

# 基于永磁式涡流缓速器的车辆联合制动能力

赵小波<sup>1</sup>, 姬长英<sup>1\*</sup>, 周 伟<sup>2</sup>, 赵国柱<sup>1</sup>, 鲁植雄<sup>1</sup>

(1. 南京农业大学工学院, 南京 210032; 2. 广州五十铃客车有限公司, 广州 510507)

**摘 要:** 为掌握永磁式涡流缓速器与排气制动的联合制动在车辆上的实际制动能力, 对永磁式涡流缓速器和排气制动特点进行了分析, 采用道路试验和理论分析相结合的方法, 从平路减速距离和坡道稳定持续下坡车速与坡度关系两个方面考察永磁式涡流缓速器与排气制动联合制动的制动能力。结果表明: 在平路上, 使用联合制动能在更短时间内减低车速, 有效缩短减速距离; 在坡道上, 使用联合制动可以保证车辆在更大坡度坡道上(5.5%~9.0%)以安全、经济的车速稳定下坡行驶。上述研究对于促进永磁式涡流缓速器和排气制动装置在国内车辆上的装用具有参考作用。

**关键词:** 制动, 车辆, 变速箱, 永磁式涡流缓速器, 排气制动, 联合制动

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2009.12.021

中图分类号: U463.5

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2009)-12-0119-05

赵小波, 姬长英, 周 伟, 等. 基于永磁式涡流缓速器的车辆联合制动能力[J]. 农业工程学报, 2009, 25(12): 119—123.  
Zhao Xiaobo, Ji Changying, Zhou Wei, et al. Braking ability of vehicle united brake based on permanent magnet type eddy current retarder[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(12): 119—123. (in Chinese with English abstract)

## 0 引 言

车辆制动系统对其行车安全起着至关重要的作用, 良好的制动性能是旅客生命财产安全的重要保障。近年来, 农用运输客车发展很快, 为缓解城乡道路运输紧张状况, 促进农业生产和农村经济发展发挥了重要的作用。但是农用运输客车的大型化、高速化, 道路行车密度的日益增大以及严重的满载和超载现象, 使得主制动系统负荷过大的问题日渐突出, 制动失效引发的事故已经成为严重的交通安全问题。因此, 农用运输客车加装辅助制动装置, 及时将主制动器的负荷进行分流, 对于提高车辆主动安全性能, 改善交通安全状况, 构建平安道路安全系统工程都将起到积极的作用。

农用运输客车是一种中低价位以柴油机为动力的交通工具, 其特点决定了它适合装质量轻、体积小和价格低廉的辅助制动装置<sup>[1-2]</sup>。永磁式涡流缓速器和排气制动两种辅助制动装置由于自身的优点使其在农用运输客车上具有良好的应用前景。但是, 永磁式涡流缓速器与排气制动单独使用时存在着最大制动力矩偏小、不能根据行车状况对制动力矩进行调节以及制动力随变速器档位增大而减小的问题<sup>[3-4]</sup>。若将这两种辅助制动装置结合在一起进行联合制动不仅能弥补各自的缺陷, 在其允许的范围内发挥出各自最佳制动效能, 而且可以充分利用排

气制动这种低成本的辅助制动装置, 通过加装小容量(制动力矩)永磁式涡流缓速器, 降低车辆成本以及整车质量。围绕永磁式涡流缓速器和排气制动各自在车辆上的实际制动能力国内外学者进行了一些有益的研究<sup>[5-9]</sup>, 目前尚未检索到有关这两种辅助制动装置联合制动在车辆上的实际制动能力的公开文献。为此, 本文利用道路试验和理论分析相结合方法对永磁式涡流缓速器和排气制动联合制动在车辆上实际的制动能力和效果进行研究, 结论可为车辆加装永磁式涡流缓速器和排气制动提供理论参考依据。

## 1 联合制动的控制原理

联合制动就是将几个不同的制动装置或制动系统配合使用, 在保证车辆制动性能的基础上, 兼顾各制动装置不同的使用工况, 充分发挥各自的优点, 尽量避免其缺点<sup>[6]</sup>。永磁式涡流缓速器和排气制动联合制动的控制原理如图 1 所示。在车辆行驶过程中, 当需要使用联合制动时, 首先将变速器挂入相应档位, 然后将永磁式涡流缓速器手柄控制开关直接打到联合制动档位, 使用永磁

