

文章编号:1005-0523(2001)03-0006-05

# 欧洲铁路轮轨噪声研究方法和进展

圣小珍, 雷晓燕

(华东交通大学 土建学院, 江西 南昌 330013)

**摘要:** 综述了欧洲铁路轮轨噪声研究方法和进展,并对在我国开展轮轨噪声研究提出了建议<sup>19</sup>。

**关键词:** 铁路噪声;轮轨噪声;空气动力学噪声

**中图分类号:** TU4

**文献标识码:** A

## 0 引言

铁路是我国主要的运输方式之一<sup>19</sup>。随着国民经济的发展,以及由于其他运输方式的竞争,中国铁路正逐步跨入以“高速客运、重载货运”为特征的崭新时代<sup>19</sup>。铁路在促进国民经济发展的同时,也给环境带来不利的影响<sup>19</sup>。由于蒸汽机车已被内燃机车和电力机车所取代,铁路对环境的破坏由过去蒸汽机车对大气的污染改变为列车的各种噪声对沿线居民的干扰<sup>19</sup>。避免铁路噪声干扰的办法之一,是沿线居民远离铁路线<sup>19</sup>。但我国人口多、耕地少,这种办法不可取<sup>19</sup>。过去我国所开展的研究工作主要针对列车的行车安全<sup>19</sup>。科技成果促进了列车行车密度、轴重、编组长度和行车速度的提高,但相应地也不可避免地加大了铁路噪声的强度<sup>19</sup>。为了改善铁路沿线环境,有必要开展对铁路噪声的科学研究<sup>19</sup>。

## 1 铁路噪声的产生和分类

铁路噪声是由于列车在行车过程中,轨道结构和列车各个部分的振动经由大气和大地的传播而产生的<sup>19</sup>。铁路噪声可分为以下几类:

1) 轮轨噪声,也称为轮轨滚动噪声<sup>19</sup>。当列车速度低于 250km/h 时,这是铁路噪声的主要来源,其能量集中在频率范围 800—2500Hz[1]<sup>19</sup>。轮轨噪声是由于轨道结构和轮对的振动经由空气传播而产生的<sup>19</sup>。由于它是铁路噪声的主要来源,故本文主要综述这方面的研究情况<sup>19</sup>。

2) 空气动力学噪声,即列车车体与空气的摩擦

而产生的噪声<sup>19</sup>。当列车速度高于 250km/h 时,空气动力学噪声成为铁路噪声的主要来源<sup>19</sup>。

3) 大地传播的振动和噪声<sup>19</sup>。列车在运行过程中,对大地产生的振动将以波的形式由大地向外传播,其频率范围是 5—200Hz<sup>19</sup>。对于低限频率,大地的振动将使建筑物产生整体振动;对于高限频率,大地的振动将激发建筑物的墙体、门窗、楼板的弯曲振动,这种振动向室内空气中辐射而产生噪声,构成对居民的干扰[2]<sup>19</sup>。

4) 电气噪声,如驱动电机的电磁声、受电弓的电火花声等<sup>19</sup>。

5) 其他,如鸣笛、在弯道时产生的啸叫等<sup>19</sup>。

## 2 铁路噪声的研究概况

在欧美国家,铁路噪声早已引起各国政府、铁路运输部门、高等院校的高度重视,政府发布的环境噪声绿皮书都对铁路噪声给予了充分的叙述<sup>19</sup>。迄今为止,已召开了六届有轨运输系统噪声国际会议(International Workshop Railway and Tracked Transit System Noise,简称 IWRN)<sup>19</sup>。第五届 IWRN 于 1995 年 6 月 21 日—24 日在挪威的 Voss 召开,参加会议者 79 人,来自 8 个国家,会议论文在 Journal of Sound and Vibration 1996 第 163 卷第 1 期上发表<sup>19</sup>。第六届 IWRN 于 1998 年 11 月 4 日—6 日在法国的 Ile des Embiez 召开,提交大会论文 59 篇,会议论文已于 1999 年秋在 Journal of Sound and Vibration 发表<sup>19</sup>。大会分成五个讨论小组:经济与对策;声与振动产生机制;分析工具与技术;人体反应;降低噪声与

收稿日期:2000-05-08

作者简介:圣小珍(1962—),男,江西永新人,华东交通大学副教授<sup>19</sup>。

振动的措施<sup>19</sup>.

