

Конструкция ОНВ, совмещенного с компрессором, обладает лучшими, по сравнению с ранее разработанными, удельными массо-габаритными показателями и рекомендуется для дизелей типа БДН 12/2×12, применяемых в объектах различного назначения [3, 4]. Предложенное конструктивное решение может быть с успехом применено и на дизелях других типов.

Список литературы:

1. Турбонаддув высокооборотных дизелей / А.Э. Симсон, В.Н. Каминский, Ю.Б. Моргулис, Г.М. Поветкин, А.Б. Азбель, В.А. Кочетов. – М.: Машино-

строение. – 1976. – 288 с. 2. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Учебное пособие. – Часть 2. – Харьков: ХГПУ, 1996. – 388 с. 3. Рязанцев Н.К., Краюшкин И.А., Грицюк А.В. Конверсионные и малолитражные двигатели для народного хозяйства // Двигателестроение. – 2001. – №3. – С. 3–4. 4. Рязанцев Н.К., Алехин С.А., Бородин Ю.С., Дубровский В.З., Фальков В.И. Конверсия специальных дизелей применительно к потребностям промышленности Украины // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. трудов. – Харьков, 1996.

УДК 621.432

Ю.С. Бородин, канд. техн. наук, А.Н. Дороженко, инж., А.И. Крыжский, инж., С.В. Пилипенко, канд. техн. наук, В.М. Шатохин, канд. техн. наук

О МОДЕЛИРОВАНИИ НЕЛИНЕЙНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИЛОВОЙ ЦЕПИ ДВУХВАЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ ЗТД

Увеличение мощности и быстроходности современных установок с ДВС неизбежно ведет к повышению динамических нагрузок, когда все в большей степени проявляются упругие свойства их деталей и узлов. Анализ и устранение опасных крутильных колебаний требуют при построении моделей, с одной стороны, учета технологических нелинейностей, а с другой – введения упругих муфт и демпфирующих устройств, характеристики которых чаще всего также являются нелинейными. Указанные факторы порождают смещение резонансов, деформирование резонансных кривых, многозначность колебаний, что существенно осложняет решение задач анализа и тем более синтеза для многомассовых моделей машинных агрегатов с ДВС. Среди большого количества литературы, посвященной проблемам нелинейных колебаний, имеется сравнительно небольшое число работ, ориентированных на исследование нелинейных колебаний в моделях машинных агрегатов с ДВС и учитывающих их специфику [1...4].

Учет именно этих обстоятельств потребовался при разработке достоверной динамической модели дизеля ЗТД, созданного на базе шестицилиндрового двигателя БТД, необходимой для его доводки. 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 эксплуатационных оборотах, что привело к ухудшению динамических качеств двигателя.

В статье изложен метод расчета периодических колебаний широкого класса нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС, использующий метод гармонической линеаризации для интегральных уравнений движения, записанных с помощью импульсно-частотных характеристик (ИЧХ). Главное достоинство такого подхода в том, что число уравнений движения равно числу нелинейностей и трудоемкость решения задачи практически не зависит от числа степеней свободы модели. Разработана достоверная динамическая модель двигателя ЗТД, учитывающая нелинейный характер упругой муфты между коленчатыми валами и нелинейный момент трения в демпфере. Представлены результаты расчетных и экспериментальных исследований, подтверждающие достоверность построенной модели, как по частотным диаграммам резонансных колебаний, так и по их уровню.

1. 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 [5,6]. На установленных режимах для рассматриваемых систем наибольшую опасность как раз и представляют резонансные и окolorезонансные режимы работы. Применение метода для рассматриваемых моделей в большинстве случаев требует решения систем урав-

нений, в которых только небольшое их число являются нелинейными. Известные приемы исключения линейных уравнений [7], 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]. В матричной форме уравнения имеют вид [8]:

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

где $y(t) = [y_1(t), \dots, y_s(t)]^T$ – вектор деформаций нелинейных соединений (τ – знак транспонирования); $f(y) = [f_1(y_1), \dots, f_s(y_s)]^T$ – 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 и $c_j y_j$ – коэффициент жесткости и линейная часть упругого момента в нем;

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

$g(t) = [g_1(t), \dots, g_s(t)]^T$ – вектор-функция реакций линеаризованных нелинейных соединений на внешнее возбуждение;

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

$M_i(\tau) \quad (i = \overline{1, k})$ – возмущающие моменты;

$\psi_{ji}(t-\tau) \quad (i = \overline{1, k}; j = \overline{1, s})$ – ИЧХ от i -й массы к j -му линеаризованному соединению;

k – число возмущающих моментов;

T – период колебаний.

