

УДК 625. 06/08 (031)

## МОДУЛЬНЕ КОНСТРУЮВАННЯ - ПРОГРЕСИВНИЙ МЕТОД СТВОРЕННЯ АВТОМОБІЛІВ ВИСОКОЕФЕКТИВНОЇ ПРОХІДНОСТІ

*Пилипенко В.І., інженер*

*ВАТ "Кременчуцьке АТП-15356"*

*39626, м. Кременчук, вул. Київська, 64*

*E-mail: [atpdp@sat.poltava.ua](mailto:atpdp@sat.poltava.ua)*

В данній статті изложены принципы модульного конструирования ходовой части и трансмиссии автомобилей высокоэффективной проходимости. На основе этих принципов определены типы шин и подвески, особенности конструкции главных передач этих автомобилей.

**Ключевые слова:** модульное конструирование, унифицированное шасси, подвеска.

Principles of the module constructing of working part and transmission of cars are expounded In this article highly effective ability to travel cross-country. On the basis of these principles types of tires and pendant, feature of construction of main transmissions of these cars, are definite.

**Key words:** module constructing, compatible undercarriage, pendant.

**Вступ.** Необхідність створення нового сімейства автомобілів "ВисокоЕфективної Прохідності" (ВЕПР) пояснюється умовами, що склалися у державних структурах: Збройних силах, прикордонних військах, правоохоронних органах, спеціальних підрозділах, оперативно-рятувальних службах, банківських та інкасаторських системах, підприємствах нафтогазової промисловості, охоронних підрозділах щодо забезпечення їх спеціальною технікою високої прохідності. Існуючий парк автомобілів ГАЗ, ЗІЛ, УАЗ морально та фізично застарів, а виробництво сучасних автомобілів такого класу не було організовано за 15 років незалежності України. Тому створення таких автомобілів є актуальною задачею.

**Аналіз попередніх досліджень.** Питання, пов'язані зі створенням автомобілів високої прохідності, розглядаються у роботах Я.С. Агейкіна[1], А.С. Антонова [2], В.Ф. Байкова, А.К. Бирули, В.М. Сиденка [3], М.Ф. Бочарова [4], М.Ф.Кошарного [5], В.Ф. Платонова [6], Г.О. Смирнова[7], А.С. Литвинова, В.І. Медведкова, Р.В.Ротерберга [8] Л.В.Барахтанова, В.В. Белякова, В.М. Кравця [9] та ін. Аналіз цих робіт показав, що питання визначення оптимальних параметрів автомобілів високої прохідності на стадії проектування потребує подальшого вдосконалення.

**Мета роботи.** Удосконалення методики визначення конструктивних параметрів автомобілів високо- ефективною прохідності.

Для досягнення поставленої мети у роботі намічено розв'язання наступних задач:

- визначити вимоги щодо модульного конструювання автомобілів високоєфективною прохідності;
- спираючись на системний підхід, визначити конструктивні особливості ходової частини та трансмісії автомобілів цього сімейства.

**Матеріал та результати досліджень.** В основу створення нового сімейства автомобілів високо- ефективною прохідності покладено прогресивний

метод модульного конструювання, який базується на науково виваженому системному підході при конструюванні як автомобіля в цілому, так і його систем та агрегатів. Щодо цих автомобілів метод передбачає створення уніфікованого шасі, на яке залежно від вимог замовника можна встановлювати кузов як від легкового автомобіля, так і кузов від вантажного автомобіля. У цьому випадку необхідно, щоб автомобіль, поряд з високою прохідністю, задовольняв вимоги, що висуваються як до легкового автомобіля (комфортабельність, плавність руху, швидкість), так і до вантажного (вантажопідйомність).

Щодо прохідності, то автомобілі цього сімейства за критеріями профільної та опорної прохідності повинні відповідати критеріям кращих зарубіжних аналогів. А це можливо за умови системного підходу при безпосередньому конструюванні його систем та агрегатів, починаючи з аналізу існуючих розробок. У цьому випадку автомобіль розділяється на окремі системи (модулі).

Згідно з роботою [10], внутрішніми зв'язками, якими є вимоги, що висуваються до системи, формується, насамперед, цілісність кожної такої системи. При цьому зовнішні зв'язки полягають у конструктивному об'єднанні елементів, що входять до системи.

Щодо внутрішніх зв'язків, то вони обумовлені тими вимогами, що висуваються до конкретної системи, і є визначальними. А конструювання такої системи в подальшому буде зорієнтованим на виконання цих вимог. Тому досконалість системи (модуля) буде оцінюватись, перш за все, не за конструктивними особливостями її вузлів і елементів, а за якістю тих вимог, які система може виконати.

