

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

ОБ УЛУЧШЕНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗТД

Изложен метод исследования установившихся динамических процессов в нелинейных моделях машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. В качестве математической модели использованы интегро-дифференциальные уравнения движения, записанные с помощью импульсно-частотных характеристик линеаризованных моделей. Предложенный подход имеет принципиальные преимущества перед применением традиционных моделей в дифференциальной форме: число уравнений оказывается равным количеству нелинейных элементов; время решения задач практически не зависит от числа степеней свободы моделей. Итерационный алгоритм решения нелинейных интегро-дифференциальных уравнений основан на методе Ньютона-Канторовича решения операторных уравнений, дискретном преобразовании Фурье и интерполяции.

Построена нелинейная динамическая модель машинного агрегата с двухвальным дизелем ЗТД. Исследовано влияние на уровень динамических нагрузок: изменения расположения упругой муфты в зубчатой передаче между валами; установки демпферов; изменения параметров упругой муфты. Приведены результаты экспериментов и их сопоставление с данными расчетов.

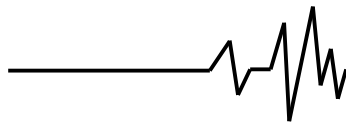
Ключевые слова: *установившийся динамический процесс, машинный агрегат, нелинейное интегро-дифференциальное уравнение, импульсно-частотная характеристика, двигатель внутреннего сгорания, упругая муфта, демпфер.*

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.

Дизель ЗТД представляет собой трехцилиндровый двигатель, созданный на базе шестицилиндрового дизеля. Уменьшение числа цилиндров существенно изменило спектральные свойства исходной модели так, что частоты свободных колебаний,

формируемые нелинейной муфтой между коленчатыми валами, значительно возросли и оказались в зоне резонансов главной гармоники двигателя на холостом ходу.

Доводка двигателя потребовала выбора рационального места расположения муфты в главной передаче, ее параметров, а также введения в конструкцию силиконовых демпферов. Так как в большинстве случаев момент трения в них следует рассматривать как нелинейный, то интегральные уравнения движения, записанные с помощью импульсно-частотных характеристик (ИЧХ) [1, 2] линеаризованных моделей, приобретают характер интегро-дифференциальных. Это вызывает необходимость обобщения для их



решения соответствующих методов и алгоритмов решения интегральных уравнений.

Анализ последних исследований и публикаций. При надлежащем выборе параметров упругие муфты с предварительным натягом могут быть эффективным средством борьбы с опасными крутильными колебаниями [1-3]. В статье [2] изложен метод 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 ИЧХ.

Действенным средством снижения амплитуд вынужденных крутильных колебаний в узлах машинных агрегатов с ДВС являются демпфирующие устройства. Широкое распространение благодаря простоте изготовления и эксплуатации, высокой эффективности получили силиконовые демпферы [4]. Вопросы теории демпферов не теряют актуальности в связи с ростом быстроходности и мощности поршневых ДВС. Так как кинематическая вязкость силиконовых масел существенно зависит от градиента относительной скорости скольжения смазываемых поверхностей, то момент сопротивления в них оказывается нелинейным [1]. В большинстве же работ, посвященных расчетам силиконовых демпферов, трение в последних полагается вязким и выбор оптимальных параметров осуществляется на основе методов линейной механики.

Таким образом в прикладных задачах часто приходится иметь дело с моделями, в которых нелинейные соединения имеют упруго-диссипативный характер. Для принятого

подхода построения математических моделей с помощью ИЧХ это ведет к тому, что уравнения движения приобретают характер интегро-дифференциальных [5].

Цель исследований. Построение нелинейной динамической модели машинного агрегата с двухвальным дизелем ЗТД. Исследование влияния на уровень динамических нагрузок: расположения упругой муфты в зубчатой передаче между валами; установки демпферов на валах двигателя; параметров упругой муфты с предварительным натягом (величина предварительного натяга, рабочий ход и т.д.).

В статье приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований по снижению динамических нагрузок в машинном агрегате двухвального транспортного двигателя ЗТД.

1. Уравнения движения и метод решения. Рассмотрим дискретную цепную многомассовую крутильную систему произвольной структуры, упруго-

диссипативные свойства S_1 соединений

которой описываются нелинейными функциями $F_j(\psi_j, \dot{\psi}_j)$ ($j = \overline{1, S_1}$) углов закручивания

ψ_j и их производных, к S_2 массам которой

приложено нелинейное демпфирование

$B_k(\vartheta_k, \dot{\vartheta}_k)$ ($k = \overline{1, S_2}$), зависящее от углов

поворота масс ϑ_k и их угловых скоростей. На

p масс системы действуют периодические

возмущающие моменты $M_i(t)$ ($i = \overline{1, p}$).

