

## Гашение субгармонических колебаний в гидромеханической трансмиссии

# 03, март 2013

DOI: 10.7463/0413.0548552

Держанский В. Б., Тараторкин И. А., Ушенин А. С.

УДК 629.1.02

Россия, институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург  
Россия, Курганский государственный университет

[dvb\\_47@mail.ru](mailto:dvb_47@mail.ru)

[ig\\_tar@mail.ru](mailto:ig_tar@mail.ru)

[uchenin@yandex.ru](mailto:uchenin@yandex.ru)

### Введение

В народном хозяйстве и вооруженных силах России применяются большое количество транспортных машин, оснащенных трансмиссиями модели МАЗ 535 (тягачи МАЗ-543, МАЗ-537, КЗКТ-7428, КЗКТ-74286). Кроме того, данные машины эксплуатируются во Вьетнаме, Таджикистане, Анголе, Индии, на Кипре и в других странах. Конкурентоспособность этих машин во многом ограничена надежностью их трансмиссий, в частности, согласующих редукторов.

Фирма «Allison» предлагает проект модернизации тягачей путем монтажа своей моторно-трансмиссионной установки. Однако стоимость проекта составляет 14 млн. рублей, что почти в четыре раза превышает стоимость капитального ремонта всего тягача. Это обуславливает привлекательность предлагаемого ниже варианта повышения долговечности гидромеханических трансмиссий в процессе сервисного обслуживания и ремонта тягачей.

Целью данной работы является определение путей повышения долговечности гидромеханических трансмиссий (ГМТ) на установившихся и переходных режимах работы, разработка и реализация конструктивных решений при модернизации согласующего редуктора, обеспечивающих его высокую надежность.

Научная новизна работы заключается в обосновании способа исключения резонансных режимов в системе «дизельный двигатель – гидромеханическая

трансмиссия» на основе исследования динамики и спектральном анализе существенно нелинейной системы «двигатель – трансмиссия транспортной машины» при полигармоническом возмущении от дизельного двигателя. В работе приводятся новые экспериментальные данные по динамической нагруженности механической системы, формируемой субгармоническими резонансными режимами. Новизна технического решения по выводу субгармонических резонансных режимов за пределы рабочего диапазона частот работы двигателя подтверждена патентом Российской Федерации.

### **Результаты экспериментального исследования динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии**

Динамическая нагруженность ГМТ определяется экспериментально по величине момента и характеру его изменения на различных режимах работы двигателя и трансмиссии. Фрагменты осциллограмм, полученных в процессе пуска двигателя и заглохания приведены на рис. 1. Из фрагмента осциллограмм следует, что в процессе пуска двигателя момент изменяется в широких пределах от 0 до 9750 Нм, а при заглохании величина момента составляет 4500 Нм (при максимальном моменте двигателя 2500 Нм). Эти данные следует учитывать при прочностном расчете.