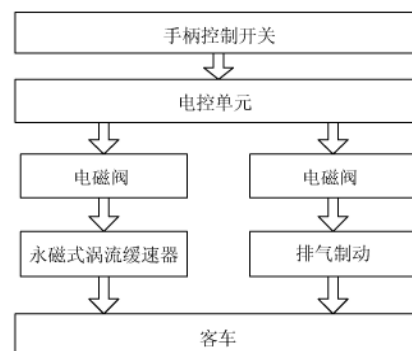


图 1 联合制动的控制原理

Fig.1 Controlling principle of united brake

收稿日期: 2008-10-25 修订日期: 2009-07-25

基金项目: 江苏省农机基金资助项目(GXZ05004); 江苏省科技攻关计划资助项目(BE2005312)

作者简介: 赵小波(1979—), 男, 贵州仁怀人, 博士, 中国农业工程学会会员(E04000078A), 从事机电一体化研究。南京 南京农业大学工学院, 210032。Email: pual.zhxb@yahoo.com.cn

\*通信作者: 姬长英(1957—), 男, 山东济宁人, 教授, 博士生导师, 从事机电一体化研究。南京 南京农业大学工学院, 210032。

Email: chyji@njau.edu.cn

式涡流缓速器与排气制动联合对车辆进行制动。驾驶员可以根据车辆的行驶环境变换变速器档位调整联合制动力的大小,以便更好地适应不同情况的制动要求。

## 2 联合制动平路减速能力试验

车间距离和行车速度控制对车辆的行车安全至关重要,掌握不当或处置不力将引发严重追尾碰撞事故。使用联合制动,驾驶员则可以很容易调节车间距离,并可减少尾随行车中使用紧急制动的可能性。虽然联合制动不能直接让车辆立即停驶,但只要不是需要紧急制动的情况下,可利用联合制动使车辆先减速到低速状态,承担停驶过程中的大部分制动负荷,然后利用主制动器使客车停止行驶。因此,可用某个速度区间的减速能力(减速距离)来衡量联合制动的制动效能。

为了考察永磁式涡流缓速器与排气制动联合制动在车辆上的实际制动能力,以广州五十铃客车有限公司生产的 GLK6121D5W 型客车为例,参照日本汽车标准《排气缓速器实车试验方法》<sup>[10]</sup>,并结合国内客车实际行驶环境,采用如表 1 所示的低速行驶、中速(通常车速)行驶、高速行驶 3 个速度区间在客车上进行了使用联合制动的平路试验。该客车主要技术参数为:车宽 2 500 mm;车高 3 800 mm;车长 11 990 mm;客车质量 13 950 kg(空载),17 680 kg(满载);主减速器传动比  $i_0=4.875$ ;轮胎滚动半径  $r_r=0.522$  m;变速器各档传动比见表 2。

表 1 试验的速度区间  
Table 1 Range of speed to be tested

试验 方案	测量速度范围/(km·h <sup>-1</sup> )		说明
	初速度	末速度	
1	60	30	城市道路行驶时评价
2	80	40	一般道路行驶时评价
3	100	50	高速公路行驶时评价

表 2 变速器各档传动比  
Table 2 Gear ratio of transmission

档位	传动比
I	6.000
II	4.007
III	2.342
IV	1.468
V	1.000
VI	0.689
R	6.359

发动机型号: ISUZU 6SD1;最大功率: 250(340)kW/2 200 r/min;最大扭矩: 1 177 N·m/1 400 r/min。

客车装配了日本住友金属工业株式会社生产的 R4-05 型永磁式涡流缓速器,定子固定在变速箱后端壳体上,转子鼓与传动轴连接(如图 2)。

试验在平直的干燥沥青路面上进行。试验包括:

1) 空气阻力和滚动阻力。通过试验得到变速器脱档、客车滑行时车速随时间变化的关系曲线。

2) 永磁式涡流缓速器制动。通过试验得到使用永磁式涡流缓速器制动时客车车速随制动时间变化的曲线。

3) 永磁式涡流缓速器+排气制动联合制动。通过试验得到变速器分别处于 IV、V、VI 档(其他档位由于车速较小,没有进行试验),使用永磁式涡流缓速器与排气制动联合制动时高速、中速和低速区间上车速随时间变化的关系曲线。

