

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ШУМА, ГЕНЕРИРАН ПРИ ДВИЖЕНИЕ НА КОЛООС ПО РЕЛСОВ ПЪТ

Иван Кралов, Красимир Неделчев, Игнат Игнатов

**Резюме:** В работата е представено експериментално изследване на шума, предизвикан от контакта колело-релса. Направени са измервания на грапавостта по повърхността на търкаляне на релсата и са установени нивата на звуково налягане при движение на колоос с постоянна скорост. Резултатите са обработени числено чрез Matlab.

**Ключови думи:** шум, релса, колоос, нива на звуково налягане.

## EXPERIMENTAL STUDY OF THE NOISE GENERATED BY WHEEL-RAIL INTERACTION

Ivan Kralov, Krasimir Nedelchev, Ignat Ignatov

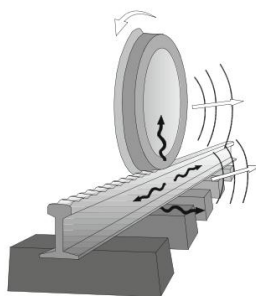
**Abstract:** An experimental study of the wheel/rail noise generation is carried out. Measurements of the rail head roughness are made, and the noise levels are recorded during pass by tests of a wheel axle with a constant velocity. The results are processed in Matlab.

**Keywords:** noise, rail, wheel axle, noise pressure level.

### 1. Въведение

Основно място в спектъра на излъчвания шум при движение на ЖПС е шумът от търкаляне. При движение на ЖПС със скорост  $V$  по неравност с дължина на вълната  $\lambda$ , възникват трептения с честота  $f$ , която може да се пресметне с уравнението [3, 7]:

$$f = \frac{V}{\lambda} \quad (1)$$



Фиг. 1-1 Визуално представяне на механизъм за генериране на шум при търкаляне на колооста [7]

Амплитудите на тези трептения варират от десети от микрометра до повече от микрометър. Тези малки премествания могат да допринесат за високи нива на шум, но трябва да се отбележи, че при звуковите полета в чуваемата област амплитудите на трептенията на въздушната среда са от същия порядък [1, 2, 7]. Визуално механизъмът за генериране на шум при търкаляне на колооста е представен на фиг. 1-1 [7].

Установено е, че неравности с по-големи дължини на вълните допринасят за възбуждането на по-нискочестотни трептения, имащи отношение към комфорта при движение на ЖПС, както и на трептения на основната баластова призма на железния път. Неравности с дължина над 1 m причиняват деформации в основата на железния път и нарушения в геометрията на релсата. Посочените неравности подлежат на редовен контрол, както и са критерии за поддръжка на изправността на железния път. Неравности, с дължина на вълната приблизително равна на дължината на търкалящата окръжност на колелото (около 3 m), допринасят за ексцентрично натоварване на лагерния възел. Това може да доведе до вибропремествания с амплитуда до 1 mm. Първите няколко хармоника на трептения, породени от такава неравност, имат отношение към дефекти, свързани с геометрията на колелото [6, 7, 8].

Неравностите най-често са резултат от производствени дефекти и износване на двете работни повърхности. Значителни квази-периодични неравности (грапавост), наричана още „набръчкване” (corrugation) са наблюдавани при определени обстоятелства. Амплитудите на трептенията, възбудени от тези дефекти достигат 50  $\mu\text{m}$ , като дължината на вълната им е от същия порядък [5, 7].

Неравност (грапавост), с размер на вълната по-малки от 1 mm (микрोगрапавини), има косвено отношение към излъчването на шум от движението на ЖПС, но е по-значима за адхезията в контакта (теглителни и спирачни свойства) и за електрическата проводимост, ето защо не трябва да бъде с ниски стойности [6, 7, 8].

При измерванията на дължини на вълните по линията на търкаляне на релсата, се използват различни устройства. Една от основните конструкции представлява греда с прав ръб, монтирана върху релсата. Преобразувателите за преместване се движат по монтираната греда, измервайки неравностите на повърхността на търкаляне, като могат да се извършват корекции, отчитащи неравност и в гредата, посредством предварително калибриране с гладки повърхности. Основният недостатък на това устройство е ограничението в дължината му.

