

Шатохин В. М.

Гранько Б. Ф.

Соболь В. Н.

*Харьковский
национальный
университет
строительства и
архитектуры*

Шатохина Н. В.

*Харьковский
национальный
автомобильно-
дорожный университет*

Shatokhin V. M.

Granko B. F.

Sobol V. N.

*Kharkov National
University of Construction
and Architecture*

Shatokhina N. V.

*Kharkov National
Automobile and Highway
University*

УДК 621.432

СИНТЕЗ ПАРАМЕТРОВ НЕЛИНЕЙНОЙ УПРУГОЙ МУФТЫ КАК ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ В ДВУХВАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЯХ

Предложен метод синтеза параметров нелинейной упругой муфты как средства снижения опасных крутильных колебаний в силовых цепях двухвальных транспортных дизелей. В его основе лежит экономичная форма метода гармонической линеаризации для интегральных уравнений движения, записанных с помощью импульсно-частотных характеристик. Число уравнений равно числу нелинейностей, поэтому трудоемкость решения задачи практически не зависит от числа степеней свободы модели.

Построена нелинейная динамическая модель машинного агрегата с двухвальным дизелем и осуществлен оптимальный синтез ее параметров с целью снижения динамических нагрузок. Приведены результаты экспериментальных исследований и их сопоставление с данными расчетов.

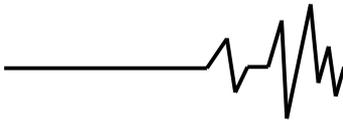
Ключевые слова: синтез, нелинейное программирование, нелинейная упругая муфта, колебания, двигатель внутреннего сгорания, нелинейное интегральное уравнение, импульсно-частотная характеристика, гармоническая линеаризация.

Постановка проблемы. Увеличение мощности и быстроходности современных установок с двигателями внутреннего сгорания (ДВС) неизбежно ведет к возрастанию динамических нагрузок, которые становятся определяющими для эксплуатационной надежности машин. Эффективным средством борьбы с опасными крутильными колебаниями является введение упругих муфт и демпфирующих устройств, характеристики которых чаще всего являются нелинейными.

При надлежащем выборе параметров упругие муфты с предварительным натягом могут быть эффективным средством борьбы с опасными крутильными колебаниями [1]. Возможности существующих подходов по синтезу их параметров ограничены как несовершенством моделей самих устройств, так и сложностью моделей машинных

агрегатов с ДВС. В частности, ограничители в муфтах считаются абсолютно жесткими, технологические зазоры не принимаются во внимание. Используемые при этом средства анализа нелинейных колебаний не соответствуют современному уровню развития методов нелинейной механики [2], что затрудняет решение задач вибрационного синтеза, требующих многократного решения трудоемких нелинейных задач анализа.

Развитие методов решения задач вибрационного синтеза возможно в основном по двум направлениям. Первое связано с поиском наиболее эффективных методов решения задач анализа, второе – с созданием оптимизационных процедур, требующих минимального числа решений задач анализа. В настоящее время разработано большое количество весьма совершенных методов,



алгоритмом и пакетов программ решения задач оптимизации, поэтому в качестве основного в работе принято первое направление.

В статье изложена новая концепция решения задач анализа и синтеза многомерных нелинейных моделей указанных систем; экспериментальные данные и результаты синтеза параметров нелинейной модели машинного агрегата транспортного ДВС.

Анализ последних исследований и публикаций. Задача динамического синтеза нелинейных силовых передачи может быть сформулирована как задача нелинейного программирования, состоящая в определении параметров, обеспечивающих выбранные динамические критерии качества при учете ограничений, накладываемых на варьируемые параметры. Особенности реализации этого подхода, в частности при наличии многозначных решений, характерных для нелинейных систем, изложены в [3]. Применение описанного алгоритма требует решения относительно большого числа трудоемких задач анализа. Поэтому естественным является стремление к созданию алгоритмов синтеза, требующих минимального числа обращений к блоку решения задач анализа. Такую возможность во многих случаях обеспечивает использование метода пошаговой оптимизации. Суть его состоит в том, что итерационные процессы анализа и оптимизации переставляются местами, т.е. на каждом шаге решения задачи анализа в работу включается оптимизационная процедура [4]. Метод пошаговой оптимизации в общем случае, однако, не гарантирует сходимости процесса. Ограниченными возможностями обладает известный прием [5], заключающийся в том, что максимальные значения амплитуд устойчивых вынужденных колебаний приближенно определяются как ординаты точки пересечения амплитудно-частотной характеристики с соответствующей скелетной кривой. В рассматриваемых задачах из-за наличия больших диссипативных сил, обусловленных, например, присоединением к системе демпфера, ордината точки их пересечения может быть меньше максимальной.