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 $A_j^c, A_j^s \quad (j = \overline{1, s})$, после соответствующих преобразований, запишется в виде [6]:

$$Hx = G, \quad (5)$$

где

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

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

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

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 $\varphi_{ji}(t)$; $\tilde{c}_j = c_j - c_{sj}$, где c_{sj} – эквивалентная жесткость j -го нелинейного соединения. В работе [6] показано, что для c_{sj} , как и для средней закрутки, справедливы формулы традиционного подхода, использующего уравнения движения в дифференциальной форме [3,9]. Средняя закрутка находится из нелинейного уравнения

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F(A^0 + A \sin t) dt = M_{cp}, \quad (9)$$

а эквивалентная жесткость определяется по формуле

$$c_s = \frac{1}{\pi A} \int_0^{2\pi} F(A^0 + A \sin t) \sin t dt, \quad (10)$$

где M_{cp} – средний момент, передаваемый нелинейным соединением; $A = \sqrt{(A^c)^2 + (A^s)^2}$ – амплитуда угла закручивания (индекс j в этих формулах опущен).

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:

$$\frac{1}{4} [F(A^0 - 0,924A) + F(A^0 - 0,383A) + F(A^0 + 0,383A) + F(A^0 + 0,924A)] = M; \quad (11)$$

$$c_s = \frac{1}{2A} \{ 0,924 [F(A^0 + 0,924A) - F(A^0 - 0,924A)] \times 0,383 [F(A^0 + 0,383A) - F(A^0 - 0,383A)] \}. \quad (12)$$

Задача анализа с использованием линеаризованных уравнений (5) решается следующим образом: задаются начальные значения амплитуд деформаций нелинейных соединений $A_j \quad (j = \overline{1, s})$; по ним определяются средние деформации и эквивалентные жесткости c_{sj} ; 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.

2. Особенности гармонической линеаризации нелинейного момента трения в силиконовом демпфере

Широкое распространение благодаря простоте изготовления и эксплуатации, высокой эффективности по снижению амплитуд вынужденных крутильных колебаний в узлах машинных агрегатов с ДВС получили силиконовые демпферы [7, 10]. Так как кинематическая вязкость силиконовых масел существенно зависит от градиента относительной скорости скольжения смазываемых поверхностей, то момент сопротивления в них оказывается нелинейным [10]:

$$M_{тр} = \frac{G}{N + |\dot{\psi}|} \dot{\psi}, \quad (14)$$

где $N = \frac{h}{Rk_0}$; $G = \frac{\pi \gamma_0 v_0}{g R k_0} (R^4 - r^4 + 2R^3 b)$.

В последних формулах использованы обозначения:

$\gamma_0 = 9,81 \cdot 10^3$ Н/м³ – удельный вес масла;

$g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести;

$k_0 = 0,039 v_0$; v_0 – кинематический коэффициент вязкости;

R и r – внешний и внутренний радиусы уровня заливки силиконового масла;

b – ширина маховика;

h – зазор между ступицей и маховиком демпфера;

$\dot{\psi} = \dot{\theta}_м - \dot{\theta}_{ст}$; $\dot{\theta}_м$ и $\dot{\theta}_{ст}$ – угловые скорости ступицы и маховика демпфера.

