

УДК 621.548

Кіндрацький Б. І., д.т.н., Літвін Р. Г., аспірант  
Національний університет «Львівська політехніка»

## КОЛИВАЛЬНІ ПРОЦЕСИ У ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ З ДВОМАСНИМ МАХОВИКОМ ПІД ЧАС РОБОТИ ДВИГУНА НА ХОЛОСТОМУ ХОДІ

**Анотація.** Розроблено у середовищі SIMULINK симуляційну модель приводу автомобіля з двомасним маховиком (ДММ) під час роботи двигуна внутрішнього згорання на холостому ході. Досліджено вплив параметрів ДММ на коливальні процеси у трансмісії та навантаженість ланок маховика і коробки перемикачів передач.

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згорання, двомасний маховик, трансмісія, коливальний процес, симуляційна модель.

**Аннотация.** Разработано в среде SIMULINK симуляционную модель привода автомобиля с двухмассовым маховиком (ДММ) во время работы двигателя внутреннего сгорания на холостом ходу. Исследовано влияние параметров ДММ на колебательные процессы в трансмиссии, нагруженность звеньев маховика и коробки переключения передач.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, двухмассовый маховик, трансмиссия, колебательный процесс, симуляционная модель.

**Abstract.** Developed in SIMULINK simulation model of cars drive with dual mass flywheel (DMF) during the internal combustion engine at idle. The influence of DMF parameters on oscillating processes in the transmission and loading of parts of the flywheel and the gearbox investigated.

**Key words:** internal combustion engine, dual mass flywheel, transmission, oscillating process simulation model.

**Вступ.** Швидкий розвиток автомобілів за останні роки сприяв створенню потужних високомоментних двигунів. Зросли поряд з цим і вимоги до комфорту водія та пасажирів. Однак оснащення сучасних автомобілів потужними низькообертливими дизельними двигунами призвело до підвищення вібрацій і шумів. Традиційні маховики з циліндричними пружинами вже не забезпечують ефективного поглинання крутильних коливань у трансмісії автомобілів у широкому діапазоні швидкостей. Крім цього, за існуючого місця для монтажу зчеплення, а тим більше при його зменшенні, класичний гасник коливань у диску зчеплення не здатний передавати зростаючі крутні

моменти, а отже, втрачає своє призначення.

Виходом з такої ситуації стало впровадження у трансмісію автомобілів двомасного маховика (ДММ), який конструктивно розділений на дві частини, одна з яких жорстко з'єднана з колінчастим валом, а друга – з вхідним валом коробки перемикачів передач (КПП). Обидві частини ДММ з'єднані між собою за допомогою упорного і радіального підшипників з можливістю відносного повертання. Між корпусами встановлена пружна демпфувальна система, призначена для поглинання коливань, які створює двигун, та плавного рухання автомобіля.

На холостому ході ДВЗ, особливо дизельні, створюють низькочастотне гармонійне збурення, частота якого наближається до власної частоти коливань мас КПП, що призводить до циклічного навантаження валів і зубців коліс КПП. Заміна одномасного маховика на двомасний зменшує навантаженість деталей КПП, однак призводить до зростання динамічних навантажень на пружні ланки ДММ. Таке перевантаження ланок ДММ обумовлює зменшення його ресурсу, порівняно з одномасним маховиком, через руйнування пружних ланок. Тому аналіз коливних процесів у трансмісії з ДММ на різних режимах роботи, з метою пошуку шляхів підвищення його ресурсу, є актуальним і має важливе практичне значення.

**Аналіз публікацій за темою досліджень.** Аналізу конструкцій ДММ та дослідженню їх впливу на коливальні процеси у трансмісії автомобіля присвячена низка праць [1 – 8]. Вони охоплюють питання моделювання і експериментального дослідження згинних і крутильних коливань у трансмісії з ДММ, розрахунку елементів двомасного маховика за допомогою сучасних програмних комплексів, пошуку альтернативи двомасному маховику.

