

ОПРЕДЕЛЯНЕ ПАРАМЕТРИТЕ НА ВИБРОИЗОЛАЦИЯТА НА МАШИНЕН АГРЕГАТ „ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛ-КОМПРЕСОР“

Анастас Иванов Иванов, Пенко Цветков Петков
aai2010@abv.bg, ppetkov@vtu.bg

**Висше Транспортно Училище „Тодор Каблешков”
1574 София, ул. „Гео Милев” 158
БЪЛГАРИЯ**

Ключови думи: *принудени пространствени трептения, машинен агрегат, хистерезис, демпфериране, виброизолиране, числено решение, MatLab*

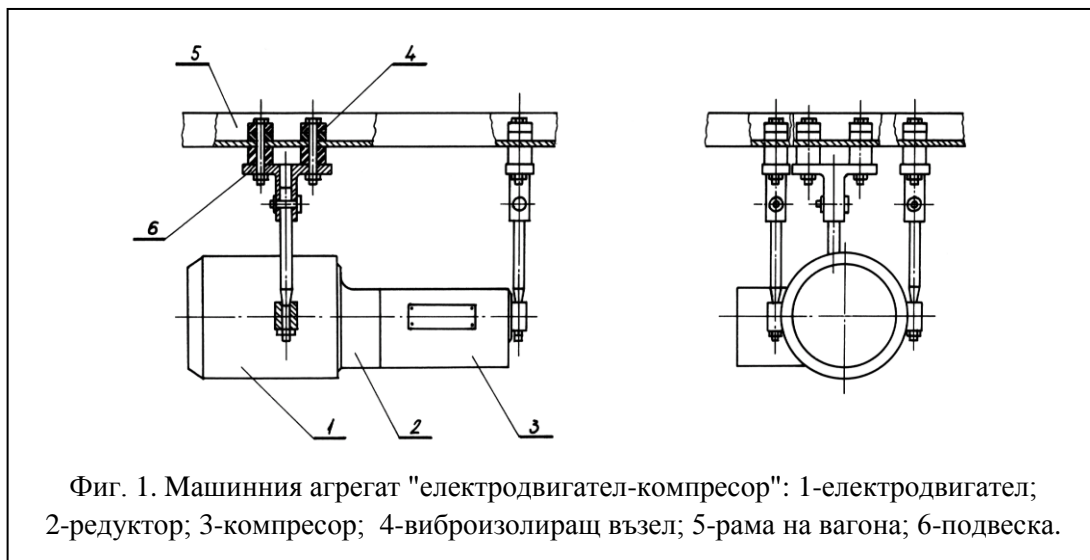
Резюме: *В работата се изследват принудените пространствени трептения на машинен агрегат, монтиран към прикачните вагони на електрически мотрисни влакове. Агрегатът е окачен на три вертикални носачи към рамата на вагона. В горния край на всеки носач е конструиран виброизолиращ възел. Агрегатът е приет за идеално твърдо тяло. Носачите също са приети за идеално твърди пръти, а виброизолиращите възли са приети за идеално еластични и безмасови. През първия етап на изследването е извършено определяне на собствените честоти и собствените форми. Настоящата работа представлява втори етап от това комплексно изследване. Тя е свързана с изучаване на принудените трептения на същия агрегат. Те се пораждат от неуравновесените маси и инерционните сили, генерирани от работния цикъл на буталния компресор. В статията е описан математичен модел на агрегата. Съставени са диференциалните уравнения в матрична форма, описващи малките пространствени принудени трептения. Основната цел на изследването е да се идентифицира демпферирането в системата. То се осъществява от три виброизолиращи възли, състоящи се от последователно и паралелно работещи каучукови конусни амортизатори и метални свързващи елементи. В разработката са използвани записи на хистерезисни криви, получени от лабораторни изследвания на експлоатирани и нови виброизолатори. За всеки виброизолатор е определен коефициента на поглъщане, след което и коефициентите на демпфериране.*

1. Въведение

В транспортните средства източници с периодичен характер на възбуждане са буталните машини – двигатели с вътрешно горене и компресори [2].