Цель исследований. Разработка свободного от указанных ограничений метода синтеза параметров упругой муфты с предварительным натягом как средства ограничения чрезмерных колебаний в нелинейных моделях машинных агрегатов с двухвальными дизелями, в основе которого лежит эффективный алгоритм решения задач анализа, использующий гармоническую

линеаризацию для интегральных уравнений движения, записанных с помощью импульсно-частотных характеристик (ИЧХ).

В статье приведены результаты расчетов оптимальных параметров упругой муфты двухвального дизеля ЗТД, обеспечивающих снижение опасных динамических нагрузок в его силовой цепи. Представлены данные экспериментальных исследований.

1. Интегральные уравнения движения. В большинстве случаев модели силовых передач транспортных машин с ДВС имеют значительное число степеней свободы, несколько нелинейных элементов, подвержены периодическим воздействиям сложного негармонического характера.

Применение ИЧХ линеаризованных моделей, позволяет представить уравнения движения указанных систем в форме интегральных уравнений типа Гаммерштейна, записанных относительно углов закручивания нелинейных соединений [6]. Трудоемкость их решения практически не зависит от числа степеней свободы модели, что имеет принципиальное значение для решения задач анализа итерационными способами и еще в большей степени для решения задач синтеза и оптимизации.

В матричной форме уравнения имеют вид [6]

$$\mathbf{y}(t) = \int_0^T \Phi(t - \tau) \mathbf{f}(\mathbf{y}) d\tau + \mathbf{g}(t), \quad (1)$$

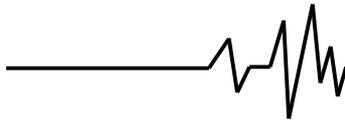
где $\mathbf{y}(t) = [y_1(t), y_2(t), \dots, y_s(t)]^T$ – вектор углов закручивания нелинейных соединений (s – число нелинейностей; T – знак транспонирования);

$\mathbf{f}(\mathbf{y}) = [f_1(y_1), f_2(y_2), \dots, f_s(y_s)]^T$ – нелинейная вектор-функция, причем

$$f_j(y_j) = c_j y_j - F_j(y_j) \quad (j = \overline{1, s}); \quad (2)$$

$F_j(y_j)$ – нелинейная характеристика j -го нелинейного соединения; $c_j, c_j y_j$ – соответственно коэффициент жесткости и упругий момент в линеаризованном соединении;

$\Phi(t - \tau) = [\varphi_{ij}(t - \tau)]$ ($i, j = \overline{1, s}$) – матрица ИЧХ линеаризованной модели, у которой нелинейные соединения заменены линейными с коэффициентами жесткости c_j ; $\mathbf{g}(t) = [g_1(t), g_2(t), \dots, g_s(t)]^T$ –



вектор-функция реакций линеаризованных нелинейных соединений на внешнее возбуждение;

$$g_j(t) = \sum_{i=1}^k \int_0^T \psi_{j,i}(t-\tau) M_i(\tau) d\tau; \quad (3)$$

$M_i(\tau)$ ($i = \overline{1, k}$) – возмущающие моменты;
 $\psi_{j,i}(t-\tau)$ ($i = \overline{1, k}; j = \overline{1, s}$) – ИЧХ от i -й массы к j -му линеаризованному соединению;
 k – число возмущающих моментов; T – период колебаний.

2. Метод гармонической линеаризации для уравнений движения в интегральной форме. В динамике машин широко распространен метод гармонической линеаризации, позволяющий определять решения с приемлемой для практики точностью в случае моногармонического возбуждения, если только система обладает резонансными или фильтрующими свойствами [6, 7]. На установившихся режимах для рассматриваемых систем наибольшую опасность как раз и представляют резонансные и окolorезонансные режимы работы. Применение метода в традиционной форме для рассматриваемых моделей в большинстве случаев требует решения систем уравнений, в которых только небольшое их число являются нелинейными. Известные приемы исключения линейных уравнений [8], повышающие быстродействие алгоритма, из-за их невысокой

алгоритмичности сложно реализовать практически для систем произвольной структуры с несколькими нелинейностями. Использование уравнений движения в интегральной форме, записанных с помощью ИЧХ, позволяет получить экономичную форму метода гармонической линеаризации [6].