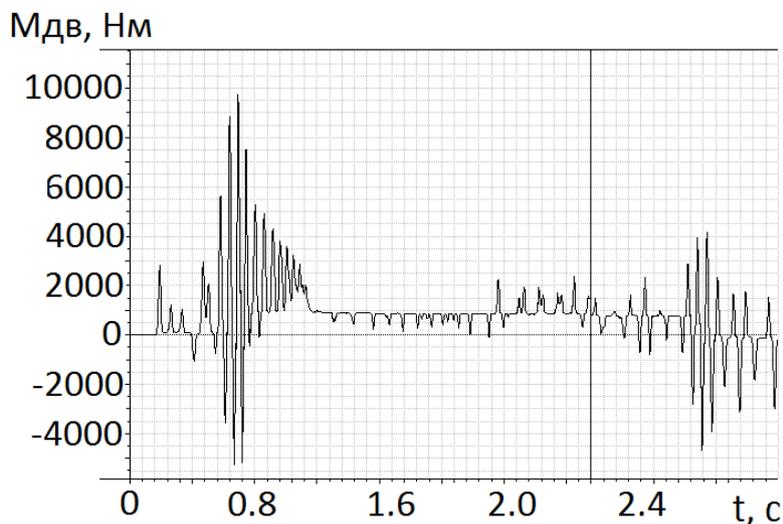
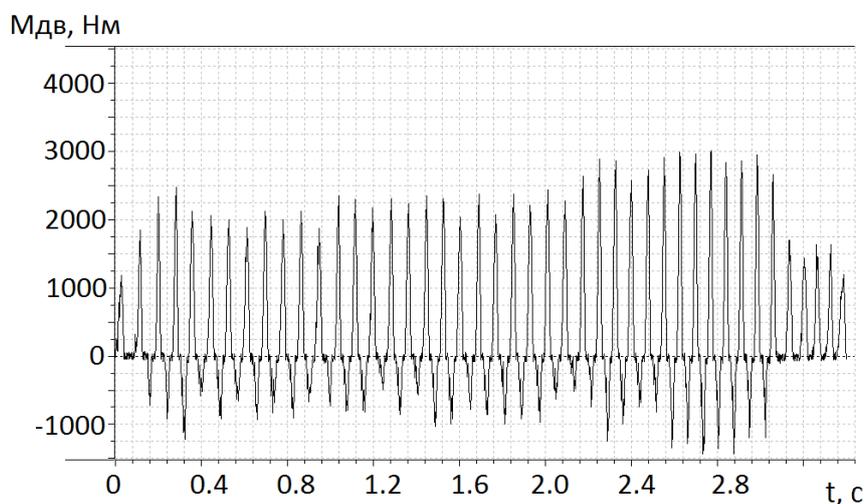


Рисунок 1 – Фрагмент осциллограмм изменения моментов на торсионном валу в процессе пуска-заглохания двигателя

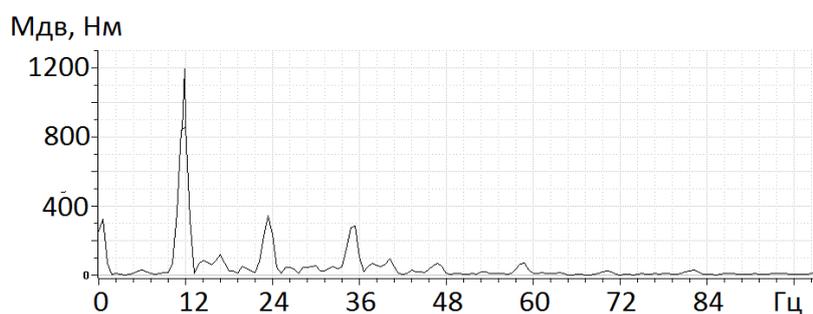
При разгоне двигателя в диапазоне частот вращения вала от 700 до 850 об/мин наблюдаются высокочастотные колебания момента с амплитудой, достигающей в отдельных случаях величины 5000 Н·м. При дальнейшем увеличении частоты

амплитуда момента снижается и находится в пределах от 1800 до 800 Н·м. По этим данным построены амплитудно-оборотные характеристики, приведенные на рис. 5, график 1.

Фрагмент осциллограммы изменения момента на установившемся режиме, в области оборотов двигателя 700...850 об/мин, приведен на рис. 2а. Из приведенных данных следует, что величина момента достигает 2500 Нм, а частота процесса, как следует из результата спектрального анализа (рис. 2б), составляет от 10 до 14 Гц. Данный характер изменения момента во времени соответствует резонансному режиму в нелинейной механической системе с зазором.



а)



б)

Рисунок 2 – Фрагмент осциллограммы изменения момента на торсионном валу (а) и его спектр (б) в режиме холостого хода ( $N_{дв}=740$  об/мин.)

Гармонический анализ момента двигателя показывает, что наиболее опасной моторной гармоникой ЯМЗ 8401, ЯМЗ 240 (по данным изготовителя ОАО «Автодизель») является шестая, т.е. в рассматриваемом диапазоне оборотов двигателя возмущающая частота составляет от 65 до 72 Гц, что значительно (в 6 раз) превышает частоты собственных колебаний рассматриваемой системы, а рост амплитуд момента может быть объяснен возникновением, так называемого субгармонического резонанса, свойственного нелинейным системам, когда субгармонические колебания могут существовать в системе наряду с основными вынужденными колебаниями. В этом случае, гармоническая вынуждающая сила может возбудить в нелинейной системе периодические колебания с периодом в целое число раз большим, чем  $T = 2\pi/\omega$ , где  $\omega$  – частота возмущающего воздействия. Колебания с периодом  $sT$  называют субгармоническими порядка  $s$  [1].