Таким чином, модульне конструювання передбачає уніфіковане шасі для всього сімейства повноприводних автомобілів, а конструювання автомобілів зводиться до конструювання його модулів.

При цьому під модульним конструюванням систем (модулів) розуміють конструювання таких систем, у яких вимоги будуть виконуватись на найвищому рівні.

Щодо уніфікованого шасі, то, виходячи з вантажопідйомності автомобілів, шини повинні сприймати навантаження відповідно до вантажного автомобіля. Оскільки це автомобілі високої прохідності, то шини обов'язково повинні бути регульованого тиску та великого діаметра. Останній необхідний для руху автомобілів в одній колоні по глибокій колії, що створюється колісними та гусеничними машинами. Виходячи з наведеного, для забезпечення вимог уніфікованого шасі та прохідності шини автомобілів вибирались з урахуванням трьох чинників: допустиме навантаження на шину, регульований тиск повітря, великий діаметр. Цим вимогам відповідають шини регульованого тиску з діаметром диска 18", 20", 22" та відповідно шириною шини 330, 350, 400 мм, які і були вибрані для цього сімейства автомобілів. Вони забезпечили можливість створення уніфікованого шасі для всього сімейства повноприводних автомобілів високо ефективною прохідності.

Однією з важливих систем автомобіля, яка суттєво визначає як його прохідність, так і плавність руху, є підвіска. Вимоги до підвіски у загальному випадку зводяться, перш за все, до забезпечення частоти власних коливань кузова у межах 1,2...1,5 Гц. Частота власних коливань підвіски буде залежати від статичного прогину пружного елемента та визначатись за відомим виразом:

$$n = \frac{5}{\sqrt{z_{ст}}}, \text{ Гц} \quad (1)$$

де  $n$  - частота власних коливань підвіски, Гц;  
 $z_{ст}$  - статичний прогин пружного елемента, см.

Після підстановки частоти коливань у межах 1,2 ...1,5 Гц до вищенаведеної залежності отримаємо статичний прогин пружного елемента 173,6...111,1 мм. Очевидно, що, виходячи з умови комфортабельності, статичний прогин пружного елемента повинен знаходитись незалежно від навантаження в межах 173,6...111,1 мм.

Оскільки навантаження на пружний елемент підвіски залежить від типу кузова, що встановлюється на уніфіковане шасі, тому і жорсткість підвіски повинна бути змінною величиною, і це - з одного боку.

З іншого боку, виходячи з умов забезпечення високої прохідності автомобілів цього сімейства, підвіска повинна бути тільки незалежною, оскільки лише незалежна підвіска коліс забезпечує не тільки плавність руху автомобіля, але й покращує прохідність за рахунок наступних факторів:

- можливості збільшення дорожнього просвіту за рахунок рознесеної головної передачі, центральний редуктор якої може мати невелике передаточне число та бути скомпонованим між лонжеронами рами;

- створення несучої системи автомобіля, яка включає раму з несучим кузовом, що дозволить автомобілю у поєднанні з широкою колією та короткою базою долати окремі дискретні перешкоди практично на трьох колесах.

Виходячи з наведеного, зауважимо, що альтернативи незалежній підвісці до теперішнього часу не існує.

Для уніфікованого шасі пружний елемент підвіски повинен забезпечити змінну жорсткість. Як пружний елемент незалежної підвіски у загальному випадку застосовуються: пружина, торсіон, повітря (або інертний газ). Ураховуючи, що пружний елемент повинен мати змінну жорсткість, оскільки навантаження на нього змінюється залежно від типу кузова, що встановлюється на уніфіковане шасі, та добре компонується, тому пружним елементом був вибраний торсіон.

Такому вибору сприяло наступне:

- жорсткість пружних елементів за наявності торсіона можна змінювати за рахунок величини його діаметра при уніфікованих шлицевих з'єднаннях;

- торсіон добре компонується у складі підвіски, що є важливим фактором для забезпечення прохідності;

- прогин підвіски із торсіоном можна змінювати величиною кута його попереднього закручування.

Щодо напрямного апарата підвіски, то його кінематика повинна забезпечити мінімальне зміщення контактної відбитку та поточного кута розвалу при переміщенні коліс під час руху. Як правило, при розрахунках її параметрів підвіски зображується координатами її шарнірів. За допомогою аналітичних залежностей у подальшому і визначаються параметри підвіски, і уточнюються з урахуванням габаритних розмірів автомобіля.