Однак при дослідженні крутильних коливань у приводі автомобіля з двомасним маховиком на різних режимах роботи ДВЗ не приділена належна увага. Здебільшого, в залежності від структури ДММ, дослідження побудовані на основі дво- [1] або тримасної [5] динамічних моделей з пружно-в'язкими зв'язками між первинною і вторинною масами ДММ, що не дає можливості дослідити вплив характеристики двигуна внутрішнього згорання і параметрів КПП на коливальні явища у трансмісії, навантаженість її елементів і ланок ДММ, оцінити їх вплив на роботу приводу автомобіля. Тому розроблення моделей приводу автомобілів з ДВЗ і ДММ, що комплексно описують коливальні процеси у його елементах, є актуальною задачею. Це дасть змогу більш точно оцінити взаємний вплив ДВЗ і ДММ на коливальні явища у трансмісії автомобіля на різних режимах руху.

**Мета і завдання досліджень** – розробити динамічну, математичну й симуляційну моделі трансмісії автомобіля з ДММ і

дослідити вплив конструктивних параметрів системи на навантаженість пружних ланок ДММ і КПП на холостих обертах двигуна.

**Динамічна модель трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході.** Двомасні маховики застосовують в автомобілях як з приводом на передню вісь, так і з приводом на задню вісь. У залежності від вибраної схеми приводу, в трансмісії застосовують відповідно двовальну або тривальну КПП. Від типу КПП залежить врахування моментів інерції обертових мас і жорсткості відповідних валів при побудові динамічних моделей приводу.

На рис. 1 наведена динамічна модель приводу автомобіля з ДММ і двовальною КПП при роботі на холостому ході, тобто, коли зчеплення замкнуте і увімкнена нейтральна передача.

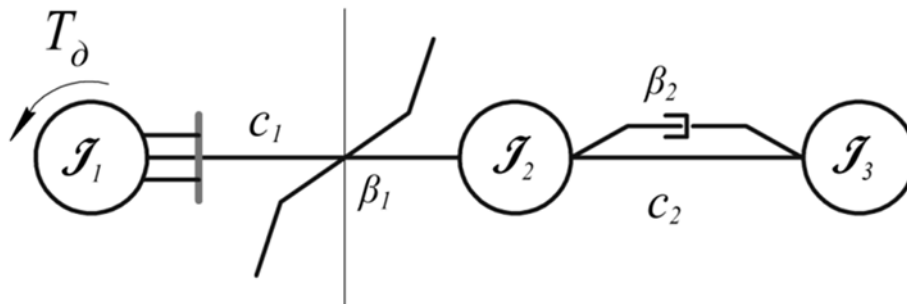


Рис. 1 – Динамічна модель приводу автомобіля з ДММ і двовальною КПП

У випадку передньопривідного автомобіля під час розподілу та зведення обертових мас і жорсткості валів КПП враховуємо, що на холостому ході, тобто на нейтральній передачі, разом з ланками зчеплення обертаються первинний вал, зубчасті колеса, з'єднані з ним нерухомо, і зубчасті колеса вторинного вала, що перебувають у постійному зачепленні з колесами первинного вала, але вільно обертаються на вторинному валу. У випадку задньопривідного автомобіля слід враховувати маси і жорсткості первинного вала КПП, проміжного вала і зубчастих коліс, з'єднаних з ним нерухомо, та зубчастих коліс, що вільно обертаються на вторинному валу.

**Математична модель трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході.** Коливанні явища у динамічній моделі трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході (див. рис. 1) опишемо такою системою звичайних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = T_a - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right); \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right); \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_2 \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right), \end{cases} \quad (1)$$

де  $J_1$  – зведений момент інерції рухомих ланок ДВЗ: колінчастого вала, поршнів, шатунів і первинної маси ДММ;  $J_2$  – зведений момент інерції вторинної маси ДММ і рухомих мас зчеплення;  $J_3$  – зведений момент інерції рухомих ланок КПП;  $c_1$  – зведена жорсткість пружних елементів ДММ;  $c_2$  – зведена жорсткість рухомих ланок КПП;  $\beta_1$  – коефіцієнт розсіювання енергії в ДММ;  $\beta_2$  – коефіцієнт розсіювання енергії в КПП;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  і  $\varphi_3$  – узагальнені координати (кути повороту відповідно мас  $J_1$ ,  $J_2$  та  $J_3$ ).