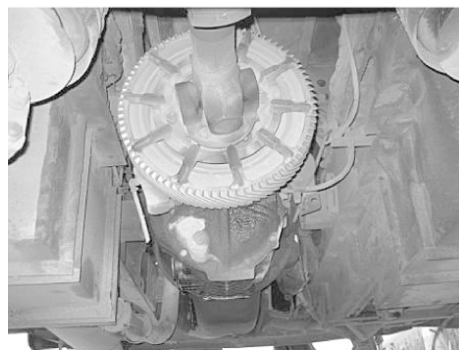


图 2 永磁式涡流缓速器在试验客车上的安装位置  
Fig.2 Installation position of permanent magnet type eddy current retarder in test bus

根据平路试验数据得到的联合制动时客车车速随时间变化的关系曲线如图 3 所示。

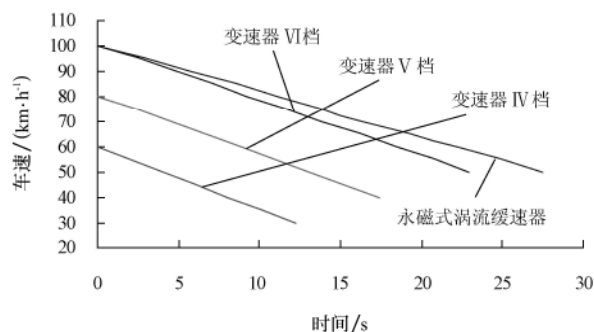


图 3 联合制动时车速随时间变化关系  
Fig.3 Relationship between vehicle velocity and time united brake pattern

客车行驶过程中使用联合制动(包括客车滚动阻力和空气阻力)产生的制动减速度为

$$a = \frac{dv(t)}{dt} \quad (1)$$

式中:  $v(t)$ ——客车车速, km/h; 是关于时间的函数。

图 4 所示为利用公式(1)对试验数据进行计算获得的制动减速度随车速变化的关系曲线。由图 4 可知,联合制动产生的制动减速度远大于永磁式涡流缓速器单独制动。从图中还可知,即使车速相同的情况下,如果变速器挂不同的档位,联合制动产生的制动减速度是不相同的,即档位越大,联合制动产生的制动减速度越小。例如,变速器分别挂 IV、V、VI 档时使用联合制动,在车速为 60 km/h 时各自对应的瞬时制动减速度分别是 1.7331、1.4027 和 1.0982 m/s<sup>2</sup>。这是由于排气制动的制动力随变速器档位的升高而减小。

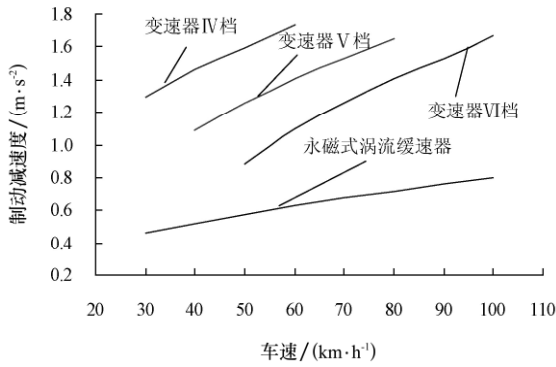


图 4 联合制动时的制动减速度随车速变化关系

Fig.4 Relationship between brake acceleration and vehicle velocity with united brake

根据客车在水平路面上的纵向动力学方程

$$F_B + F_f + F_w = \delta_i m a \quad (2)$$

式中： $m$ ——客车质量，kg； $F_B$ ——永磁式涡流缓速器与排气制动联合制动制动力，N； $F_f$ ——滚动阻力，N； $F_w$ ——空气阻力，N； $\delta_i$ ——相应档位的旋转质量转换系数。