Представим $F_j(\psi_j, \dot{\psi}_j)$ и $B_k(\vartheta_k, \dot{\vartheta}_k)$ в виде

$$F_j(\psi_j, \dot{\psi}_j) = c_j \psi_j + \beta_j \dot{\psi}_j + \bar{f}_j(\psi_j, \dot{\psi}_j) \quad (j = \overline{1, S_1}), \quad (1)$$

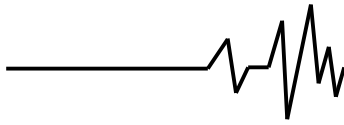
$$B_k(\vartheta_k, \dot{\vartheta}_k) = b_k \dot{\vartheta}_k + \bar{q}_k(\vartheta_k, \dot{\vartheta}_k) \quad (k = \overline{1, S_2}), \quad (2)$$

где c_j , β_j и b_k – коэффициенты жесткости, вязкого трения j -го участка и вязкого трения на k -ой массе. Указанное представление нелинейностей означает выделение в нелинейной модели некоторой линейной части.

$$f_j(\psi_j, \dot{\psi}_j) = -\bar{f}_j(\psi_j, \dot{\psi}_j) = c_j \psi_j + \beta_j \dot{\psi}_j - F_j(\psi_j, \dot{\psi}_j) \quad (j = \overline{1, S_1}), \quad (3)$$

на массах с линеаризованным демпфированием

$$q_k(\vartheta_k, \dot{\vartheta}_k) = -\bar{q}_k(\vartheta_k, \dot{\vartheta}_k) = b_k \dot{\vartheta}_k - B_k(\vartheta_k, \dot{\vartheta}_k) \quad (k = \overline{1, S_2}). \quad (4)$$



Используя ИЧХ линейной части модели, принцип суперпозиции, аналогично [1, 5] запишем систему нелинейных интегро-дифференциальных уравнений относительно

углов закручивания нелинейных участков и углов поворота масс, к которым приложено нелинейное демпфирование:

$$\left. \begin{aligned} \psi_j(t) &= \sum_{m=1}^{s_1} \int_0^T \varphi_{jm}^{(3)}(t-\tau) f_m(\psi_m, \dot{\psi}_m) d\tau + \sum_{m=1}^{s_2} \int_0^T \varphi_{jm}^{(1)}(t-\tau) q_m(\vartheta_m, \dot{\vartheta}_m) d\tau + \\ &+ \sum_{m=1}^P \int_0^T \varphi_{jm}^{(1)}(t-\tau) M_m(\tau) d\tau, \\ \vartheta_k(t) &= \sum_{m=1}^{s_1} \int_0^T \varphi_{km}^{(2)}(t-\tau) f_m(\psi_m, \dot{\psi}_m) d\tau + \sum_{m=1}^{s_2} \int_0^T \varphi_{km}^{(0)}(t-\tau) q_m(\vartheta_m, \dot{\vartheta}_m) d\tau + \\ &+ \sum_{m=1}^P \int_0^T \varphi_{km}^{(0)}(t-\tau) M_m(\tau) d\tau \quad (j = \overline{1, s_1}, k = \overline{1, s_2}), \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где T – период колебаний (в общем случае кратен периоду возмущения); $\varphi_{jm}^{(l)}(t), \varphi_{km}^{(l)}(t)$ ($j = \overline{1, s_1}; k = \overline{1, s_2}; l = 0, 1, 2, 3$) – ИЧХ различных типов [1].

Если ввести векторы

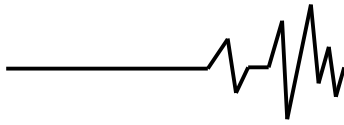
$$\mathbf{y} = [\psi_1, \dots, \psi_{s_1}, \vartheta_1, \dots, \vartheta_{s_2}]^T = [y_1, \dots, y_s]^T, \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{f}}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}) &= [f_1(\psi_1, \dot{\psi}_1), \dots, f_{s_1}(\psi_{s_1}, \dot{\psi}_{s_1}), q_1(\vartheta_1, \dot{\vartheta}_1), \dots, q_{s_2}(\vartheta_{s_2}, \dot{\vartheta}_{s_2})]^T = \\ &= [\tilde{f}_1(y_1, \dot{y}_1), \dots, \tilde{f}_s(y_s, \dot{y}_s)]^T, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{g}(t) &= \left[\sum_{m=1}^P \int_0^T \varphi_{1m}^{(1)}(t-\tau) M_m(\tau) d\tau, \dots, \sum_{m=1}^P \int_0^T \varphi_{s_1 m}^{(1)}(t-\tau) M_m(\tau) d\tau, \right. \\ &\left. \sum_{m=1}^P \int_0^T \varphi_{1m}^{(0)}(t-\tau) M_m(\tau) d\tau, \dots, \sum_{m=1}^P \int_0^T \varphi_{s_2 m}^{(0)}(t-\tau) M_m(\tau) d\tau \right]^T = \\ &= [\mathbf{g}_1(t), \dots, \mathbf{g}_s(t)]^T \end{aligned} \quad (8)$$

и матрицу

$$\Phi(\gamma) = \begin{bmatrix} \varphi_{11}^{(3)}(\gamma) & \dots & \varphi_{1s_1}^{(3)}(\gamma) & \varphi_{11}^{(1)}(\gamma) & \dots & \varphi_{1s_2}^{(1)}(\gamma) \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \varphi_{s_1 1}^{(3)}(\gamma) & \dots & \varphi_{s_1 s_1}^{(3)}(\gamma) & \varphi_{s_1 1}^{(1)}(\gamma) & \dots & \varphi_{s_1 s_2}^{(1)}(\gamma) \\ \varphi_{11}^{(2)}(\gamma) & \dots & \varphi_{1s_1}^{(2)}(\gamma) & \varphi_{11}^{(0)}(\gamma) & \dots & \varphi_{1s_2}^{(0)}(\gamma) \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \varphi_{s_2 1}^{(2)}(\gamma) & \dots & \varphi_{s_2 s_1}^{(2)}(\gamma) & \varphi_{s_2 1}^{(0)}(\gamma) & \dots & \varphi_{s_2 s_2}^{(0)}(\gamma) \end{bmatrix} = [\varphi_{kj}(\gamma)], \quad (9)$$



