

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА СОБСТВЕНИ ЧЕСТОТИ И ДЕМПФИРАНЕ НА ВИБРАЦИОНЕН СЕПАРАТОР

Драгомир Вразилски

Технически Университет София, 1756 София, e-mail: dcv@tu-sofia.bg

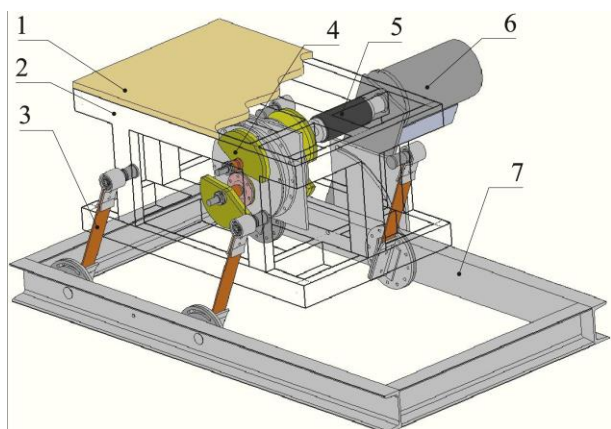
РЕЗЮМЕ. Изследвани са вибро-ускоренията на свободно затихващи трептения по обобщени координати. След провеждане на спектрален анализ са получени честотите на главните хармоници. Направено е сравнение между теоретично пресметнати и експериментално получени стойности. В резултат на регресионен анализ е установен характерът на затихване и съответните коефициенти на демпфиране.

EXPERIMENTAL EXAMINATION OF NATURAL FREQUENCIES AND DAMPING IN VIBRATION SEPARATOR

Dragomir Vrazhiski

Technical University – Sofia, Bulgaria, 1756 Sofia, e-mail: dcv@tu-sofia.bg

ABSTRACT. Free damped oscillations accelerations over generalized coordinates are examined. After applying spectrum analysis the main harmonics frequencies are obtained. Comparison between theoretically calculated and experimentally obtained values is performed. The character of oscillations decay and the corresponding damping coefficients are determined as a result of regression analysis.



Фиг.1. Пространствен компютърен (SolidWorks) модел на активна работна част от Вибрационен Сепаратор.

1. Въведение

С цел провеждане на експериментални изследвания върху процеса сепариране на фино-зърнести минерални материали, чрез плоска не перфорирана повърхност, вибрираща по хармоничен закон и праволинейна траектория, бе конструиран и в последствие създаден в метал Вибрационен Сепаратор (ВС). Пространствен компютърен модел на активната работна част от сепаратора е показана на фиг.1. На кратко конструкцията се състои от сепарираща плоскост 1, прикачена към вибрираща рама (ВР) 2, поддържана от четири листови пружини 3 и фундамент 7. Възбуждане на трептения се постига чрез инерционен вибратор 4, осигуряващ насочена сила. Задвижването на вибратора става посредством

еластичен съединител 5 и постоянно токов електродвигател 6.

На определен етап от конструирането възникна въпросът до колко така синтезираната конструкция осигурява праволинейност на траекторията. Съмнения за това бяха породени от факта, че поради конструктивни трудности точката на окачване на еластичния съединител 5 не съвпада с масовия център на ВР 2. В резултат се наблюдава отместване на еластичния от масовия център на системата, което е предпоставка за нарушаване на праволинейната траектория и предизвикване на пространствени трептения по повече от една координата. За теоретично изследване на пространственото вибрационно поведение бяха създадени два динамични модела – едномасов с шест (три линейни и три ъглови) степени на свобода и двумасов със седем (три линейни и четири ъглови) степени на свобода (Vrazhiski, 2008). При създаването на тези модели бе прието като хипотеза, че загубата на вибрационна енергия се дължи изцяло на съпротивления, пропорционални на първата степен на скоростта (вискозно демпфиране). За нуждите на симулационното изследване, стойностите на коефициентите на вискозно демпфиране бяха приети съгласно препоръчаните в (de Silva 2000, Иванов 2004, 1988) стойности за коефициента на относително затихване ξ . Връзката между коефициент на демпфиране b и относително затихване се дава с израз:

$$b = 2\xi\sqrt{c.m}, N.s/m \quad (1)$$

където: $c, N/m$ - коравина на окачването; m, kg - вибрираща маса.

Целта на настоящото изследване е да се постигне експериментално потвърждение на резултатите от двата динамични модела, като се установят честотите на свободно затихващите трептения по трите линейни обобщени координати и се сравнят с теоретично получените стойности. Освен за собствените честоти, свободно затихващите трептения носят информация за характерът на загубите на вибрационна енергия. Познаването му прави възможно определянето на приближени стойности за коефициентите на демпфиране.