根据文献[11]，非匀减速状况下，客车从初始车速  $v_0$  降至车速  $v_1$  驶过的距离为

$$S = \int_{v_0}^{v_1} \frac{mv}{F(v)} dv = \int_{v_0}^{v_1} T(v) dv \quad (3)$$

式中  $T(v)=mv/F(v)$ ——时间函数，并且  $T(v)$ 是关于  $v$  的函数； $F(v)$ ——客车制动力，N。

根据试验数据，利用曲线拟合的方法先求出  $F(v)$ 函数的解析式，然后按式（3）积分即可求得客车从不同初速度降至某一末速度的减速距离。表 3 所示为变速器IV、V、VI档，以 3 个速度区间的速度作为初速度  $v_0$ ，使用联合制动后车速分别下降到 30、40、50 km/h 后的减速距离。作为比较，表中同时列出同样条件下使用永磁式涡流缓速器单独制动以及仅由滚动阻力和空气阻力制动产生的减速距离。

表 3 联合制动的减速距离

Table 3 Deceleration distances under united brake

制动后车速 $v_1$ / (km·h <sup>-1</sup> )	初速度 $v_0$ / (km·h <sup>-1</sup> )	空气与滚动 阻力制动/m	永磁式涡流 缓速器制动/m	联合制动/ m
VI档 $v_1=50$	100	1 435	415	213
	90	1 118	320	165
	80	813	231	120
	70	523	148	78
	60	251	71	40
V档 $v_1=40$	80	1 036	294	124
	70	747	211	88
	60	475	134	55
	50	224	63	25
IV档 $v_1=30$	60	668	188	63
	50	417	117	40
	40	193	54	19

从表 3 中可以清晰地看到，在 3 个速度区间，使用联合制动产生的减速距离都是最短的，其次是永磁式涡流缓速器单独制动，并且相同初、末速度情况下，联合制动的减速距离约为永磁式涡流缓速器单独制动的二分之一。从表中还可知，如果初、末速度相同，变速器的档位越低，联合制动的减速距离越短。例如，变速器分别挂IV、V和VI档，使用联合制动使客车车速从 60 km/h 下降到 50 km/h 产生的减速距离分别是 23、30 和 38 m。这是因为变速器档位越低，排气制动的制动力越大。

由以上分析可知，平直道路上行驶的车辆在不使用主制动器的情况下，使用联合制动的制动效能优于永磁式涡流缓速器单独制动，即使用联合制动能在更短时间内降低车速，从而有效缩短减速距离。

### 3 联合制动的下坡能力分析

永磁式涡流缓速器与排气制动联合制动除了能在平路上降低车速、控制行车距离以及停车减速时发挥重要作用外，也可用于车辆稳定匀速下坡车速。

坡道下滑力  $F_i$ 与坡度  $i$  之间的关系为

$$F_i = mg \frac{i}{\sqrt{1+i^2}} \quad (4)$$

式中  $i$ ——坡道坡度。

通过对平路联合制动试验数据的处理、计算，得到联合制动时的制动力随客车行驶速度变化的关系如图 5 所示。图中 3%、4%、……、16% 分别表示根据式（4）计算得到的该坡度下客车的下滑力。

图 5 中各档位联合制动力曲线与不同坡度的坡道上下滑力曲线的交点即为客车以该档位在此坡道上行驶的稳态车速，即不使用主制动器客车就能以此稳态车速匀速滑行至坡底。如果对车速没有要求，使用联合制动能使客车以 30~100 km/h 之间的任意车速在坡度 3.3%~15.6%的坡道稳定匀速行驶，而如果使用永磁式涡流缓速器单独制动，则客车只能在坡度 3.3%~5.6%的坡道稳定匀速行驶。由此可知，在对车速没有特别要求的情况下，使用联合制动客车能在更大范围坡度的坡道上稳定匀速行驶。