Към прикачните вагони на електрическите мотрисни влакове, които се намират в експлоатация в тракцията на “БДЖ” ЕАД, е монтиран по един бутален електрокомпресорен агрегат [7]. В общо масивно тяло са съединени корпусите на задвижващия електродвигател, двустъпалния механичен редуктор и двуцилиндровия редови бутален компресор.

Машинният агрегат е окачен "висящо" в три опори към рамата на вагона, съгласно схемата на фиг.1. Всяка опора представлява виброизолиращ възел, състоящ се от последователно и паралелно работещи каучукови амортизатори и метални свързващи и центриращи елементи.



При работа на агрегата се генерират вибрации в обхвата на звуковите честоти [2], [6]. Вибрациите се предават чрез елементите на окачването към рамата и коша на вагона и предизвикват структурен шум в пътническия салон. За оценка на ефективността на виброизолацията на окачването трябва да се идентифицира демпфирането в системата, както и принуденото въздействие, породено главно от газовите и инерционните сили в двуцилиндровия бутален компресор.

2. Математичен модел на системата

Изчислителното изследване на динамичните процеси в реалния агрегат изисква замяната му с опростен математичен модел. При избора му за изследване на малките принудени пространствени трептения са приети следните опростяващи допускания:

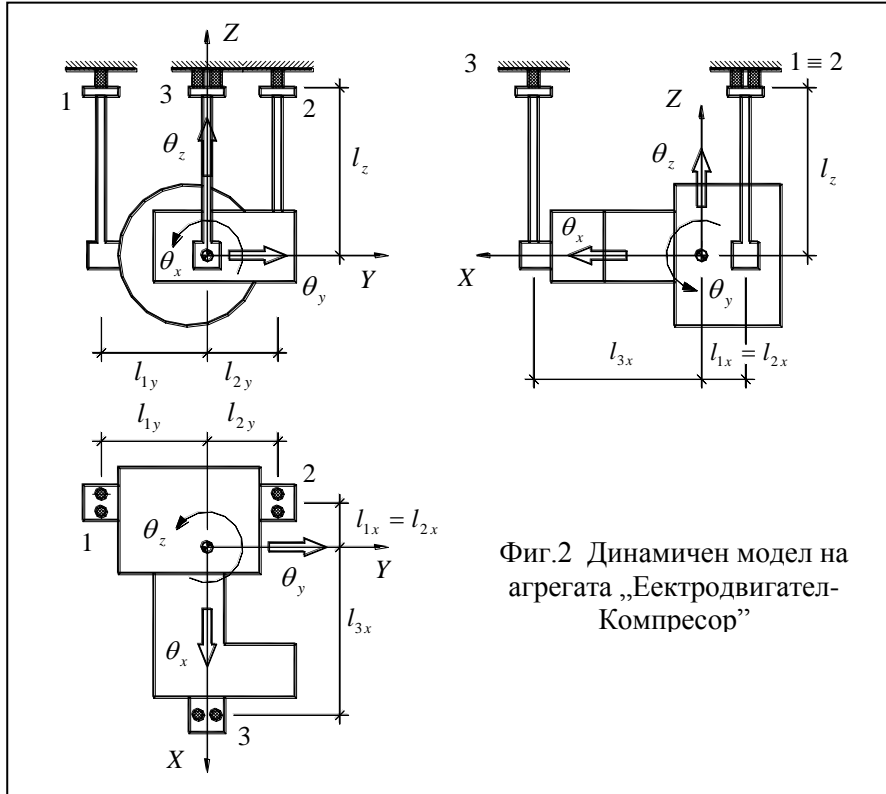
- Машинният агрегат извършва малки пространствени трептения като идеално твърдо тяло /ИТТ/. Масовите инерционни моменти на агрегата са приети за постоянни, независещи от положението на звената от коляно-мотовилковия механизъм и електродвигателя;
- Рамата на вагона, върху която е окачен агрегатът е абсолютно твърда;
- Еластичните характеристики на амортизаторите се приемат за линейни. В действителност използваните амортизатори имат слаба нелинейна характеристика, но за малки трептения на системата в работната зона тя може да се приеме за линейна;
- Съпротивителните сили от вътрешното триене в амортизаторите се привежда към еквивалентно вискозно съпротивление;
- Принуденото въздействие се отчита само от газовите и инерционни сили в двата хоризонтално разположени цилиндри на компресора. При това, с оглед на целите на изследването и опростяване на задачата, се използват хармонични детерминирани закони със завишени пикови стойности.
- Принудените трептения в системата се разглеждат при стационарен режим на работа на машинния агрегат.