自 88 年以来,欧洲铁路研究所( European Railway Institute, 简称 ERRI) C163 委员会组织有关人员( 来自英、美、法、德、荷兰及众多的欧洲铁路部门) 开发了一个预测轮轨噪声水平的力学模型及软件 TWINS[3]( Track - Wheel Interaction Noise Software) <sup>19</sup>.这个模型软件已得到大量现场测试的验证,在欧洲已成为预测轮轨噪声水平、开发减振降噪产品、指导新线设计和旧线改造的主要理论工具,虽然其改进工作还在继续进行<sup>19</sup>.

目前正在开展的、值得重视的项目有:ERRI 项目 OFWHAT [4]( Optimized Freight Wheel and Track) ;Brite-Euram 项目 SILENT FREIGHT 和 SILENT TRACK [5]. OFWHAT 的目标是降低货物列车的噪声,研究内容是通过优化轨垫的刚度或钢轨安装阻尼器以及优化轮对的形状达到降低轮轨噪声的目的<sup>19</sup>.SILENT FREIGHT 目标是与 SILENT TRACK 一起在目前基础上降低货物列车的噪声( 10dB(A),研究时间从 1996 年 2 月至 1999 年 12 月,经费 319 万欧洲货币单位,参加者有荷兰、瑞典、西班牙、法国、和英国南安普敦大学声与振动研究所,研究内容是

- 1) 对 TWINS 进行改进,使其他考虑轮轨横向轮廓形状的影响;
- 2) 对轮对建立新的更为准确的噪声辐射模型,并嵌入到 TWINS 中<sup>19</sup>.
- 3) 优化轮对形状、在轮对上穿孔、加阻尼和安装阻尼器;
- 4) 研究隔声裙的作用( 见第五节) ;
- 5) 降低车辆上部结构的噪声<sup>19</sup>.

SILENT TRACK 的研究时间从 1997 年 1 月到 2000 年 4 月,经费为 374 万欧洲货币单位,参加者有荷兰、法国、瑞典、英国( 英国钢铁公司和南安普敦大学声与振动研究所) 和德国<sup>19</sup>.

研究内容是:

- 1) 钢轨不平顺产生、增长以及钢轨振动及其辐射机制的理论研究;
- 2) 有关轨垫、轨枕、扣件、钢轨横断面形状之参数的优化;增加钢轨阻尼和给钢轨安装吸振器对轨道噪声的影响;
- 3) 研究和开发低矮的隔声墙,与安装在转向架上的隔声裙配合使用( 见第五节) ;

以上项目所使用的理论工具就是 TWINS<sup>19</sup>.

3 轮轨噪声预测模型及其软件 TWINS

轮轨噪声的研究方法分为理论方法和实验方法<sup>19</sup>.理论需要由实验提供参数并由实验结果予以验证;实验则需要理论进行指导<sup>19</sup>.在开发 TWINS 之前,欧洲国家在处理铁路噪声方面多采用实验方法<sup>19</sup>.由于没有理论指导,显得有些盲目,不同的人提出的措施有时相互矛盾<sup>19</sup>.有鉴于此,ERRI 组织开发了 TWINS<sup>19</sup>.从上面所介绍的研究项目来看,TWINS 发挥着重要作用<sup>19</sup>.下面介绍其基本原理<sup>19</sup>.图 1 为 TWINS 使用的模型框图,有如下几点需要说明:

1) 轮轨接触表面粗糙度( 不平顺)