### **Теоретическое исследование динамики нелинейной механической системы**

Гидромеханическая трансмиссия является сложной разветвленной механической нелинейной системой переменной структуры, содержащей кольцевые элементы. В работе [2] показано, что динамическая нагруженность элементов конструкции согласующего редуктора, лимитирующих долговечность моторно-трансмиссионной установки в целом рассматриваемого семейства тягачей, может быть эффективно определена на основе исследования динамики двухмассовой системы – так называемой дотрансформаторной зоны. Эта система включает маховик двигателя, насосное колесо гидротрансформатора и соединенные с ними элементы моторно-трансмиссионной установки. Характер взаимосвязи между этими двумя массами формируется упруго-диссипативными характеристиками гасителя крутильных колебаний и зубчатых передач согласующего редуктора. Анализ динамического процесса в рассматриваемой системе и определение путей снижения динамической нагруженности ведутся на основе математической модели дотрансформаторной зоны гидромеханической трансмиссии как нелинейной двухмассовой системы, которая введением относительной координаты углового перемещения  $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$  приводится к виду (1)

$$J_{\text{пр}}\ddot{\varphi} + F(\varphi) = M(t) \quad (1)$$

где  $J_{\text{пр}}$  – приведенный момент инерции;  $F(\varphi)$  – упругая характеристика нелинейной системы, а  $M(t)$  временная функция момента двигателя. Сложность аналитического определения приведенного момента инерции заключается в том, что необходимо наряду

с моментом инерции маховика двигателя учесть инерционность насосного колеса гидротрансформатора, заполненного рабочей жидкостью. Кроме того, в конструкции трансмиссии тягача от насосного колеса осуществляется привод многих механических устройств (вентиляторы, насосы, компрессоры и другое). В связи с этим данная величина определяется экспериментально.

Для этого при нейтрали в трансмиссии выполняется резкий разгон двигателя увеличением подачи топлива до максимума. При этом регистрируется частота вращения двигателя и динамический момент (рис. 3). По экспериментальным данным (по фрагменту осциллограммы изменения момента при разгоне двигателя) определяется значение приведенного момента инерции дотрансформаторной зоны и соединенных с ней деталей

$$J_{\text{пр}} = \frac{\Delta M \cdot t_p}{\Delta \omega} \quad (2)$$

где  $\Delta M$  – инерционная составляющая момента, возникающая вследствие действия углового ускорения  $\frac{\Delta \omega}{t_p}$  ( $t_p$  – длительность разгона;  $\Delta \omega = \Delta n_{\text{дв}} \cdot \pi/30$ ) [2,3].