где $\gamma = t - \tau$, $s = s_1 + s_2$ (τ – знак транспонирования; $k, j = \overline{1, s}$), то систему интегро-дифференциальных уравнений (5) можно записать в компактной матричной форме

$$\mathbf{y}(t) = \int_0^T \Phi(t - \tau) \tilde{\mathbf{f}}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}) d\tau + \mathbf{g}(t). \quad (10)$$

В большинстве прикладных задач упругие и диссипативные свойства нелинейностей разделяются [1]. Полагая $\tilde{\mathbf{f}}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}) = \mathbf{f}(\mathbf{y}) + \mathbf{b}(\dot{\mathbf{y}})$, уравнение (10) перепишем так:

$$\mathbf{z}_n(t) - \int_0^T \Phi(t - \tau) [\mathbf{f}'_y(\mathbf{y}_n) \mathbf{z}_n(\tau) + \mathbf{b}'_{\dot{\mathbf{y}}}(\dot{\mathbf{y}}_n) \dot{\mathbf{z}}_n(\tau)] d\tau = -\mathbf{I}_n(t), \quad (13)$$

а вектор-функция $\mathbf{I}_n(t) = [I_{1_n}(t), \dots, I_{s_n}(t)]^T$ определяется из выражения

$$\mathbf{I}_n(t) = \int_0^T \Phi(t - \tau) [\mathbf{f}(\mathbf{y}_n) + \mathbf{b}(\dot{\mathbf{y}}_n)] d\tau + \mathbf{g}(t) - \mathbf{y}_n(t), \quad (14)$$

причем $\mathbf{f}'_y(\mathbf{y}) = \text{diag} [f'_{j y_j} (y_j)]$, $\mathbf{b}'_{\dot{\mathbf{y}}}(\dot{\mathbf{y}}) = \text{diag} [b'_{j \dot{y}_j} (\dot{y}_j)]$ – диагональные матрицы.

2. Алгоритм реализации метода. При численной реализации алгоритма для решения линейных интегро-дифференциальных уравнений на каждом шаге итерационного процесса будем использовать метод квадратурных формул совместно с идеей интерполяции искомого решения [1, 5]. Метод квадратурных формул является наиболее универсальным методом решения интегральных уравнений с постоянными пределами [6]. Интерполяция дает возможность значения производной $\dot{\mathbf{z}}_n(t)$ от функции невязки выражать через ее значения в узловых точках, точнее представлять ядро при замене интегралов конечными суммами (его гладкость обычно существенно ниже гладкости решения). Это делает алгоритм более экономичным [7], увеличивает область его сходимости [8], повышает точность результатов.

Линейное интегро-дифференциальное уравнение (13) преобразуем к системе линейных алгебраических уравнений с использованием квадратурной формулы прямоугольников с равноотстоящими узлами и равными коэффициентами, обеспечивающей в рассматриваемом случае наивысшую степень тригонометрической точности [9]. Так как функции $z_{j_n}(t)$, $y_{j_n}(t)$

$$\mathbf{y}(t) = \int_0^T \Phi(t - \tau) [\mathbf{f}(\mathbf{y}) + \mathbf{b}(\dot{\mathbf{y}})] d\tau + \mathbf{g}(t). \quad (11)$$

Применение метода Ньютона-Канторовича (МНК) [1, 5] к уравнению (11) позволяет формулы итерационного процесса его решения представить в виде

$$\mathbf{y}_{n+1}(t) = \mathbf{y}_n(t) - \mathbf{z}_n(t) \quad (n = 0, 1, 2, \dots), \quad (12)$$

где вектор-функция невязки

$$\mathbf{z}_n(t) = [z_{1_n}(t), \dots, z_{s_n}(t)]^T \quad \text{является}$$

решением линейного интегро-дифференциального уравнения

($j = \overline{1, s}; n = 0, 1, 2, \dots$) по смыслу решаемой задачи являются периодическими, естественным является использование тригонометрической интерполяции [10] – прямого дискретного преобразования Фурье (ДПФ).

Осуществив необходимые преобразования, формулам итерационного процесса окончательно можно придать вид [1, 5]

$$\tilde{\mathbf{y}}_{n+1} = \tilde{\mathbf{y}}_n - \tilde{\mathbf{z}}_n, \quad (15)$$

$$(\mathbf{E} - \mathbf{A}) \tilde{\mathbf{z}}_n = -\tilde{\mathbf{I}}_n, \quad (16)$$

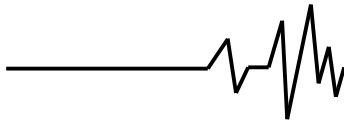
$$\tilde{\mathbf{I}}_n = \Phi(\mathbf{f}_n + \mathbf{b}_n) \Delta_1 + \mathbf{g} - \tilde{\mathbf{y}}_n. \quad (17)$$

Принятые здесь обозначения подробно описаны в работе [5]. В качестве критерия окончания итерационного процесса удобно использовать условие

$$\|\tilde{\mathbf{z}}_n\| = \max_j \max_m |\tilde{z}_{jn}^m| < \varepsilon$$

$$(j = \overline{1, s}; m = \overline{1, N}). \quad (18)$$

а для практической оценки погрешности численных решений интегральных (интегро-дифференциальных) уравнений эффективен прием, изложенный в [5].



