

考虑轮轨黏着变化的货运列车纵向动力学仿真*

李斌¹, 杨忠良¹, 罗世辉¹, 马卫华¹, 吴庆², 王晨³

(1.西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都,610036)

(2.澳大利亚中央昆士兰大学铁路工程中心 罗克汉普顿,4701)

(3.石家庄铁道大学机械工程学院 石家庄,050043)

摘要 为研究黏着系数对纵向动力学的影响,建立“1+1”型2万吨重载组合列车计算模型,引入剩余黏着力评价机车牵引力的发挥,研究了黏着限制、曲线黏降及曲线润滑因素影响下的黏着系数变化及其可能引发的列车纵向动力学性能差异。结果表明:在直线牵引工况下列车牵引力提升由于黏着限制而变缓慢,所发挥最大牵引力下降,单机车最大牵引力由380 kN限制到272 kN,拉钩力最大值由800 kN减小到595 kN;在R400 m小曲线牵引工况下,牵引力应从第7档位降低到第6档位,确保机车安全通过;考虑曲线润滑时,牵引档位更低:摩擦因数为0.075和0.10时机车降低档位对应为第2,3档位;摩擦因数为0.125时头部和中部机车通过曲线需分别降低到第4,3档位。由于曲线牵引各工况下发挥的最大牵引力相同,拉钩力最大值差异较小。在纵向动力学计算中,列车牵引力利用和黏着系数变化密切相关,轮轨黏着不足将限制机车能发挥的最大牵引力,进而影响车钩力大小。

关键词 重载列车;纵向动力学;黏着系数;牵引力

中图分类号 U260; U270

引言

目前,重载货运列车中广泛使用大功率交流传动电力机车,列车牵引重量和编组长度不断增加,导致列车纵向冲动问题愈发突出,威胁行车安全。列车纵向冲动对列车钩缓装置、车体及走行部等部件造成一定程度的损伤,严重时可引发脱轨事故。张帅等^[1]分别对HXD1机车牵引列车在惰行、牵引和电制动工况下的速度、车钩力等参数进行仿真计算,计算结果与试验一致。刘鹏飞等^[2]对万吨列车牵引和制动工况下机车的受力特点进行分析,研究机车运行性能受牵引力、制动力及车钩力等因素影响的程度。刘宏波等^[3]对重载组合列车在平直道上的牵引工况进行纵向动力学计算,分析了不同提手柄时间对列车纵向性能的影响。

机车的牵引力和电制动力是列车运行作用力的重要组成部分,对列车的纵向运行性能有显著的影响。现代机车的功率、牵引力和电制动力得到明显提升,而黏着成为主要的限制因素。Wu等^[4]采用联合仿真的方法将轮轨黏着控制引入列车纵向动力学计算中并与传统查表计算牵引力法进行对比,所得出的机车牵引力有明显不同。Spiryagin等^[5-7]建立

了机车的机电一体化模型,在机车多体动力学模型的基础上引入牵引控制,使机车牵引力的表达更加真实,可用于列车纵向动力学的计算。

一旦作用于车轮上的牵引力或电制动力超过黏着限制时,车轮会面临空转的危险,导致轮轨擦伤。因此,在黏着限制下发挥的牵引力和电制动力更加切合实际,有助于提高纵向动力学计算的精确性。笔者在传统不考虑黏着变化纵向动力学计算的基础上引入黏着系数变化,探索了黏着系数变化下可能引发的列车纵向动力学性能的差异。

1 列车纵向动力学概述

图1所示为纵向动力学分析模型,进行纵向动力学计算时,受计算条件限制,通常将机车车辆视为具有单一纵向自由度的刚体,刚体间用非线性力元进行连接,对应的运动方程为

$$m_i \ddot{x}_i = F_{Ci-1} - F_{Ci} - F_{wi} + F_{Tei} - F_{DBi} - F_{Bi}$$

其中: m_i 为第*i*节车的质量; F_{Ci-1} , F_{Ci} 为第*i*-1节、第*i*节车的车钩力; F_{wi} 为第*i*节车基本阻力; F_{Tei} , F_{DBi} 分别为对应机车的牵引力和电制动力; F_{Bi} 为第*i*节车的空气制动力。

* 国家自然科学基金面上资助项目(51575458)