Зведена жорсткість  $c_2$  є величиною сталою, а зведена жорсткість пружних елементів ДММ  $c_1$  залежить від його структури. Так, при одинарних циліндричних дугових пружинах, розташованих на колі радіуса  $R$  [2], характеристика зміни пружного моменту в залежності від відносного кута повороту первинної і вторинної мас ДММ має вигляд, зображений на рис. 2,а. У випадку встановлення пружин різної жорсткості (основної і додаткової) та послідовним сприйняттям ними навантаження, зміна пружного моменту в залежності від відносного кута повороту первинної і вторинної мас ДММ має вигляд (рис. 2,б).

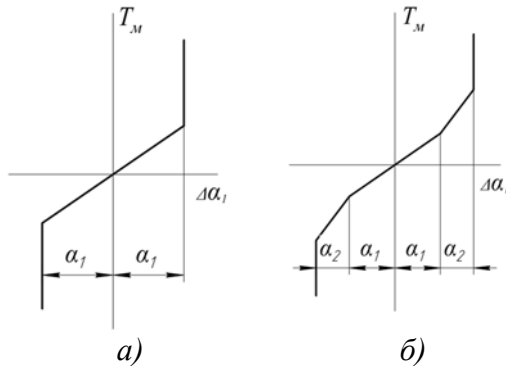


Рис. 2 – Характеристики пружних елементів ДММ:  $\alpha_1$  – відносний кут повороту мас ДММ, що відповідає деформації основної пружини;  $\alpha_2$  – відносний кут повороту мас ДММ, що відповідає спільній деформації основної і додаткової пружин

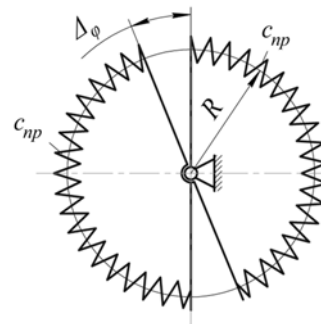


Рис. 3 – Розрахункова схема еквівалентної жорсткості ДММ на кручення:  $\Delta\varphi$  – відносний кут повороту мас  $J_1$  та  $J_2$  динамічної моделі (див. рис. 1)

Оскільки виті пружини ДММ, розташовані на колі радіуса  $R$ , сприймають навантаження стиску, то жорсткість такої системи, зведена до еквівалентної жорсткості  $c_1$  вала, що працює на кручення, визначимо зі схеми, поданої на рис. 3.

Прирівнюючи між собою крутний момент еквівалентного вала і момент, який створюють пружини ДММ відносно осі обертання маховика, запишемо:

$$c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 2c_{np}R^2(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (2)$$

де  $c_{np}$  – жорсткість пружин, встановлених на колі радіуса  $R$ .

З пропорції (2) отримуємо, що жорсткість еквівалентного вала

$$c_1 = 2c_{np}R^2. \quad (3)$$

Момент ДВЗ в усталеному режимі роботи подамо у вигляді періодичної функції [8]

$$T_o = T_{o0} + T_o \sin(\omega t + \alpha), \quad (4)$$

де  $T_{o0}$  – стала складова крутного моменту ДВЗ;  $T_o$  – змінна складова крутного моменту ДВЗ;  $\omega$  – кругова частота коливань змінної складової крутного моменту ДВЗ;  $\alpha$  – зсув фаз.

**Симуляційна модель трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході у середовищі Simulink.** Для симуляції коливальних процесів у динамічній моделі трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході на основі математичної моделі (1) – (4) була побудована у середовищі Simulink симуляційна модель (рис. 4).