Рекомендации по выбору коэффициентов линеаризации, числа основных и вспомогательных узлов, построению ИЧХ, оценке устойчивости решений, данные в [1], сохраняют силу и для рассмотренного алгоритма.

3. Особенности учета нелинейного трения в силиконовом демпфере. Для нелинейного момента трения в силиконовом демпфере имеет место выражение [1]

$$M_{\text{тр}} = \frac{G}{N + |\dot{\psi}|} \dot{\psi}, \quad (19)$$

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 и r – внешний и внутренний радиусы уровня заливания силиконового масла; b – ширина маховика; h – зазор между ступицей и маховиком демпфера; $\dot{\psi} = \dot{\vartheta}_m - \dot{\vartheta}_{\text{ст}}$; $\dot{\vartheta}_m$ и $\dot{\vartheta}_{\text{ст}}$ – угловые скорости ступицы и маховика демпфера. Представим момент трения в виде

$$M_{\text{тр}}(\dot{\psi}) = \beta \dot{\psi} + \bar{b}(\dot{\psi}), \quad (20)$$

что означает выделение в нелинейной модели некоторой линейной части; β – коэффициент вязкого трения. На основании формулы (19)

$$\beta = \frac{\pi\gamma_0 v_0}{gh} (R^4 - r^4 + 2R^3b).$$

Теперь при периодических колебаниях исходную систему можно рассматривать как линейную, к которой для эквивалентности следует приложить дополнительный возмущающий периодический момент, зависящий от движения

$$b(\dot{\psi}) = -\bar{b}(\dot{\psi}) = \beta \dot{\psi} - M_{\text{тр}}(\dot{\psi}). \quad (21)$$

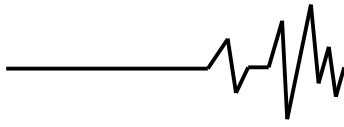
Так как методика построения ИЧХ [1] требует наличия упругих соединений между массами системы, свяжем ступицу и маховик связью с коэффициентом жесткости c , что приведет к появлению в указанном соединении упругого момента $c\psi = c(\vartheta_m - \vartheta_{\text{ст}})$, где

ϑ_m , $\vartheta_{\text{ст}}$ – углы поворота соответственно маховика и ступицы, а ψ – угол поворота маховика относительно ступицы. Теперь, однако, для эквивалентности полученной системы исходной в указанном соединении при периодических колебаниях следует приложить зависящий от движения момент $c\psi$ (если конструктивно демпфер выполнен с упругой связью между ступицей и маховиком, в указанных действиях нет необходимости; в этом случае $c = 0$). Используя ИЧХ линейной части модели, принцип суперпозиции, аналогично (5), запишем нелинейное интегро-дифференциальное уравнение для угла $\psi(t)$

$$\psi(t) = \int_0^T \varphi(t - \tau) [-c\psi(\tau) + b\dot{\psi}(\tau)] d\tau + g(t). \quad (22)$$

Оно имеет структуру рассмотренных уравнений.

4. Расчетно-экспериментальные исследования по улучшению динамических характеристик транспортного двигателя ЗТД. Важное место в современном двигателестроении занимают турбопоршневые двухвальные транспортные дизели, обладающие рядом высоких технических характеристик. В базовом дизеле 6ТД, на основе которого создан двигатель ЗТД, для снижения динамической нагруженности валопроводов на переходных режимах работы в зубчатую передачу, связывающую коленчатые валы, введена упругая муфта с предварительным натягом [2, 3]. Из-за уменьшения приведенных масс коленчатых валов модифицированного двигателя собственная частота, обусловленная податливым участком упругой муфты, возросла настолько, что главная – теперь уже третья гармоника возмущающих моментов оказалась резонирующей в зоне оборотов холостого хода ($\approx 800 \div 1000 \text{ мин}^{-1}$) для указанной частоты. Вследствие этого на первом этапе доводки двигателя оказалось необходимым введение в его систему регулирования ограничения по минимальным оборотам холостого хода. Следующий этап доводки по снижению опасных динамических нагрузок потребовал проведения расчетно-экспериментальных исследований по изучению влияния переноса упругой муфты с выпускной на выпускной вал, изменения ее параметров. Анализировался также эффект установки силиконового демпфера на впускной вал или двух демпферов на обоих валах двигателя.



4.1. Модель двигателя и ее параметры. На рис. 1. представлена крутильная схема дизеля, связанного с потребителем (гидротормоз) упругой рессорой. Нелинейная характеристика упругой муфты между коленчатыми валами (без учета среднего момента) показана штриховой линией в исходном положении и сплошной – после переноса муфты в новое положение. 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 табл. 1, причем для компрессора и турбины даны значения моментов инерции, приведенные к коленчатому валу, а момент инерции I_{16} включает момент инерции маховика двигателя,

который в сборе со сцеплением составляет $1,58 \text{ кгм}^2$.