Выделим в моменте трения линейную часть

$$M_{тр}(\dot{\psi}) = \beta \dot{\psi} + \bar{b}(\dot{\psi}), \quad (15)$$

где β – коэффициент вязкого трения, выражение для которого на основании формулы (14) имеет вид

$$\beta = \frac{\pi \gamma_0 v_0}{gh} (R^4 - r^4 + 2R^3 b). \quad (16)$$

Так как методика построения ИЧХ [11] требует наличия упругих соединений между массами системы, свяжем ступицу и маховик связью с коэффициентом жесткости c . Для эквивалентности полу-

ченной системы исходной при периодических колебаниях в указанном соединении приложим зависящий от движения момент $c\psi$. Полагая, что нелинейный момент трения действует в r -ом соединении, аналогично (1), запишем нелинейное интегро-дифференциальное уравнение для угла $\psi(t)$

$$y_r(t) = \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq r}}^s \int_0^T \varphi_{ri}(t-\tau) f_i(y_i(\tau)) d\tau + \quad (17)$$

$$+ \int_0^T \varphi_{rr}(t-\tau) f_r(y_r(\tau), \dot{y}_r(\tau)) d\tau + g_r(t).$$

Здесь для единообразия с предыдущим использовано обозначение $y_r(t) = \psi(t)$, а функция

$f_r(y_r(\tau), \dot{y}_r(\tau))$ имеет вид

$$f_r(y_r(\tau), \dot{y}_r(\tau)) = c y_r(\tau) + \beta \dot{y}_r(\tau) - M_{mp}(\dot{y}_r(\tau)). \quad (18)$$

После несложных преобразований, аналогичных выполненным в [6], получено, что для учета нелинейного демпфера в расчетах достаточно в столбцах матрицы \mathbf{H} с номерами $2r-1$ и $2r$ (формула (8)) произведение $\varphi_{jr}^c \tilde{c}_r$ заменить на выражение $\varphi_{jr}^c c + \varphi_{jr}^s \tilde{\beta} \omega$, а $\varphi_{jr}^s \tilde{c}_r$ – на $\varphi_{jr}^s c - \varphi_{jr}^c \tilde{\beta} \omega$. Причем $\tilde{\beta} = \beta - \beta_s$ (индекс r опущен); для эквивалентного коэффициента демпфирования удалось получить аналитическое выражение:

$$\beta_M = 4s - \left\{ \frac{\pi p}{2\omega q^2} + \frac{1}{\omega q} + \frac{p^2}{\omega q^2} \times \right. \quad (19)$$

$$\left. \times \left[\frac{2}{\sqrt{p^2 - q^2}} \arctg \frac{\sqrt{p-q}}{\sqrt{p+q}}, p > q, \right. \right. \\ \left. \left. \frac{1}{p}, p = q, \right. \right. \\ \left. \left. \frac{1}{\sqrt{q^2 - p^2}} \ln \frac{\sqrt{q+p} + \sqrt{q-p}}{\sqrt{q+p} - \sqrt{q-p}}, p < q, \right. \right]$$

где $s = \gamma_0 v_0 (R^4 - r^4 + 2R^3 b)$, $p = \frac{gh}{\omega}$, $q = ARk_0$, A – амплитуда угла закручивания.

3. Расчетно-экспериментальные исследования динамических процессов в двигателе ЗТД

3.1. Динамическая модель двигателя и ее параметры.

На рис. 1 представлена крутильная схема дизеля с потребителем (гидротормоз).

Здесь же показана нелинейная характеристика упругой муфты между коленчатыми валами без учета среднего момента.

Приняты следующие обозначения:
 $I_1 - I_3, I_4 - I_6$ – соответственно цилиндрические массы
 выхлопного и продувочного валов;
 $I_7 - I_{11}$ – шестерни главной передачи;
 I_{12} – компрессор;
 I_{13} – турбина;
 I_{14} – ступица демфера;
 I_{15} – маховик демфера;
 I_{16} – маховик двигателя в сборе со сцеплением;
 I_{17} – гидротормоз.

