є як вітчизняного, так і закордонного виробництва, зокрема Ivesco-КрАЗ, ГАЗ, Пежо та ін., які працюють в режимі маршрутних таксі. Експлуатаційна надійність тих, які працюють на маршрутах міста Львова з його неякісними та різнотипними дорожніми покриттями і перевантаженістю пасажиропотоками упродовж змін, характеризується, як показали попередні дослідження [1], частими відмовами різних конструктивних елементів та інтенсивним старінням парку. Це зумовлює погіршення якості обслуговування пасажирів та зриви графіків руху. Наприклад, для підвіски автобуса Ivesco-КрАЗ параметр потоку відмов становив  $\omega(t) = 2,7 \text{ дн.}^{-1}$ , при цьому середньоквадратичне відхилення  $\sigma = 1,65 \text{ дн.}^{-1}$  і коефіцієнт варіації  $\nu = 60,65 \%$ , а пробіг на відмови  $L = 5 \text{ 398 км}$ , з середньоквадратичним відхиленням  $\sigma = 3 \text{ 966 км}$  і коефіцієнтом варіації  $\nu = 73,71 \%$  [1]. Відмови цих автобусів 3-ї категорії складності, які ставалися на лінії, потребували їх усунення у стаціонарних умовах, середньодобовий пробіг при цьому становив 350 км. Частка відмов та несправностей деталей передньої підвіски автобуса становила 14,7 %. Причинами цього були в основному руйнування торсіонів (коефіцієнт відмов 43,5 %). Отже, з метою підвищення надійності підвісок автобусів необхідно обґрунтувати для конкретних умов експлуатації конструктивні параметри їх торсіонів та важелів.

**Розрахунок торсіона.** Розрахунок конструктивних параметрів торсіона здійснювали розв'язуванням таких основних задач [2, 3]: а) визначення оптимальної жорсткості; б) визначення геометричних параметрів (діаметр, довжина); в) оцінка надійності і довговічності. Схеми з'єднання торсіон–важіль і положень важеля передньої підвіски автобуса *Iveco-КрАЗ TurboDaily A40-10* наведено на рис. 1 і 2. Основні початкові дані вибирались з конструкторської документації [4] автобуса *Iveco-КрАЗ Turbo-Daily A40-10*: довжина важеля передньої підвіски  $l_b = 270$  мм; жорсткість підвіски в статичному положенні  $c_0 = 55,5$  Н/мм; максимальний кут повороту важеля при ході стиску підвіски від статичного положення  $\varphi_1 = 18^\circ 25'$ ; максимальний кут повороту важеля при ході відбою підвіски від статичного положення  $\varphi_2 = 21^\circ 30'$ ; максимальний хід стиску підвіски  $f_1 = 78$  мм; максимальний хід відбою підвіски  $f_2 = 98$  мм; максимальне навантаження на переднє колесо  $F_w = 8250$  Н; матеріал торсіона сталь *40CrMo4*; допустиме напруження кручення матеріалу торсіона  $\tau_0 = 845$  МПа; допустиме амплітудне напруження  $\tau_a = 325$  МПа; межа витривалості кручення матеріалу торсіона  $\tau_{-1} = 400$  МПа; модуль пружності матеріалу торсіона  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа; кут закручування торсіона при ході стиску від горизонтального положення  $\alpha_1 = 14^\circ 30'$ ; кут закручування торсіона при ході відбою від горизонтального положення  $\alpha_2 = 21^\circ 30'$ ; коефіцієнт, що характеризує вплив абсолютних розмірів поперечного перерізу  $k_d = 0,9$ ; коефіцієнт, що характеризує вплив концентраторів напружень  $k_t = 1,0$ ; коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень  $\psi_t = 0,15$ . Числові значення коефіцієнтів  $k_d$ ,  $k_t$  та  $\psi_t$  вибирались з [2].