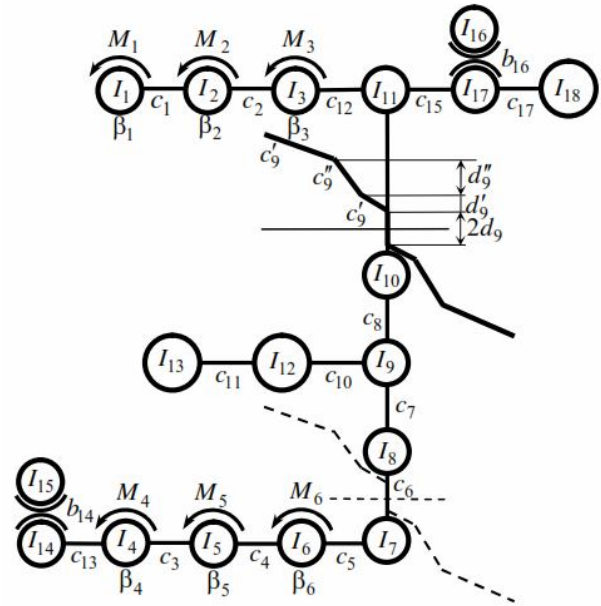


Рис. 1. Механическая модель машинного агрегата с дизелем ЗТД

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

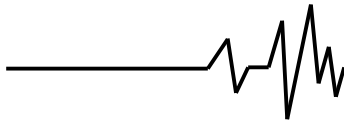
Коэффициенты жесткостей соединений расчетной модели приведены в табл. 2; c_9 соответствует жесткости податливого участка c_9'' упругой муфты с предварительным натягом (см. рис. 1), в которой жесткость упоров $c_9' = 1 \cdot 10^5 \text{ Нм}$. Остальные параметры

муфты: $d_9' = 1,508 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$,
 $d_9'' = 0,03259 \text{ рад}$. Поджатие пружин обеспечивает момент предварительного натяга муфты $M_0 = 150,8 \text{ Нм}$.

Таблица 2

Коэффициенты жесткости модели двигателя ЗТД

k	1÷4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	15	17
$c_k, \text{Нм}$	$2,604 \cdot 10^6$	$2,604 \cdot 10^6$	$1,299 \cdot 10^6$	$1,684 \cdot 10^6$	$2,389 \cdot 10^6$	$1,033 \cdot 10^4$	$5,005 \cdot 10^3$	$3,798 \cdot 10^3$	$2,604 \cdot 10^6$	$8,3 \cdot 10^6$	$3,1 \cdot 10^5$	$2,482 \cdot 10^4$



Так как рассеяние энергии в машинном агрегате с ДВС носит сложный многофакторный характер, а его достоверное математическое описание представляет трудную задачу, то в расчетах использовалось эквивалентное линеаризованное демпфирование, которое определялось из совпадения расчетных и экспериментальных данных на резонансных колебаниях при

отсутствии демпферов. В результате этого получено $\beta_1 = \dots = \beta_6 = 3,45 \text{ Нмс}^{-1}$.

В процессе доводки двигателя исследовалось влияние установки силиконовых демпферов на впускном и выпускном валах на уровень резонансных колебаний. Параметры демпферов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры демпферов

	$\nu_0, \text{ м}^2/\text{с}$	$\gamma_0, \text{ Н/м}^3$	$R, \text{ м}$	$r, \text{ м}$	$b, \text{ м}$	$h, \text{ м}$
Выпускной вал	0,015	$9,81 \cdot 10^3$	0,171	0,045	0,043	$0,5 \cdot 10^{-3}$
Впускной вал	0,0025	$9,81 \cdot 10^3$	0,121	0,045	0,043	$0,5 \cdot 10^{-3}$

Возмущающие моменты возникают вследствие действия газовых сил на поршни и сил инерции шатунов и поршней на кривошпиль вала двигателя. 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. На частоте

подтвердили и эксперименты. На рис. 2 расчетная кривая 1 представляет зависимость упругого момента в муфте на выпускном валу при отсутствии в машинном агрегате демпферов (штриховой линией выделена неустойчивая ветвь). Расчетные кривые 2 и 3 представляют соответственно упругие моменты при установке демпфера на впускной вал и двух демпферов – на впускной и выпускной вал; кривая 4 – упругие моменты в линейной модели без демпферов.

$n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ получено [11]:

$$M_c^{(1)} = -26,3 \text{ Нм}; \quad M_s^{(1)} = 315,2 \text{ Нм};$$

$$M_c^{(2)} = 12,3 \text{ Нм}; \quad M_s^{(2)} = 247,8 \text{ Нм}.$$

Средний момент, передаваемый упругой муфтой, принят равным 300 Нм.

4.2. Расчетно-экспериментальные исследования влияния переноса упругой муфты и установки демпферов на снижение динамических нагрузок. Анализ собственных частот и форм колебаний линейной модели (учитывалась жесткость податливого участка муфты), расчеты свободных нелинейных колебаний, показали, что перенос муфты с впускного на выпускной вал снижает частоты резонансных колебаний. Это обусловлено тем, что для собственной частоты, соответствующей форме колебаний с узлом на упругой муфте, к массе впускного вала добавляются массы шестерен главной передачи. Снижение, однако, составило не более 10%, а максимальный упругий момент в муфте практически не уменьшился, что