收稿日期:2019-03-09;修回日期:2021-01-05

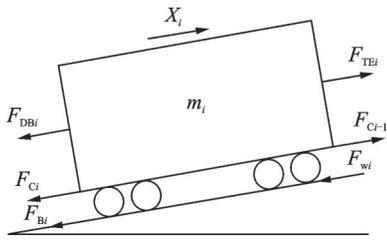


图1 列车纵向动力学分析模型

Fig.1 The analysis model of longitudinal train dynamic

我国重载货车基本使用摩擦式缓冲器,其摩擦阻尼特性使缓冲器产生非线性迟滞,并导致加载和卸载曲线之间的不连续性。通常通过引入一定的过渡特性来解决这一问题。

图2所示为常见的货车用斜楔-弹簧缓冲器模型图,对应的缓冲器阻抗力表达式^[8]为

$$F_c = F_s(x) \tan\theta / [\tan\theta + \mu(v)]$$

其中: x 为缓冲器位移; θ 为楔角; v 为相邻车辆间的相对速度; μ 为摩擦因数; F_s 为弹簧力。

在此基础上考虑车钩间隙、弹簧完全压缩后出现的极限刚度和预紧力特性之后,即可得到反映车辆间非线性特性的连接元。

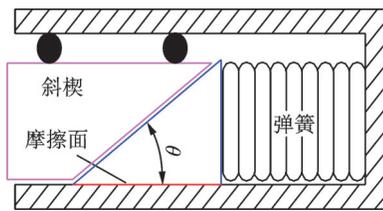


图2 斜楔-弹簧缓冲器模型

Fig.2 The wedge-spring draft gear model

我国机车车辆的单位基本阻力为

$$w_0 = a + bv + cv^2$$

其中: v 为运行速度;系数 a, b, c 由经验数据统计而来。

机车的牵引力和电制动力可采用查表法进行计算,即输入机车的牵引和电制动特性,根据机车运行速度、档位等信息确定机车作用力。

列车施加制动力时,列车管减压,制动缸增压,制动缸活塞产生推力经过杠杆系统放大传递给闸瓦,闸瓦上的实算压力^[9]为

$$K = \frac{\pi}{4} d_z^2 p_z \eta_z \gamma_z n_z / (10^6 n_k)$$

其中: d_z 为制动缸直径; η_z 为制动装置传动效率; γ_z 为制动倍率; n_z 为制动缸数; n_k 为闸瓦数; p_z 为制动缸空气压力。

可根据气体流动方程进行建模^[9]。车辆制动力为

$$B = NK\phi_k$$

其中: N 为车辆闸瓦数; K 为车辆闸瓦压力; ϕ_k 为闸瓦摩擦因数。

笔者采用列车动力学及能耗仿真器(train dynamics and energy analyser/ train simulator,简称TDEAS)进行纵向动力学计算分析。TDEAS软件是牵引动力国家重点实验室机车车辆研究所基于列车纵向动力学、列车牵引制动、列车能耗及机车车辆横向动力学等理论而研发的列车动力学及能耗仿真软件,具有结果准确、计算效率高、界面友好等优点,通过了国际测评^[10]。软件同时提供可应用于列车纵向动力学计算、列车牵引计算、调车作业、碰撞仿真及能耗仿真,还有可用于司机培训及技能评价的模拟驾驶功能。图3、图4所示分别为TDEAS中缓冲系统^[11]和制动系统^[8]仿真与实测数据的比较,可见所建模型能较好地反映实际特性。

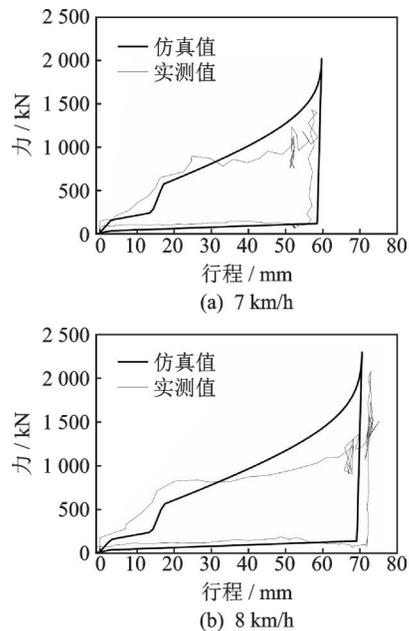


图3 调车冲击仿真与试验对比

Fig.3 Comparison between measurement and simulation for wagon shunting impact

2 黏着原理

如图5^[12]所示,当车轮在牵引状态下以速度 v_0 前进时,车轮在轮轨接触点处的旋转线速度略大于前进速度,使得轮轨间有宏观滑动速度 v_0 。而轮轨材料具有一定的弹性,进入微小接触斑的车轮和钢轨材料将分别产生压应变和拉应变,两者看上去就像黏结在一起并未产生真实的滑动,而是以共同的应变速率流过接触斑,此时轮轨黏着依靠两者间的静摩擦。若牵引力矩继续增大,切向应变将有所增

