

纯电动重型牵引车动力电池布置对轴距与转弯直径的影响

李哲 薛培 濮虎 李彧 张泽宇

质子汽车科技有限公司

摘要：商用车电动化过程中，动力电池布置与轴距、转弯性能的强耦合关系构成关键技术瓶颈。本文创新性提出“固态电池体积缩减+模块化立体布置”协同策略。模型计算与对比分析表明，该方案使第一轴至第二轴轴距从4300 mm缩短至3300 mm（回归燃油车3.2~3.45 m水平），最小转弯直径降至16.7 m（降幅14.4%），电池布置紧凑度指数提升约51%，突破了电动重卡高机动性与长续驶协同优化的瓶颈。

关键词：动力电池布置；固态电池；电驱桥；轴距；转弯直径

0 前言

在全球碳中和目标驱动下，电动重卡续驶与机动性矛盾突出：主流6×4纯电牵引车轴距较燃油车延长18%~26%，转弯直径增至16~21 m，其主要因是传统磷酸铁锂电池包体积大且后背/侧挂布置空间利用率低。为此提出“固态电池体积缩减+模块化立体布置”方案：采用400 W·h/kg固态电池使体积缩减60%，结合电驱桥消除传动轴约束实现电池包车架间立体堆叠。

模型显示，该方案可将第一轴至第二轴轴距缩至3300 mm、转弯直径降至16.7 m，紧凑度提升约51%，为电动重卡底盘—电池协同设计提供系统方案。

《节能与新能源汽车技术路线图2.0》明确要求商用车加速电动化转型。而纯电动重卡面临的机动性与续驶突出矛盾，具体表现为轴距过长、转弯直径过大，严重制约狭窄场景通过性。当前主流技术路线中，电驱桥因取消传动轴、提升空间利用率及驱动效率，被公认为最优解。然而，传统电驱桥方案仍受限于电池体积，导致轴距被迫延长。本文据此提出“电驱桥+固态电池”协同策略，突破空间约束瓶颈。

1 国内外研究现状

现有研究缺乏高容量电池场景下布置空间与轴距的耦合机制分析，6×4牵引车轴距对比见表1。

当前研究空白：①电池体积对轴距的定量影响模型；高紧凑度布置方案；②电池技术革新（如固态电池）

表1 6×4牵引车轴距对比与延长主因

6×4牵引车类型	典型轴距范围/mm	轴距延长主因
燃油	3200~3450	无电池空间需求
纯电后背式	3775~4300	电池纵向侵占驾驶室后方空间
纯电侧挂式	3900~4300	车架纵向加强结构需求

的轴距优化潜力。

2 动力电池布置的空间约束机制

2.1 传统中央驱动方案的动力电池系统空间占用特性

纯电重卡电池用电量较大，在重型商用车领域采用电池价格较低的磷酸铁锂电池比较适合。由于磷酸铁锂的能量密度各厂家相差不大，对商用车来说，不同品牌的电池包尺寸趋于统一。以400 kW·h电池为例，其成组方式为单包100 kW·h，采用2并2串的方式。电池系统的主流布置型式为后背方案或侧挂方案，具体如图1、图2所示。