Корпусът на агрегатът, приет за твърдо тяло, извършва малки пространствени трептения около равновесното си положение. Положението му се дефинира с вектора:

$$(1) \quad \mathbf{q}(t) = \langle x(t) \ y(t) \ z(t) \ \theta_x(t) \ \theta_y(t) \ \theta_z(t) \rangle^T.$$

Функциите $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$, m изразяват транслационната компонента, а функциите $\theta_x(t)$, $\theta_y(t)$ и $\theta_z(t)$, rad – ротационната компонента от движението на тялото.

Началото на отправната координатна система съвпада с масовия му център.



Фиг.2 Динамичен модел на агрегата „Електродвигател-Компресор“

Инерционните свойства на агрегата се определят с неговата маса m , kg и пълния тензор на масовите инерционни моменти:

$$(2) \quad \mathbf{J}_C = \begin{bmatrix} J_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{yx} & J_y & -J_{yz} \\ -J_{zx} & -J_{zy} & J_z \end{bmatrix}.$$

Тялото на агрегата е окачено към рамата чрез три носещи пръта с опори 1, 2 и 3, (фиг.2). Те са конструирани като виброизолиращи гумено-метални елементи. Положението им е дефинирано с ортогонални разстояния до масовия център.

Коравините на виброизолаторите се дефинират с шест коефициента на еластичност: три – по направление на осите X , Y и Z , съответно c_{ix} , c_{iy} , c_{iz} , N/m , и три огъвателно-усуквателни спрямо същите оси, съответно $c_{i\theta_x}$, $c_{i\theta_y}$, $c_{i\theta_z}$, $N.m/rad$.

При определянето им са използвани следните физико-механични характеристики на виброизолаторите: модул на еластичност $E = 3,30 \cdot 10^6 Pa$, модул на ъглови деформации $G = 1,10 \cdot 10^6 Pa$, коефициент на Поасон $\mu = 0,50$ [1], [5]. За огъвателно усуквателните коравини $c_{i\theta_x}$, $c_{i\theta_y}$ и $c_{i\theta_z}$ са взети в предвид и техните конструктивни размери.

Дисипативните свойства на виброизолаторите също се дефинират с шест коефициента на демпфиране: β_{ix} , β_{iy} , β_{iz} , $N.s/m$ и $\beta_{i\theta_x}$, $\beta_{i\theta_y}$, $\beta_{i\theta_z}$, $N.m.s/rad$.

Коефициентите на еластичност са определени в работите [3] и [4]. Коефициентите на демпфериране засега са неизвестни. Ето защо, основната цел на настоящата работа е тяхното идентифициране.

3. Диференциални уравнения

Системата диференциални уравнения, описваща малките принудени пространствени трептения на тялото в матрична форма има вида [8]:

$$(3) \quad \mathbf{A} \cdot \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q}(t) = \mathbf{Q}(t) ,$$

където матрицата на масовите и инерционни свойства има вида:

$$(4) \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{J}_c \end{bmatrix} ,$$

$$(5) \quad \mathbf{M} = \mathbf{diag} [m]_3 .$$

Матрицата на коравина има следната структура:

$$(5) \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & 0 & 0 & k_{15} & k_{16} \\ 0 & k_{22} & 0 & k_{24} & 0 & k_{26} \\ 0 & 0 & k_{33} & k_{34} & k_{35} & 0 \\ 0 & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ k_{51} & 0 & k_{53} & k_{54} & k_{55} & k_{56} \\ k_{61} & k_{62} & 0 & k_{64} & k_{65} & k_{66} \end{bmatrix} .$$

Ненулевите елементи на матрицата на коравина \mathbf{K} са подробно определени в [4].