Съгласно (Минчев 1988, de Silva 2000, Нашиф 1988, Недялков 2007), честотите и коефициентите на демпфиране на свободно затихващите трептения могат да бъдат установени след измерване и анализ на вибро-премествания, вибро-скорости или вибро-ускорения. Допускайки начално възбуждане, предизвикващо хармонични трептения само по една степен на свобода (едномодални), за вибро-преместванията, вибро-скоростите и вибро-ускоренията са валидни следните изрази:

$$q(t) = Ae^{-nt} \cdot \sin(\omega t) \quad (2)$$

$$\dot{q}(t) = Ae^{-nt} (\omega \cos(\omega t) - n \sin(\omega t)) \quad (3)$$

$$\ddot{q}(t) = Ae^{-nt} ((n^2 - \omega^2) \sin(\omega t) - 2n\omega \cos(\omega t)) \quad (4)$$

Видно е, че затихването се дължи на един и същи член а именно Ae^{-nt} . Останалата част от уравненията може да се определи като синусоида с честота ω и фазово отместване спрямо вибро-преместването, различно от $\pi/4$ и $\pi/2$.

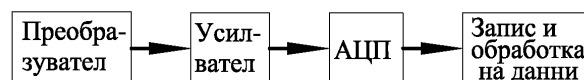
При вибрации е удобно измерванията да се извършват върху ускорение. Това е свързано с възможността за лесно получаване на скорост и преместване след интегриране. Обратното не е практикувано поради усиление на високо честотен шум. Друг фактор е големината на измерваната величина, обичайно преместването във вибрационните машини е малко по стойност и налага използване на преобразувател с висока разделителна способност. При ускоренията този проблем се забелязва само за ниско честотни трептения.

2. Последователност при провеждане на измерванията

От симулационните изследвания (Vrazhiski, 2008) бе установено, че очакваните собствени честоти по трите линейни обобщени координати попадат в диапазона 3÷40 Hz. Измервания в този честотен диапазон са възможни чрез капацитивни, индуктивни и пиезо-електрични преобразуватели. За измервания на ниски честоти (0÷10 Hz) и постоянни ускорения често са употребявани тензометрични преобразуватели (Дамянов 2007).

В случая е използван двуосов капацитивен акселерометър (iMEMS® - integrated Micro Electro Mechanical System), производство на Analog Devices, осигуряващ възможност за измерване на ускорения в

диапазона $\pm 2 \text{ g}$ и $0 \div 5 \text{ kHz}$. Структурната схема на измервателната уредба е представена на фиг.3. Подобна структурна схема е разгледана по-подробно в (Недялков 2007).



Фиг.3. Структурна схема на измервателната уредба.

Монтаж на акселерометърът към ВР е показан на фиг.4, фиг.5 и фиг 6.



Фиг.4. Измерване на ускорения по ОК x.



Фиг.5. Измерване на ускорения по ОК y.



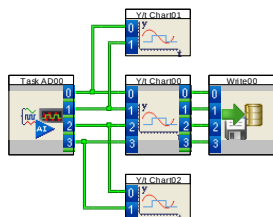
Фиг.6. Измерване на ускорения по ОК z.

Измерванията се провеждаха последователно за трите обобщени координати (трите главни инерционни оси на ВР). Смущение се прилагаше посредством единичен ударен импулс от ударна маса, равна на около $\frac{1}{4}$ от масата на ВР. За получаване на нисък "crest" фактор

(Dossing 1988) и съответно ограничаване на нелинейни явления в структурата на сепаратора, на ударната маса бе поставен гумен накрайник.

Честота на дискретизация бе приблизително 8 kHz, което в съгласие с теоремата за дискретите (Котелников, Шенон, Найкуист, Уиттекер и др.) осигурява значителен запас от сигурност срещу грешки от дискретизация спрямо диапазонът на очакваните честоти.

Запис и визуализация на сигнала се осъществяваше посредством програмния продукт *DASYLab*. Блок-схема на програма за запис чрез два двусови акселерометъра е показана на фиг.7.



Фиг.7. Блок-схема на *DASYLab* програма за визуализация и запис на сигнал от АЦП.

За окончателно кондициониране на сигналът и с оглед ограничаване на високочестотни шумове бе приложен ниско-честотен филтър изключващ честоти по-високи от 50 Hz.

3. Резултати

3.1. Демпфиране. (Времева област).