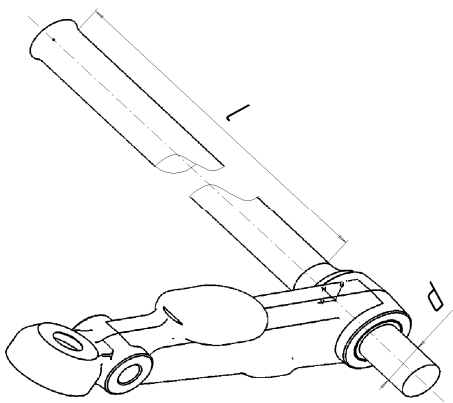


Рис. 1. Схема з'єднання торсіон–важіль передньої підвіски автобуса

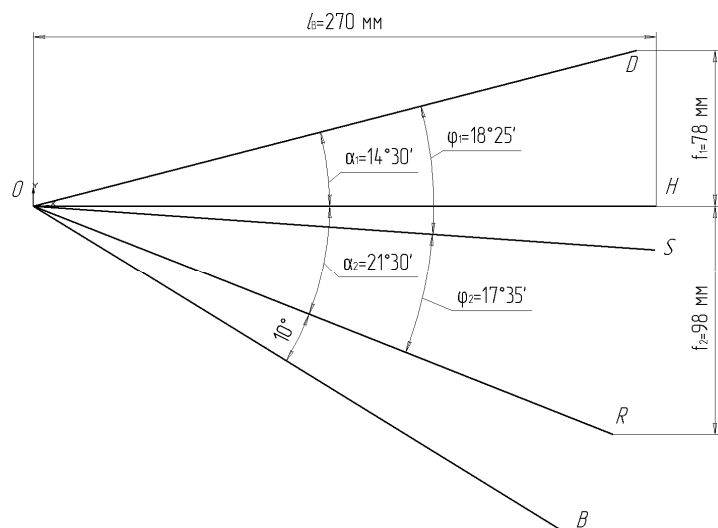


Рис. 2. Положення важеля передньої підвіски:  
*D* – верхнє граничне; *H* – горизонтальне;  
*S* – статичне; *R* – нижнє граничне;  
*B* – теоретичне положення важеля,  
за якого торсіон повністю розвантажений

Розрахунок міцнісних та геометричних параметрів виконували з використанням програми *Exel*. Спочатку визначались кути закручування торсіона при ходах стиску  $\varphi_1$  і відбою  $\varphi_2$  підвіски, а також кут його попереднього закручення  $\varphi_0$ . Потім визначаються зусилля  $F_1$  і  $F_2$ , що виникають при його закручуванні і відповідних положеннях важеля з кутами  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ . Розраховувались амплітудне  $F_A$  та максимальне  $F_{max}$  зусилля, які виникають у торсіоні при граничних ходах підвіски. Визначались також мінімально необхідний момент опору поперечного перерізу торсіона  $y_1$  та  $y_2$  з умови міцності при крученні при дії сил  $F_A$  та  $F_{max}$ . Потім вибиралось максимальне серед двох

значень  $y_1$  та  $y_2$ . На підставі цього розраховувались мінімальний діаметр торсіона та його робоча довжина [2]:

$$d_{min} = \sqrt[3]{y \cdot l_g \cdot 16 / \pi}, \quad (1)$$

$$l = \frac{G \cdot \pi}{32} \cdot \frac{d^4}{c \cdot r^2}. \quad (2)$$

Після цього виконувався перевірковий розрахунок і визначався коефіцієнт запасу міцності  $S_\tau$  торсіона [2]:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (3)$$

У результаті отримано такі основні параметри торсіона: діаметр –  $d = 27,5$  мм; довжина –  $l = 1100$  мм. Вони не відрізняються від фактичних. При цьому коефіцієнт запасу міцності  $S_\tau = 1$ . Отже, теоретично такий торсіон повинен витримати нескінченну кількість циклів навантаження.

Однак в реальних умовах через порушення у технології виготовлення, перевантаження автобуса, корозію матеріалу та інші непередбачувані умови, а також режими його експлуатації значення цих параметрів не забезпечують безвідмовність підвіски.

