

сцепления шин с дорожным покрытием. Фундаментальные исследования. №11, С. 407-411.

5. Клімат України URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Клімат_України (дата звернення 20.12.2021)

Колісник Микола Прокопович, канд. техн. наук, професор, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», kolisnyk.mykola@pdaba.edu.ua

Шевченко Андрій Федорович, канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», Sevcenkoandrej600@gmail.com

Заяць Георгій Володимирович, канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», zaiats.heorgihii@pdaba.edu.ua

Червоноштан Андрій Леонідович, інженер ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», andrew.chervonoshtan@pdaba.edu.ua

Кріпак Микита Сергійович, магістрант ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» 17250.KRIPAK@pdaba.edu.ua

ДИНАМІЧНІ ТА МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ТРАНСМІСІЇ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКИ З ЧОТИРИСТУПІНЧАТОЮ МЕХАНІЧНОЮ КОРОБКОЮ ПЕРЕДАЧ

Незважаючи на популярність конкуруючого переднепривідного автомобіля, класичної компоновки досі залишається актуальним, оскільки має такі переваги:

- найкраще розважування за осями, оскільки він має поздовжнє компонування розташування ДВС;
- менший радіус розвороту (краща маневреність);
- відсутня дія реактивних моментів на кермо при розгоні, так як передні колеса не є привідними;
- знижено вплив вібрацій, який передається від двигуна на кермо;
- більш динамічний розгін на покриттях завдяки більшому коефіцієнту зчеплення. Під час розгону автомобіль «присідає», переносячи цим навантаження на задню вісь;
- краща прохідність тому що привідні колеса йдуть по утрамбованій колії прокладеної передніми веденими.

З метою розгляду динамічних процесів, що протікають у механічній системі, прийнята кінематична схема «двигун-коробка зміни швидкостей-головна передача-колеса», як багатомасова динамічна модель [1 - 4].

Крутний момент від колінчастого валу двигуна, маховик, кожух та натискний диск передається на фрикційні накладки та ведений диск, а далі через демпферні пружини на маточину та первинний вал коробки передач, яка передає крутний момент на карданний вал та до заднього мосту.

На автомобілі застосована багатоступінчаста коробка передач з чотирма передачами для руху вперед і однієї для заднього ходу.

Первинний ведучий вал коробки встановлюється на двох кулькових підшипниках. Передній підшипник встановлений в гнізді колінчастого валу двигуна, а задній встановлений у передній стінці картера коробки.

Вторинний (відомий) вал коробки встановлюється в її картері на двох підшипниках, а проміжний вал встановлений також на двох підшипниках.

Первинний ведучий вал виготовлений як одне ціле з ведучою косозубою шестернею, що входить у постійне зачеплення з косозубою шестернею проміжного валу.

Проміжний вал коробки є блоком чотирьох косозубих шестерень, виготовлений як одне ціле з валом.

Вторинний вал передає крутний момент через включені пари шестерень на задній ведучий міст, через карданну передачу. На вторинному валу жорстко встановлені на трьох шліцях зубчасті маточини синхронізаторів III-IV і I-II передач, ці муфти синхронізаторів включають одну з пар шестерень. Шестерні (III та II передач) зі своїми зубчастими маточинами вільно встановлюються на вторинному валу.

Карданна передача складається з проміжного та основного карданних валів та проміжної опори.

Крутний момент передається через еластичну муфту, проміжний карданний вал, проміжну еластичну опору, передній карданний шарнір, основний карданний вал, задній карданний шарнір, основний карданний вал, задній карданний шарнір, на головну передачу заднього ведучого мосту і далі через піввісі на ведучі колеса.

Виходячи з розглянутої кінематичної схеми складено 9-ти масову динамічну модель, яка перетворена в 6-ти масову при русі автомобіля на першій, другій та третій передачах, а на четвертій-прямій у 5-ти масову.

Розроблено чотири наведені динамічні моделі еквівалентних трансмісії для чотирьох передач. У першій, починаючи зліва, знаходиться маховик жорстко прикріплений до заднього торця колінчастого валу; у другій наведені маси шестерень постійного зачеплення первинного і проміжного валів; у третій зубчаста маточина муфти синхронізатора III і IV передач; у четвертій шестерня першої передачі та II передачі; у п'ятій наведені маси конічних шестерень головної передачі та у шостій задні привідні колеса автомобіля.

Точкою приведення моментів інерції є маховик двигуна.

Кожна з чотирьох динамічних моделей еквівалентна трансмісії легкового автомобіля для відповідних чотирьох передач вперед.

Математичні моделі у вигляді системи диференціальних рівнянь другого порядку складені для чотирьох приведених динамічних моделей як рівняння Лагранжа другого роду.

При цьому кінетична енергія T системи дорівнює сумі кінетичних енергій мас, що входять до системи, а кінетична енергія кожної з мас знайдено за теоремою Кеніга. Потенційна енергія $П$ системи, накопичуваної внаслідок закручування валів уздовж поздовжньої осі, визначалася за теоремою Клапейрона. В результаті отримано три групи систем рівнянь у кожній з яких

по чотири системи з 6 рівнянь (крім четвертої представленої п'ятьма рівняннями).

Перша група рівнянь для дослідження, власних вільних крутильних коливань валів трансмісії на всіх чотирьох передачах представлена чотирма системами з шести однорідних диференціальних рівняннями руху другого порядку.

Друга група неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку для дослідження амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) відрізняється від першої наявністю змушеної сили $P(t)$ у першому рівнянні системи.

Третя група неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку відрізняється від двох попередніх наявністю рушійного моменту M_p у першому рівнянні системи та моментів опору M_o у шостому, а також дисипативних функцій.

Запропоновані математичні моделі дозволяють проводити теоретичні дослідження динамічних процесів, що протікають як у перехідних, так і в сталих режимах руху механічної системи «двигун-коробка зміни швидкостей-головна передача-колеса».

Література

1. Кожушко А.П. Коливання механічних систем в автомобіле- та тракторобудуванні: навчальний посібник / А.П. Кожушко. – Харків: ФОП Панов А.М. – 316 с.: іл. – На укр. мові.
2. Бидерман В.Л. Теория механических систем. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
3. Василенко Н.В. Теория колебаний. Киев: Вища школа, 1992. – 430 с.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 256 с.

Коряк Олександр Олексійович, к.т.н., доц., ХНАДУ,
alexanderalexkor@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ХРЕСТОВИНИ ШАРНІРА ГУКА

Вступ

Шарнір нерівних кутових швидкостей (універсальний шарнір Гука) використовується для передачі обертового руху в приводах різноманітних механізмів, вали яких розташовані під деяким кутом, а також, якщо міжосьовий кут передачі α змінюється в процесі роботи. Даний шарнір одержав широке розповсюдження завдяки простоті і надійності конструкції, а також високих експлуатаційних показників.