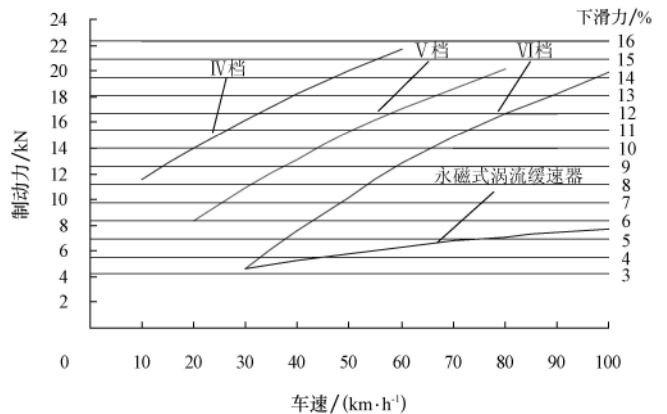


图 5 联合制动时的下坡能力

Fig.5 Ability of driving down slope with united brake

中国山区公路中, 大部分等级在三级到四级之间, 上下行多为单车道且不分隔, 道路中回头曲线比较多、且半径比较小, 路况比较复杂<sup>[4]</sup>。从行车安全角度讲, 在山区坡道上行车速越低越安全。但从运输效率和经济性来讲, 车速应该尽可能高。综合两方面因素来考虑, 客车在山区道路上连续下坡行驶的合适车速在 40~60 km/h 之间。

由式 (2) 和 (4) 可得车辆在不同坡度坡道上下坡行驶时稳定车速与坡道坡度的关系为

$$i = \frac{\delta_i a}{\sqrt{g^2 - (\delta_i a)^2}} \quad (5)$$

从安全行车速度和运输经济性角度, 根据式 (5) 得到的变速器不同档位使用联合制动以及永磁式涡流缓速器单独制动时的下坡坡度与稳定车速之间关系如表 4 所示。从表中可知, 使用永磁式涡流缓速器单独制动, 客车能在坡度为 3.7%~4.6% 的坡道上以 40~60 km/h 的稳定车速持续下坡, 而使用联合制动能保证客车在坡度大于 5.5% 的坡道上以 40~60 km/h 的稳定车速持续下坡。这说明在坡度较大的坡道上使用联合制动能很好满足持续制动要求。但是变速器 IV 档和 V 档时, 使用联合制动让客车以 40~60 km/h 的稳定车速下坡行驶所对应坡度为 13.1%~15.6% 和 9.4%~12.3%, 这样的坡度在正常公路上是不可能遇到的, 中国公路工程技术标准规定在四级公路上的最大坡度不超过 9.0%<sup>[4]</sup>。因此, 在公路工程技术标准规定坡度范围的山路上变速器 IV 档和 V 档时使用联合制动无法满足客车以 40~60 km/h 的车速稳定下坡行驶的制动要求, 在正常下坡行驶过程中一般不在变速器 IV 档和 V 档, 或者更低档位时使用联合制动。只是在紧急情况下 (主制动器温度过高而失去或部分失去制动能力) 才使用。由此可得到, 使用联合制动无法满足车辆在各种坡度坡道上持续制动下坡行驶的要求。

表 4 联合制动时下坡坡度与稳定车速之间关系

Table 4 Relationship between stable speed and downhill slope with united brake

稳定车速/ (km·h <sup>-1</sup> )	下坡坡度/%			
	永磁式涡流 缓速器	联合制动		
		变速器 VI 档	变速器 V 档	变速器 IV 档
40	3.7	5.5	9.4	13.1
50	4.2	7.3	10.9	14.4
60	4.6	9.2	12.3	15.6

## 4 结 论

1) 在平路上, 使用永磁式涡流缓速器与排气制动联合制动能在更短时间内降低车速, 有效缩短减速距离, 在不使用主制动器的情况下就能对车辆的行车距离和速度进行控制; 在坡度为 5.5%~9.0% 的坡道上, 使用联合制动车辆能以安全、经济的车速稳定匀速下坡行驶, 但在坡度较小的坡道上不适合使用联合制动。为保证车辆在各种坡度的坡道都能以合适车速连续下坡行驶, 可以

采用联合制动与永磁式涡流缓速器单独制动配合的制动方式。

2) 研究结论对于永磁式涡流缓速器与排气制动联合制动在车辆上的应用提供了可参考的数据, 对于促进永磁式涡流缓速器和排气制动装置在国内车辆上, 尤其是农用运输客车上的应用无疑将起到积极的推动作用。