Полагаем, как и при традиционном подходе, что решения нелинейных интегральных уравнений при моногармоническом возмущении с достаточной точностью описываются выражениями

$$y_j(t) = A_j^0 + A_j^c \cos \omega t + A_j^s \sin \omega t \quad (j = \overline{1, s}), \quad (4)$$

где A_j^0 – средняя деформация; A_j^c, A_j^s – соответственно косинусная и синусная амплитуды основной гармоники деформации j -го нелинейного соединения. Тогда система линеаризованных уравнений для нахождения A_j^c, A_j^s , после соответствующих преобразований, запишется в виде [6]:

$$\mathbf{Hx} = \mathbf{G}, \quad (5)$$

где

$$\mathbf{x} = [A_1^c, A_1^s, A_2^c, A_2^s, \dots, A_s^c, A_s^s]^T, \quad (6)$$

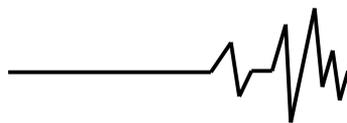
$$\mathbf{G} = [g_1^c, g_1^s, g_2^c, g_2^s, \dots, g_s^c, g_s^s]^T, \quad (7)$$

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} 1 - \frac{T}{2} \varphi_{11}^c \tilde{c}_1 & \frac{T}{2} \varphi_{11}^s \tilde{c}_1 & \dots & -\frac{T}{2} \varphi_{1s}^c \tilde{c}_s & \frac{T}{2} \varphi_{1s}^s \tilde{c}_s \\ -\frac{T}{2} \varphi_{11}^s \tilde{c}_1 & 1 - \frac{T}{2} \varphi_{11}^c \tilde{c}_1 & \dots & -\frac{T}{2} \varphi_{1s}^s \tilde{c}_s & -\frac{T}{2} \varphi_{1s}^c \tilde{c}_s \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ -\frac{T}{2} \varphi_{s1}^c \tilde{c}_1 & \frac{T}{2} \varphi_{s1}^s \tilde{c}_1 & \dots & 1 - \frac{T}{2} \varphi_{ss}^c \tilde{c}_s & \frac{T}{2} \varphi_{ss}^s \tilde{c}_s \\ -\frac{T}{2} \varphi_{s1}^s \tilde{c}_1 & -\frac{T}{2} \varphi_{s1}^c \tilde{c}_1 & \dots & -\frac{T}{2} \varphi_{ss}^s \tilde{c}_s & 1 - \frac{T}{2} \varphi_{ss}^c \tilde{c}_s \end{bmatrix}. \quad (8)$$

В этих формулах g_j^c, g_j^s и $\varphi_{ji}^c, \varphi_{ji}^s$ – соответственно косинусная и синусная амплитуды деформаций j -го линеаризованного соединения и основной гармоники ИЧХ $\varphi_{ji}(t)$; $\tilde{c}_j = c_j - c_{ej}$, где c_{ej} – эквивалентная жесткость j -го

нелинейного соединения. В работе [6] показано, что для c_{ej} , как и для средней закрутки, справедливы формулы традиционного подхода, использующего уравнения движения в дифференциальной форме [5].

Средняя закрутка находится из нелинейного уравнения



$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_j(A_j^0 + A_j \sin t) dt = M_{0j}, \quad (9)$$

а эквивалентная жесткость определяется по формуле

$$c_{ej} = \frac{1}{\pi A_j} \int_0^{2\pi} F_j(A_j^0 + A_j \sin t) \sin t dt, \quad (10)$$

$$\frac{1}{4} [F_j(A_j^0 - k_2 A_j) + F_j(A_j^0 - k_1 A_j) + F_j(A_j^0 + k_1 A_j) + F_j(A_j^0 + k_2 A_j)] = 0; \quad (11)$$

$$c_{ej} = \frac{1}{2A_j} \left\{ k_2 [F_j(A_j^0 + k_2 A_j) - F_j(A_j^0 - k_2 A_j)] + k_1 [F_j(A_j^0 + k_1 A_j) - F_j(A_j^0 - k_1 A_j)] \right\}, \quad (12)$$

где $k_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \right)}$; $k_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2} \right)}$.

Задача анализа с использованием линеаризованных уравнений (5) решается следующим образом: задаются начальные значения амплитуд деформаций нелинейных соединений A_j ($j = \overline{1, s}$); по ним определяются средние деформации и эквивалентные жесткости c_{ej} ; с помощью (5) находятся A_j^c , A_j^s , а следовательно, и амплитуды

$A_j^* = \sqrt{(A_j^c)^2 + (A_j^s)^2}$; минимизируется функция невязки

$$z = \sum_{j=1}^s (A_j^* - A_j)^2, \quad (13)$$

число переменных которой равно числу нелинейностей.

Принципиальным является то, что при каждом вычислении функции невязки необходимо решать систему линейных алгебраических уравнений (5) порядка $2s$. При традиционном же подходе это необходимо делать для системы порядка $2n$, где n – число обобщенных координат.