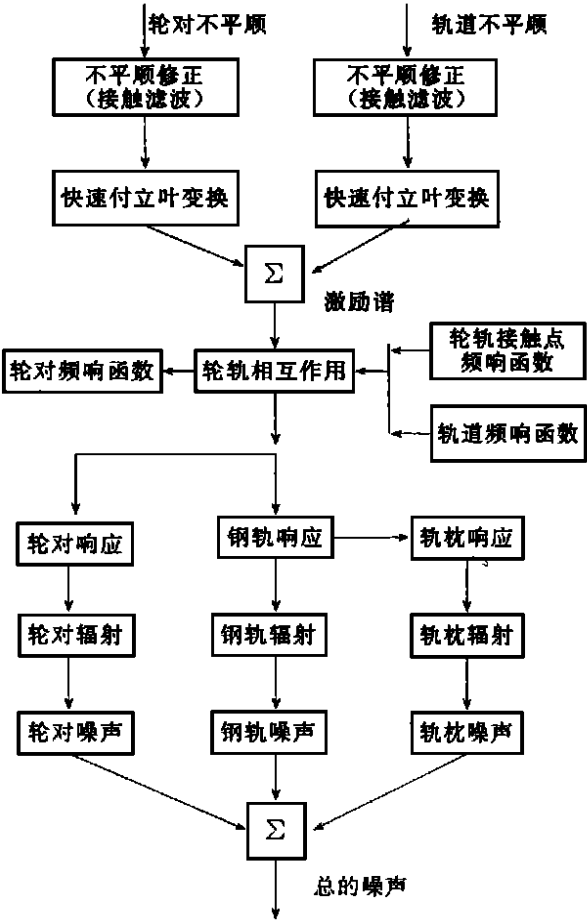


图 1 TWINS 模型框图

现在普遍认为,轮轨噪声是由于轮轨接触表面的粗糙不平( 不平顺) 产生的<sup>19</sup>.当轮对在轨道上滚动时,这种不平顺导致轮轨之间相对运动以及轮轨本身的弹性振动,这种弹性振动向空气中辐射就变成噪声<sup>19</sup>.除了轮轨这两个噪声源以外,轨枕、车体和道碴也产生噪声,但后者一般处于次要地位<sup>19</sup>.TWINS 正是以轮轨表面不平顺作为激励源,并对各个环节作了线性化的假定,因此整个计算可在频率域中进

行<sup>19</sup>。

如果不平顺波长的波长为  $\lambda_m$ ), 轮对速度是  $v$  (m/s), 可知不平顺波长范围是 3—450mm<sup>19</sup>。换句话说, 使用 TWINS 需要事先准确测量出 3—450mm 波长的不平顺数据<sup>19</sup>。

轮轨接触时形成一接触斑[7], 波长比接触斑尺寸小的不平顺波将不会对轮轨产生激励, 从而形成接触滤波<sup>19</sup>。

TWINS 假定轮轨不平顺是不相关的, 因而其功率谱可以直接相加形成总的激励谱<sup>19</sup>。

## 2) 轮轨相互作用

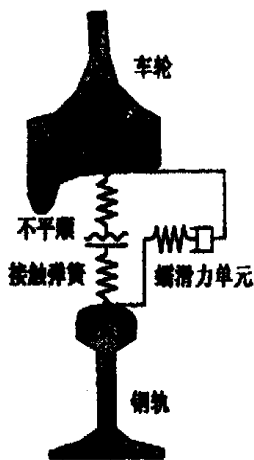


图2 轮轨相互作用模型

轮轨相互作用模型示于图2, 详细描述见[6]和[8]<sup>19</sup>。不平顺在轮轨之间或轮轨赫兹接触弹簧之间产生一相对位移, 轮轨由此而产生的运动取决于各自的频响函数的相对幅值和相位<sup>19</sup>。接触弹簧的刚度由赫兹接触关系的线性化增量刚度表示<sup>19</sup>。虽然这样处理只适合于小振幅, 但使得整个模型可在频率域中进行分析<sup>19</sup>。

轮轨的横向接触关系由一个蠕滑力元件来表示, 该元件由串联的弹簧和阻尼器组成<sup>19</sup>。TWINS 只考虑了垂向和横向的接触关系, 对于轮轨噪声来说, 这两个方向的接触关系是最主要的, 尽管轮轨接触可以多达6个关系(三个位移、三个转动)<sup>19</sup>。