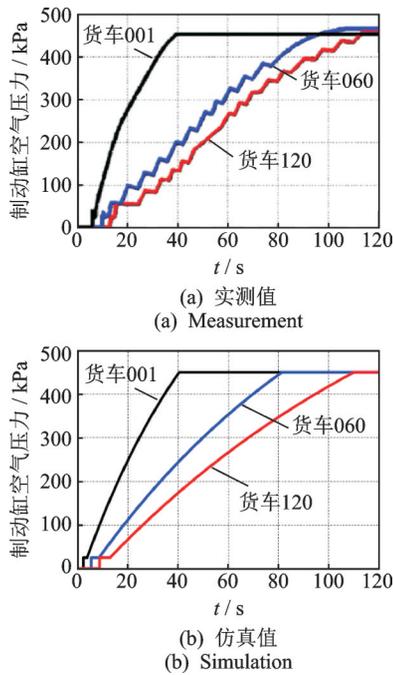


图 4 常用制动工况仿真与试验对比

Fig.4 Comparison between measurement and simulation for service brake

加,而切向应力也将随之增加,一旦超过静摩擦极限,摩擦力只能维持在滑动摩擦的限值之内,接触斑上的轮轨材料应变速率产生差异,从而产生真实的滑动。因此,轮轨间的宏观滑动速度实际上由接触斑前端的黏着应变速率和后端的真实滑动速度差两部分组成。

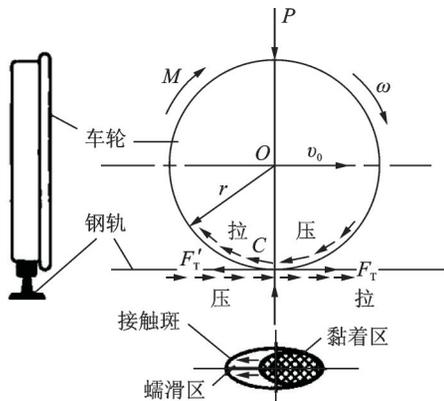


图 5 轮轨黏着原理图

Fig.5 Wheel-rail adhesion

牵引力较小时,接触斑几乎处于全黏着;牵引力非常大时,接触斑几乎处于全滑动。通常摩擦因数要高于黏着系数,只有接近全滑动时,黏着系数才接近于摩擦因数。铁路黏着利用的意义在于使车轮尽可能地保持在未发生全滑动的临界状态下工作,让牵引力或制动力得到最大程度的发挥,避免由于全滑动而引发的车轮打滑和空转^[13]。

黏着系数与运营环境、机车构造及线路质量等因素相关,不易通过理论来计算,通常可采用经验公式进行计算。我国国产电力机车常用的牵引计算黏着系数^[9]在干燥轨面为

$$\mu_j = 0.24 + 12 / (100 + 8v)$$

机车制动时作用于车轮力矩的方向、变化规律均相对于牵引工况下有一定的差异,而且轮轨间垂向载荷的变化均存在一定的差异,因此制动黏着系数与牵引黏着系数有一定的区别。我国制动黏着系数公式^[14]在干燥轨面为

$$\mu_j = 0.0624 + 45.6 / (260 + v)$$

不发生空转时机车所能实现的最大黏着牵引/制动力为

$$F_{\mu} = P_{\mu} g \mu_j$$

其中: P_{μ} 为机车的全部质量; μ_j 为计算黏着系数。

将机车施加牵引(或电制动)力后黏着牵引(或电制动)力的余量视为剩余黏着力,则剩余黏着力可表示为

$$F_{r,\mu} = F_{\mu} - F_{TE} \quad (\text{牵引})$$

$$F_{r,\mu} = F_{\mu} - F_{DB} \quad (\text{制动})$$

其中: F_{TE} 和 F_{DB} 分别为机车的牵引力和电制动力。

3 纵向动力学计算

3.1 计算条件设置

对“1+1”型2万吨重载组合列车(机车+105辆货车+机车+105辆货车)进行纵向动力学计算,其中机车和货车的主要技术参数如表1所示。该机车采用无级调速,其牵引特性公式^[15]为

$$F_{TE} = \begin{cases} 760 & (v \leq 5 \text{ km/h}) \\ 760 - (v - 5) \times 228 / 60 & (5 \text{ km/h} < v \leq 65 \text{ km/h}) \\ 9600 \times 3.6 / v & (65 \text{ km/h} < v \leq 120 \text{ km/h}) \end{cases}$$