Друга конструкция за измерване на неравности представлява подвижна количка, с монтирани възприематели за ускорение, движеща се по горната част на глава релса. Приспособлението позволява да се измерват неравности значително бързо и на дълги отсечки. Разстоянията се отчитат посредством тахопроба. Необходима е стабилна постоянна скорост, за да може да се извърши интегриране в реално време, като се препоръчва ръчно управление, за да се изключат вибрациите от евентуално автономно задвижване [7].

Основна връзка, между трептения на твърдо тяло и нивото на звукова мощност, породено от тези трептения, се дава с уравнението [3, 7]:

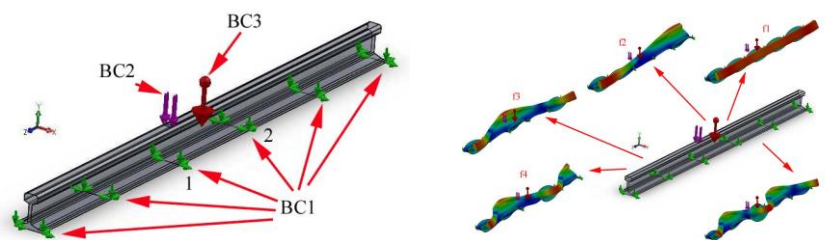
$$W = c_0 \rho_0 S \langle v^2 \rangle \sigma, \quad (2)$$

където  $c_0 \rho_0$  са характеристиките на средата, с която контактува тялото (в случая импеданса на въздушното пространство),  $S$  е площта на излъчващия източник,  $\sigma$  е ефективността на разпространение (зависи от формата на източника по граничния преход) и  $v$  е скоростта на повърхността на източника, взета с нейната средно квадратична стойност [3, 7]. Посоката на разпространение на шума може да бъде снета, посредством масив от микрофони, образуващи дъга от окръжност, поставени в свободно звуково поле [3, 7, 10, 13].

Целта на настоящото изследване е събирането на достатъчен обем от експериментални данни за грападостта на релсов път и ниво на звуково налягане при движение на колоос върху него с оглед възможността за числено моделиране на нивото и разпространението на излъчвания шум, породен от контактното взаимодействие между колелото и релсата. Получените експериментални данни ще служат и за верификация на числените резултати. Така още в процеса на проектиране посредством числени модели ще могат да се предвиждат нивата на звуково налягане и при необходимост да се въздейства върху тях.

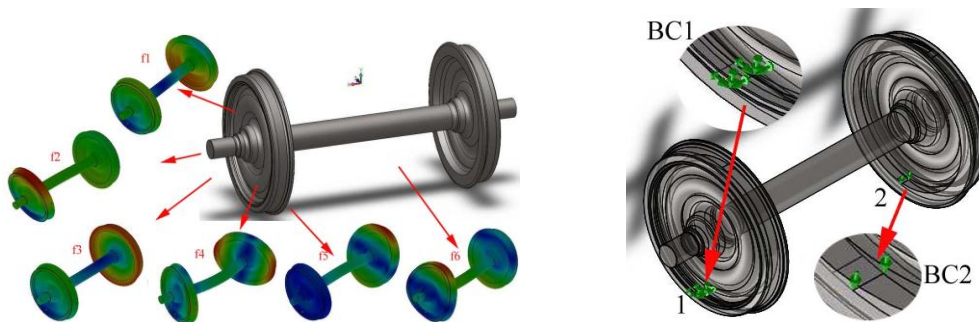
## 2. Числено определяне на собствените честоти на колоос и релса

От съществено значение при изследването на вибрациите и излъчваният шум е познаването на собствените честоти на трептящите елементи. В случая това са релсата и колооста. За целта е изграден 3D модел на релса UIC60, изчертан в SolidWorks. На фиг. 2-1 моделът е показан със зоните и вида на приложенията на гранични условия. Лините, по които са наложени ограничения на премествания  $BC1$  по трите оси  $X$ ,  $Y$  и  $Z$  са разположени на разстояние 0,58 m една от друга. Релсата е натоварена с вертикална сила  $F = 5000 \text{ N}$ . Приложената сила  $BC2$  съответства на вертикалното натоварване действащо върху релсата при движението на колооста. Приложена е и силата от теглото на релсата  $BC3$ .