## 3) 轮对系统动力学[9、10]

TWINS 需要应用轮对的频响函数, 而频响函数可通过轮对的模态来表示<sup>19</sup>。轮对是一个轴对称体, 其模态可分为轴向模态和径向模态两类<sup>19</sup>。轴向模态可由节径数( $n$ )和节圆数( $m$ )来表征; 径向模态则由节径数来表征<sup>19</sup>。轮对的模态(自然频率和振形)可由有限元法计算, 但模态阻尼必须由实验模态技术[11]才能取得<sup>19</sup>。轮对的频响函数(位移/力)则由模态

叠加法求出, 并且考虑了轮对转动的影响<sup>19</sup>。

## 4) 轨道动力学

与轮对(有限结构)不一样, 轨道是一个无限结构, 它不存在离散的模态, 但不存在行波<sup>19</sup>。由于轨道基础(道床)的弹性, 轨道有时也发生低频共振, 但由于道床的大阻尼, 这种共振大大地缩小了<sup>19</sup>。TWINS 使用了几种不同的轨道模型(图3): 连续支承梁模型(图3(a)), 周期离散点支承梁模型(图(b)) 和允许钢轨横截面变形的模型(图3(c))<sup>19</sup>。

## 5) 声辐射

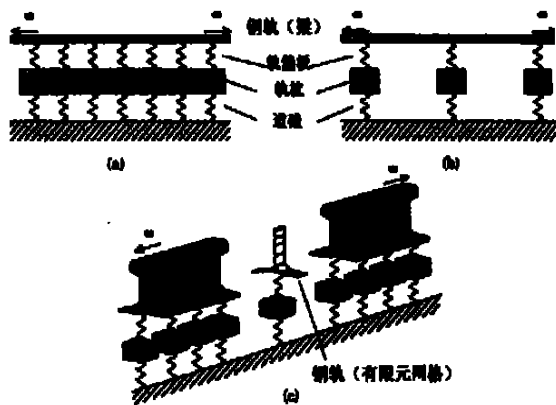


图3 轨道振动模型

(a) 连续支承梁模型; (b) 周期离散点支承梁模型; (c) 允许钢轨横截面变形的模型

在 TWINS 中, 声功率的计算是通过结合计算出的  $1/3$  倍频程振动频谱和轮轨的辐射效率而进行的<sup>19</sup>。对于轮对的辐射效率, 从边界计算结果中导出了半解析表达式; 对于钢轨, 一个等价的无限长结构声辐射模型已经建立; 对于轨枕, 一个基于“隔音板内嵌活赛”的声辐射模型被采用, 对所考虑的大多数频率, 该模型所给出的辐射效率接近于1; 道碴对噪声的贡献则被忽略<sup>19</sup>。

为比较不同的情况, 或者比较轮对、钢轨和轨枕对于噪声的相对重要性, 只凭各自的声功率就足够了<sup>19</sup>。然而, 为了与实际测量结果相比较, 还需要计算声压<sup>19</sup>。为此, 在 TWINS 中, 一个简单的声波动模型被采用: 轮对被看成是运动的点源; 在低频范围内, 由于钢轨的响应沿钢轨方向很快衰减, 故将钢轨看成一个运动的点源, 而在高频范围内, 钢轨看成是一个线源<sup>19</sup>。只考虑非常简单的方向特征(单极和双极)<sup>19</sup>。考虑了声波从大地的反射, 但没有计入入射波与反射波之间的相应关系<sup>19</sup>。多普勒效应被忽略了, 因为当列车速度达到 160km/h 时, 多普勒效应产生的频率偏移只有  $\pm 13\%$ , 约为一个  $1/3$  倍频程<sup>19</sup>。