表 1 机车和货车主要技术参数

Tab.1 Main parameters of locomotive and wagon

主要技术参数	机车	货车
最高速度/(km·h ⁻¹)	120	120
持续功率/kW	9 600	—
轴式	2×(B0-B0)	(B0-B0)
质量/t	2×100	100
车钩型号	13A	牵引杆/16/17钩
缓冲器型号	QKX100	MT-2
起动牵引力/kN	760	—
电制动力/kN	461	—

为了方便操控,笔者将牵引力均分为10个档位,分别对应于10%~100%。

3.2 直线牵引工况

在不考虑线路黏着限制的前提下,初始牵引档位设置为第1档位,以5 s为间隔进行加档,使列车加速到70 km/h。单机车牵引力(仿真机车为两节重联机车,此处指一节机车)、牵引档位和单机车剩余黏着力如图6所示,单机车达到的最大牵引力为380 kN,随后列车速度提升,牵引特性进入线性递减区,牵引力下降,但是机车剩余黏着力长时间处于负值状态,面临空转危险,对机车本身和线路造成一定的危害。对前60 s内的变化进行分析,如图7所示,可见当牵引档位在第7档位之后,剩余黏着力已有所不足,而且列车速度在较高的机车牵引力驱动下快速上升,黏着系数由于速度提升而下降,剩余黏着力也将急剧下降,因此不应该在剩余黏着力快速下降的时候继续提升牵引力,应当等待剩余黏着力恢复稳定且具有相对充足的裕量之后再进一步增大机车牵引力。此外,也可以考虑通过撒砂操作来增大轮轨间的黏着系数。

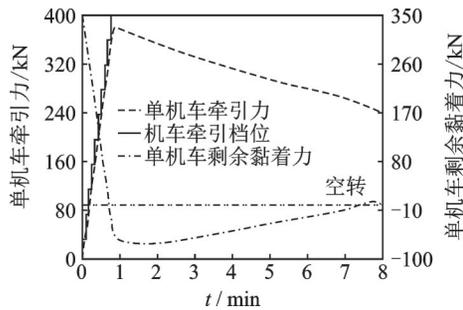


图6 不考虑线路黏着限制的直线牵引工况

Fig.6 Tracting on straight track-without adhesion limit

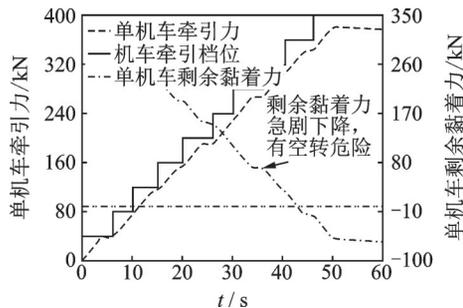


图7 不考虑线路黏着限制(前60 s)的直线牵引工况

Fig.7 Tracting on straight track-without adhesion limit (within 60 s)

图8为考虑线路黏着限制的单机车牵引力/牵引档位的时间历程图,机车在短时间内可以升到第7档位,随后由于剩余黏着力不足,无法继续提升档位。第3.5 min时剩余黏着力恢复,机车牵引力上升

10%,提升到第8档位。此时列车速度较高,牵引力随着机车运行速度的提升而减小,因此剩余黏着力在由于运行速度增大导致机车牵引力减小的情况下逐渐恢复,第8.5 min再次恢复到相对充裕的范围后,机车进一步提升到第9档位。在整个运行过程中机车的剩余黏着力基本处于40 kN以下的范围,得到了充分利用。整个过程中所能发挥的最大牵引力限制到272 kN。

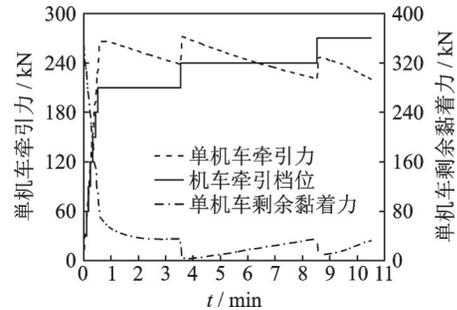


图8 考虑线路黏着限制的直线牵引工况

Fig.8 Tracting on straight track-within adhesion limit

表2所示为各档位提升所需时间。图9所示为两种情形下拉钩力的时域峰值随车钩位置的分布图,车辆位置对应沿列车前进方向1,2,...,213共213个位置。拉钩力分布呈现左倾的“M”型,两个最大值均出现在头部及中部机车处。其中,头部机车拉钩力峰值近似等于单节机车牵引力的2倍,在不考虑线路黏着限制情形中,由于牵引档位在短时间内提升至最大值,而且提升档位时所处的运行速