3. Метод синтеза параметров упругой муфты с предварительным натягом для двухваловых транспортных дизелей. Конструкция используемой в

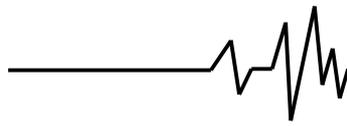
где M_{0j} – средний момент, передаваемый нелинейным соединением;

$A_j = \sqrt{(A_j^c)^2 + (A_j^s)^2}$ – амплитуда угла закручивания.

В работе [9] показано, что на основе метода линеаризации по функции распределения с достаточной для практики точностью формулы (9), (10) можно заменить гораздо более экономичными:

двигателях 5ТДФ, 6ТД, 3ТД муфты с предварительным натягом в передаче между коленчатыми валами такова, что при подходящем выборе параметров ее можно использовать как демпфер колебаний [1]. Для этого необходимо, чтобы точка срыва колебаний при увеличении оборотов лежала правее точки срыва при снижении оборотов. Упругая характеристика такой муфты показана на схеме механической модели двигателя 3ТД (рис. 1), а из графиков рис. 4 видно как реализуются ограничения амплитуд колебаний при возрастании и снижении оборотов. Здесь ω^* и ω^{**} – частоты, при которых происходят скачки соответственно с первого устойчивого участка $A_M^{(1)}$ на второй $A_M^{(2)}$ (увеличение оборотов) и со второго на третий $A_M^{(3)}$ (уменьшение оборотов). Представлен граничный случай, когда $\omega^{**} = \omega^*$; штрихом показаны неустойчивые ветви решений.

Сформулируем задачу динамического синтеза параметров муфты как задачу нелинейного программирования: варьируя вектор ее параметров $\mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_l]^T$ (элементами вектора могут быть и параметры модели) необходимо добиться того, чтобы максимальная амплитуда упругого момента в нелинейной муфте на частоте ω^{**} стала минимальной



$$\min_{x \in X} A_M^{(3)}(x, \omega^{**}), \quad (14)$$

где X – область поиска допустимых решений, которая задается в виде линейных

$$a_i \leq x_i \leq b_i, x_i > 0 \quad (i = \overline{1, l}) \quad (15)$$

и нелинейного

$$\omega^{**} \leq \omega^* \quad (16)$$

ограничений относительно варьируемых параметров.

Здесь a_i и b_i – наименьшее и наибольшее значение i -го варьируемого параметра x_i . Частоты ω^* и ω^{**} являются соответственно корнями уравнений

$$\frac{d}{dt} A_M^{(1)}(\omega) = C, \quad \frac{d}{dt} A_M^{(2)}(\omega) = -C, \quad (17)$$

где C – константа, значение которой на один-два порядка превосходит модуль значений производных в левых частях выражений (17) на пологих участках изменения амплитуд.

4. Синтез параметров упругой муфты двухвального транспортного дизеля ЗТД. Крутильная схема дизеля, связанного с потребителем (гидротормоз) упругой рессорой представлена на рис. 1. Приняты следующие обозначения: $I_1 \div I_3$, $I_4 \div I_6$ – соответственно цилиндрические массы выпускного и впускного валов; $I_7 \div I_{11}$ – шестерни главной передачи; I_{12} – компрессор; I_{13} – турбина; I_{14} – ступица демпфера впускного вала; I_{16} – маховик двигателя в сборе со сцеплением и жестко связанная с ним ступица демпфера выпускного вала; I_{15} , I_{17} – маховики демпферов; I_{18} – гидротормоз. Значения моментов инерции указаны в таблице 1. На рисунке показана также нелинейная характеристика упругой муфты с предварительным натягом между коленчатыми

валами с учетом зазора, обусловленного технологическими зазорами в зубьях шестерен главной передачи.