**Фиг. 2-1** а) 3D модел на релса UIC60 с вида и местата на прилагане на граничните условия.  $BC1$  – зона на закрепване на релсата;  $BC2$  – зона на прилагане на вертикална сила  $F=5000 \text{ N}$ ;  $BC3$  – сила на тежестта на релсата; б) Първите пет собствени форми на изследваната релса при зададените гранични условия

При честотният анализ на показаният модел на релса UIC60 с приложени върху него гранични условия (фиг. 2-1) в среда на CosmosWork са изчислени първите пет собствени честоти:  $f_1 = 232,65 \text{ Hz}$ ;  $f_2 = 254,09 \text{ Hz}$ ;  $f_3 = 313,76 \text{ Hz}$ ;  $f_4 = 392,69 \text{ Hz}$  и  $f_5 = 485,96 \text{ Hz}$ . Собствените форми на релсата при тези честоти са показани на фиг. 2-1.



**Фиг. 2-2** 3D модел на вагонна колоос с вида и местата на прилагане на граничните условия и първите шест собствени форми на първите шест собствени честоти на изследваната колоос, при зададените гранични условия.

Геометрията на вагонната колоос е моделиран в SolidWorks. На фиг. 2-2 е показан 3D модела на колооста със зоните и вида на приложените на гранични условия. По линия 1 са наложени ограничения на преместванията и завъртанията  $BC1$  по трите оси  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ . По линия 2 са наложени ограничения на вертикалните премествания  $BC2$  по ос  $Y$ . При честотният анализ на показаният модел на вагонна колоос (фиг. 2-2), в CosmosWorks са изчислени първите пет собствени честоти:  $f_1 = 10,245$  Hz;  $f_2 = 37,824$  Hz;  $f_3 = 58,517$  Hz;  $f_4 = 90,99$  Hz; и  $f_5 = 112,08$  Hz. Собствените форми на колоста при тези честоти са показани на фиг. 2-2.

### 3. Експериментално изследване

За измерването на грапавостта и отклоненията в профила на релсите е използвана измервателна апаратура FARO, а за измерване на шума – прицизна измервателна апаратура PULSE на фирмата Briel&Kaer, Дания.

Системата FARO представлява преносима координатно измерваща установка. Тя се състои от опорен фланец, който може да бъде закрепен към всяко подходящо за това място и няколко звена свързани помежду си с по 2 ротационни стави. На крайното звено е монтиран регистриращо устройство със сферичен крайник, който може да бъде твърд или електромеханичен. Работната зона представлява сфера с диаметър 3 метра. Всеки измерен (заснет) елемент от детайла, бива автоматично моделиран в моделната област с измерените си параметри.

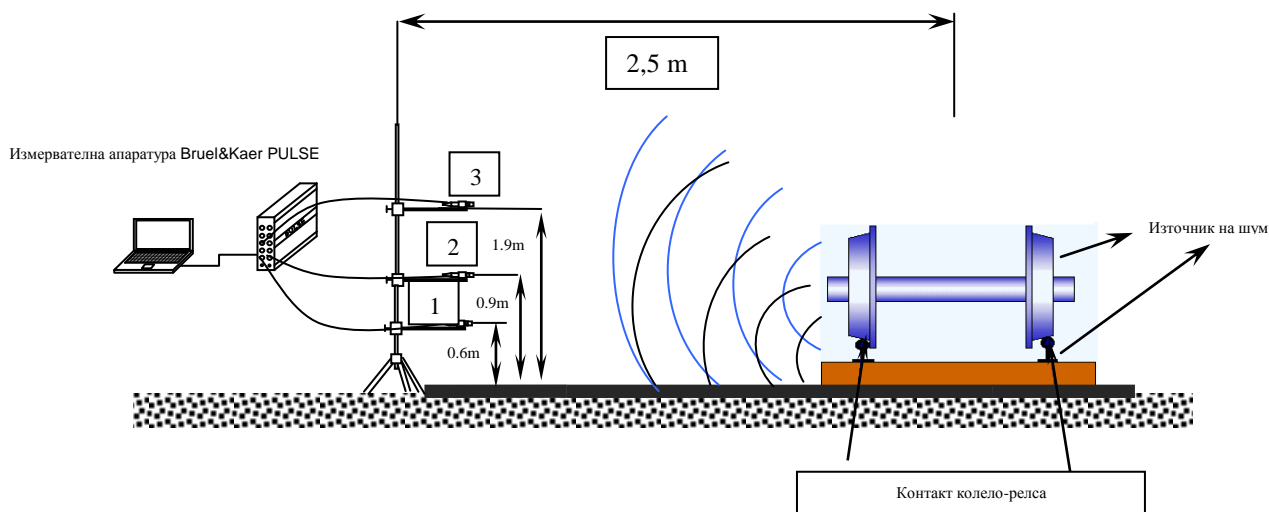
Едновременно със снемането на профилите и параметрите на грапавост се провежда и замерване на нивото на излъчвания шум от контакта колело-релса. Последният е регистриран чрез шумоизмервателен тракт, включващ микрофони 4958, свързани към система PULSE 3560-B, производство на фирмата Briel&Kaer, Дания. Записите и визуализациите са извършвани със софтуер на същата фирма.