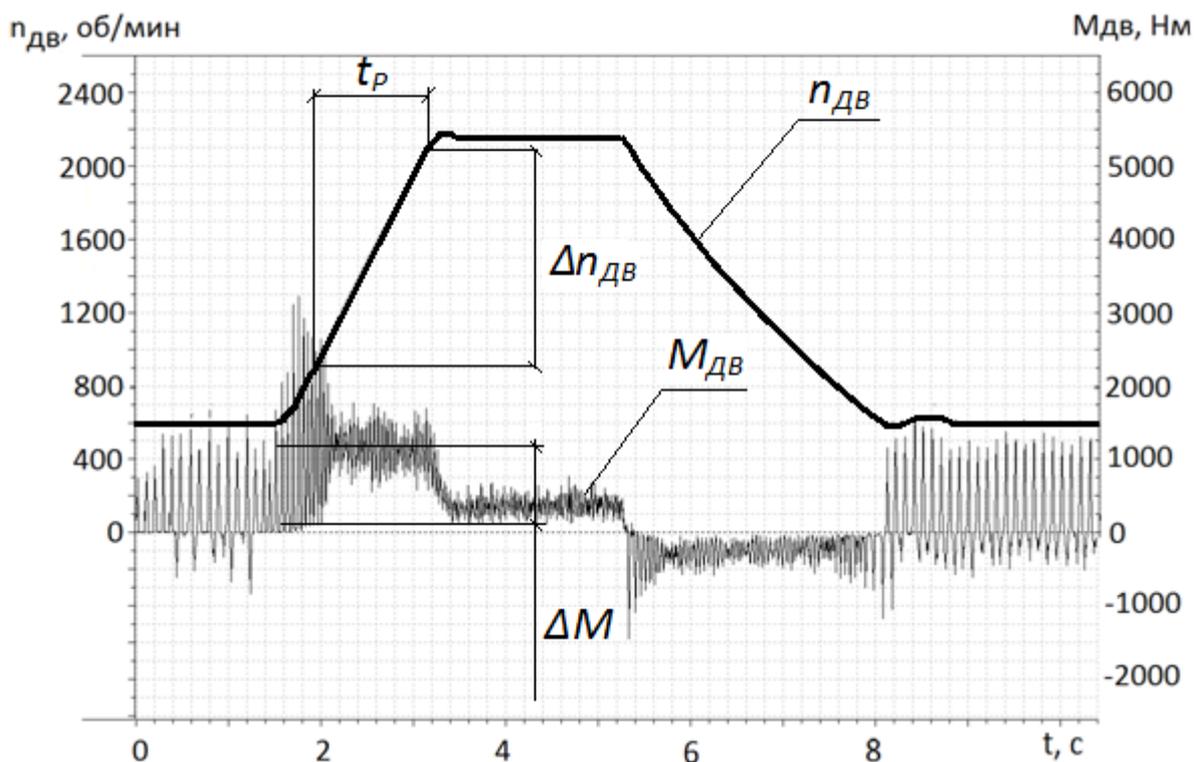


Рисунок 3 – Фрагмент осциллограммам изменения момента на торсионном валу при разгоне двигателя

Упругая характеристика нелинейной системы также определяется по виду осциллограмм (рис. 4). Нелинейная функция – зависимость момента от угловой координаты, схематизирована и принимается симметричной с зазором  $b$ , без учета сил трения, т.е.

$$M(\varphi) = \begin{cases} 0 & \text{при } |\varphi| \leq b \\ c \cdot \varphi & \text{при } |\varphi| > b. \end{cases}$$

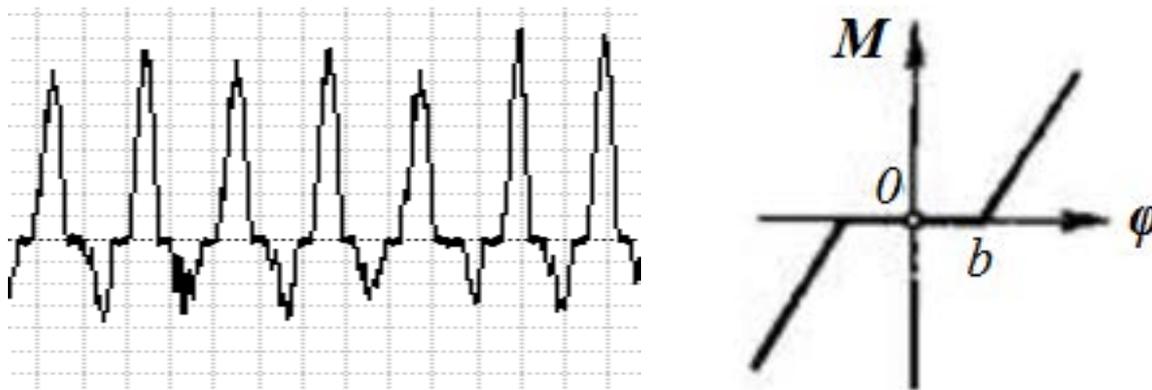


Рисунок 4 – Фрагмент осциллограммы динамического момента и схематизация нелинейной функции (нелинейность с зазором)

Временная функция момента двигателя  $M(t)$  принимается в форме ряда Фурье

$$M(t) = M_0 + \sum_{m=1}^{\infty} K(mz) \cdot M_m \cos(m\omega t + \beta_m)$$

Как известно, решение нелинейного уравнения (1) является неоднозначным и возможно существование нескольких стационарных режимов с различными амплитудами  $\varphi_i = \varphi_i(t)$ .