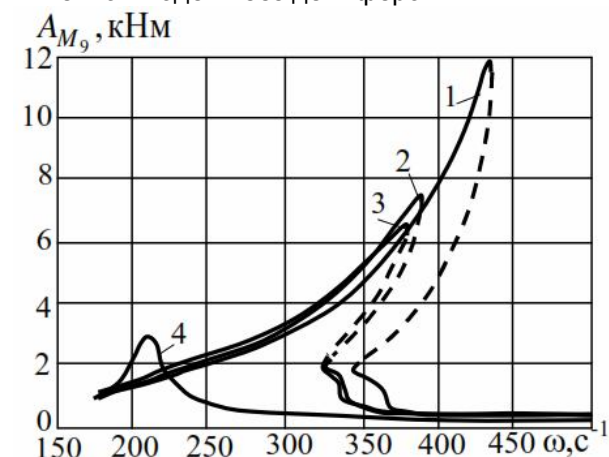
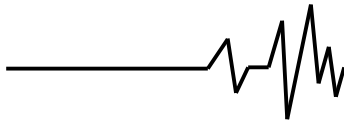


Рис. 2. Упругие моменты в нелинейной муфте

В этих расчетах из набора силиконовых масел с разными значениями коэффициентов кинематической вязкости ν_0 выбиралось то,



которое давало наибольший эффект. В демпфере на впускном валу это имеет место 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). Опыт доводки аналогичных двигателей показал, что допускаемые упругие моменты в главной передаче должны составлять не более 7500 Нм. Таким образом описанные мероприятия могут дать необходимый эффект,

хотя уменьшенное значение максимального момента близко к критическому. Небольшое влияние установки демпфера на выпускном валу связано с небольшими амплитудами колебаний маховика. Эффект действия демпфера впускного вала можно существенно поднять, увеличив его размеры (энергоемкость).

На рис. 3, а, б представлены фрагменты экспериментальных осциллограмм с записями упругого момента в главной передаче и угловой скорости маховика двигателя (два демпфера) при проходе через резонанс соответственно с плавным увеличением и снижением оборотов (T – период главной гармоника).

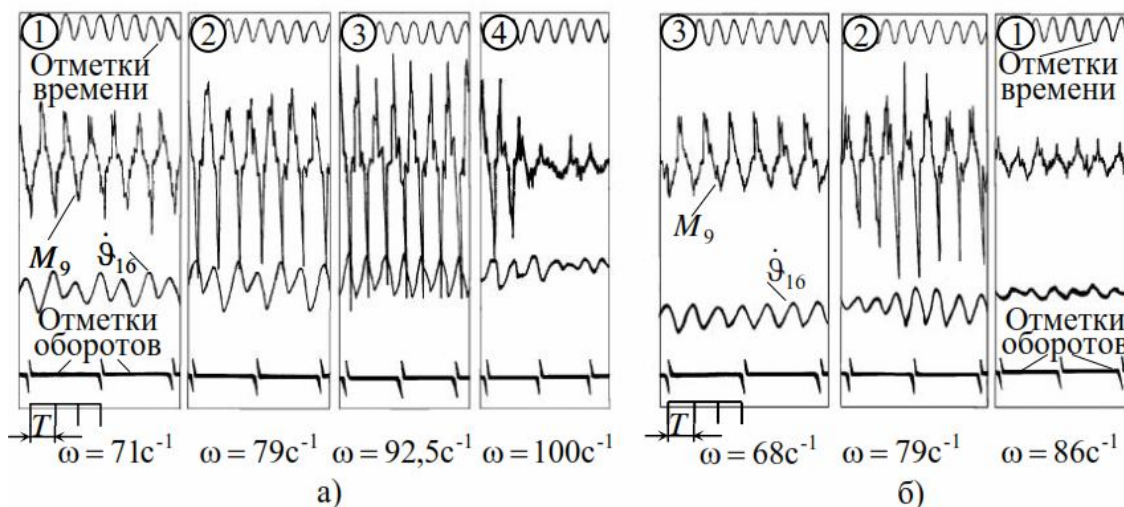


Рис. 3. Осциллограммы упругого момента в муфте и угловой скорости маховика: а) – при увеличении оборотов двигателя; б) – при снижении оборотов двигателя

С учетом масштаба приблизительные значения полуразмахов упругого момента на кадрах осциллограммы рис. 3, а следующие: 1 – 3200 Нм; 2 – 5000 Нм; 3 – 6750 Нм; 4 – 1000 Нм. На кадрах осциллограммы рис. 3, б соответственно: 1 – 2150 Нм; 2 – 5950 Нм; 3 – 1350 Нм. Эти данные достаточно хорошо согласуются с представленными выше результатами расчетов.

4.3. Расчетные исследования по применению упругой муфты в качестве демпфера колебаний. Конструкция используемой в двигателях ЗТД муфты между коленчатыми валами такова, что при подходящем выборе параметров ее можно использовать как демпфер колебаний [2]. Для этого необходимо, чтобы точка срыва колебаний при увеличении оборотов лежала правее точки срыва при снижении оборотов.

Увеличение момента предварительной затяжки M_0 до 1500 Нм и рабочего хода δ до 10 мм позволяет придать муфте необходимые свойства (в этом случае $d'_9 = 0,015 \text{ рад}$, $d''_9 = 0,0741 \text{ рад}$).

На рис. 4, а показаны амплитудно-частотная характеристика и скелетная кривая модели без демпферов. При увеличении и снижении оборотов теперь имеет место ограничение амплитуд колебаний. На рис. 4, б представлены соответствующие кривые, иллюстрирующие изменение упругого момента в муфте при увеличении и снижении оборотов. Без использования демпферов максимальный момент в этом случае удастся снизить до 5892 Нм, что подтверждает эффективность изложенного конструктивного приема для снижения уровня опасных динамических нагрузок.