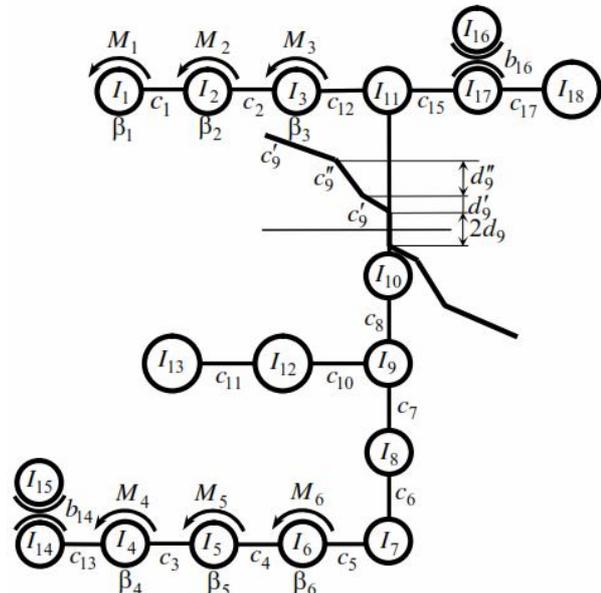


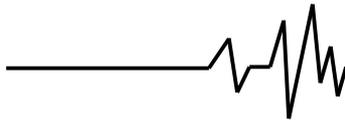
Рис. 1. Механическая модель машинного агрегата с дизелем ЗТД

Кoeffициенты жесткостей соединений расчетной модели приведены в таблице 2; c_9 соответствует жесткости податливого участка c'_9 упругой муфты. Остальные исходные параметры нелинейности: $c'_9 = 1 \cdot 10^5$ Нм – жесткость упоров; $M_p = 150,8$ Нм – предварительный натяг; $2d_9 = 0,012$ рад – зазор; $d'_9 = 1,508 \cdot 10^{-3}$ рад; $d''_9 = 0,065$ рад (соответствует рабочему ходу муфты $\delta = 4,4$ мм). Средний момент, передаваемый муфтой, для исследуемого диапазона частот принят равным $M_0 = 300$ Нм.

Таблица 1

Моменты инерции масс модели двигателя ЗТД

k	1÷6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$I_k, \text{кгм}^2$	0,073	0,038	0,033	0,036	0,072	0,023	0,64	1,336	0,035	0,105	1,839	0,419	2,5



Таблиця 2

Коеффіцієнти жорсткості моделі двигателя ЗТД

k	1÷4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	15	17
$c_k, \text{Нм}$	$2,604 \cdot 10^6$	$2,604 \cdot 10^6$	$1,299 \cdot 10^6$	$1,684 \cdot 10^6$	$2,389 \cdot 10^6$	$1,033 \cdot 10^4$	$5,005 \cdot 10^3$	$3,798 \cdot 10^3$	$2,604 \cdot 10^6$	$8,3 \cdot 10^6$	$3,1 \cdot 10^5$	$7,5 \cdot 10^5$

Эквивалентное линейризованное демпфирование на цилиндрических массах $\beta_1 = \dots = \beta_6 = 3,45 \text{ Нмс}$ получено путем сопоставления расчетных и экспериментальных данных на резонансных режимах при отсутствии демпферов.

Для снижения амплитуд вынужденных крутильных колебаний в двигателе ЗТД применяются силиконовые демпферы. Так как кинематическая вязкость силиконовых масел существенно зависит от градиента относительной скорости скольжения смазываемых поверхностей, то момент сопротивления в них оказывается нелинейным [10]:

$$M_{\text{тр}} = \frac{G}{N + |\dot{\psi}|} \dot{\psi}, \quad (18)$$

где $N = \frac{h}{Rk_0}$; $G = \frac{\pi\gamma_0 v_0}{gRk_0} (R^4 - r^4 + 2R^3b)$.

В последних формулах использованы обозначения: $\gamma_0 = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$ – удельный вес масла; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести; $k_0 = 0,039 v_0$; v_0 – кинематический коэффициент вязкости; $r = 0,045 \text{ м}$ и R – внутренний и внешний радиусы уровня заливания силиконового масла (для выпускного вала $R = 0,171 \text{ м}$, для выпускного – $R = 0,121 \text{ м}$); $b = 0,043 \text{ м}$ – ширина маховика; $h = 0,5 \text{ мм}$ – зазор между ступицей и маховиком демпфера; $\dot{\psi} = \dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_{\text{СТ}}$; $\dot{\varphi}_M$ и $\dot{\varphi}_{\text{СТ}}$ – угловые скорости ступицы и маховика демпфера.

Опасные колебания порождались главной – третьей гармоникой, поэтому возмущение на цилиндрических массах задавалось в виде

$$M_1(t) = \dots = M_3(t) = M_c^{(1)} \cos \omega t + M_s^{(1)} \sin \omega t,$$

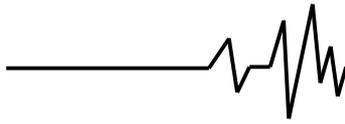
$$M_4(t) = \dots = M_6(t) = M_c^{(2)} \cos \omega t + M_s^{(2)} \sin \omega t,$$

где $M_c^{(k)}$, $M_s^{(k)}$ ($k = 1, 2$) – соответственно суммарные амплитуды косинусных и синусных составляющих моментов газовых сил и сил инерции; ω – угловая частота, соответствующая третьей гармонике. Для частоты вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$

получено: $M_c^{(1)} = -26,3 \text{ Нм}$; $M_s^{(1)} = 315,2 \text{ Нм}$; $M_c^{(2)} = 12,3 \text{ Нм}$; $M_s^{(2)} = 247,8 \text{ Нм}$.