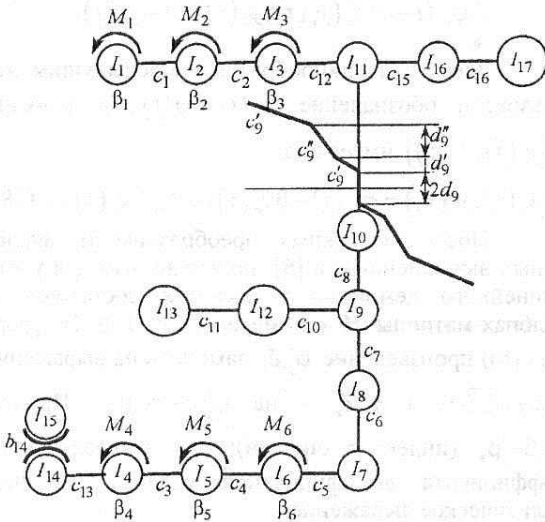


Рис. 1. Механическая модель машинного агрегата с дизелем 3ТД

Значения моментов инерции указаны в таблице 1.

Таблица 1. Значения моментов инерции

k	1-6	7	8	9	10	11
$I_k, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,073	0,038	0,033	0,036	0,072	0,023

k	12	13	14	15	16	17
$I_k, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	0,64	1,336	0,035	0,105	1,58	2,5

Таблица 2. Коэффициенты жесткостей соединений

k	1-4	5	6	7	8	9
$c_k, \text{Н/м}$	$2,604 \times 10^6$	$2,604 \times 10^6$	$1,299 \times 10^6$	$1,684 \times 10^6$	$2,389 \times 10^6$	$1,504 \times 10^4$

k	10	11	12	13	15	16
$c_k, \text{Н/м}$	$1,629 \times 10^4$	$1,575 \times 10^4$	$2,604 \times 10^6$	$8,3 \times 10^6$	$2,66 \times 10^6$	$8,113 \times 10^3$

Коэффициенты жесткостей соединений расчетной модели приведены в табл. 2 (c_9 соответствует

жесткости податливого участка c_9'' упругой муфты).
 Остальные параметры нелинейности:

$c_9' = 3,7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ – жесткость упоров;

$M_0 = 156 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – предварительный натяг;

$2d_9 = 0,012 \text{ рад}$ – зазор, обусловленный технологическими зазорами в зубьях шестерен главной передачи;

$d_9' = 4,215 \cdot 10^{-4} \text{ рад}$;

$d_9'' = 0,065 \text{ рад}$.

В качестве средства снижения амплитуд вынужденных крутильных колебаний в двигателе 3ТД применен силиконовый демфер, параметры которого имеют следующие значения:

$v_0 = 0,015 \text{ м}^2/\text{с}$;

$R = 0,121 \text{ м}$;

$r = 0,045 \text{ м}$;

$b = 0,043 \text{ м}$;

$h = 0,0005 \text{ м}$.

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 номинальной частоте вращения:

$M_c^{(1)} = -68,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$M_s^{(1)} = 178,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$M_c^{(2)} = -164,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$M_s^{(2)} = 80,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Эквивалентное линейаризованное демпфирование на цилиндрических массах $\beta_1 = \dots = \beta_6 = 4,2 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$ получено путем сопоставления расчетных и экспериментальных данных на резонансных режимах при отсутствии демфера.

3.2. Расчетные исследования вынужденных крутильных колебаний двигателя. С использованием изложенного метода для модели, построенной в предыдущем пункте, произведены расчеты вынужденных колебаний, результаты которых представлены на графиках. На рис. 2 изображены зависимости амплитуд углов закручивания нелинейной муфты, рессор нагнетателя и турбины от частоты вращения коленчатого вала, на рис. 3 – аналогичные зависимости для упругих моментов тех же соединений.

Максимальная амплитуда упругого момента в муфте равна 4992 Н·м и достигается при 318 рад/с (1012 мин⁻¹), соответственно в рессорах нагнетателя и

турбины имеем 2331 Н·м и 1369 Н·м при 278 рад/с (885 мин⁻¹).

В левой части рис. 2–3 имеется еще одна зона интенсивных колебаний в диапазоне частот 196–215 рад/с (626–683 мин⁻¹). Их уровень, однако, завышен из-за того, что в этом частотном диапазоне возмущающие моменты брались такими же, как и

для резонансного режима, рассмотренного выше. Кроме того, этот диапазон лежит ниже оборотов холостого хода, поэтому усиление колебаний может иметь место только при запуске двигателя. Указанный резонанс надежно фиксируется в эксперименте, что служит дополнительным подтверждением достоверности предложенной модели.