表2 各档位提升所需时间

Tab.2 Time for each notch

牵引档位	1	2	3	4	5
不考虑线路黏着限制	0	5	10	15	20
考虑线路黏着限制	0	5	10	15	20
牵引档位	6	7	8	9	10
不考虑线路黏着限制	25	30	35	40	45
考虑线路黏着限制	25	30	213	512	—

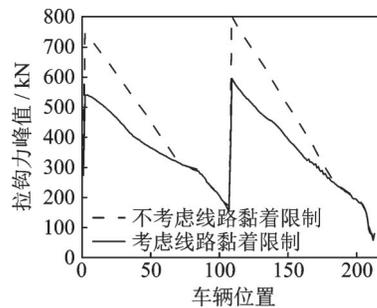


图9 直线牵引工况下拉钩力峰值随车位分布

Fig.9 Straight track-distribution of maximum coupler-pulling force with wagon position

度较小,对应的牵引力较高,造成的拉钩力较大,拉钩力峰值的最大值为800 kN;而考虑线路黏着限制之后,机车第8、第9档位提升时列车运行速度较高,牵引特性曲线进入线性递减区,牵引力有所下降,导致的拉钩力峰值较低,最大值为595 kN^[13]。

3.3 曲线牵引工况

3.3.1 不考虑曲线润滑

曲线对列车牵引力的发挥也有明显的影响,这是因为钢轨超高以及内外侧动轮走行距离不同而引起横向和纵向滑动,黏着系数将有所下降,因此用于列车加速的牵引力将变少。

电力机车在曲线半径小于600 m时,牵引计算的黏着系数^[9]为

$$\mu_r = \mu_j(0.67 + 0.00055R)$$

分别对列车在400 m和500 m半径曲线上的牵引工况进行计算,曲线长度为400 m,曲线两侧设置60 m的缓和曲线,列车从入缓和曲线处以第1档位开始起动,在线路黏着限制允许的前提下提升牵引档位。仿真线路长度为2 km。线路配置为:60 m缓和曲线+400 m曲线+60 m缓和曲线+1 480 m直线。列车中部机车完全驶离曲线区段后还有一段直线使机车升档,考察列车在这一过程中的运行性能。

图10、图11所示为列车在400 m半径曲线上运行的单机牵引力/牵引档位时间历程图。机车在提升至第7档位之后保持不变,头部机车在第1.3 min之后正式进入曲线区段,线路黏着系数下降,因此头部机车剩余黏着力明显降低,但仍然处于安全范围之内。考虑到中部机车进入曲线区段时其剩余黏着力将明显下降,继续保持原有牵引档位很可能由于机车剩余黏着力不足而引发空转,因此在第4.7 min时机车提前降低牵引档位,此时中部机车剩余黏着力由于机车牵引力的下降而上升,而在第4.9 min之后中部机车正式进入曲线区段,其剩余黏着力进一步下降。在第5.6 min时中部机车驶离曲线,线路黏着条件明显恢复,机车可以提升牵引档位,在后面的直线区段内机车可以提升至高档位,剩余黏着力也不容机车继续升档。

图12、图13所示为列车在500 m半径曲线上运行的单机牵引力/牵引档位时间历程图。机车提升至第7档位之后保持不变,头部机车在第1.3 min之后正式进入曲线区段。相比于400 m半径曲线,500 m半径曲线上的黏着系数下降相对较少,但所剩余的黏着力仍然不容许机车继续提升牵引档位,头部机车以第7档位通过曲线线路。当第4.9 min中部机车进入曲线区段时,由于中部机车剩余黏着力充