Матрицата на демпфериране \mathbf{B} има същата структура, както матрицата на коравина, а именно:

$$(6) \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 & 0 & 0 & b_{15} & b_{16} \\ 0 & b_{22} & 0 & b_{24} & 0 & b_{26} \\ 0 & 0 & b_{33} & b_{34} & b_{35} & 0 \\ 0 & b_{42} & b_{43} & b_{44} & b_{45} & b_{46} \\ b_{51} & 0 & b_{53} & b_{54} & b_{55} & b_{56} \\ b_{61} & b_{62} & 0 & b_{64} & b_{65} & b_{66} \end{bmatrix} .$$

За определяне на елементите b_{jk} , ($j, k = 1, 2, \dots, 6$), от матрицата на демпфериране \mathbf{B} се използват същите по вид формули, използвани за определянето на елементите k_{jk} , ($j, k = 1, 2, \dots, 6$), от матрицата на коравина \mathbf{K} , като в тези формули коефициентите на еластичност c_{ix} , c_{iy} , c_{iz} , $c_{i\theta_x}$, $c_{i\theta_y}$ и $c_{i\theta_z}$ са заменени формално със съответните коефициенти на демпфериране β_{ix} , β_{iy} , β_{iz} , $\beta_{i\theta_x}$, $\beta_{i\theta_y}$ и $\beta_{i\theta_z}$.

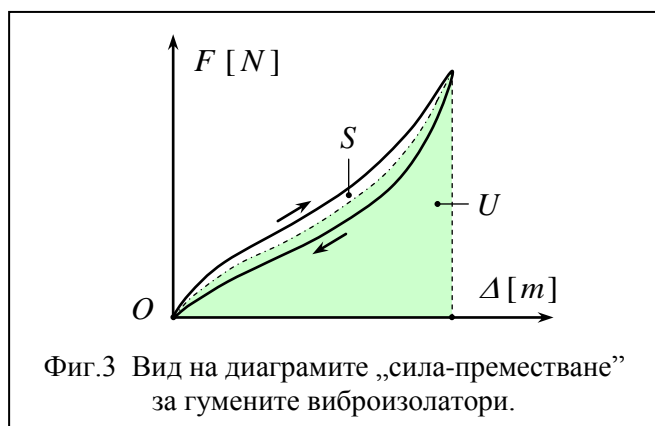
Следва да се отбележи, че въпреки символно подобната структура между двете матрици \mathbf{B} и \mathbf{K} , и въпреки символно подобната структура във формулите за определяне на техните елементи, в общия случай, те не са пропорционални помежду си. Във вид на математическа формула това означава, че $\mathbf{B} \neq \delta \cdot \mathbf{K}$, където $\delta = const$.

Въпреки казаното по-горе, при използване на виброизолатори, които виброизолират благодарение само на вътрешното триене в тях, без да се използват отделни обособени гасители на трептенията (демпфери), двете матрици \mathbf{B} и \mathbf{K} са приблизително пропорционални, при което $\mathbf{B} \approx \delta \cdot \mathbf{K}$.

В настоящето изследване векторът на обобщените сили $Q(t)$ включва само два вида смущения – от газовите и инерционните сили в двата цилиндъра на компресора. Определянето му, всъщност представлява друга основна задача на тази комплексна разработка. Това е извършено от дамата автори във втора статия: „Определяне на параметрите на виброизолацията на машинен агрегат „електродвигател-компресор“.

4. Определяне на демпфрирането в системата

Проведени са експериментални изследвания на монтираните гумени виброизолатори. Всеки виброизолаторен възел се състои от единичен голям и два малки



Фиг.3 Вид на диаграмите „сила-преместване“ за гумените виброизолатори.

(работещи последователно) пръстеновидни гумени елементи. За двата вида конусни виброизолатори е определена диаграмата „сила F -преместване Δ “ при натоварване и разтоварване. Получени са характерни хистерезисни затворени криви, (Фиг.3). Изследванията са проведени за два вида гумени елементи: нови (неупотребявани) и стари (употребявани).

За четирите вида виброизолатори: голям нов, малък нов, голям стар и

малък стар, е изчислен коефициента на поглъщане ψ_k по формулата:

$$(7) \quad \psi_k = \frac{S_k}{U_k}, \quad (k = 1, 2, 3, 4),$$

където хистерезисната площ S_k представлява загубената (разсеяна) енергия от вътрешното триене при един цикъл „натоварване-разтоварване“, а площта U_k представлява приблизително натрупаната потенциална енергия на деформацията.