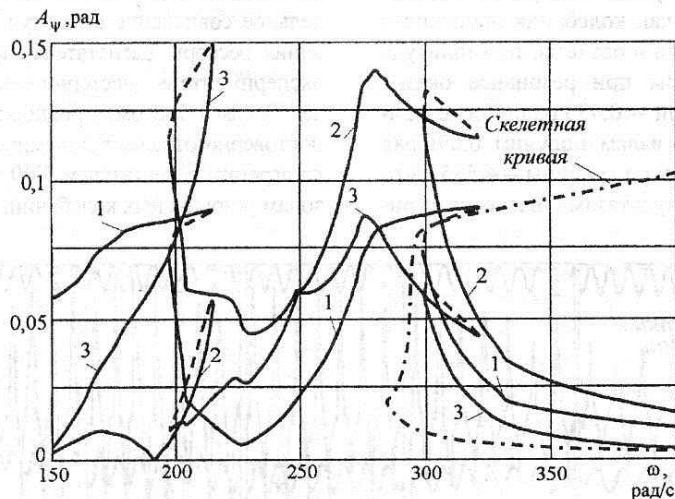


Рис. 2. Амплитуды углов закручивания:

1 – нелинейная муфта; 2 – рессора нагнетателя; 3 – рессора турбины

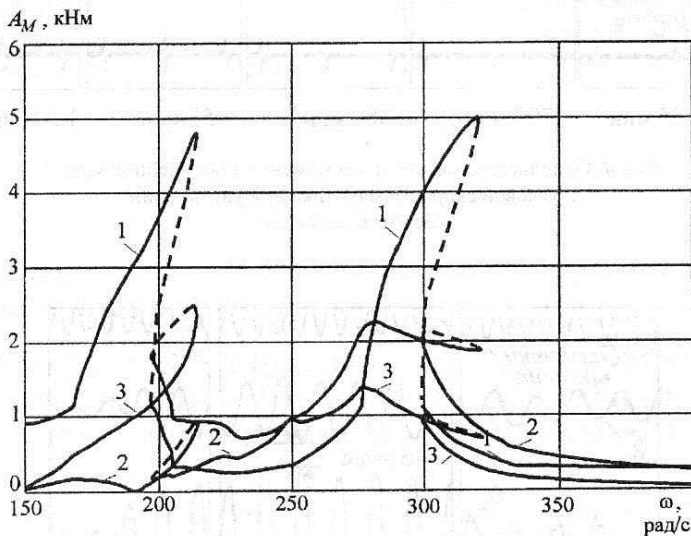


Рис. 3. Амплитуды упругих моментов:

1 – нелинейная муфта; 2 – рессора нагнетателя; 3 – рессора турбины

3.3. Экспериментальные исследования вынужденных крутильных колебаний двигателя. Для проверки достоверности построенной модели машинного агрегата и уровня динамических нагрузок были проведены экспериментальные исследования. На рис. 4 представлены фрагменты осциллограммы с записями упругого момента в нелинейной муфте и угловой скорости маховика для разных оборотов двигателя при их возрастании.

Срыв резонансных колебаний происходит вблизи 1000 мин⁻¹ (315 рад/с), амплитудные значения моментов достигают при этом 5250 Н·м; амплитудные значения угловой скорости маховика близки к 3,77 рад/с, что, естественно, соответствует небольшим амплитудам колебаний 0,013 рад. Фрагменты осциллограммы, показанные на рис. 5, подтверждают наличие резонансных колебаний на низких оборотах, имеющих место при запуске двигателя. Здесь запи-

саны угловые скорости левой ($\dot{\varphi}_л$) и правой ($\dot{\varphi}_п$) шестерен рессоры турбины.