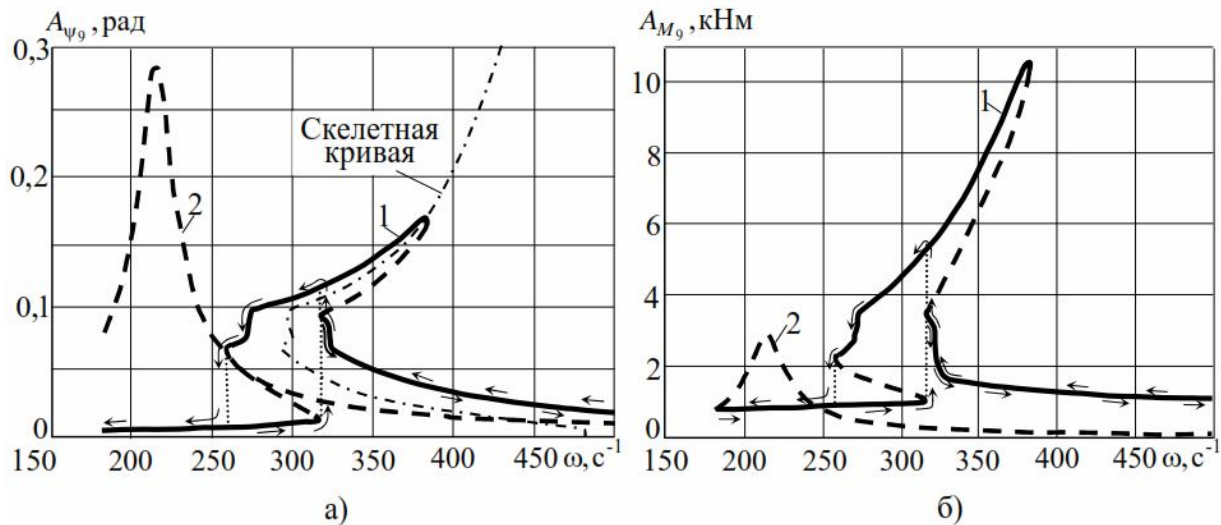
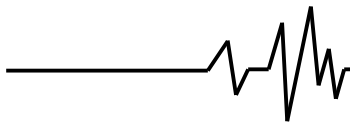


Рис. 4. Муфта с оптимальными параметрами: а) – амплитуды угла закручивания; б) – амплитуды упругого момента (1 – нелинейная модель; 2 – линейная модель)

Выводы. 1. Построена нелинейная динамическая модель машинного агрегата с двухвальным дизелем ЗТД в форме интегродифференциальных уравнений, записанных с помощью ИЧХ.

2. Установлено, что перенос муфты с впускного на выпускной вал снижает частоты резонансных колебаний, однако максимальные упругие моменты уменьшаются при этом незначительно.

3. Изучено влияние на динамические нагрузки установки в двигатель демпферов: демпфер на впускном валу снижает упругие моменты приблизительно на 30%; демпфера большей энергоемкости на выпускном обладает меньшей эффективностью (дополнительно 15%) из-за малых амплитуд колебаний маховика двигателя.

4. Показано, что увеличение предварительного натяга и рабочего хода нелинейной упругой муфты превращает ее в своеобразный демпфер колебаний; эффект от реализации указанных конструктивных изменений превосходит эффект применения силиконовых демпферов.

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

6. Предложенный подход перспективен для исследования динамических процессов в моделях с нелинейными упруго-диссипативными связями, количество которых меньше числа степеней свободы.

Список использованных источников

1. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин.– Харьков: НТУ «ХПИ», 2008.–456 с.

2. Шатохин В.М. Синтез параметров нелинейной упругой муфты как гасителя колебаний в двухвальных транспортных дизелях / В.М. Шатохин, Б.Ф. Гранько, В.Н. Соболев, Н.В. Шатохина // Вібрації в техніці та технологіях.–2016.– № 1 (81).– С. 113-121.

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

4. Алексеев В.В. Демпфирование крутильных колебаний в силовых валопроводах / В.В. Алексеев, Ф.Ф. Болотин, Г.Д. Кортын.–Л.: Судостроение, 1973.–279 с.

5. Шатохин В.М. Интегродифференциальные уравнения установившихся динамических процессов в нелинейных моделях машинных агрегатов / В.М. Шатохин, Н.В. Шатохина // Вібрації в техніці та технологіях.–2016.–№ 2 (82).– С. 43-53.

6. Верлань А.Ф. Интегральные уравнения: методы, алгоритмы, программы / А.Ф. Верлань, В.С. Сизиков.–Киев.: Наукова думка, 1986.–543с.

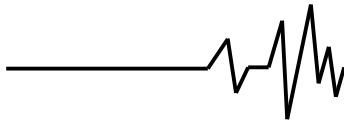
7. Воеводин В.В. Вычислительные основы линейной алгебры / В.В. Воеводин.–М.: Наука, 1977.–304 с.

8. Шуп Т. Решение нелинейных задач на ЭВМ: Практическое руководство / Т. Шуп.–М.: Мир, 1982.–238 с.