Обработката на сигналите е направена с допълнителни програми в среда на Matlab.

Измерването на профила на релсите е извършен върху 2 типа релсови участъци - вграден в бетонова основа, и участък с основа баластова призма. Измерванията са правени по средната линия на работния участък на релсите.



Фиг. 3-1 Измерване на вълнообразност на релсите със система FARO при това изследване

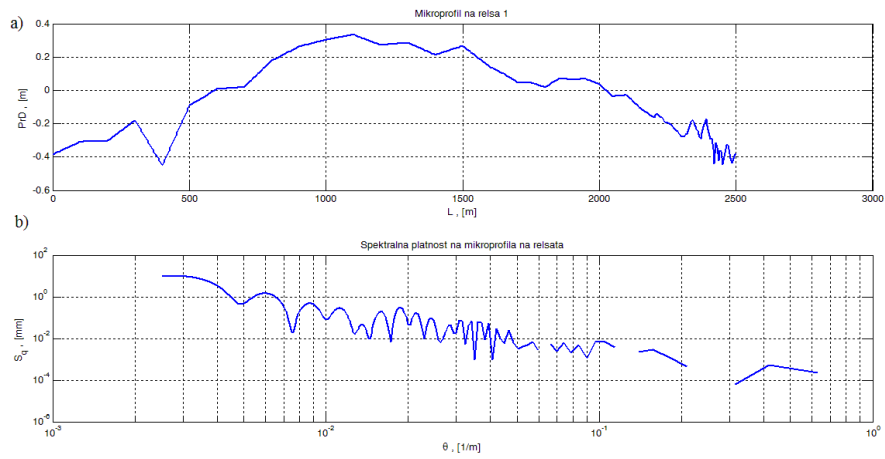


Фиг. 3-2 Схема на измерването на шума при това изследване

Измерването на шум е осъществено съгласно фиг. 3-2. Направени са записи на звуково налягане при преминаване на колоос тип 50457KJ92 БДЖ5136, с постоянна скорост от 1 m/s, в участъка, в който е измерен профилът на релсите. За премахване влиянието на останалите източници на шум при релсовите возила, измерванията са направени при ръчно задвижена колоос без талига, купе, двигател и др. Преди измерванията е извършвано калибриране на измервателния тракт с помощта на звуков калибратор. За оценка влиянието на шумовия фон, последният е записван при всяка серия от измервания. В съответствие със стандартните изисквания (ISO (1996-1-2003)) за всеки източник са провеждани серия от измервания и е взета тяхната осреднена стойност.

