Вибросигнатури на лек удар

Светлин Стоянов

Vibrosignatures of a light impact: Experimentally obtained vibrosignatures of a small body impacting a fixed body witl significantly larger mass are presented. The vibrosignals are processed and the velocity and movement are determined. This paper briefly exposed theory underlies one of the possibilities to apply the obtained results for vibration analysis.

Key words: vibrations, impact, vibrosignatures, vibrodiagnostic, experimental results, modal analysis, signal processing.

Значимост и състояние на проблема

С нарастване на изискванията за ефективност и качество, както и поради интегрирането на системи за управление към машините, реализираши високоотговорни процеси, наблюдението в реално време, откриването на дефекти и диагностиката на състоянието заемат все по-важно място в съвременното машиностроене. Важна област е управлението на отказите. Това означава, да бъдат избегнати аварийните прекъсвания на работния процес, посредством ранна диагностика, даваща възможност за планирани действия по отстраняване на неизправностите. Един от основните фактори, които влияят на стабилната и ефективна работа на машините са хлабините в съединенията. Те оказват значително влияние на кинематиката и динамиката на машините. Освен че понижават точността на позициониране, хлабините предизвикват вибрации и шум, както и ударни сили [7]. Последните повреждат повърхнините и водят до нарастване на износването, което увеличава хлабината и така се стига до повреждане на съединението и излизане от строя на машината [9]. Съвременните изследвания моделират хлабината посредством нелинейни еластичен и демпфиращ елементи и отчитат наличието на смазка. Моделирането на наличието на пукнатина се реализира също посредством нелинеен еластичен елемент [4]. Съществуват модели, които отчитат вискозни загуби на енергия аналогично посредством демпфер [5]. В [6] е изследвана завосимостта на коравината на зъб на зъбно колело от дълбочината на пукнатината при различни ъглови скорости. Началото на цикъл от теоритични изследвания на трептенияра, предизвикани от наличието на хлабина е предствено от автора в [1,2].

Целта на настоящата работа е да бъдат получени експериментални данни за ускорението, скоростта и преместването, характеризиращи трептенията при лек урар, напр. в резултат от наличието на малка хлабина. Времевото и честотното представяне на така получените ускорение, скорост и преместване притежават характерни форми, известни под названието вибросигнатури. Те имат основна роля за определяна на наличието, вида, местоположението и големината на неизправностите при просеца на вибродиагностика. Например, през последните години бяха разработени немалко дисертационния работи, определящи вибросигнатури на ветроелектрогенератори. Тези сигнатури указват наличието на различни неизправности, напр. небалансирана маса, несъосност, ексцентричност на статора, ексцентричност на ротора и износване на лагерите.

Теоретични основи

Разглеждаме трептенията на механична система с *n* степени на свобода и линейни вискозни загуби на енергия. Диференциалното уравнение на движението има вида

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\mathbf{x} = \mathbf{f} \,. \tag{1}$$

За реализиране на модален анализ, при линейна система и свободни трептения

или хармонични смущения, можем да приемем

$$\mathbf{x} = \mathbf{A}e^{i\omega t} \,. \tag{2}$$

При заместване на (2) в (1) и задаване $\mathbf{f}=0$ и $\mathbf{K}=0$ получаваме честотното уравнение на системата

$$\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}\mathbf{A} = \boldsymbol{\omega}^2 \mathbf{A} \,. \tag{3}$$

От това уравнение могат да бъдат определени собствените честоти ω_r^2 и собствените форми **A**_{*r*} на системата.

Често, за собствените форми се използва нормализиран показател

$$\phi_r = \frac{1}{\sqrt{m_r}} \mathbf{A_r},\tag{4}$$

където $m_r = \mathbf{A}_r^T \mathbf{M} \mathbf{A}$.

Посредством тези нормализирани форми (определени теоретично или експериментално), може да се опише поведението на системата:

$$x(t) = \sum_{i=1}^{n} \phi_{r_i} q_i(t) = \mathbf{\Phi} \mathbf{q} .$$
(5)

За случая на свободни трептения, т.е. $\mathbf{f} = 0$, замествайки (5) в (1) ще се получат n на брой независими уравнения. Тяхното решение може да даде незатихващи трептения, затихващи трептения или апериодично движение (фиг. 1 и фиг. 2).



Фиг. 1. Времева (а) и съответстващите честотни (б,в,г) вибросигнатури на затхваши трептения



Фиг. 2. Времева (а) и съответстващите честотни (б,в,г) вибросигнатури на апериодични трептения

Съществуват много подходи за моделиране на вискозни загуби на енергия. При методите на крайните елементи, най-често се използва моделът на Рейли

$$\mathbf{K} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{C} \,, \tag{6}$$

където α и β са демпфиращите коефициенти на Рейли пропорционални съответно на масата и на коефициента на еластичност. Те оформят две компоненти на вискозния модел – право и обратно пропорционална на честотата на трептенията.