В процессе доводки двигателя ЗТД было установлено, что главная – третья гармоника возмущающих моментов оказалась резонирующей в зоне эксплуатационных оборотов ($\approx 800 \div 1400 \text{ мин}^{-1}$) для собственной частоты, формируемой податливым участком упругой муфты. Максимальный упругий момент в муфте достигал 11850 Нм , хотя уже при 7500 Нм главная передача становится неработоспособной.

Применение демпферов позволяет снизить опасные динамические нагрузки. С демпфером на впускном валу наибольший эффект достигается при $v_0 = 0,0025 \text{ м}^2/\text{с}$ (максимальный момент с 11850 Нм снижается до 7599 Нм), а на выпускном – при $v_0 = 0,015 \text{ м}^2/\text{с}$ (максимальный момент дополнительно снижается до 6525 Нм). На рис. 2 кривая 1 представляет зависимость упругого момента в муфте при отсутствии в машинном агрегате демпферов (штриховой линией выделена неустойчивая ветвь). Кривые 2 и 3 представляют соответственно упругие моменты при установке демпфера на впускной вал и двух демпферов на впускном и выпускном валах (кривая 4 отвечает линейной модели без демпферов).



Незначительное влияние установки демпфера на выпускном валу связано с тем, что его ступица укреплена на маховике. Эффект действия демпфера впускного вала можно существенно поднять, но это требует увеличения его размеров (энергоёмкости).

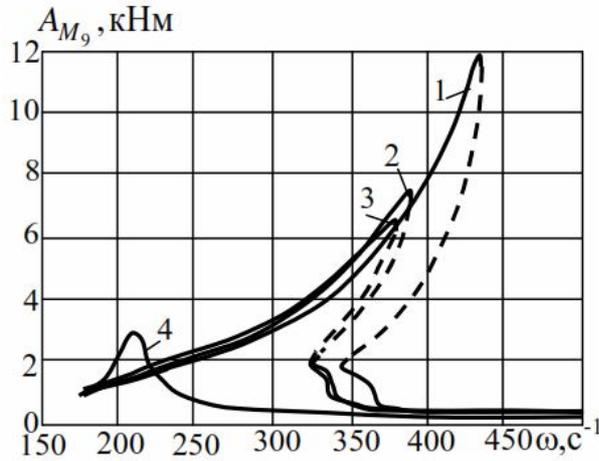


Рис. 2. Упругие моменты в нелинейной муфте

На рис. 3 представлены фрагменты экспериментальных осциллограмм с записями упругого момента в главной передаче и угловой скорости маховика (два демпфера) при проходе через резонанс с плавным увеличением оборотов (T – период главной гармоники). Эти данные достаточно хорошо согласуются с представленными выше результатами расчетов.

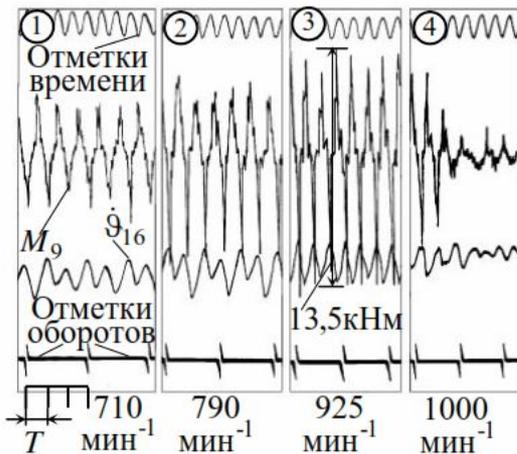


Рис. 3. Осциллограммы упругого момента в нелинейной муфте и угловой скорости маховика при увеличении оборотов двигателя

Существенного снижения опасных колебаний можно, однако, добиться более дешевыми и простыми конструкторскими

мероприятиями, если воспользоваться изложенным выше методом синтеза параметров муфты. Увеличение момента предварительной затяжки M_p до 925 Нм и рабочего хода δ до 5 мм позволяет придать муфте необходимые свойства (в этом случае $d'_9 = 0,015$ рад, $d''_9 = 0,0741$ рад).