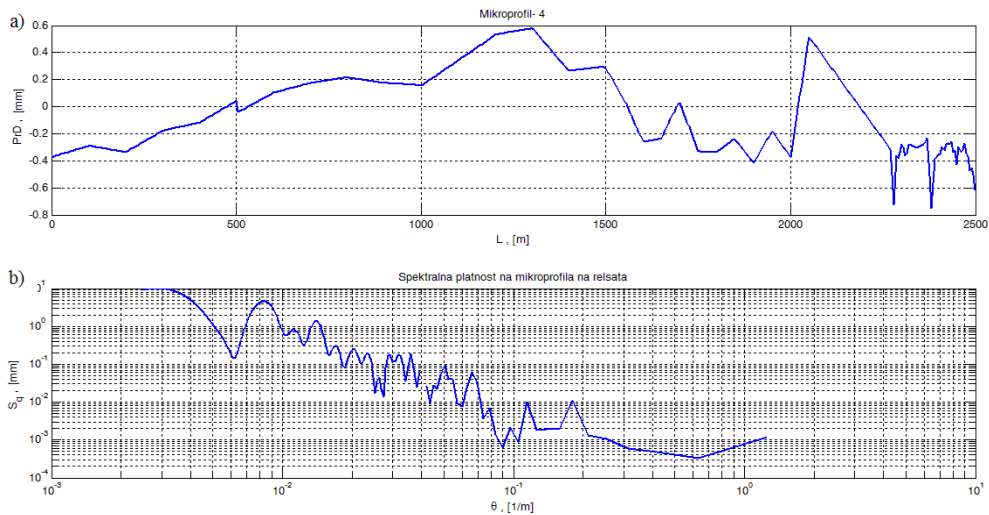
#### 4. Експериментални резултати

На фигура 4-1 е показан измерения профил на участък 2,5 m от релса, вградена в стомано-бетонна основа. Показан е и спектъра на измерения участък, където с  $S_q$  е означена средноквадратичната спектрална плътност и с  $\theta$  честотата на разпределение на различните дължини на вълните в измерения участък.

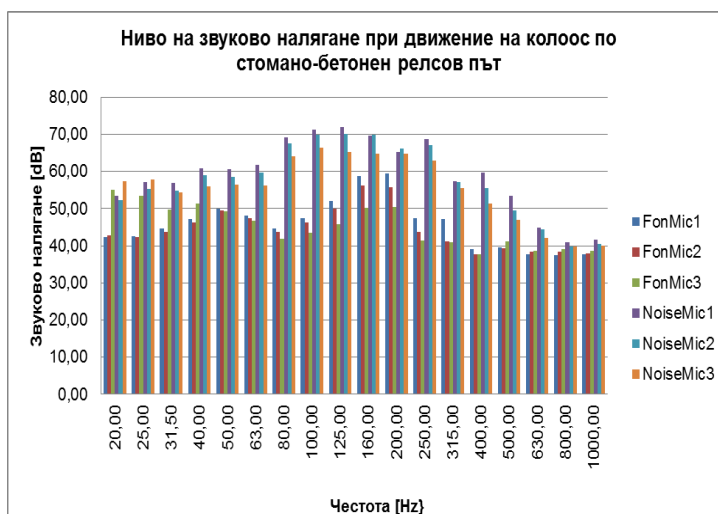


**Фиг. 4-1** Профил на релса, вградена в стомано-бетонена основа и спектър на измерения профил

Фигура 4-2а показва профила на участък 2,5 m от релса, част от релсов път с баластова основа. На фигура 4-2б е показана отново и спектралната плътност на профила.