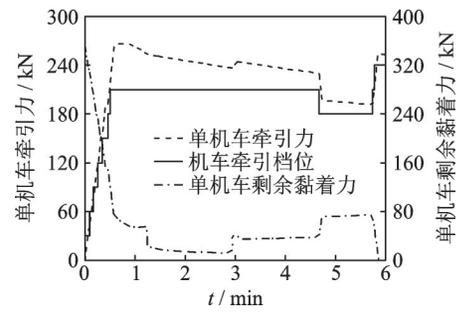


图10 不考虑曲线润滑(头部机车)R400曲线牵引工况

Fig.10 Tracting on R400 track-without curve lubrication-leading locomotive

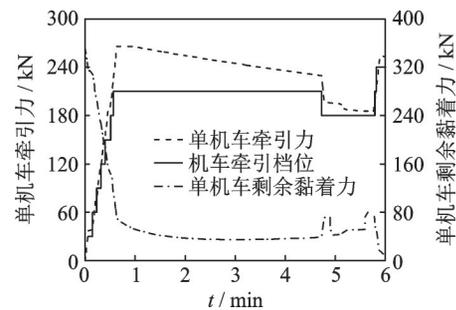


图11 不考虑曲线润滑(中部机车)R400曲线牵引工况

Fig.11 Tracting on R400 track-without curve lubrication-middle locomotive

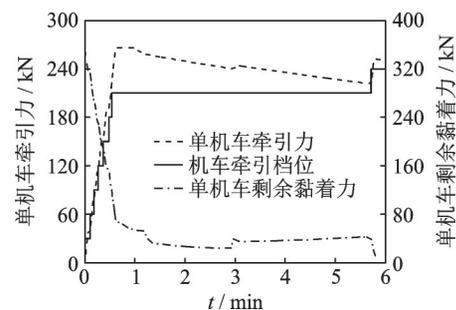


图12 不考虑曲线润滑(头部机车)R500曲线牵引工况

Fig.12 Tracting on R500 track-without curve lubrication-leading locomotive

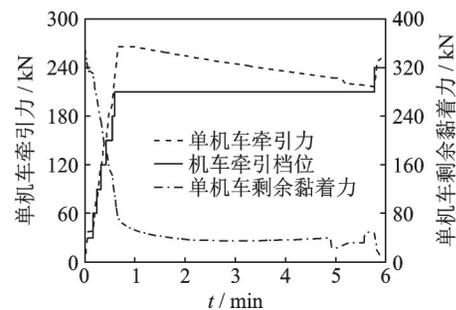


图13 不考虑曲线润滑(中部机车)R500曲线牵引工况

Fig.13 Tracting on R500 track-without curve lubrication-middle locomotive

量充足,因此可以保持第7档位运行。第5.6 min时中部机车驶离曲线区段,线路黏着条件明显恢复,机车可以提升牵引档位,该过程与前面的工况类似^[13]。

3.3.2 考虑曲线润滑

列车在小半径曲线运行时轮轨横向作用加剧, 轮轨磨损程度也将加重, 通常可采用涂润滑剂的方式进行减轻磨损。受轮轨间的横向作用, 润滑剂可

能受挤压而流到轨顶, 曲线线路上黏着系数将严重下降。用于轮缘-轨角润滑剂的摩擦因数通常较低, 为0.1左右^[16]。分别选取0.075, 0.10和0.125这3组系数进行计算, 如图14所示。