4 降低轮轨噪声的措施

降低轮轨噪声有两种途径<sup>19</sup>。一种是在深刻认识噪声产生机理的前提下,设法抑制噪声源的产生和发展,而理论模型有助于对噪声产生机理的认识<sup>19</sup>前面已经指出,轮轨噪声的根本来源是轮轨接触表面的不平顺,因此凡是能抑制不平顺产生和发展的措施都有利于降低轮轨噪声<sup>19</sup>。例如,在欧洲早就认识到,采用盘式制动闸比采用闸瓦制动闸能降低噪声 10dB(A),原因是由于后者摩擦轮对踏面而恶化轮对踏面的平顺度<sup>19</sup>。然而,由于闸瓦式制动闸结构简单、维修和置换方便而被广泛使用,不太可能被盘式制动闸所取代,因此如何改进制动闸的材料和设计,使其在满足制动性能的基础上尽量少恶化轮对踏面的平顺度,便成为欧洲国家的一个研究课题(称为 Eurosabot,从 1996 年 3 月起在三年时间内完成,经费 372 万欧洲货币,参加者有荷兰、英国、意大利、瑞士、法国和德国)<sup>19</sup>。

增加振动沿钢轨的衰减率是降低噪声强度的办法之一<sup>19</sup>。文献[12]指出,对于轨垫刚度为 80MN/m 的钢轨,当安上如图 4 所示的吸振器后,钢轨的声功率可降低 12dB(A)<sup>19</sup>。其它办法还有优化轮对的形状,给轮对增加阻尼,详见文献[4]<sup>19</sup>。

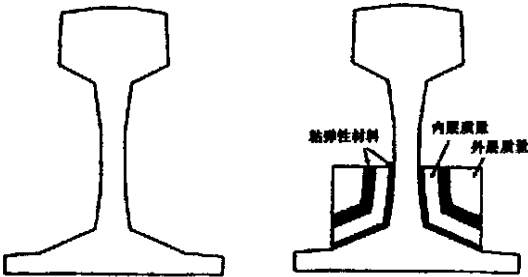


图 4

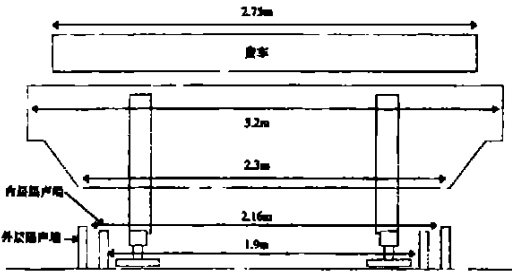


图 5

降低轮轨噪声另一条途径是将噪声屏蔽起来<sup>19</sup>。为此,在过去几十年,许多欧洲国家在铁路沿线修建了大量的隔声墙<sup>19</sup>。隔声墙的高度较大,造价高且有碍观瞻<sup>19</sup>。为了克服这些缺点,最近几年提出了在转向架

上安装隔声裙、在轨枕上安装低矮的隔声墙的办法[13][14]<sup>19</sup>。其原理见图 5<sup>19</sup>。隔声裙和隔声墙由具有吸音的材料制成,它们一起将声源—轮对和钢轨—屏蔽起来,达到降低轮轨噪声向外辐射的效果<sup>19</sup>。隔声裙和隔声墙的隔声效果的理论预测可用边界元法和统计能量分析(SEA)进行,详见[15][16]<sup>19</sup>。

5 对在我国开展铁路噪声研究的几点建议

我国在车辆—轨道系统动力学研究上已取得了不少成果,如专著[22][23],但对铁路噪声没有引起足够的重视<sup>19</sup>。随着我国经济的发展和人民生活水平的提高,沿线居民对降低铁路噪声的要求也必然愈来愈强烈<sup>19</sup>。相信在不远的将来,国家将对铁路的兴建、运营提出更严格的噪声控制标准<sup>19</sup>。为了使铁路运输能在将来的竞争和发展中处于主动地位,及早对这一问题开展系统的研究是十分必要的<sup>19</sup>。车辆—轨道系统动力学与轮轨噪声研究相比有相同的地方,也有本质的区别<sup>19</sup>。相同之处是两者均要研究车辆和轨道的振动<sup>19</sup>。区别是,前者涉及的频率比较低(低于 100Hz),因此车辆可看成是刚体系统,轨道结构可看成是弹性支承(连续或离散)的梁,而后者涉及的频率高达 5000Hz,因此要考虑车辆部件的弹性变形<sup>19</sup>。另一个区别是前者只考虑振动,后者还要考虑振动向空气和大地的辐射和传播<sup>19</sup>。对在我国开展铁路噪声研究,我们有如下建议:

1) 欧洲国家对这一问题的研究已有相当长的时间,发表了大量的文献资料和实验数据,收集它面,加以研读和分析,无疑是开展研究工作的第一步<sup>19</sup>。

2) 在经济发达、人口稠密的铁路沿线地区调查居民对铁路噪声的反应情况,以此制定出铁路噪声标准<sup>19</sup>。显然我国的铁路噪声标准不能照搬国外的,这里涉及到社会、经济和居民的心理因素<sup>19</sup>。

3) 鉴于轮轨噪声是铁路噪声的主要来源,开发轮轨噪声预测模型和软件<sup>19</sup>。虽然国际上已有一些模型如 TWINS,但价格昂贵<sup>19</sup>。应该说,我国铁路院校的研究人员联合一些从事声学研究的物理工作者是有能力开发这一模型的<sup>19</sup>。通过建立模型,在模型预测的基础上开展一些实验并设计降噪措施和产品,是一种有效和经济的办法<sup>19</sup>。

4) 高等院校要和工业企业联合起来,才能使研究取得有实用价值的成果<sup>19</sup>。理论预测的结果要迅速做成模型或产品进行实验验证,根据实验数据反过来改进理论模型<sup>19</sup>。这样既有利于理论模型的建立,也

能加快新产品的开发<sup>19</sup>.

参考文献:

[1] B Hemsworth. Recent developments in wheel/rail noise research[J]. Journal of Sound and Vibration 1979( 66) :297~310.

[2] C J C Jones, J R Block. Prediction of ground vibration from freight trains[J]. Journal of Sound and Vibration 1996, ( 193) .205~213.

[3] European Rail Research Institute. Description of the TWINS model and validation of the model versus experimental data[J]. Question C163 Railway Noise, Report No. 21, railway rolling noise modeling, 1995.

[4] European Rail Research Institute. Optimized freight wheel and track [Z]. Final Report, Question C163 Railway Noise, Report No. 22, 1995.

[5] P. H. de Vos ( 1998) . Outlooks for Quieter Railway in Europe, Euro-Noise[J]. 98, 265~270.

[6] D. J. Thompson ( 1993) . Wheel-rail noise generation, Part I: Introduction and interaction model [J]. Journal of Sound and Vibration 161( 3) , 387~400.

[7] 王福天. 车辆动力学[M]. 中国铁道出版社( 北京) 1983.

[8] D. J. Thompson( 1993) . Wheel-rail noise generation, Part IV :Contact zone and results[J]. Journal of Sound and Vibration 161( 3) , 447~466.

[9] D. J. Thompson( 1993) . Wheel-rail noise generation, Part II: Wheel vibration [J]. Journal of Sound and Vibration 161( 3) , 401~419.

[10] D. J. Thompson( 1993) . Wheel-rail noise generation, Part V :Inclusion of wheel rotation [J]. Journal of Sound and Vibration 161( 3) .

[11] 傅志方. 模态分析技术[M]. 北京:机械工业出版社.

[12] D. J. Thompson. Optimization of tuned absorbers for application to rails[C]. ISVR Contract Report 97/36.

[13] C. J. C. Jones , *et al.* ( 1996) . Bogie shrouds and low track side barriers for the control of railway vehicle rolling noise[J]. Journal of Sound and Vibration 193( 1) , 427~431.

[14] C. J. C. Jones, D. J. Thompson( 1998) . Analysis of low height, track mounted noise barriers [C]. ISVR Contract Report No. 98/23.

[15] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 北京:中国铁道出版社, 1997.

[16] 雷晓燕. 铁路轨道结构数值分析方法[M]. 北京:中国铁道出版社, 1998.

Methods and Advances in Study of Wheel Rail Noise  
for Europe Rail way

SHENG Xiao-zhen, LEI Xiao-yan

( Scolool of Civil Engineering and Architecture, East China Jiaotong Univ. , Nanchang 330013, China)

**Abstract:** Methods and advances in study of wheel rail noise in Europe railway are introduced and some suggestions for performing study of wheel rail noise in our country are presented in this paper.

**Key words:** railway noise; wheel-rail noise; aerodynamic noise