Для получения аналитического решения уравнения (1) с учетом режима субгармонических колебаний воспользуемся методом гармонического баланса. Решение будем искать в виде

$$\varphi(t) = A_1 \sin(\omega t) + \dots + A_1 \sin\left(\frac{\omega t}{6}\right), \quad (3)$$

Нелинейную функцию  $F(t)$  представим в виде разложения в ряд Фурье

$$F(\varphi) = b_1 \sin(\omega t) + \dots + b_{\frac{1}{6}} \sin\left(\frac{\omega t}{6}\right), \quad (4)$$

коэффициенты которого равны

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(\varphi) \sin \frac{\omega t}{n} dt \quad \left( n = 1, \frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \frac{1}{6} \dots \frac{1}{n} \right) \quad (5)$$

и нелинейно зависят от всех амплитуд.

Далее, подставив выражения (3),(4),(5) в уравнение (1) и учитывая только шестую моторную гармонику, получим соотношение

$$\begin{aligned} -A_1 \omega^2 \sin(\omega t) J - \frac{1}{36} A_1 \omega^2 \sin\left(\frac{\omega t}{6}\right) J + b_1 \left( A_1, A_{\frac{1}{3}}, A_{\frac{1}{6}} \right) \sin(\omega t) \\ + b_{\frac{1}{6}} \left( A_1, A_{\frac{1}{3}}, A_{\frac{1}{6}} \right) \sin\left(\frac{\omega t}{6}\right) = M(t) \sin(\omega t). \end{aligned} \quad (6)$$

Приравняв коэффициенты при каждой из гармоник, содержащихся в левых и правых частях выражения (6), пренебрегая величинами второго порядка малости, получаем систему нелинейных алгебраических уравнений, из которых находим искомые амплитуды

$$\begin{aligned} A_1 = \frac{H}{k - J\omega^2}, \\ A_{\frac{1}{6}} = \frac{Hks \sin\left(30 \left( \frac{7 \operatorname{asin}\left(\frac{b(k-J\omega^2)}{H}\right) - 7\pi}{6} \right) - 40 \left( \frac{5 \operatorname{asin}\left(\frac{b(k-J\omega^2)}{H}\right) - 5\pi}{6} \right) \right)}{35\pi \left( k - \frac{J\omega^2}{36} \right)}. \end{aligned} \quad (7)$$

По этим зависимостям определены амплитуды моментов нелинейной системы на частотах  $k$  и  $bk$ , где  $k$  – частота собственных колебаний системы.

Анализ зависимостей показал, что при заданных условиях (частота и амплитуда возмущающего момента (6-я моторная гармоника дизельного двигателя ЯМЗ-240), упруго-инерционные характеристики системы (дотрансформаторной зоны тягача КЗКТ-7428)) возникают субгармонические колебания момента с амплитудой значительно превосходящей колебания момента на возмущающей частоте. Для исключения резонансного режима частота собственных колебаний нелинейной системы должна быть

уменьшена в  $\sqrt{2}$  раза [2], т.е.  $C_{\text{ПР}} < \frac{J_{\text{ПР}} \omega_{\text{с}}^2}{2}$ . Для снижения динамической нагруженности рассматриваемой ГМТ путем исключения резонансного режима необходимо, чтобы угловая жесткость гасителя крутильных колебаний была не выше 21000 Нм/рад.