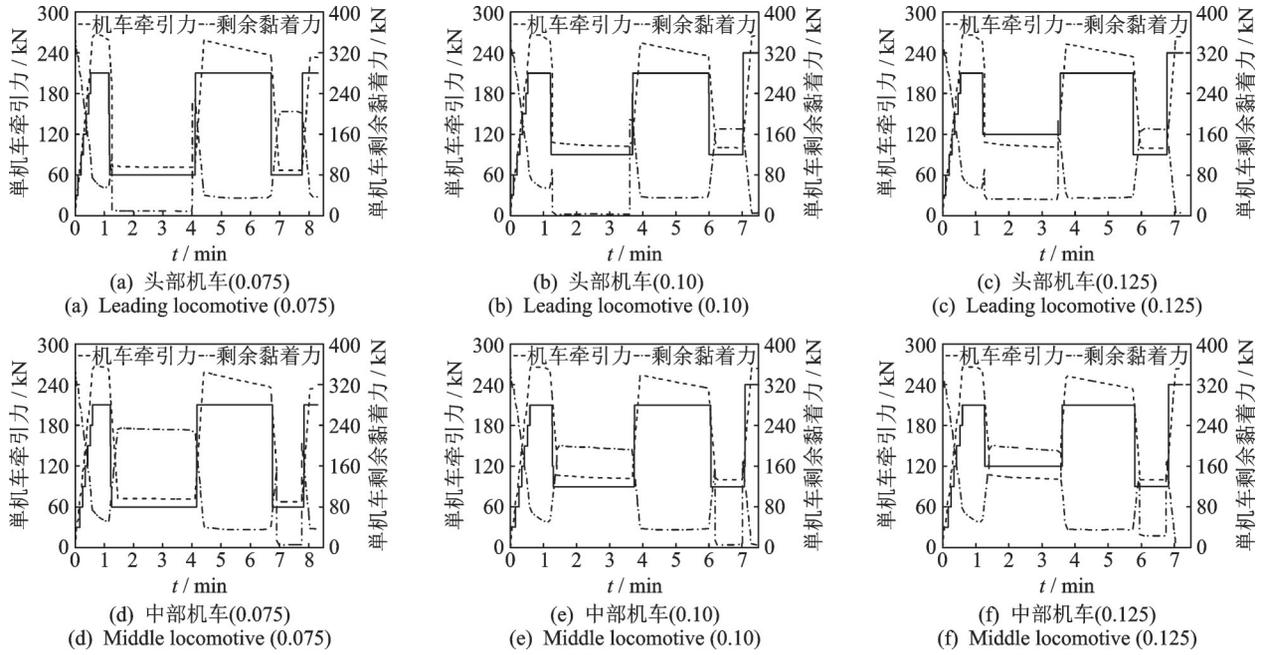


图14 考虑曲线润滑的R400曲线牵引工况

Fig.14 Tracting on R400 track-with curve lubrication

以系数为0.075的曲线牵引工况为例进行说明, 如图14(a, d)所示。机车在提升至第7档位之后保持不变, 考虑到受润滑剂影响的曲线黏着系数非常低, 因此在第1.2 min时机车连续降档, 从第7档位降低到第2档位; 头部机车在第1.3 min之后正式进入曲线区段, 线路黏着系数大幅度下降, 其剩余黏着力明显降低, 在整个曲线区段的运行中接近于零; 在第4.0 min时头部机车驶离曲线区段, 此时中部机车离曲线区段还有一定的距离, 因此机车继续提升至第7档位; 在第6.7 min中部机车接近曲线时, 为确保中部机车在曲线上的安全运行, 继续降低至第2档位, 此时中部机车剩余黏着力上升; 当第6.9 min时中部机车正式进入曲线区段, 其剩余黏着力进一步下降, 接近于零; 在第7.8 min时中部机车驶离曲线, 线路黏着条件明显恢复, 机车可以提升牵引档位, 在后面的直线范围内机车可以提升至高第8档位, 剩余黏着力也接近于零; 当系数提高到0.10时, 黏着条件有所改善, 机车通过曲线时降低到第3档位, 如图14(b, e)所示; 系数为0.125时, 头部机车通过曲线时需降低到第4档位, 中部机车通过曲线时降低到第3档位, 如图14(c, f)所示。

图15为曲线通过下的拉钩力峰值随车辆位置的分布图, 可见各曲线牵引工况下的拉钩力峰值的

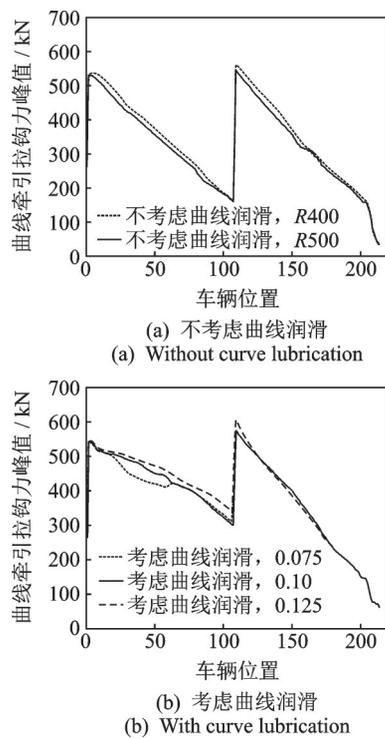


图15 曲线牵引工况下拉钩力峰值随车位分布

Fig.15 Curve track distribution of maximum coupler-pulling force with wagon position

最大值没有明显差异, 这是由于各工况在前30 s内均将牵引档位提升至第7档位, 最大牵引力相近。

4 结 论

1) 分析了轮轨黏着的基本原理,根据黏着系数的计算经验公式,引入剩余黏着力这一指标作为机车发挥牵引力的容许限度。

2) 列车在直线牵引工况下,当不考虑线路黏着限制时,机车可能由于剩余黏着力不足导致空转。按照黏着限制进行计算时,列车牵引力提升由于黏着限制而变缓慢,所发挥的最大牵引力下降,单机车最大牵引力由380 kN限制到272 kN,所导致的拉钩力峰值最大值由800 kN减小到595 kN。