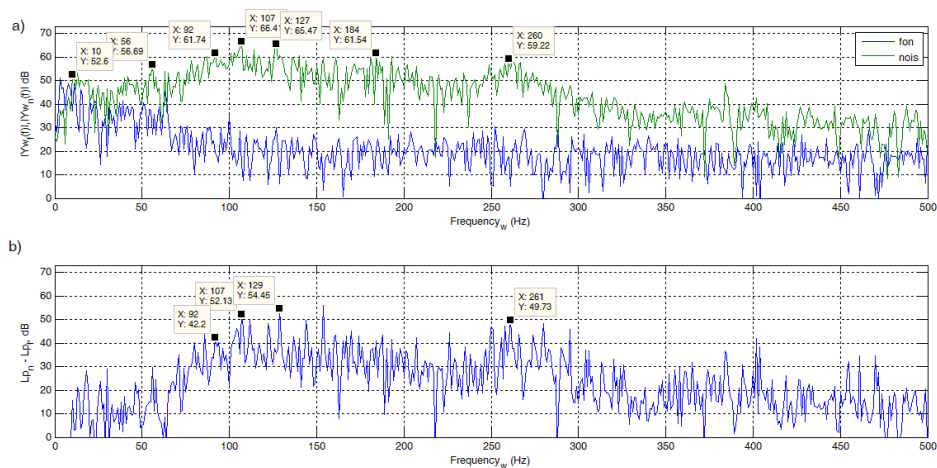


**Фиг. 4-2** Профил на релса от работещ релсов път и спектър на измерения профил



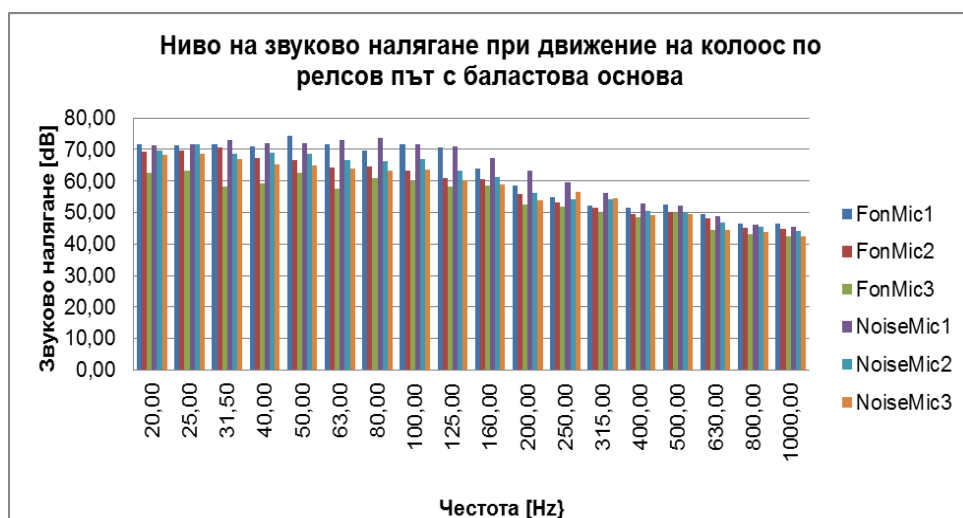
**Фиг. 4-3** Резултати от измерването на шума в честотна област, от търкалянето на колоос по релсов път с стомано-бетонна основа.



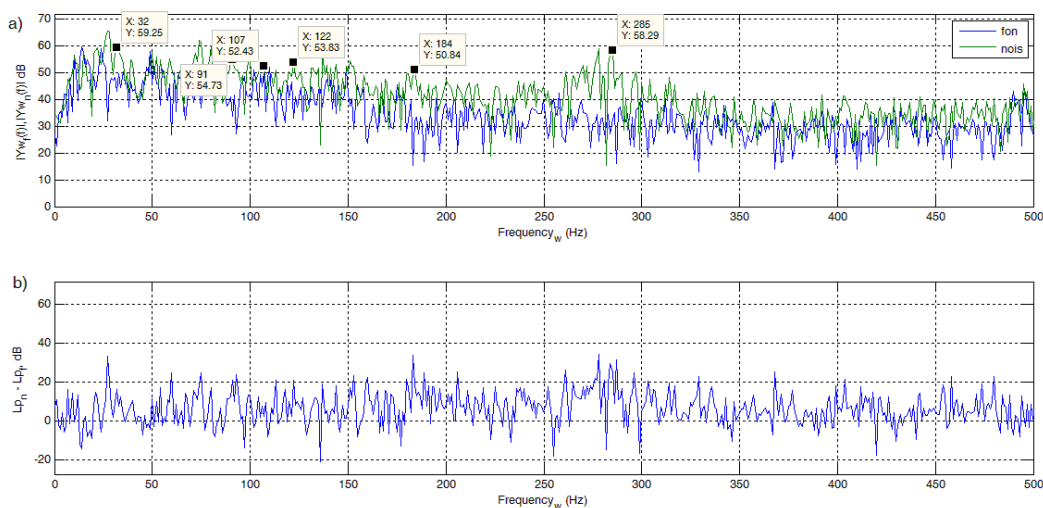


**Фиг. 4-4** Резултати от измерването на шума в честотна област при стомано-бетонен релсов път: а) FFT спектър на шума в dB за интервал от време 1 s; б) разлика между нивото на звуковото налягане на фоновия шум и шума излъчен при търкалянето на колооста