Приемането на този модел ще предостави възможност при понататъшни изследвания да бъде реализиран сравнителен анализ между експериментално получени данни и такива определени посредством МКЕ. Тогава уравнение (1) добива вида

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + (\alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{C})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\mathbf{x} = \mathbf{f}.$$
 (7)

При свободни трептения, това уравнение може да бъде записано както следва

$$\mathbf{M}(\ddot{\mathbf{x}} + \alpha \dot{\mathbf{x}}) = \mathbf{C}(\mathbf{x} + \beta \dot{\mathbf{x}}). \tag{8}$$

и да бъдат изразени масовата и коравинната матрица

$$\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} = (\mathbf{x} + \beta \dot{\mathbf{x}})^{-1} (\ddot{\mathbf{x}} + \alpha \dot{\mathbf{x}}).$$
(9)

От (9) и (3) се вижда, че ако разполагаме със виброускорението \ddot{x} , виброскоростта \dot{x} и вибропреместването x, може да определим масовата и коравинната матрица и да ги използавме за решаване на честотното уравнение и определяне на собствените честоти и собствените форми.

Експериментални резултати

Експерименталното изследване е реализирано за система с една степен на свобода съгласно фиг. 3. Посредством предявената в [3] опитна уредба е регистирано виброускорениято при удар на подвижно тяло с малка маса (поз. 1) по неподвижно такова със значително по-големи размери и маса (поз. 2). Тяло 1 се ускорява от силата F, която прекратява своето действие в момента на удара. Ускорението се отчита посредством пиезоелектричен акселерометър (поз. 3)



Времевото и честотното поведение при различна дисипация е показано на фиг. 4. За варианта от фиг. 4д е високочестотно филтриране и интегриране на виброускорението за определяне на скоростта и преместването (фиг 5).



Фиг. 4. Резултати от изследването: времева (а, в) и съответстващата и честотна (б, г) вибросигнатура на затхваши трептения при удар; д, е – времева и честотна вибросигнатура на апериодияно трептене при удар



Фиг. 5. Виброскорост (а) и вибропреместване (б)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Експериметнално са определени вибросигнатури при удар на сравнително малко подвижно тяло в масивно неподвижно. Вибросигналите са обработени и са получени виброскоростта и вибропреместването. Като направление за по-нанатчъно изледване се налага отчитане влиянието на елементите сдружени с изследания елемент, съдършащ съответната неперфектност или неизправност (напр. хлабина или пукнатина) и на корпусните елементи. Основния подход за това ща бъде прилагане на кепструм анализ на вибросигнала.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Стоянов, С. Времеви и честотни особености на свободни трептения при наличие на хлабина. Механика на машините, ISSN 0861-9727, 2013

[2] Стоянов, С. Еластични вълни в базов модел при удар в резултат от наличието на хлабина. Механика на машините, ISSN 0861-9727, 2013

[3] Стоянов Св., Ст. Стоянов Опитна уредба за изследване на трептения, Научни трудове на Русенския университет, том 50, серия 2, 2011.

[4] Andreausa U., P. Casinib, F. Vestronia, Non-linear dynamics of a cracked cantilever beam under harmonic excitation, International Journal of Non-Linear Mechanics 42 (2007) 566 – 575

[5] Chatterjee, A., Structural damage assessment in a cantilever beam with a breathing crack using higher order frequency response functions, Journal of Sound and Vibration 329 (2010) 3325–3334.

[6] Chen Z., Y. Shao, Dynamic simulation of spur gear with tooth root crack propagating along tooth width and crack depth, Engineering Failure Analysis 18 (2011) 2149–2164.

[7] Flores, P., J. Ambrosio, J. Claro, H. Lancarani, C. Koshy. A study on dynamics of mechanical system including joints with clearance and lubrication. Mechanism and Machine Theory 41 (2006) 247-261

[8] Flores, P., J. Ambrosio, J. Claro. Lubricated revolute joints in rigid multibody systems. Nonlinear Dyn (2009a) 56: 277-295

[9] Flores, P. Modeling and simulation of wear in revolute clearance joints in Multibody systems. Mechanism and Machine Theory 44 (20096) 1211-1222

[10] Thoedossiades S., Natsiavas. Periodic and chaotic synamics of motion-driven gear-pair systems with backlash. Chaos, Solitons and Fractals 12 (2001) 2427-2440

За контакти:

Д-р Светлин Стоянов, Катедра "Техническа механика", Русенски университет "Ангел Кънчев", e-mail: <u>Sstoyanov@uni-ruse.bg</u>

Докладът е рецензиран