За основу створення підвіски була прийнята доопрацьована незалежна двоважільна підвіска з бойової техніки з подальшим доопрацюванням її кінематики, габаритних розмірів та з'єднань. У підвісці були використані гумові втулки, що позитивно відобразилось на плавності руху автомобілів та довговічності шарнірів підвіски. Додатково передбачається встановлення пневмостійки з регульованою жорсткістю. Плавність руху автомобілів цього класу будуть забезпечувати незалежна підвіска та еластичні шини.

Щодо прохідності автомобілів, то слід зауважити, що одним із основних критеріїв профільної прохідності є дорожній просвіт. Його величина буде суттєво змінюватись за наступними чинниками: діаметром шин, незалежною підвіскою та її конструктивними параметрами, наявністю бортових редукторів та співвідношенням передаточних чисел центрального та бортового редукторів. Для збільшення кліренсу необхідно, щоб передаточні числа центральних редукторів були значно менші, ніж передаточні числа бортових редукторів. Це дозволить центральний редуктор закріпити між лон-

жеронами рами, а колеса опустити відносно рами на величину, що пропорціональна міжосьовій відстані у бортовому редукторі.

Проведений попередній тяговий розрахунок автомобілів цього сімейства показав, що передаточне число головної передачі наближається до 8. Після уточнення було прийнято передаточне число центрального редуктора 1,846 та бортового редуктора 4,33. Загалом це відповідає передаточному числу головної передачі 7,993.

Отже, наявність такої рознесеної головної передачі у поєднанні з шинами великого діаметра та незалежною підвіскою забезпечили автомобілям дорожній просвіт до 600 мм.

Для руху автомобілів у складних дорожніх умовах по колії, що створюється колісними та гусеничними машинами, їх колія повинна відповідати колії цих машин. Оскільки їх колія лежить у межах 2,150 м, то для забезпечення прохідності автомобілів у цих умовах колію автомобілів високоефективної прохідності беруть 2,150 м. Щодо бази автомобіля, то слід зауважити, що для забезпечення маневреності автомобілів та прохідності (радіус поздовжньої прохідності повинен бути незначним) базу автомобіля рекомендується розраховувати за виразом:

$$L=B/0,75,$$

де  $B$  - колія автомобіля, яка прийнята 2,150 м.

Відповідно база автомобіля  $L=2,88$  м.

За таких параметрів автомобіля визначимо стійкість автомобіля проти бічного перекидання.

Розрахункову схему автомобіля для визначення його стійкості проти бічного перекидання, коли пружність підвіски та шин не враховуються, наведено на рис.1.

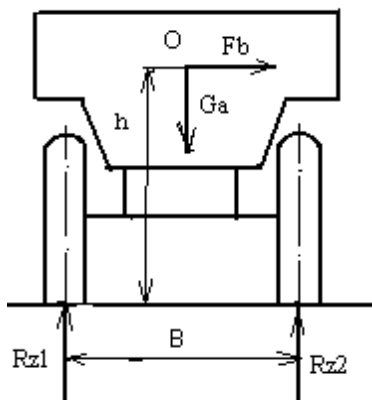


Рисунок 1 – Схема для дослідження стійкості автомобіля проти бічного перекидання

На рівній горизонтальній поверхні на автомобіль буде діяти відцентрова сила, яка виникне під час руху автомобіля по криволінійній траєкторії. Ця сила визначається за відомою формулою:

$$F_b = \frac{m_a V^2}{R},$$

де  $m_a$  - повна маса автомобіля;

$V$  - швидкість руху;

$R$  - радіус траєкторії руху.

Із аналізу рис. 1 випливає, що перекидання автомобіля може наступити, коли перекидний момент від відцентрової сили буде перевищувати момент, що викликаний його вагою. Цю умову запишемо так:

$$F_b h = m_a g B/2.$$

Звідси визначимо відцентрову силу, що викличе перекидання автомобіля:

$$F_b = \frac{m_a g B}{2h}. \quad (2)$$

Максимальна величина відцентрової сили обмежена зчепленням коліс з опорною поверхнею і визначається за виразом:

$$F_\phi = \phi m_a g,$$

де  $\phi$  - коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею.

Очевидно, що перекидання автомобіля можливе, якщо відцентрова сила, що визначається за виразом (2), буде перевищувати силу зчеплення коліс з опорною поверхнею, тобто  $F_b > F_\phi$ .

Щодо трансмісії автомобілів, то в головних передачах установлені уніфіковані міжколісні кулачкові диференціали підвищеного тертя та блокований привод у роздавальній коробці.

Результати вищепроведених досліджень стали основою для створення сімейства автомобілів ВЕПР.