Відомо [5], що під час проектування деталей підвіски автомобілів коефіцієнт запасу міцності торсіонів повинен бути в межах 2–3. Тому виконаємо розрахунок торсіона (з використанням програми *Excel*) для ряду діаметрів з метою встановлення залежності від них коефіцієнта запасу міцності  $S_\tau$  і довжини торсіона  $l$ . На графіку (рис. 3) це відповідні криві, які описуються аналітично формулами:  $S_\tau \approx 47339 \cdot d^3$ ;  $l \approx 1940212 \cdot d^4$ .

Отже, як видно з рисунка, щоб забезпечити рекомендований коефіцієнт запасу міцності, наприклад,  $S_\tau = 2$ , необхідно збільшити діаметр торсіона до  $d = 35$  мм. Однак це призведе до збільшення його жорсткості. Відомо, що стандарт *ISO 2631* [6] зумовлює частоту власних коливань кузова автобуса в межах 0,8–1,2 Гц. Для збереження цього параметра необхідно, щоб новий торсіон мав таку саму жорсткість  $c_0 = 55,5$  Н/мм, як і серійний. Тому можна, збільшуючи діаметр торсіона, збільшувати і його довжину. Але, як видно із залежності довжини  $l$  від діаметра  $d$ , при рекомендованому коефіцієнті запасу міцності  $S_\tau = 2$  отримано збільшену майже втричі довжину торсіона  $l = 2912$  мм. Її важко забезпечити конструктивно, крім цього, зростає і маса торсіона, що спричинить збільшення вартості автобуса.

У такій ситуації для забезпечення необхідних надійності та жорсткості підвіски і уникнення збільшення габаритних розмірів

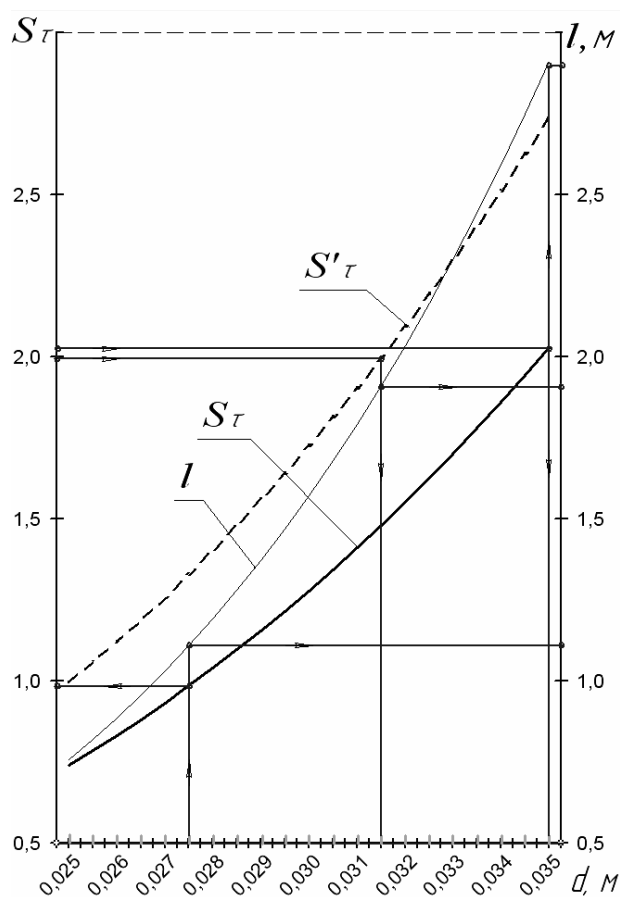


Рис. 3. Залежність коефіцієнта запасу міцності серійного  $S_\tau$  і проектного  $S'_\tau$  торсіона і довжини торсіона  $l$  від його діаметра

можна реконструювати передню підвіску з одного на два торсіони, які будуть з'єднані відповідно з верхнім та нижнім поперечними важелями [7]. Отже, можна вдвічі зменшити довжину торсіонів із збереженням стандартизованої жорсткості підвіски. Однак це спричинить ускладнення конструкції підвіски та збільшення трудомісткості її виготовлення і відповідно зростання вартості.