На фиг. 4-3 са показани и записи на фоновия шум и шума от преминаването на колооста със скорост 1 m/s по релсовият път. Направен е FFT анализ на спектъра на шума. На фиг. 4-4а са показани графики на нивото на звуково налягане на фоновият шум и шума излъчен от колоста при движение по стомано-бетонен релсов път със скорост 1 m/s. На следващата фиг. 4-6б е показана разликата ( $dL_p = L_{p,n} - L_{p,f}$ ) между нивото на звуково налягане на фоновият шум ( $L_{p,f}$ ) и шума, излъчен от колооста ( $L_{p,n}$ ). На фиг. 4-5 са показани записи на фоновия шум и шума от преминаването на колооста със скорост 1 m/s по релсов път с баластова основа. Представен е и FFT анализ на спектъра на шума. На фиг. 4-ба са показани графики на нивото на звуково налягане на фоновият шум и шума излъчен от колоста за този случай. На фиг. 4-6б е показана разликата ( $dL_p = L_{p,n} - L_{p,f}$ ) между нивото на звуково налягане на фоновият шум ( $L_{p,f}$ ) и шума излъчен от колоста ( $L_{p,n}$ ).



**Фиг. 4-5** Резултати от измерването на шума в честотна област, от търкалянето на колоос по релсов път с баластова основа



**Фиг. 4-6** Резултати от измерването на шума в честотна област при релсов път с баластова основа: а) FFT спектър на шума в dB за интервал от време 1 s; б) разлика между нивото на звуковото налягане на фоновия шум и шума излъчен при търкалянето на колооста

От графиките показващи спектъра на профила на измерените релси, се забелязват големи амплитуди при големите дължини на вълните, както и малки амплитуди за малки дължини на вълните, което е типичен спектър на вълнообразност.

Измерванията на нивото на звуково налягане при движението на колооста по закрепен в стомано-бетонна основа релсов път достигат максимални стойности в ниско-честотни области (фиг. 4-3). Нива с честота, близка до 250 Hz (както и до други близки до числено пресметнатите собствените честоти на колооста) са приети като възбудени от колооста. Те се разпространяват като структурен шум, поради слабото демпфиране на колооста. При експериментът на железен път с баластова основа и конвенционално закрепване на релсите, максималните стойности на звуково налягане се проявяват в по-широк диапазон и при по-голям набор от честоти.

При движение по релсов път със стомано-бетонна основа, нивото на звуковото налягане на излъченият шум превишава звуковия фон в честотния интервал от 70 до 300 Hz с над 20 dB. При движението по релсов път с баластова основа, нивото на излъчения шум превишава фоновия шум основно при честоти близки до собствените честоти на колооста с около 10 dB, а при честоти около 280 Hz превишението е над 20 dB. Поради разликата от над 10 dB спрямо нивото на фоновия шум, резултатите за нивото на източниците са коректни и могат директно да бъдат анализирани.

От получените резултати и анализът им се вижда, че:

- вълнообразността на профила на релсата е съставена от хармоници в широк честотен диапазон, което обуславя и възбуждане на кинематични смущения също в широк честотен диапазон;
- има разлика между профилите на един и същи тип релси при различен фундамент. Това е породено от различните въздействия и износване, вследствие на нееднаквите коравини на фундаментите;



- Най-високи са нивата на излъчения шум при движение на колоос с ниска скорост по релсов път в честотния интервал 50÷300 Hz;
- нивото на шума при релсов път с бетонна основа има по-ясно изразен тонален спектър, като основните пикове са около някои от собствените честоти на колооста;
- нивото на шума при релсов път с баластова основа има по-широк честотен спектър, без ясно изразени пикове около собствените честоти на колооста. Този факт показва широкоспектърно разпространение на звуковите вълни и тяхната интерференция, при отразяването и разпространението им.