3) 为使研究结论便于推广应用, 后续研究的重点是对联合制动的理论进行分析, 建立相关的数学模型。

## [参 考 文 献]

- [1] 赵万忠, 何仁, 刘成晔. 永磁式缓速器转子鼓的瞬态温度场分析[J]. 农业工程学报, 2006, 22(5): 91—94.  
Zhao Wanzhong, He Ren, Liu Chengye. Analysis of non-stationary thermal field of rotor of permanent magnet retarder[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(5): 90—94. (in Chinese with English abstract)
- [2] Noguchi Y, Miyahara M, Imanishi K. Creep-fatigue life prediction for permanent magnet type eddy current retarder[J]. Journal of the Society of Materials Science, 2004, 53(7): 795—800.
- [3] 赵小波, 姬长英, 黄亦其, 等. 基于 Rogowski 永磁式涡流缓速器电磁场与制动力矩研究[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 35—39.  
Zhao Xiaobo, Ji Changying, Huang Yiqi, et al. Research on electromagnetic field and braking torque for permanent magnet type eddy current retarder based on Rogowski method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 35—39. (in Chinese with English abstract)
- [4] 余强. 客车下坡持续制动性能研究[D]. 西安: 长安大学汽车学院, 2000.  
Yu Qiang. Study on downhill continuous braking performance of automobile[D]. Xi'an: School of Automobile, Chang'an University, 2000. (in Chinese with English abstract)
- [5] Khan P M, Halbe V G, Rajakumar K, et al. Development and evaluation of exhaust brake systems for light commercial Vehicle[Z]. SAE Paper 200526063.
- [6] Gay S E, Ehsani M. Optimized design of an integrated eddy-current and friction brake for automotive applications[C]// Vehicle Power and Propulsion, 2005 IEEE Conference, Chicago USA: IEEE VPPC, 2005: 290—294.
- [7] Kubomiya T, Kuwahara T, Araki K. Permanent magnet type retarder in commercial vehicles[Z]. SAE Paper 922455.
- [8] 李文辉, 高全均, 魏宏, 等. 发动机辅助制动作用及其对汽车制动性能的影响[J]. 内燃机工程, 2002, 23(2): 25—29.  
Li Wenhui, Gao Quanjun, Wei Hong, et al. Engine auxiliary braking and its influence on the braking Performance of Vehicles[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2002, 23(2): 25—29. (in Chinese with English abstract)
- [9] 余强, 陈荫三, 马建, 等. 客车排气制动性能分析[J]. 西安公路交通大学学报, 2000, 20(S0): 69—70.

- Yu Qiang, Chen Yinsan, Ma Jian, et al. Function analysis on exhaust brake of passenger car[J]. Journal of Xi'an Highway University, 2000, 20(S0): 69—70. (in Chinese with English abstract)
- [10] Japanese Automobile Standard. JASO C455-83. Exhaust retarder road test procedure[S]. Tokyo: The Society of Automotive Engineers of Japan, 1983.
- [11] 马建, 陈荫三, 余强, 等. 缓行器在汽车高速行驶状态下的应用研究[J]. 中国公路学报, 1999, 12(3): 105—111.
- Ma Jian, Chen Yinsan, Yu Qiang, et al. Application research on retarder used in automobile at high speed[J]. China Journal of Highway and Transport, 1999, 12(3): 105—111. (in Chinese with English abstract)

## Braking ability of vehicle united brake based on permanent magnet type eddy current retarder

Zhao Xiaobo<sup>1</sup>, Ji Changying<sup>1\*</sup>, Zhou Wei<sup>2</sup>, Zhao Guozhu<sup>1</sup>, Lu Zhixiong<sup>1</sup>

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210032, China;

2. Guangzhou Isuzu Bus Co., Ltd, Guangzhou 510507, China)

**Abstract:** In order to investigate the practical braking ability of united brake system with permanent magnet type eddy current retarder and exhaust brake in vehicle, the advantages and disadvantages of permanent magnet type eddy current retarder and exhaust brake were analyzed, respectively. The experiments and theoretical analysis on the braking ability of united brake with permanent magnet type eddy current retarder and exhaust brake for vehicle were carried out under the conditions of level roads and hillside paths. The results show that the united brake can make the braking distance shortened, the deceleration increased, the braking ability of the vehicle improved on the level road, and the united brake system can meet the demands for vehicle to travel on steeper slope at steady and economic speed. All of above that can provide reference for application of the permanent magnet type eddy current retarder and exhaust brake in vehicle.

**Key words:** braking, vehicles, transmissions, permanent magnet type eddy current retarder, exhaust brake, united brake