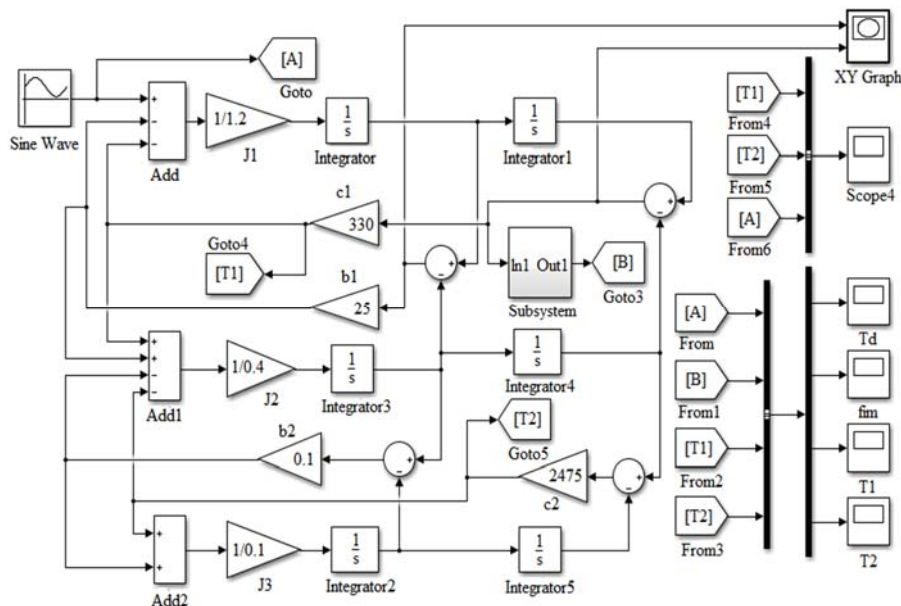


Рис. 4 – Симуляційна модель трансмісії автомобіля з ДММ на холостому ході

Реалізація симуляційної моделі на комп'ютері дала можливість простежити взаємний вплив конструктивних параметрів ДММ і КПП на динамічне навантаження їхніх ланок з врахуванням гармонійного збурення коливальних ДВЗ на обертах холостого ходу.

**Симуляція коливних процесів у приводі автомобіля з ДММ на холостому ході та їх аналіз.** За об'єкт дослідження було вибрано автомобіль Volkswagen Caddy. Скорочена технічна характеристика автомобіля наведена у табл. 1.

Таблиця 1 – Технічна характеристика автомобіля Volkswagen Caddy

| Показник                                 | Значення                    |
|------------------------------------------|-----------------------------|
| Потужність двигуна, кВт/об/хв            | 75/4000                     |
| Максимальний обертовий момент, Н·м/об/хв | 210/1900                    |
| Тип механічної КПП                       | двовальна<br>п'ятисходинова |

Структура ДММ, встановленого у розглянутому приводі автомобіля, має паралельну структуру, що передбачає встановлення концентрично двох пружин (великої і малої) різної жорсткості на колі однакового радіуса  $R$ . Параметри основних деталей ДММ, виміряні в лабораторії конструкції автомобілів кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки Національного університету «Львівська політехніка», відповідно становлять: повна маса маховика в зібраному вигляді – 12 кг, маса ведучої частини маховика (первинна маса) становить 6,4 кг, а веденої (вторинна маса) – 5,6 кг; діаметр великої пружини  $D_1=25$  мм; діаметр дроту великої пружини  $d_1=4$  мм; діаметр малої пружини  $D_2=16$  мм; діаметр дроту малої пружини  $d_2=3$  мм; кількість витків великої пружини  $n_1=47$ ; кількість витків малої пружини  $n_2=66$ ; діаметр ведучого диска (первинної маси ДММ)  $D_0=280$  мм; діаметр веденого диска (вторинної маси ДММ)  $d_0=270$  мм; радіус кола, на якому змонтовані велика і мала пружини,  $R=120$  мм.