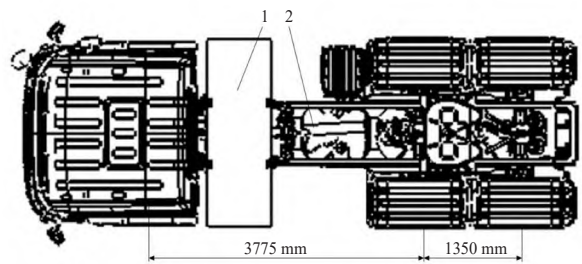


图1 后背式电池布置示意

1- 电池包 2- 传动轴

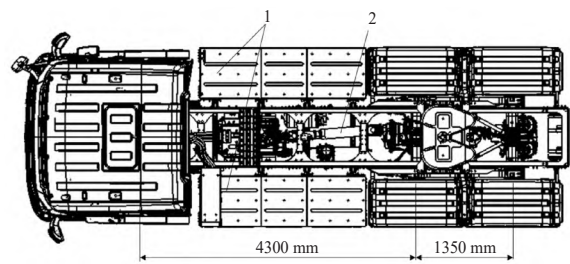


图2 侧挂式电池布置示意
1- 电池包 2- 传动轴

对某6×4牵引车型，驱动型式为中央驱动，电池电量400 kW·h，驾驶室后悬815 mm的纯电动车型，不同布置方案对比结果见表2。

2.2 轴荷和质心高度公式推导

整车最大总质量 M_t 按下式计算：

表2 某6×4纯电动牵引车（400 kW·h 电池系统）
不同布置方案对比

参数	后背式	侧挂式
轴距/mm	3775+1350	4300+1350
满载轴荷分配	前轴 30%、后轴 70%	前轴 27%、后轴 73%
I 轴至 II 轴间离地间隙/mm	750	350
质心高度/mm	1164	1031
最小转弯直径/m	≤ 18	≤ 19.5
牵引车回转半径/mm	≥ 2120 (优)	≥ 3500 (差)
适用场景	对离地间隙要求高的复杂路况（如矿区、钢厂）	对操控稳定性要求高的干线运输
典型优势	离地间隙高，适应复杂路况	制动姿态改善，侧倾稳定性提升
典型劣势	前轴轴荷较大，有超标风险	电池框架增重 10%，机动性受影响

$$M_t = \sum_{i=1}^{N_1} M_i \tag{1}$$

式中， N_1 为用于估算整车最大总质量的全部总成和负载的数量（整车整备质量加上乘员和最大装载质量）。

满载后轴荷 M_{tr} 按下式计算：

$$M_{tr} = \sum_{i=1}^{N_1} M_i \cdot X_i \div L \tag{2}$$

式中， M_{tr} 为满载后轴荷，单位 kg；L 为轴距，单位 mm。

载前轴荷 M_{tf} 按下式计算：

$$M_{tf} = M_t - M_{tr} \tag{3}$$

满载质心高度 H_{g1} 按下式计算：

$$H_{g1} = \sum_{i=1}^{N_1} M_i \cdot Z_i \div M_c \tag{4}$$

式中， H_{g1} 为满载质心高度，单位 mm； Z_i 为各总成的质心高度，单位 mm。其中， H_{g1} 决定侧倾稳定性，但轴距过长导致转弯性能恶化。

3 典型布置方案轴距与轴荷关系分析

某6×4纯电动两款搭载400 kW·h 电池系统的重型牵引车在不同轴距下的轴荷分析结果见表3。

根据表3，随着轴距的增加，前轴轴荷逐步增加，后桥轴荷逐步减小。后背电池系统的前轴轴荷相对于侧挂类电池系统更大。GB/T1589-2016《道路车辆外廓尺寸、轴荷及质量限值》中规定，前轴轴荷不大于7000 kg。后背电池系统的布置局限于400 kW·h 以内的电池电量，如果电池电量增加至500 kW·h 或者以上，前轴轴荷会超过法规限制，此种布置方式局限性过大。侧挂电池布置则不受影响，但轴距受电池尺寸影响，轴距偏大。

表3 不同轴距和电池布置方案下6×4纯电动牵引车的轴荷分配与质心高度

驱动 型式	轴距 /mm	满载后背电池系统			满载侧挂电池系统		
		前桥轴荷 /kg	后桥轴荷 /kg	质心高度 /mm	前桥轴荷 /kg	后桥轴荷 /kg	质心高度 /mm
6×4	3300+1350	无法布置	无法布置	1164	无法布置	无法布置	1036
	3775+1350	6520	18480		无法布置	无法布置	
	3800+1350	6539	18461		无法布置	无法布置	
	3900+1350	6612	18388		6307	18693	
	4000+1350	6683	18317		6390	18610	
	4100+1350	6750	18250		6470	18530	
	4200+1350	回转半径过大	回转半径过大		6547	18453	
	4300+1350	回转半径过大	回转半径过大		6620	18380	