На базата на разсеяната енергия от вътрешното триене в гумените виброизолатори са определени коефициенти на еквивалентно вискозно съпротивление β_k , $N.s/m$, по формулата [6]:

$$(8) \quad \beta_k = \frac{c_k \cdot \psi_k}{2 \cdot \pi \cdot p}, \quad (k = 1, 2, 3, 4).$$

В горната формула c_k , N/m , представлява усреднен (линеаризиран) коефициент на еластичност на съответния виброизолатор, а $p = 56,55 s^{-1}$ е принудената кръгова честота от оборотите $n = 540 min^{-1}$ на колянвия вал в стационарен режим.

Изчислените коефициенти на еквивалентно вискозно съпротивление β_k [$N.s/m$] за четирите вида виброизолатори са представени в долната таблица.

Виброизолатор	Голям - нов	Малки - нови	Голям - стар	Малки – стари
β_k [$N.s/m$]	490	600	442	560

5. Заключение

Извършено е теоретико експериментално определяне на демпфрирането на изследвания агрегат „електродвигател-компресор“. Лявата част на системата диференциални уравнения (3) вече е известна. След определяне и на дясната ѝ част може да се завърши изследването на малките принудени пространствени трептения в агрегата.

Литература

- [1] Ангелов И. В., Виброизолатори, Каталог, конструкции и характеристики, 148 стр., Изд. „Технически Университет”, София, 1993 г.
- [2] Ангелов И. В., В. Г. Овчаров, Вибрации и шум в транспортните средства, 271 стр., Изд. “Техника”, София., 1985 г..
- [3] Иванов А. И., П. Ц. Петков, Моделиране на свободните трептения на агрегата “електродвигател-компресор” на електрически мотрисен влак, сп. “Машиностроене”, кн. № 7-8, Година LI (научен брой), стр. 6 – 10, 2003 г.
- [4] Иванов А. И., П. Ц. Петков, Влияние на огъвателно-усуквателните коравини на виброизолаторите върху собствените честоти на машинен агрегат, сп. “Железопътен транспорт”, брой 1/2004, стр. 39 – 41, София, 2004 г.
- [5] Ляпунов В. Т. и др., Резиновые виброизолаторы, Справочник, 216 стр., Изд. „Судостроение”, Ленинград, 1988 г.
- [6] Фролов К. В. и др., Вибрации в технике, справочник в 6 томах, том 6, Защита от вибрации и ударов, 456 стр., Изд. „Машиностроение”, Москва, 1981 г.
- [7] Электрокомпрессор “ЭК 7В”, 23 стр., Инструкция по эксплуатации, Москва, 1972 г.
- [8] Ivanov A. I., Three dimensional vibrations of aggregate connected with elastic elements, pp. 37-42, Tehnomus Journal, University of Suceava, Romania, 2017.

DETERMINATION OF INSULATION PARAMETERS OF MACHINE AGGREGATE "ELECTRIC ENGINE-COMPRESSOR"

Anastas Ivanov Ivanov, Penko Petkov Cvetkov
aii2010@abv.bg, ppetkov@vtu.bg

Todor Kableshkov University of Transport
1574 Sofia, 158 Geo Milev Str.
BULGARIA

Keywords: *forced three dimensional vibrations, machine aggregate, hysteresis, damping, vibration isolation, numerical solution, MatLab*

Summary: *In this paper the forced three dimensional vibrations of a machine unit mounted on the wagons of the electric modular trains are studied. The unit is suspended on three vertical supports to the wagon frame. A vibrating isolation assembly is constructed at the top end of each carrier. The unit is accepted as an ideal rigid body. The bearers along with the vibrating insulating knots are considered to be perfectly elastic and immaculate. The first stage of this study was carried out, and it involved the task of determining eigen frequencies and eigen forms. The present work is a second stage and is related to the study of forced vibrations of the same aggregate. They arise from the unbalanced masses and the inertial forces generated by the piston compressor operating cycle. The paper shows the mathematical model of the unit and the differential equations in the matrix form describing the small three dimensional forced vibrations. The main objective of the study is to identify damping in the system. It consists of three vibrating insulating units consisting of successively and in parallel working rubber shock absorbers and metal connecting elements. Recordings of hysteresis curves obtained from laboratory tests of exploited and new dampers were used. For each vibrating isolator, the absorption coefficient is determined, followed by the damping coefficients.*