У результаті розрахунків встановлено, що жорсткість великої пружини  $c_{вн}=5881$  Н/м, малої пружини  $c_{мн}=5586$  Н/м. Зведений момент інерції рухомих ланок ДВЗ  $J_1=1,2$  кг·м<sup>2</sup>; зведений момент інерції вторинної маси ДММ і рухомих мас зчеплення  $J_2=0,4$  кг·м<sup>2</sup>; зведений момент інерції рухомих ланок КПП  $J_3=0,1$  кг·м<sup>2</sup>. Оскільки пружини ДММ працюють паралельно, то сумарна жорсткість пружин ДММ  $c_{пр}=11467$  Н/м. Відповідно жорсткість еквівалентного вала  $c_1=330$  Н·м/рад.

Результати симуляції коливальних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ під час холостого ходу зображені на рис. 5 – рис. 7. Розрахунки проведені за таких сталих параметрів динамічної моделі:  $T_{до}=80$  Н·м;  $T_o=60$  Н·м;  $\omega=6$  с<sup>-1</sup>;  $\varphi=0$ ;  $J_1=1,2$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_3=0,1$  кг·м<sup>2</sup>;  $\beta_1=25$  Н·с·м;  $\beta_2=0,12$  Н·с·м;  $c_1=330$  Н·м/рад;  $c_2=2475$  Н·м/рад.

На рис. 8 подано графік зміни крутного моменту  $T_3$  у валах трансмісії з одномасним маховиком і традиційним диском зчеплення.

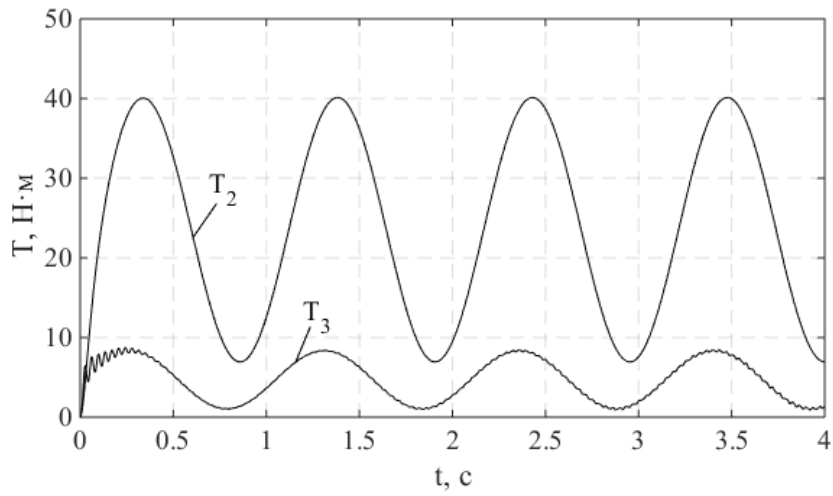


Рис. 5 – Зміна крутного моменту від часу:  $T_2$  – у ДММ,  $T_3$  – у ланках КПП:  $J_2=0,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

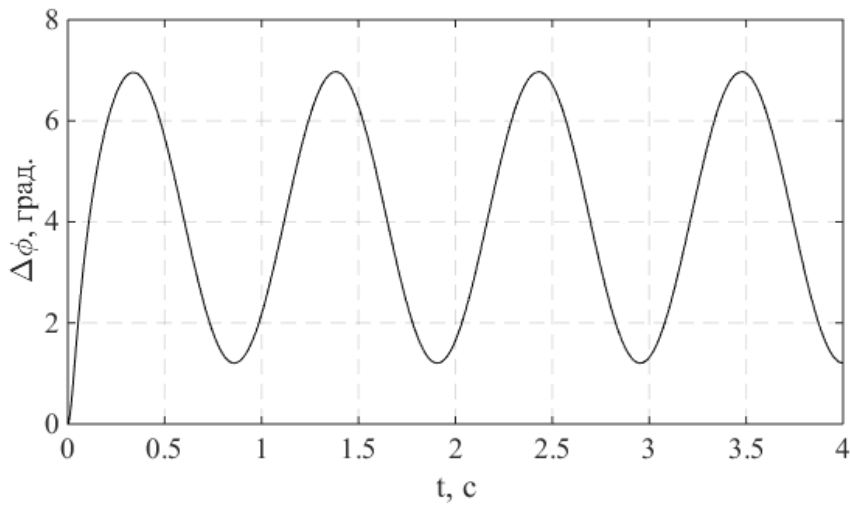


Рис. 6 – Зміна відносного кута повороту мас ДММ від часу:  $J_2=0,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