Обичайно коефициентите на демпфиране се определят чрез логаритмичния декремент на затихване (Недялков 2007, Дамянов 2007, de Silva 2000) по формулата:

$$\delta = \frac{1}{r} \ln \frac{A_i}{A_{i+r}} = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (4)$$

където: δ - логаритмичен декремент на затихване; A_i и A_{i+r} - две амплитуди отместени на r периода

Този подход не предоставя възможност за обективна оценка на характерът на затихване. При избор на други амплитудни стойности и друг брой на периодите между тях, нерядко се получават значителни различия в пресметнатите стойности. В случая решение на проблемът е реализирано чрез използване на регресионен анализ. За целта е създадена *Matlab* програма, която изважда максимумите на ускоренията. През тези максимуми е построена зависимостта (5).

$$\ddot{q}(t) = Ae^{-n.t} \quad (5)$$

Като резултат от регресионния анализ се получават стойности за коефициентите A , n и мярката на определеност (коефициент на регресия) R^2 . Резултатите са представени на фиг.8, фиг.9 и фиг.10. Клонящите към единица стойности на R^2 са доказателство за преобладаващо експоненциалният характер на затихването, от където с достатъчна за настоящата цел точност може да

се счита, че загубите на вибрационна енергия се дължат на вискозни съпротивления.

За определяне на коефициентите на демпфиране се провеждаха два вида измервания: с монтиран еластичен съединител и с демонтиран еластичен съединител. От измерванията с монтиран съединител бяха постигнати стойности за сумарните коефициенти на демпфиране b_{Σ} (6), а от измерванията с демонтиран съединител - коефициентите на демпфиране в четирите пружини b_{np} :

$$b_{\Sigma} = 2.n_{\Sigma}.m \quad (6)$$

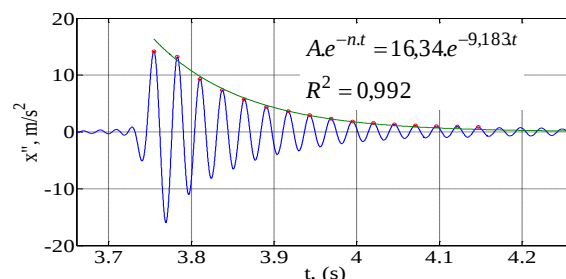
$$4.b_{np} = 2.n_{np}.m \quad (7)$$

Коефициентите на демпфиране в еластичния съединител $b_{свд.}$ бяха пресметнати по:

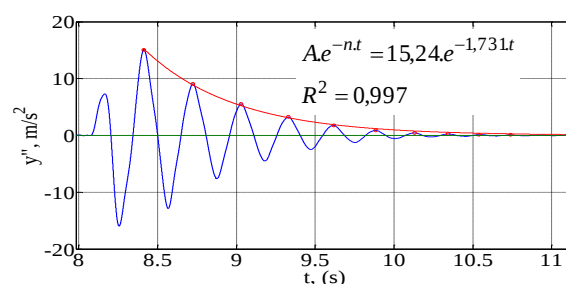
$$b_{свд.} = b_{\Sigma} - 4.b_{np} \quad (8)$$

Резултатите са представени в Таб.1.

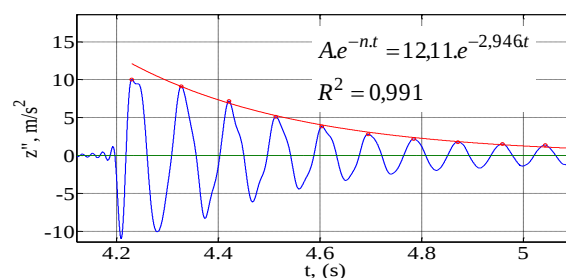
Таб. 1. Коефициенти на демпфиране			
	Сумарен N.s/m	Пружина N.s/m	Съединител N.s/m
bx	1232,4	273,7	137,6
by	232,3	26,5	126,4
bz	395,4	77,0	87,4



Фиг.8. Ускорения на свободно затихващи трептения по ОК x.



Фиг.9. Ускорения на свободно затихващи трептения по ОК y.



Фиг.10. Ускорения на свободно затихващи трептения по ОК z.

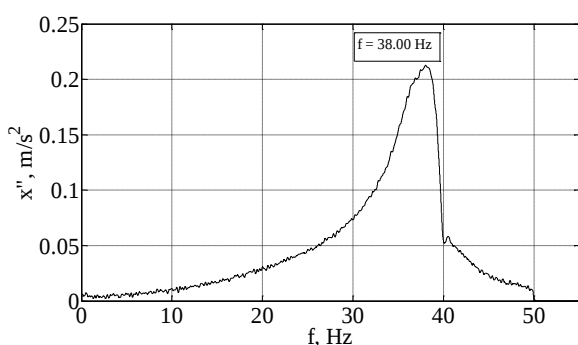
3.2. Собствени честоти. (Честотна област).