Експериментальні дослідження проводились на автомобілі ВЕПР-К із кузовом від легкового автомобіля. Повна маса автомобіля складала 3500 кг, база автомобіля 2,88 м, колія автомобіля 2,15 м. Експериментально визначена відстань від опорної поверхні до центра мас автомобіля дорівнює  $h=1,1$  м. Експериментальні дослідження проводились на сухому асфальтобетонному горизонтальному майданчику з високим коефіцієнтом зчеплення  $\phi=0,7$ .

Визначена за виразом (2) відцентрова сила, що викличе перекидання, дорівнює:

$$F_b = 3500 * 9,8 * 2,15 / 2 * 1,1 = 33520,45 \text{ Н.}$$

Максимальна сила зчеплення коліс автомобіля з опорною поверхнею на сухому асфальтобетоні складає  $F_\phi = 0,7 * 3500 * 9,8 = 24010$  Н.

Отже, якщо відцентрова сила досягне 24010 Н, то наступить юз. Для перекидання автомобіля потрібно значно більшу силу, що дорівнює 33520,45 Н. Тому автомобіль ніколи не перекинеться, оскільки спочатку колеса будуть рухатись юзом.

Проведені спеціальні експериментальні дослідження повністю підтвердили достовірність викладеного.

На рис. 2 зображено подолання автомобілем з легковим кузовом бордюри заввишки 500 мм. Із рис.2 видно, що при подоланні бордюри заднє колесо не доторкується дороги. Це підтверджує, що при подоланні дискретних перешкод автомобіль може рухатися на трьох колесах.

Проведені експериментальні дослідження цього автомобіля свідчать, що автомобіль долає бордюру до 550 мм, підіймається на стінку висотою

до 670 мм, долає водну перешкоду завглибшки до 1,4 м, вільно рухається у колоні з колісною та гусеничною технікою. За своїми експлуатаційними властивостями щодо прохідності значно перевищує аналоги провідних світових фірм.



Рисунок 2 – Автомобіль ВЕПР долає бордюри заввишки 500 мм

**Висновки.** З аналізу проведених досліджень випливають наступні висновки:

1. Принцип модульного конструювання передбачає уніфіковане шасі, на яке на одні й ті ж місця може встановлюватися кузов як легкового автомобіля, так і кузов вантажного автомобіля. При цьому шини вибирають, ураховуючи три чинники: допустиме навантаження, регульований тиск повітря в шині та великий діаметр. Підвіска незалежна з регульованою жорсткістю пружного елемента.

2. Коля автомобілів визначається за умови можливості руху автомобілів у колоні з гусеничною та колісною технікою. За цієї умови коля автомобілів прийнята 2,150 м.

3. Несучий кузов автомобілів у поєднанні з рамою та короткою базою ( $L=B/0,75$ , де  $B$ -коля автомобіля) забезпечують подолання дискретних перешкод практично на трьох колесах.

4. Поєднання шин великого діаметра, незалежної підвіски, пружним елементом якої є торсіон, та бортових редукторів зі значним передаточним числом забезпечило автомобілям цього сімейства кліренс у межах 550...600 мм.

5. Трансмісія автомобілів з бортовими редукторами та міжколісними кулачковими диференціалами підвищеного тертя, ходова частина, яка включає шини великого діаметра та незалежну підвіску, забезпечили автомобілям за результатами експериментальних досліджень подолання бордюру до 500 мм, підйом на вертикальну стінку до 670 мм, долавання водних перешкод завглибшки до 1,4 м.

#### БІБЛІОГРАФІЧНІ ДАНІ

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. - М.: Машиностроение, 1981. -232 с.
2. Армейские автомобили: Теория / А.С. Антонов, Ю.А. Кононович, Е.И. Магидович и др. ; Под ред. А.С. Антонова . - М.: Воениздат, 1970. - 328 с.
3. Бабков В.Ф., Бируля А.К., Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. - М.: Автотрансиздат, 1959. - 189 с.
4. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости.// Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, И.С. Цитовича. - М.: Машиностроение, 1983. - 299с.
5. Кошарный Н.Ф. Техничко-експлуатаційні свойства автомобилей высокой проходимости. - Киев: Выща шк., 1981. - 208 с.
6. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. - М.: Машиностроение, 1989. - 312 с.
7. Смирнов Г.А. Теория движения колес машин. - М.: Машиностроение, 1990. - 353 с.
8. Литвинов А.С., Медведков В.И., Ротенберг Р.В. и др. Теория и конструкция боевых колесных машин. -М.: Воениздат, 1969. - 414 с.
9. Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобиля. - Н.Новгород.: Изд. НГТУ, 1996. - 198 с.
10. 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 4. 05.2007 р.  
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.  
Солтусом А.П.