На рис. 4 представлены соответствующие кривые, иллюстрирующие изменение упругого момента в муфте. Теперь и при увеличении и при снижении оборотов имеет место ограничение амплитуд колебаний. Без использования демпферов максимальный момент в этом случае удастся снизить до 5500 Нм, что подтверждает эффективность изложенного конструктивного приема для снижения опасных динамических процессов.

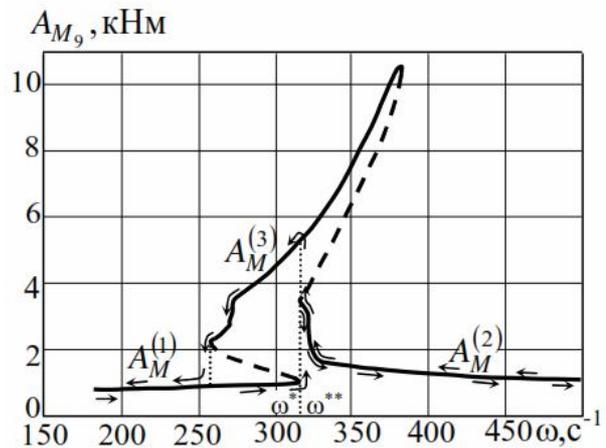


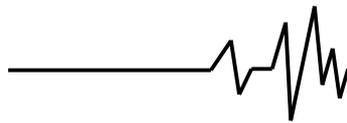
Рис. 4. Упругие моменты в нелинейной муфте

Выводы. 1. Предложен метод синтеза параметров муфты с предварительным натягом как средства ограничения крутильных колебаний двухвальных дизелей.

2. Задача динамического синтеза сведена к решению задачи нелинейного программирования.

3. Разработан метод гармонической линеаризации для уравнений движения нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС, записанных в интегральной форме, особенно эффективный при решении задач анализа итерационными способами и еще в большей степени при решении задач синтеза и оптимизации.

4. Построена достоверная нелинейная динамическая модель машинного агрегата с дизелем ЗТД и осуществлен оптимальный синтез ее параметров с целью снижения динамических нагрузок.



5. Приведены результаты экспериментальных исследований и их сопоставление с данными расчетов.

6. Предложенный подход перспективен для различных обобщений при решении задач синтеза нелинейных моделей машинных агрегатов.

Список использованных источников

1. Григорьев Н.В. Нелинейные колебания элементов машин и сооружений / Н.В. Григорьев. – М.-Л.: Mashgiz, 1961. – 256 с.

2. Аврамов К.В. Нелинейная динамика упругих систем. Том 1. Модели, методы, явления / К.В. Аврамов, Ю.В. Михлин. – Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2010. – 704 с.

3. Шатохин В.М. Синтез параметров нелинейной упругой муфты как гасителя колебаний в двухвальных транспортных дизелях / В.М. Шатохин // Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве: Труды 7-й Международной научно-технической конференции “Фізичні та комп’ютерні технології у народному господарстві”. – Харьков: ХНПК “ФЭД”, 2003. – С. 247-251.

4. Драгун С.В. Пошаговая оптимизация переходных процессов в нелинейных системах / С.В. Драгун, В.Н. Карабан // Динамика и прочность машин. – Харьков: Вища школа, 1984. – Вып. 39. – С. 95-99.

5. Вульфсон И.И. Нелинейные задачи динамики машин / И.И. Вульфсон, М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с.

6. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – 456 с.

7. Розенвассер Е.Н. Нелинейные колебания / Е.Н. Розенвассер. – М.: Наука, 1969. – 576 с.

8. Карабан В.Н. Оптимизация крутильных систем с силиконовым демпфером / В.Н. Карабан, А.В. Шаповалов, В.М. Шатохин, В.Н. Шабадаш // Динамика и прочность машин. – Харьков: Вища школа, 1981. – Вып. 34. – С. 89-93.

9. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский. – М.: Наука, 1966. – 317 с.

10. Бетлей Ш. Исследование вязких свойств силиконовых масел / Ш. Бетлей // Динамика и прочность машин. – Харьков: Вища школа, 1965. – Вып. 2. – С. 156-162.

Список источников в транслитерации

1. Grigoriev N.V. Nelineynye kolebaniya elementov mashin i sooruzheniy / N.V. Grigoriev. – M.-L.: Mashgiz, 1961. – 256 s.

2. Avramov K.V. Nelineynaya dinamika uprugikh sistem. Tom 1. Modeli, metody, yavleniya / K.V. Avramov, Yu.V. Mikhlin. – Moskva-Izhevsk: Institut kompyuternykh issledovaniy, 2010. – 704 s.