4 建立电池布置—轴距—转弯性能的耦合模型

4.1 线性关系

动力电池侧挂后，轴距平均延长 200 mm 以上。防护约束（离地间隙≥ 350 mm）进一步限制了轴间空间利用效率。

4.2 轴距与最小转弯直径的理论模型建立

基于阿克曼转向几何原理，为解决车辆在转弯时，使各车轮都能保持纯滚动状态，避免轮胎磨损和提高转向稳定性而设计的一种转向几何，几何关系如图 3 所示。

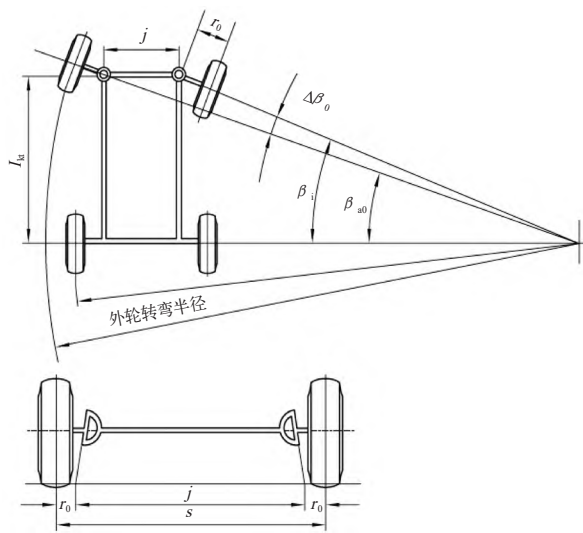


图 3 阿克曼转向几何原理

对于双后驱动桥的车型，低速转向时，内轮实际转角 β_i 需大于外轮转角，使四个车轮轴线延长线交于后轴延长线上的同一转向中心点，此时外轮转角即“理论外转角” $\beta(a_0)$ ，两者关系如公式（5）所示：

$$\cot \beta_{a_0} = \cot \beta_i + \frac{j}{L} \tag{5}$$

式中， L 为理论轴距（理论后部车轴中心线与前轴中心线距离，单位 mm）； j 是两转向主销中心线与地面交点间距离，单位 mm； $\beta(a_0)$ 是理论外转角； β_i 是内轮实际转角

最小转弯半径与车辆的理论外转角有关，基于曼公司修正的阿克曼公式，采用公式（6）可计算出最小转弯半径：

$$r_s = \frac{L}{\sin \beta_{a_0}} + r_0 - 5 \times \delta_F \tag{6}$$

式中， r_s 是转弯半径（车辆最小转弯路径的半径，单位

mm）； r_0 是主销偏移距（主销轴线与车轮中心面偏移量，单位 mm）； δ_F 是前轮转向角（指转向节臂设计角度）。

从公式 5、6 中可以直观地看出，在其他参数（如主销偏移距和最大前轮转向角）保持不变的情况下，最小转弯直径与轴距呈正相关关系。轴距每增加 100 mm，最小转弯直径平均增大 0.3 m，见表 4，GB/T35782-2017《道路甩挂运输车辆技术条件》中规定半挂牵引车回转半径不应小于 2120 mm，基于市场上常规的后背 LNG 车轴距普遍在 3800 mm，最小转向直径取 18 m 可以作为评价纯电动牵引车机动性优劣的参考值。

表 4 不同轴距下 6×4 纯电动牵引车的最小转弯直径

驱动型式	轴距 /mm	最小转弯直径 /m ($2 \times r_s$)
6×4	3300+1350	16.5
	3775+1350	17.9
	3800+1350	18.0
	3900+1350	18.3
	4000+1350	18.6
	4100+1350	18.8
	4200+1350	19.1
	4300+1350	19.5