## 10. Заключение

В резултат на получените експериментални и числени резултати и техния анализ, като заключение от изследването може да се обобщи:

- Вълнообразността на профила на релсата, съставена от хармоници в широк честотен диапазон, обуславя и възбуждане на шум също в широк честотен диапазон;
- За изследваните случаи, най-голямо е нивото на излъчения шум при движение на колоос с ниска скорост по релсов път е в честотният интервал 50 ÷ 300 Hz;
- Появяват се ясно изразени пикове в спектрите на шума от движението на колооста по релсовия път при честоти близки до собствените честоти на колоостта;
- нивото на шума при релсов път с бетонна основа има по-ясно изразен тонален спектър, като основните пикове са около някои от собствените честоти на колоост;
- нивото на шума при релсов път с баластова основа има по-широк честотен спектър, без ясно изразени пикове около собствените честоти на колооста.

Анализът на получените резултати изцяло съответства на известните научни разработки и изследвания в областта.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] AEJ Hardy, RRK Jones, **Rail and wheel roughness - implications for noise mapping based on the Calculation of Railway Noise procedure**, A report produced for Defra, AEATR-PC&E-2003-002.
- [2] A. Van Beek, M. Beuving, M. Dittrich, X. Zhang, H. Jonasson, F. Letourneaux, C. Talotte, M. Ringheim, **Rail Sources-State of the art-Technical Report**, Research and Technology department physics of the railway System and Comfort, 05/08/2002.
- [3] BRACCIALI, M. PIPPERT, S. CERVELLO, **Railway noise: the contribution of wheels**, p 2009 Lucchini RS.
- [4] Burkhard Schulte-Werning, David Thompson, Pierre-Etienne Gautier, Carl Hanson, Brian Hemsworth, James Nelson, Tatsuo Maeda Paul de Vos, **Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation**, Systems, Proceedings of

the 9th International Workshop on Railway Noise, Munich, Germany, 4–8 September 2007.

- [5] C. Talotte, P.-E. Gautier, D.J. Thompson, C. Hanson, **Identification, modelling and reduction potential of railway noise sources: a critical survey**, Journal of Sound and Vibration 267 (2003) 447–468.
- [6] D.J. Thompson, C.J.C. Jones, T.P. Waters, D. Farrington, A tuned damping device for reducing noise from railway track, Applied Acoustics 68 (2007) 43–57.
- [7] D.J. Thompson, **Railway Noise and Vibration**, p.6-10, p. 127-173, Elsevier, 2009.
- [8] D. J. THOMPSON, C. J. C. JONES, **A Preview of the Modelling of Wheel/Railnoise Generation**, Journal of Sound and vibration (2000) 231(3), 519-536.
- [9] Mikael Ogren, **Noise emission from railway traffic**, VTI Report 559, 2006.
- [10] Paul J. Remington, **Wheel/rail rolling noise, I: Theoretical analysis**, BBN Laboratories Incorporated, 10 Moulton Street, Cambridge Massachusetts, 31.10.1987.
- [11] T.X. Wu, D.J. Thompson, **The effects on railway rolling noise of wave reflections in the rail and support stiffening due to the presence of multiple wheels**, Applied Acoustics 62 (2001) 1249–1266.
- [12] Xinbiao Xiao, Xuesong Jin, and Xiaozhen Sheng, **A Hybrid Model for Noise Generation from a Railway Wheel Due to Wheel/Rail Impact**, Noise and Vibration Mitigation, NNFM 99, pp. 278–284, 2008.
- [13] Xuetao Zhang, **The directivity of railway noise at different speeds**, Journal of Sound and Vibration 329 (2010) 5273–5288.

**Автори:** Иван Кралов, доц. д-р инж. от катедра „Механика“ Технически Университет – София, *email: [kralov@tu-sofia.bg](mailto:kralov@tu-sofia.bg)*; Красимир Неделчев, гл. ас. д-р инж. – катедра „Механика“, Технически Университет – София, *email: [krasined@tu-sofia.bg](mailto:krasined@tu-sofia.bg)*; Игнат Игнатов, докторант от катедра „Механика“ Технически Университет – София, *email: [i\\_ignatov@tu-sofia.bg](mailto:i_ignatov@tu-sofia.bg)*