По-голям интерес представляват собствените честоти на системата при монтиран съединител, за това тук са представени само тези резултати.

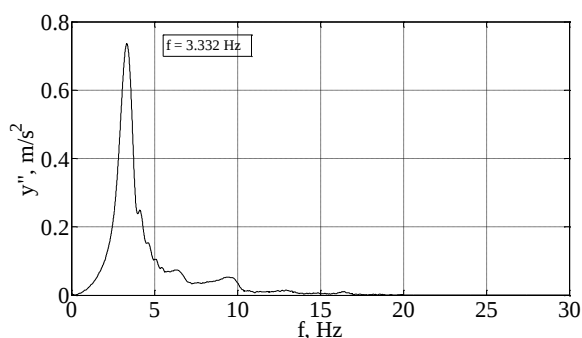
За получаване на амплитудният спектър на виброскоростите и последващо установяване на собствените честоти е създадена *Matlab* програма, базирана на вградената функция *fft*. Програмата извършва бърза трансформация на Фурие (Fast Fourier Transformation) и представя резултатите в графичен вид (фиг. 11, 12, 13). Собствените честоти са отчетени като честоти на главните хармоници.

Сравнение между експериментални и теоретични резултати за честотите на главните хармоници на свободните трептения е представено в таблица 2. За оценка е използвана относителната грешка в проценти спрямо експериментално получените стойности.

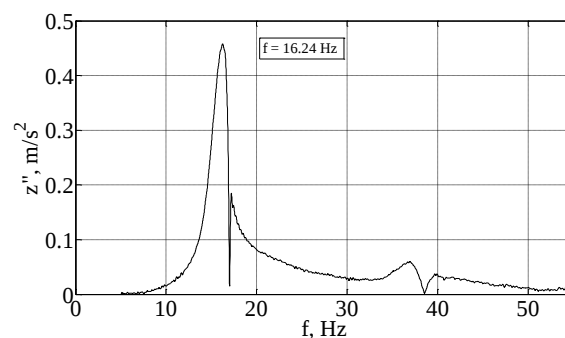
Таб. 2. Сравнение между теоретични и експериментално получени честоти					
OK	Натурно измерване	Едномасов модел шест степени		Двумасов модел седем степени	
	Hz	Hz	%	Hz	%
X	38,00	36,56	-3,8	36,99	-2,7
Y	3,33	3,30	-1,1	3,30	-1,1
Z	16,24	17,52	7,9	17,61	8,4



Фиг.11. Амплитуден спектър на ускоренията по ОК x.



Фиг.12. Амплитуден спектър на ускоренията по ОК y.



Фиг.13. Амплитуден спектър на ускоренията по ОК z.

4. Изводи

Установени са експериментално собствените честоти на ВС по трите линейни обобщени координати.

Наблюдава се висока степен на съответствие с теоретично получените стойности.

Въз основа на регресионен анализ на свободно затихващите трептения е получен експоненциален закон на затихване. Това е прието като свидетелство за загуби на енергия предимно от съпротивления пропорционални на първата степен на скоростта (вискозно демпфиране).

От законът на затихване са пресметнати коефициенти на вискозно демпфиране в четирите листови пружини и еластичния съединител.

Литература

- Дамянов Ц., П. Недялков, Л. Лазов. 2007. Специални приложения на тензометрията за нискочестотна вибродиагностика в областта на минната техника. *Год. МГУ „Св. Ив. Рилски“*, т 50. Свитък III. 51-54.
- Иванов А.И. "Динамика на строителните конструкции", София, 2004г.
- Минчев Н., В. Григоров. *Вибро-диагностика на ротационни и бутални машини*. София. Техника. 1988.
- Нашиф А., Д. Джоунс, Дж. Хендерсон. Демпфиране колебаний. Москва, Мир, 1988г.
- Недялков П. 2007. Методика на експерименталното изследване и анализ на вибрационните параметри на вертикална вибро-импулсна мелница. 2007. *Год. МГУ „Св. Ив. Рилски“*, т 50. Свитък III. 61-66.
- de Silva C.W. 2000. *Vibration: fundamentals and practice*. Boca Raton – Florida CRC Press.
- Vrazhiski Dr. 2008. Spatial dynamical modeling of multi positional vibration separator. *RECENT*, № 23. July 2008. Transilvania University Brasov. Romania
- Vrazhiski Dr. 2008. Spatial dynamical modeling of vibration separator with inertial excitation and account of gyroscopic effects. *RECENT*, № 23. July 2008. Transilvania University Brasov. Romania.
- Dossing O, Brüel & Kjær. 1988. Structural testing. Part: 1. <http://www.bksv.com/doc/br0458.pdf>