Срыв резонансных колебаний происходит приблизительно при 590 мин^{-1} (185 рад/с). Максимальные амплитудные значения угловых скоростей достигают соответственно 64 рад/с и 23 рад/с , которым отвечают амплитуды углов поворота шестерен $0,32 \text{ рад}$ и $0,115 \text{ рад}$. Так как колебания происходят в противофазе, что показали и расчеты, то амплитуда угла закручивания рессоры при резонансе оказывается весьма значительной – $0,435 \text{ рад}$. После приведения ее к коленчатым валам получим $0,096 \text{ рад}$ (передаточное число к рессоре турбины – $4,535$), что неплохо согласуется с результатами расчетов (кри-

вая 3 на рис. 2), если учесть, что в диапазоне частот этого резонанса возмущающие моменты брались такими же, как и для резонанса, расположенного выше по частотному диапазону. В этом частотном диапазоне несколько большими должны быть коэффициенты эквивалентного вязкого демпфирования на цилиндрических массах. Аналогичный анализ показал удовлетворительное совпадение амплитуд колебаний угла закручивания рессоры нагнетателя, причем и в расчетах, и в эксперименте ее шестерни совершают колебания в фазе. Таким образом, предложенная расчетная модель достоверно отражает динамические свойства машинного агрегата с двигателем ЗТД как по частотным диапазонам резонансных колебаний, так и по их уровню.

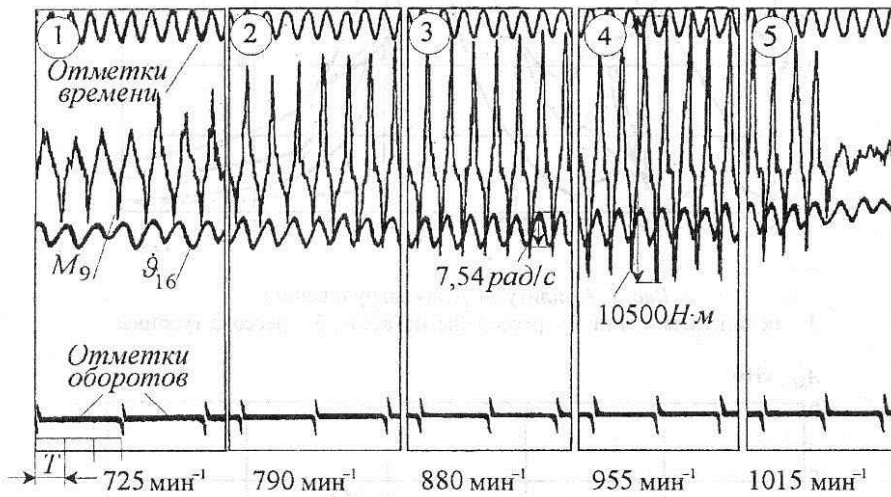


Рис. 4. Осциллограммы упругого момента в нелинейной муфте и угловой скорости маховика при увеличении оборотов двигателя

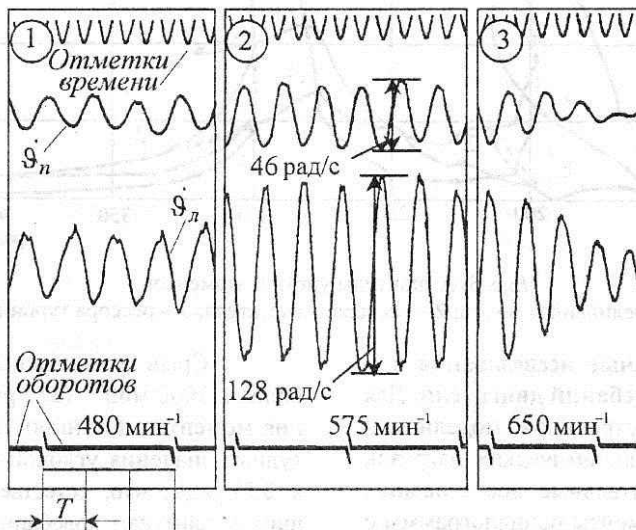


Рис. 5. Осциллограммы угловых скоростей шестерен рессоры турбины при увеличении оборотов двигателя