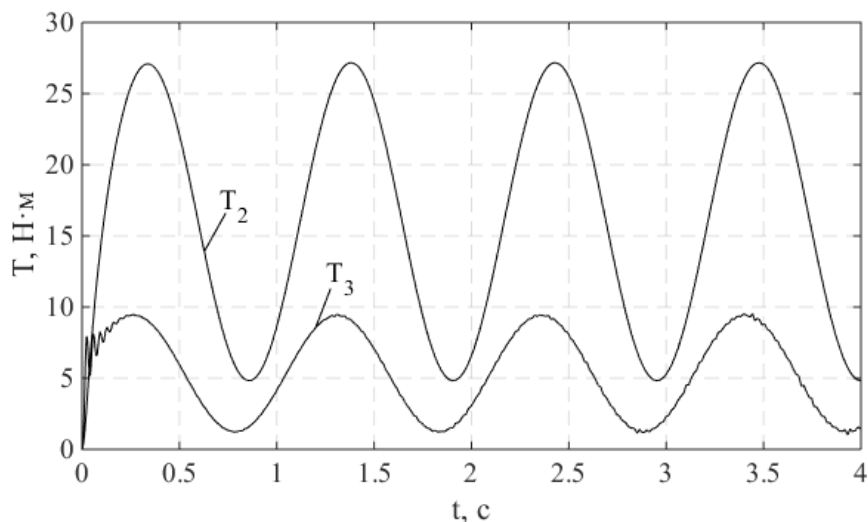


Рис. 7 – Зміна крутного моменту від часу:  $T_2$  – у ДММ,  
 $T_3$  – у ланках КПП:  $J_2=0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

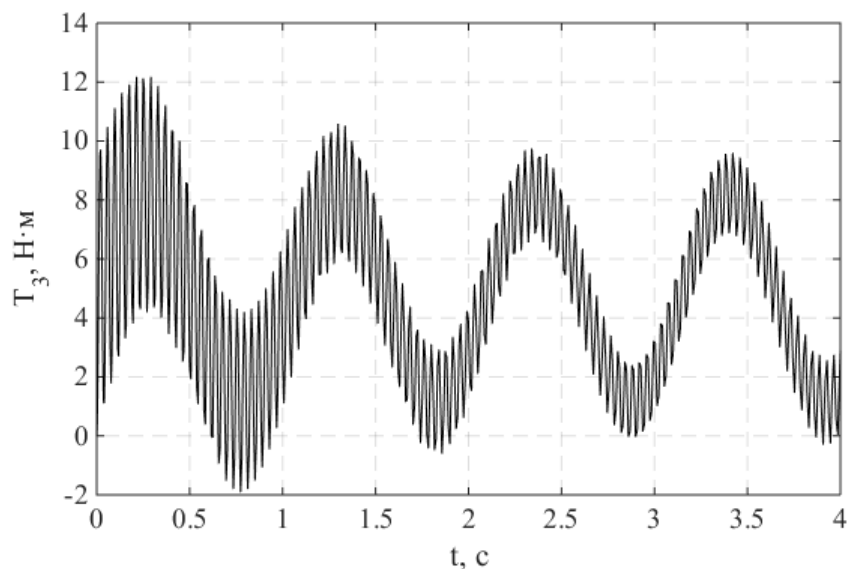


Рис. 8 – Зміна крутного моменту  $T_3$  у ланках КПП  
від часу:  $J_1=1,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

З наведених графіків видно, що крутний момент у ланках КПП в трансмісії з ДММ змінюється гармонійно. Крутний момент  $T_2$ , що сприймається пружними ланками ДММ, коливається в межах від 9 до 40 Н·м, а в ланках КПП – в межах від 2 до 8 Н·м. При цьому коливання моментів, а отже, і напружень у ланках, відбуваються за знакосталим