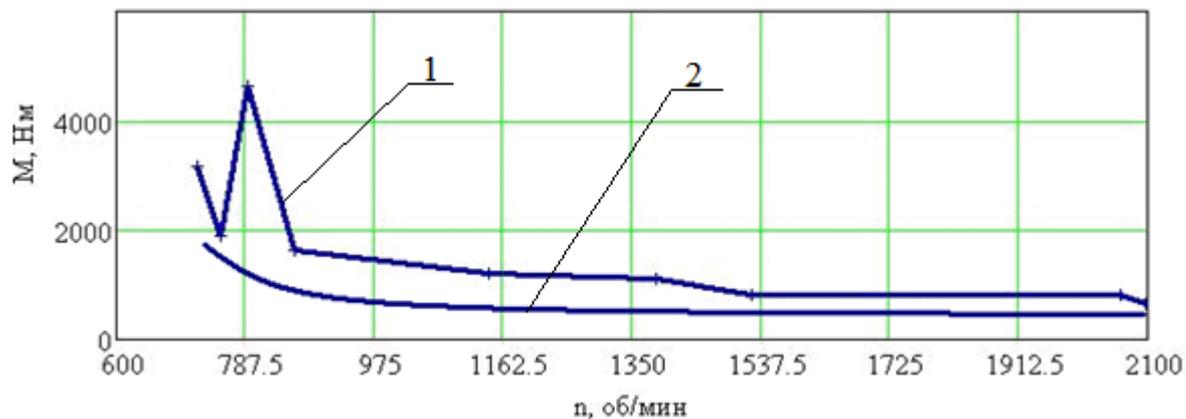


Рисунок 5 – Амплитудно-оборотные характеристики динамического момента в дотрансформаторной зоне ГМТ

1 – серийный вариант согласующего редуктора; 2 – разработанный вариант согласующего редуктора

В соответствии с этим разработана конструкция согласующего редуктора (рис. 6) с гасителем крутильных колебаний нового типа с требуемой жесткостью и защищенная патентом [4].

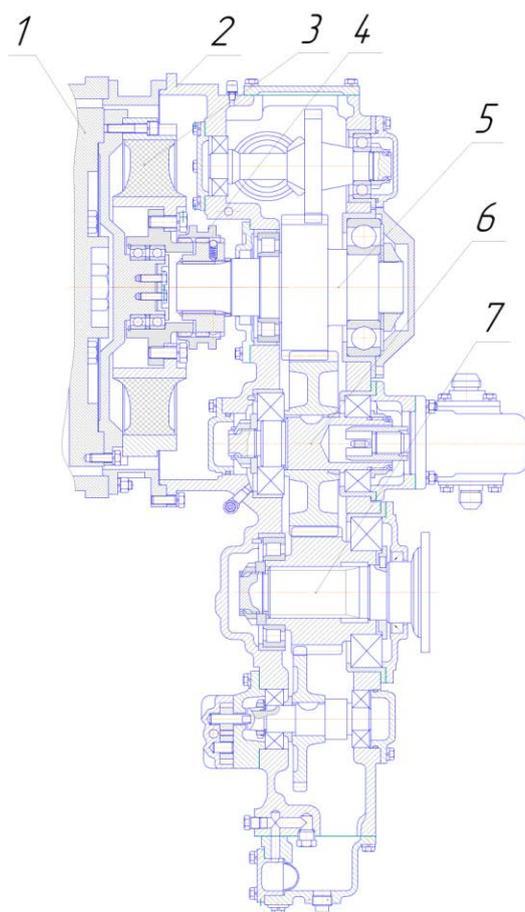


Рисунок 6 – Конструкция согласующего редуктора

Согласующий редуктора содержит картер 2, на подшипниковых опорах которого установлены ведущий вал-шестерня 5, промежуточный 6 и ведомый валы 7 с шестернями, образующими повышающую передачу. Момент от маховика 1 через муфту 4, посаженную на шлицы ведущего вала 5 передается через упругое силиконовое кольцо 3 (производитель ЗАО «Литмаш») с внутренними и наружными шлицами, обладающего податливостью в 5 раз превышающей известные конструкции гасителей крутильных колебаний.

#### **Заключение.**

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии, формируемой субгармоническими резонансными режимами, в работе решена задача отстройки резонансных режимов в дотрансформаторной зоне ГМТ путем синтеза гасителя крутильных колебаний с упругими свойствами, определяемыми на основе полученных расчетных зависимостей.

Обоснованность выдвинутой гипотезы формирования высокочастотных колебаний крутящего момента в дотрансформаторной зоне ГМТ и эффективность

предложенных конструкторских мероприятий подтверждена в ходе испытаний тягача КЗКТ-7428 с модернизированной конструкцией согласующего редуктора.