3) 曲线牵引工况下,当不考虑曲线润滑时,为确保机车安全地通过R400 m曲线,需将牵引档位降低到第6档位,而通过R500 m曲线无需降档;R400 m曲线牵引工况,考虑不同系数的曲线润滑时,0.075系数下机车通过曲线时需降低到第2档位;0.10系数需降低到第3档位;0.125系数下头部和中部机车通过曲线时需分别降低到第4和第3档位。列车启动时在30 s内均达到第7档位,发挥的最大牵引力相同,因此拉钩力峰值最大值没有较大差异。

4) 本研究在传统不考虑黏着变化纵向动力学计算的基础上引入黏着系数变化,探索了黏着系数变化下可能引发的列车纵向动力学性能的差异。使用经验公式对机车黏着特性进行表述具有一定的局限性,后续可建立机车详细的牵引控制模型进行更加精确的研究分析。

参 考 文 献

- [1] 张帅,魏伟.HXD1组合列车牵引与电制动模型的验证[J].铁道机车车辆,2018,38(5):39-44.
ZHANG Shuai, WEI Wei. Verification of traction and dynamic braking models for HXD1 combined train[J]. Railway Locomotive & Car, 2018, 38(5): 39-44. (in Chinese)
- [2] 刘鹏飞,王开云,张大伟.牵引及制动操纵对重载机车轮轨动力作用的影响[J].中国铁道科学,2017,38(2):96-104.
LIU Pengfei, WANG Kaiyun, ZHANG Dawei. Influence of traction and braking operation on wheel-rail dynamic interaction for heavy haul locomotive[J]. China Railway Science, 2017, 38(2): 96-104. (in Chinese)
- [3] 刘宏波,王自力.重载列车平直道上牵引工况纵向性能研究[J].铁道机车车辆,2010,30(2):53-55.
LIU Hongbo, WANG Zili. Longitudinal force study of heavy haul train running on straight and smooth line in different traction conditions[J]. Railway Locomotive & Car, 2010, 30(2): 53-55. (in Chinese)
- [4] WU Q, SPIRYAGIN M, WOLFS P, et al. Traction modelling in train dynamics [J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2019, 233(4): 382-395.
- [5] SPIRYAGIN M, WOLFS P, COLE C, et al. Influence of AC system design on the realisation of tractive efforts by high adhesion locomotives [J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(8): 1241-1264.
- [6] SPIRYAGIN M, WOLFS P, SZANTO F, et al. Simplified and advanced modelling of traction control systems of heavy-haul locomotives [J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(5): 672-691.
- [7] SPIRYAGIN M, SUN Y, COLE C, et al. Development of traction control for hauling locomotives [J]. Journal of System Design and Dynamics, 2011, 5(6): 1214-1225.
- [8] WU Q, LUO S, COLE C. Longitudinal dynamics and energy analysis for heavy haul trains [J]. Journal of Modern Transportation, 2014, 22(3): 127-136.
- [9] 饶忠. 列车牵引计算 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 2010: 60-79.
- [10] WU Q, SPIRYAGIN M, COLE C, et al. International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: results [J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(3): 343-365.
- [11] WU Q. Optimisations of draft gear designs for heavy haul trains [D]. Rockhampton, Australia: Central Queensland University, 2016.
- [12] 金学松,刘启跃. 轮轨摩擦学 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 2004: 125-126.
- [13] 李斌. 考虑轮轨黏着变化的列车纵向动力学仿真研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2019.
- [14] 王猷丕,莫钧,陈朝发. 我国铁路制动黏着系数的试验研究 [J]. 中国铁道科学, 1991(2): 1-19, 108.
WANG Youpi, MO Jun, CHEN Zhaofa. Survey and investigation on braking adhesion in China [J]. China Railway Science, 1991(2): 1-19, 108. (in Chinese)
- [15] 邹瑞明. 组合式重载列车中部机车运行安全性研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
- [16] LEWIS R, OLOFSSON U. Wheel-rail interface handbook [M]. United States of America: CRC press, 2009: 519-523.



第一作者简介:李斌,男,1992年11月生,硕士生。主要研究方向为机车车辆动力学。
E-mail:BL12153@126.com

通信作者简介:杨忠良,男,1980年1月生,高级工程师。主要研究方向为机车车辆系统动力学。
E-mail:clbyzl@163.com