9. Крылов В.И. Начала теории вычислительных методов. Интерполяция и интегрирование / В.И. Крылов, В.В. Бобков, П.И. Монастырский.–Мн.: Наука и техника, 1983.–287 с.

10. Корн Г. Справочник по математике / Г. Корн.–М.: Наука, 1970.–720 с.

11. Алексеева С.В. Силовые передачи



транспортных машин: Динамика и расчет / С.В. Алексеева, В.Л. Вейц, Ф.Р. Геккер, А.Е. Кочура.–Л.: Машиностроение, 1982.–256 с.

Список источников в транслитерации

1. Shatohin V.M. Analiz i parametricheskiy sintez nelineynykh silovyykh peredach mashin: Monografiya / V.M. Shatohin.– Harkov: NTU "HPI", 2008.–456 s.

2. Shatohin V.M. Sintez parametrov nelineynoy uprugoy muftyi kak gasitelya kolebaniy v dvuhvalnykh transportnykh dizelyakh / V.M. Shatohin, B.F. Granko, V.N. Sobol, N.V. Shatohina // Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh.–2016.–№ 1 (81).– S. 113-121.

3. Grigorev N.V. Nelineynyye kolebaniya elementov mashin i sooruzheniy / N.V. Grigorev.– M.-L.: Mashgiz, 1961.– 256 s.

4. Alekseev V.V. Dempfirovaniye krutilnykh kolebaniy v silovyykh valoprovodakh / V.V. Alekseev, F.F. Bolotin, G.D. Kortyn.–L.: Sudostroeniye, 1973.–279 s.

5. Shatohin V.M. Integro-differentsialnyye uravneniya ustanovivshisya dinamicheskikh protsessov v nelineynykh modelyakh mashinnykh agregatov / V.M. Shatohin, N.V. Shatohina // Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh.–2016.–№ 2 (82).– S. 43-53.

6. Verlan A.F. Integralnyye uravneniya: metody, algoritmy, programmy / A.F. Verlan, V.S. Sizikov.–Kiev.: Naukova dumka, 1986.–543 s.

7. Voevodin V.V. Vyichislitelnyye osnovyy lineynoy algebryy / V.V. Voevodin.–M.: Nauka, 1977.–304 s.

8. Shup T. Reshenie nelineynykh zadach na EVM: Prakticheskoe rukovod-stvo / T. Shup.– M.: Mir, 1982.–238 s.

9. Kryilov V.I. Nachala teorii vyichislitelnykh metodov. Interpolyatsiya i integrirovaniye / V.I. Kryilov, V.V. Bobkov, P.I. Monastyirskiy.–Mn.: Nauka i tekhnika, 1983.–287 s.

10. Korn G. Spravochnik po matematike / G. Korn.–M.: Nauka, 1970.–720 s.

11. Alekseeva S.V. Silovyye peredachi transportnykh mashin: Dinamika i raschet / S.V. Alekseeva, V.L. Veyts, F.R. Gekker, A.E. Kochura.–L.: Mashinostroeniye, 1982.–256 s.

ПРО ПОЛІПШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОГО ДВИГУНА ЗТД

Анотація. Викладено метод дослідження сталих динамічних процесів у нелінійних моделях машинних агрегатів з двигунами внутрішнього згорання. В якості математичної моделі використані інтегро-диференціальні рівняння руху, які записані за допомогою імпульсно-частотних характеристик лінеаризованих моделей.

Запропонований підхід має принципові переваги перед застосуванням традиційних моделей в диференціальній формі: число рівнянь виявляється рівним кількості нелінійних елементів; час розв'язання задачі практично не залежить від числа ступенів вільності моделей. Ітераційний алгоритм розв'язання нелінійних інтегро-диференціальних рівнянь базується на методі Ньютона-Канторовича розв'язання операторних рівнянь, дискретному перетворенні Фур'є і інтерполяції.

Побудована нелінійна динамічна модель машинного агрегату з двохвальним дизелем ЗТД. Досліджено вплив на рівень динамічних навантажень: зміни розташування пружної муфти в зубчастій передачі між валами; установки демпферів; зміни параметрів пружної муфти. Приведені результати експериментів і їх зіставлення з даними розрахунків.

Ключеві слова: сталий динамічний процес, машинний агрегат, нелінійне інтегро-диференціальне рівняння, імпульсно-частотна характеристика, двигун внутрішнього згорання, пружна муфта, демпфер.

ABOUT IMPROVEMENTS OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF TRANSPORT ENGINE 3TD

Annotation. The research method for steady-state dynamic processes in non-linear models of machine units with explosion engines is stated. As a mathematic model the integro-differential equalizations of movement, that are built based on pulse-frequency characteristics of linearized models, were used. The proposed algorithm has fundamental advantages in comparison with the usage of traditional models in differential form: the number of equations is equal to the number of non-linear elements; the time of tasks solving does not depend on the number of degrees of freedom. The iteration algorithm for solving of integro-differential equations is based on Newton-Kantorovitch method for solving of operational equations, discrete Fourier's transformation and interpolation.

The non-linear dynamic model of a machine unit with twin-shaft diesel 3TD is built. The influence on the level of dynamic workloads is explored: the change of muff's location in gearing between shafts, installation of dampers; updating of resilient muff's parameters. The results of experiment calculated researches and their comparison with computations data are presented.

Key words: steady-state dynamic process, machine unit, non-linear integro-differential equation, pulse-frequency characteristic, explosion engine, resilient muff, damper.