Сравнение амплитудно-оборотных характеристик (графики 1, 2 на рис. 5) показывает, что предлагаемая конструкция согласующего редуктора позволяет отстроить резонанс за пределы рабочего диапазона оборотов двигателя, сократить динамический момент в 5..6 раз, тем самым создать предпосылки повышения долговечности элементов согласующего редуктора.

#### Список литературы

1. Вибрации в технике : справочник. В 6 т. Т. 2 / под общ. ред. И.И. Блехмана. М.: Машиностроение, 1979. 351 с..
2. Тараторкин И.А. Разработка расчетных и экспериментальных методов снижения динамической нагруженности и повышения долговечности гидромеханических трансмиссий транспортных машин: дис. ... док. техн. наук: 15.06.2009. М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 302 с.
3. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Шеломков С.А. Прогнозирование динамической нагруженности дотрансформаторной зоны ГМП // Автомобильная промышленность. 2008. № 11. С. 32-34.
4. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Ушенин А.С, Гизатуллин Ю.Н. Согласующий редуктор гидромеханической трансмиссии транспортной машины: пат. на полезную модель 122952 РФ. 2012.

## Sub-harmonic oscillation damping in hydro-mechanical transmission

# 03, March 2013

DOI: 10.7463/0413.0548552

Derjanskii V.B., Taratorkin I.A., Ushenin A.S.

The Russian Academy of Sciences, Ural Branch, Institute of Engineering Science  
Russia, Kurgan State University  
[dvb\\_47@mail.ru](mailto:dvb_47@mail.ru)  
[ig\\_tar@mail.ru](mailto:ig_tar@mail.ru)  
[uchenin@yandex.ru](mailto:uchenin@yandex.ru)

Results of an experimental investigation of dynamic loading of a transport machine hydro-mechanical transmission are described in the article. On the basis of comparing resonance oscillations frequencies of dynamic torque with frequencies of diesel perturbations, the authors proposed and hypothesis substantiated a hypothesis of implementing sub-harmonic resonances in a mechanical system which has essentially nonlinear elastic response. Theoretical study of dynamic processes in the system using linearization of the nonlinear characteristic by means of the harmonic balance method was carried out. The obtained analytical dependences allowed to tune out a nonlinear system from resonance by varying the characteristics of an elastic vibration damper. The authors also provide a variant of constructive implementation of a matching gear of hydro-mechanical transmission using a new type of vibration damper, as well as results of an experimental evaluation of effectiveness of the developed design solutions.

---

**Publications with keywords:** [frequency](#), [vibration](#), [sub-harmonic resonance](#), [hydromechanical transmission](#)

**Publications with words:** [frequency](#), [vibration](#), [sub-harmonic resonance](#), [hydromechanical transmission](#)

---

### References

1. Blekhman I.I. *Vibratsii v tekhnike : spravochnik. V 6 t. T. 2* [Vibration in engineering : Reference book. In 6 vols. Vol. 2]. Moscow, Mashinostroenie, 1979. 351 p.
2. Taratorkin I.A. *Razrabotka raschetnykh i eksperimental'nykh metodov snizheniia dinamicheskoi nagruzhennosti i povysheniia dolgovechnosti gidromekhanicheskikh transmissii transportnykh mashin. Dokt. diss.* [Development of calculated and experimental methods to

reduce dynamic load and increase the longevity of hydromechanical transmissions of transport vehicles. Dr. diss.]. Moscow, Bauman MSTU, 2009. 302 p.

3. Derzhanskii V.B., Taratorkin I.A., Shelomkov S.A. Prognozirovaniye dinamicheskoi nagruzhennosti dotransformatornoj zony GMP [Forecasting of dynamic loading of zone up to transformer of hydromechanical transmission]. *Avtomobil'naiya promyshlennost'*, 2008, no. 11, pp. 32-34.

4. Derzhanskii V.B., Taratorkin I.A., Ushenin A.S, Gizatullin Iu.N. *Soglasuiushchii reduktor gidromekhanicheskoi transmissii transportnoi mashiny* [Matching reducer of hydromechanical transmission of transport vehicle]. Patent RF for utility model, no. 122952, 2012.