Існує інший варіант розв'язання цієї задачі, зокрема можна замінити матеріал серійного торсіона – сталь 40CrMo4 ( $\tau_0 = 845$  МПа) на інший, наприклад, – сталь 65C2BA ( $\tau_0 = 1200$  МПа). Ця сталь середньолегована, не дорожча за сталь серійного торсіона, має більший вміст вуглецю, кращі пружні та міцнісні характеристики і належить до класу високоякісних. Отже, добре гартується. Для наведеної умови задачі було виконано аналогічні розрахунки торсіона, виготовленого із запропонованої марки сталі. Результати розрахунків залежності  $S\tau$  проектного торсіона від його діаметра  $d$  зображено на рис. 3 відповідною кривою і описується аналітично виразом:  $S\tau \approx 63908 \cdot d^3$ .

Отже, враховуючи умови забезпечення необхідної надійності ( $S\tau = 2$ ) і жорсткості ( $c_0 = 55,5$  Н/мм) приймаємо такі оптимальні конструктивні параметри проектного торсіона: діаметр  $d = 31,5$  мм, довжина  $l = 1910$  мм.

**Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски (торсіон діаметром  $d = 27,5$  мм, довжина  $l = 1100$  мм).** На основі даних, взятих з конструкторської документації заводу-виготівника, створено математичну модель важеля передньої підвіски у програмі *SolidWork*. Її перетворено у формат програми *CATIA*. В останній за допомогою модуля *Generativ Structural Analysis* виконано розрахунок важеля методом скінчених елементів.

Перший етап розрахунку полягав у розбитті важеля на скінчені елементи. Другий етап – у прикладенні навантаження до важеля і визначення умов його закріплення. Розглянемо два граничні випадки: перший – максимальний хід стиску – важіль не впирається в упор кузова автобуса; другий – максимальний хід стиску – важіль впирається в упор кузова автобуса. У першому задавалися прикладуванням до головки важеля навантаження 8125Н. При цьому він жорстко закріплювався у шарнірі, тобто умовно вважаємо, що торсіон більше не закручується і працює на згин. У результаті розрахунку на основі теорії Мізеса–Губерта отримано максимальне значення напруження  $\sigma_m = 246$  МПа, а максимальний прогин важеля  $\Delta = 1,26$  мм. У другому випадку прикладалось аналогічне навантаження і важіль жорстко закріплювався у шарнірі і, крім цього, він фіксувався на площадці, що впиралася в упор. В результаті розрахунку отримано максимальне значення напруження  $\sigma_m = 190$  МПа, з максимальним прогином важеля  $\Delta = 0,253$  мм. До цього ж, отримані не тільки максимальні значення напружень, а також їх розподіли за довжиною деталі. На ділянках важеля, де виникають найбільші напруження, передбачалось підсилення його конструкції.

**Розрахунок верхнього важеля передньої підвіски (торсіон діаметром  $d = 31,5$  мм, довжина  $l = 1910$  мм).** Аналогічні розрахунки виконано для нового важеля, який спрягається із проектним торсіоном, діаметром  $d = 31,5$  мм. Бралась до уваги отримані вище результати. Діаметр провусини важеля та інші його елементи збільшувались пропорційно до покрокового збільшення діаметра торсіона. Для зменшення напружень, які виникають у важелі, та рівномірнішого їх розподілу робились підсилення його конструкції у відповідних місцях. Цим підвищується надійність та раціональне використання матеріалу. Для першого випадку навантаження отримано: максимальне напруження на основі теорії Мізеса–Губерта  $\sigma_m = 203$  МПа, максимальний прогин важеля  $\Delta = 1,08$  мм. Для другого випадку:  $\sigma_m = 174$  МПа,  $\Delta = 0,233$  мм (рис. 4).

**Аналіз результатів розрахунків і висновки.** Встановлено, що одним із чинників, які знижують надійність торсіонів передньої підвіски автобуса *IVECO-КрАЗ Turbo-Daily A40-10*, є їх недостатня міцність (коефіцієнт запасу міцності  $S\tau = 1$ ), тоді як його значення повинно знаходитись в межах 2–3 [5].