3. Shatokhin V.M. Sintez parametrov nelineynoy uprugoy mufty kak gasatelya kolebaniy v dvukhvalnykh transportnykh diselyakh / V.M. Shatokhin // Fizicheskie i kompyuternye tekhnologii v narodnom khozyaystve: Trudy 7-y Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii “Fizichni ta kompyuterni tekhnologii u narodnomu gospodarstvi”. – Kharkov: KhNPKK “FED”, 2003. – S. 247-251.

4. Dragun S.V. Poshagovaya optimizatsiya perekhodnykh protsessov v nelineynykh sistemakh / S.V. Dragun, V.N. Karaban // Dinamika i prochnost mashin. – Kharkov: Vischa shkola, 1984. – Vyp. 39. – S. 95-99.

5. Vulfson I.I. Nelineynye zadachi dinamiki mashin / I.I. Vulfson, M.Z. Kolovskiy. – L.: Mashinostroenie, 1968. – 284 s.

6. Shatokhin V.M. Analiz i parametricheskiy sintez nelineynykh silovykh peredach mashin: Monografiya / V.M. Shatokhin. – Kharkov: NTU “KhPI”, 2008. – 456 s.

7. Rozenvasser E.N. Nelineynye kolebaniya / E.N. Rozenvasser. – M.: Nayka, 1969. – 576 s.

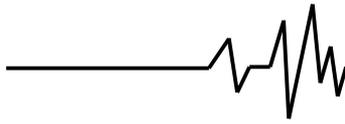
8. Karaban V.N. Optimizatsiya krutilnykh sistem s silikonovym dempferom / V.N. Karaban, A.V. Shapovalov, V.M. Shatokhin, V.N. Shabadash // Dinamika i prochnost mashin. – Kharkov: Vischa shkola, 1981. – Vyp. 34. – S. 89-93.

9. Kolovskiy M.Z. Nelineynaya teoriya vibrozashchitnykh sistem / M.Z. Kolovskiy. – M.: Nayka, 1966. – 317 s.

10. Betley Sh. Issledovanie vyazkikh svoystv silikonovykh masel / Sh. Betley // Dinamika i prochnost mashin. – Харьков: Vischa shkola, 1965. – Vip. 2. – S. 156-162.

СИНТЕЗ ПАРАМЕТРІВ НЕЛІНІЙНОЇ ПРУЖНОЇ МУФТИ ЯК ГАСИТЕЛЯ КОЛІВАНЬ У ДВОХВАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛЯХ

Анотація. Запропоновано метод синтезу параметрів нелінійної пружної муфти як засобу зниження небезпечних крутильних коливань у силових ланцюгах двохвальних транспортних дизелів. У його основі



економічна форма методу гармонічної лінеаризації для інтегральних рівнянь руху, що записані за допомогою імпульсно-частотних характеристик. Кількість рівнянь дорівнює кількості нелінійностей, тому трудомісткість розв'язання задачі практично не залежить від кількості ступенів вільності моделі.

Побудована нелінійна динамічна модель машинного агрегату з двохвальним дизелем і здійснений оптимальний синтез її параметрів з метою зниження динамічних навантажень. Наведені результати експериментальних досліджень та їх зіставлення з даними розрахунків.

Ключові слова: синтез, нелінійне програмування, нелінійна пружна муфта, коливання, двигун внутрішнього згорання, нелінійне інтегральне рівняння, імпульсно-частотна характеристика, гармонічна лінеаризація.

SYNTHESIS OF PARAMETERS OF THE NON-LINEAR FLEXIBLE COUPLING AS DAMPER IN TWO-SHAFT TRANSPORT DIESEL ENGINES

Annotation. The synthesis method of a non-linear flexible coupling's parameters as means of lowering of dangerous torsional oscillations in power circuits of two-shaft transport diesel engines

is offered. In its basis the cost-effective form of harmonic linearization method for the integral equations of motion recorded with the help of pulse-frequency characteristics lies. The number of equations is equal to the number of nonlinearities, therefore laboriousness of the task solution practically does not depend on model's number of degrees of freedom.

The analysis problem algorithm is based on function minimization of discrepancy which number of variables is also equal to the number of nonlinearities. During it's calculation the system of the linear algebraic equations which regularity is equal to the doubled value of nonlinearities is being solved.

The problem of dynamic synthesis of coupling's parameters is formulated as a problem of nonlinear programming.

The nonlinear dynamic model of the engine aggregate with a two-shaft diesel is constructed and optimal synthesis of it's parameters for the purpose of dynamic load reduction is carried out. Results of experiments data and their comparison to the calculated data are given.

Key words: synthesis, nonlinear programming, nonlinear elastic coupling, oscillations, explosion engine, nonlinear integrated equation, pulse-frequency characteristic, harmonic linearization.