циклом. ДММ поглинає коливання крутного моменту, створеного ДВЗ, і крутний момент, що передається на ланки КПП при холостому ході, істотно зменшується. Відносний кут повороту мас ДММ не перевищує семи градусів. Зменшення моменту інерції вторинної маси ДММ, за інших однакових параметрах системи, приводить до зменшення навантажень на пружні ланки ДММ і не істотно впливає на величину крутного моменту, який сприймають ланки КПП. Отриманий результат дає підстави стверджувати, що про проектуванні ДММ, для забезпечення більшої довговічності пружних елементів ДММ, треба, за можливості, зменшувати момент інерції вторинної маси ДММ.

В аналогічній трансмісії автомобіля з одномасним маховиком і традиційним диском зчеплення коливання крутного моменту у ланках КПП (див. рис. 8) відбуваються за знакозмінним циклом, що негативно впливає на ланки КПП.

Отже, застосування в трансмісії автомобілів ДММ сприяє зменшенню динамічного навантаження в ланках КПП на холостому ході. Для зменшення навантаження пружних ланок ДММ доцільно приймати вторинну масу маховика якомога меншою.

### Висновки

1. Розроблено динамічну, математичну й симуляційну моделі трансмісії автомобіля з ДММ під час роботи на холостому ході.

2. На прикладі автомобіля Volkswagen Caddy проведено симуляцію коливальних процесів у трансмісії за різних конструктивних параметрів ДММ, а також для випадку встановлення одномасного маховика і традиційного диска зчеплення з демпфером крутильних коливань.

3. З'ясовано, що встановлення ДММ у трансмісію дає можливість зменшити амплітуду крутного моменту в ланках КПП майже в чотири рази порівняно з амплітудою коливань крутного моменту, створюваного ДВЗ на холостому ході.

4. Демпфувальна здатність ДММ перевищує демпфувальну здатність класичного диска зчеплення з демпфером крутильних коливань, що дає можливість зменшити динамічне навантаження в ланках КПП на холостому ході ДВЗ.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Sidorowicz M., Szpica D. Dwumasowe koło zamochowe projektowanie i analiza // Modelowanie inżynierskie. – N46. – S. 103-109.
2. Raik W., Seebacherr R., Kooy A. Dual mass flywheel. – LuK Symposium. – Herzogenaurach, 1998. – p. 69-93.
3. Dighole D.G., Ahelke R.S., Shelke S.N. Design and development of dual mass flywheel for improving energy storafe capability //

---

International Journal of science, Engineering and Technology Research (IJSETR), Volume 4, July 2015, P. 2359-2364.

4. Barna P., Grega R. Comparison of dynamic properties of dual mass flywheel // *Diagnostyka*. – Vol. 16, 2015. – N1. – P. 29-33.

5. More S., Medankar P., Nagargoje M. Design and Development of dual Mass Flywheel System // *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology* // Vol. 4.– Issue 3. – March 2015. – P. 964-969.

6. Khochre T. Advance development in Dual Mass Flywheel // *International Journal on Recent and Trends in Computing and Communication*. – Volume 3. – Issue 9. – 2015. – P. 5401-5408.

7. Schaper U., Sawodny O., Mahl T., Blessing U. Modeling and estimation of an automotive Dual Mass Flywheel // *American Control Conference Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA, June 10-12, 2009*. – P. 1207-1212.

8. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при стационарных и переходных процессах // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2010. – С. 81-84.

9. Ломакин В.В., Нгуен Гуй Чыонг. Расчет крутильных колебаний в трансмиссии полноприводного легкового автомобиля при движении по неровным дорогам и оптимизация параметров демпфирующей муфты // *Известия вузов. Машиностроение*. – 2008. – С. 55-60.

10. <http://systemsauto.ru/engine/flywheel.html>.

11. <http://autoexpert.com.ua/stati/avtokomponenty/9003dvuxmassov yj-maxovik-est-li-alternativa.html>.