Выводы

1. Предложен метод расчета периодических колебаний нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС, использующий гармоническую линеаризацию для интегральных уравнений движения, записанных с помощью ИЧХ; число уравнений равно числу нелинейностей и трудоемкость решения задачи практически не зависит от числа степеней свободы модели.
2. Рассмотрены особенности реализации алгоритма для моделей с нелинейным силиконовым демпфером.
3. Построена нелинейная динамическая модель машинного агрегата с дизелем 3ТД.
4. Проведены расчетно-экспериментальные исследования по проверке достоверности предложенной модели.
5. Применение интегральных уравнений движения имеет серьезные перспективы в решении различных задач анализа и синтеза нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС.
6. Предложенная методика расчёта нелинейных колебаний позволяет на стадии разработки новых и доводки существующих конструкций ДВС избежать опасных динамических нагрузок.

Список литературы:

1. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. – Т. 1. – Л.: Судострое-

ние, 1969.–208 с. 2. Вейц В.Л., Кочура А.Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1976.– 384 с. 3. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. – Л.: Машиностроение, 1968.– 282 с. 4. Нейман И.Ш. Крутильные колебания многомассовых систем. – М.: Оборонгиз, 1947.– 132 с. 5. Розенвассер Е.Н. Нелинейные колебания. – М.: Наука, 1969.– 576 с. 6. Шатохин В.М. Экономичная форма метода гармонической линеаризации для нелинейных механических систем с большим числом степеней свободы // Динамика и прочность машин.–1993.– Вып. 54.– С. 138–149. 7. Карабан В.Н., Шаповалов А.В., Шатохин В.М., Шабадаш В.Н. Оптимизация крутильных систем с силиконовым демпфером // Динамика и прочность машин.– 1981.– Вып. 34.– С. 89–93. 8. Шатохин В.М. Решение нелинейных интегродифференциальных уравнений периодических колебаний силовых передач машин с использованием ДПФ // Вестник ХГПУ.– Харьков: ХГПУ, 1998. 9. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. – М.: Наука, 1966. – 256 с. 10. Бетлей Ш. Исследование вязких свойств силиконовых масел // Динамика и прочность машин.–1965.–Вып. 2.– С. 156–162. 11. Шатохин В.М., Штейнвольф Л.И. О построении обобщенных импульсно-частотных характеристик дискретных механических систем // Динамика и прочность машин.–Харьков, 1988. – Вып. 48.– С. 88–93.

УДК 621:436-57

Ю.С. Бородин, канд. техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук, А.Н. Дороженко, инж., Д.В. Демиденко, инж., В.Г. Кондратенко, инж.

УСТРОЙСТВО ЛОКАЛЬНОГО ПРЕДПУСКОВОГО ПОДОГРЕВА КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВЕ ПОЗИСТОРНОЙ КЕРАМИКИ

Существует много устройств и способов облегчения пуска дизеля в условиях эксплуатации. Однако опыт эксплуатации автотракторных дизелей показывает, что по многим причинам при низкой температуре окружающего воздуха предпочтительным является применение предпускового прогрета. Но если устройства облегчения, действующие непосредственно в процессе пуска двигателя, имели интенсивное развитие, особенно при создании пусковых систем дизелей специальных машин, то средства предпускового подогрева в последние годы и даже десятилетия, наоборот, существенных изменений не претерпели. Основным недостатком традиционных устройств предпускового подогрева остается длительное время подготовки дизеля к

пуску. Например, после 30 минут разогрева охлаждающей жидкости дизеля ЯМЗ-238 [1] автономным жидкостным подогревателем в зимних условиях эксплуатации сохраняется большое значение момента сопротивления прокручиванию его коленчатого вала (КВ), составляющее порядка 60% от исходного момента холодного дизеля. Для пуска дизелей типа 5ДН и 6ДН при температуре минус 10 °С необходимое время предпускового разогрева составляет 30...40 мин. Проведенные в КП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» исследования показывают, что основной причиной таких значительных затрат времени на предпусковую подготовку дизелей является медленный прогрев подшипниковых узлов двигателя, осу-