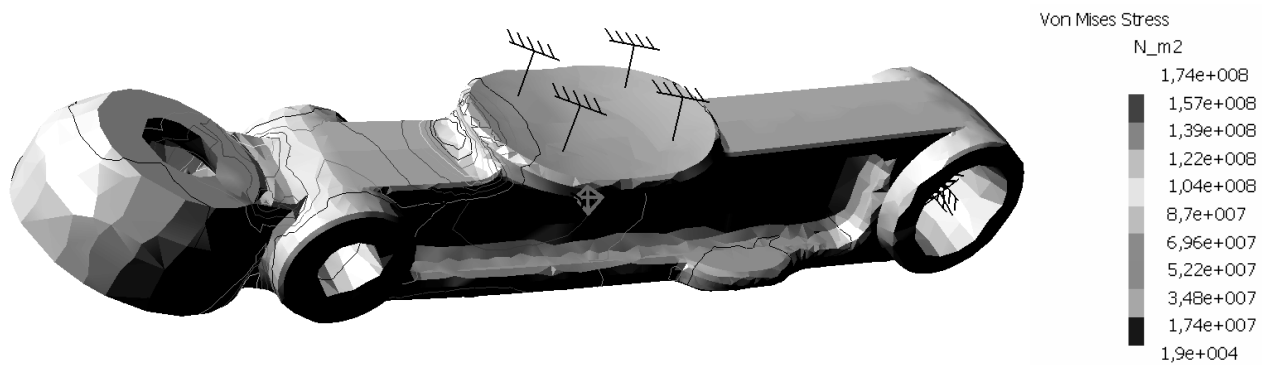


Рис. 4. Розподіл напружень за теорією Мізеса–Губерта на довжині проектного важеля, який впирається в упор

З метою підвищення коефіцієнта запасу міцності торсіона обґрунтовано потребу збільшення його діаметра з  $d = 27,5$  мм до  $d = 31,5$  мм. Для якого досягається значення коефіцієнта запасу міцності  $S_t = 2$ .

На підставі результатів розрахунку методом скінчених елементів у програмі *CATIA* серійного важеля передньої підвіски автобуса з діаметром серійного торсіона  $d = 27,5$  мм, запроєктовано новий важіль для торсіона з діаметром  $d = 31,5$  мм і виконано відповідний його перевіркового розрахунок. При цьому отримано менші напруження і деформації, ніж у серійному важелі (див. таблицю).

#### Основні результати розрахунків торсіона і важеля передньої підвіски автобуса IVECO-КрАЗ Turbo-Daily A40-10

Параметр	Позначення, розмірність	Значення параметрів для деталей	
		серійних	проектних
Коефіцієнт запасу міцності торсіона	$S_t$	1	2
Діаметр торсіона	$d$ , мм	27,5	31,5
Довжина торсіона	$l$ , мм	1100	1910
Матеріал торсіона	-	Сталь 40CrMo4	Сталь 65C2BA
Максимальні напруження за Мізесом–Губертом у важелі для першого випадку навантаження	$\sigma_m$ , МПа	246	203
Максимальна деформація важеля у першому випадку навантаження	$\Delta$ , мм	1,26	1,08
Максимальні напруження за Мізесом–Губертом у важелі для другого випадку навантаження	$\sigma_m$ , МПа	190	174
Максимальна деформація важеля у другому випадку навантаження	$\Delta$ , мм	0,253	0,233

Отримані результати та методика розрахунку з використанням програми *CATIA* може рекомендуватися проектним установам для використання під час розроблення нових конструкцій передньої підвіски автобусів.

1. Фрональчик Є.Ю., Количин Ю.В. Структурний аналіз автобусів IVECO-КрАЗ // Зб. наук. пр. Асоц. "Автобус" "Проект., вир-во та експлуат. автотр. засобів і поїздів". – 2002. – Вип. 6. – С. 169–171. 2. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с. 3. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с. 4. Конструкторська документація на автобус IVECO-КрАЗ Turbo-Daily A40-10. 5. Чернавский С.А. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1984. – 558 с. 6. ISO 2631/1-85 Оценка воздействия общей вибрации на тело человека. Ч. 1: Общие требования. 7. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.