对于重型牵引车而言，由于其整备质量大，载荷高，为了保证转向稳定性，前轮的最大转向角通常会受到限制。这意味着，一旦轴距被迫增加，车辆的转弯性能将不可避免地恶化。表 4 的数据也印证了这一理论模型中，轴距从 3300 mm 增加到 4300 mm，最小转弯直径从 16.5 m 增加到 19.5 m，增长了近 20%。这一显著的性能下降，正是当前纯电动重型牵引车在狭窄空间内面临巨大挑战的根本原因。

4.3 动力电池系统布置的紧凑度指数

紧凑度指数（ k ）是为量化电动商用车动力电池布置的空间利用效率而提出的核心指标，其本质是电池包有效体积与底盘可用空间的比值， k 越大表示结构越紧凑，公式推导基于底盘空间约束的三维特性：

$$k = \frac{V_b}{W \times H \times L_y} \times 100\% \tag{7}$$

式中， V_b 为电池包体积；单位是 m^3 为包含单体电池、框架和热管理系统的实际占用空间； $W \times H \times L_y$ 为底盘可用空间，单位是 m^3 ； H 为车架有效安装宽度，单位是 m； H 为底盘有效安装高度，单位是 m； L_y 为有效轴距单位是 m。 L_y 为电池包有效占用长度。

400 kW·h 后背安装的磷酸铁锂电池系统：电池包体积 $V_b=0.083 m^3$ （含框架），底盘可用空间

$W \times H \times L_y = 0.85 \times 1.68 \times 2.5 = 3.57 \text{ m}^3$ ，紧凑度指数 $k = 2.324\%$ 。

400 kW·h 侧挂安装的磷酸铁锂电池系统：电池包体积 $V_b = 0.102 \text{ m}^3$ （含框架），底盘可用空间 $W \times H \times L_y = 0.85 \times 1.68 \times 2.5 = 3.57 \text{ m}^3$ ，紧凑度指数 $k = 2.86\%$ 。

计算表明，侧挂电池系统相对于后背电池系统具备更佳的空间利用率。

4.4 轴距、转弯性能、轴荷和紧凑度的耦合关系

针对 6×4 的纯电动重型牵引车“轴距—转弯直径—轴荷分配”的耦合优化难题，引入线性加权综合评价模型 P ，通过参数归一化与场景化权重分配，实现多目标冲突的量化平衡：

$$P = \alpha \times S_D + \beta \times S_K + \gamma \times S_{Mtf} \tag{8}$$

式中， α 、 β 、 γ 为权重系数，总和为 1； S_D 为转弯直径得分， $S_D = 1 - \frac{D}{D_{max}}$ （转弯直径得分，得分越高表示机动性越优，取 18m 为参考限值，关联 α ）； S_K 为空间紧凑度得分， $S_K = \frac{k}{k_{max}}$ （空间紧凑度得分，模块化布置下的理论最大紧凑度，关联 β ）； S_{Mtf} 前轴荷合规性得分， $S_{Mtf} = 1 - \frac{M_{tf}}{7000}$ （前轴荷合规性得分，严格遵循 GB 1589 前轴荷 $\leq 7 \text{ t}$ 的法规要求，关联 γ ）。

综合评价指标 P 的值越大，代表车辆在指定场景下的“轴距—转弯性能—轴荷合规性—空间紧凑度”综合表现越优。

针对矿区窄路转向（机动性优先）与干线物流（载重合规优先）场景，分别采用差异化权重策略内容见表 5，通过 NSGA-II 算法求解 P 值最大化的帕累托最优解集。

为量化评估设计方案的可行性，设定 P 值等级阈值：

表 5 不同应用场景下的权重分配方案

场景类型	机动性权重 α	紧凑度权重 β	轴荷权重 γ	核心优化目标
矿区作业	0.5	0.2	0.3	最小转弯直径 < 18 m
干线物流	0.3	0.2	0.5	前轴荷 < 6.8 t 且 续驶 $\geq 800 \text{ km}$
均衡设计	0.4	0.3	0.3	全场景适应性

$P \geq 0.25$ 为优秀（全指标达标且裕量充足）；
 $0.20 \leq P < 0.25$ 为良好（指标达标但裕量有限）；
 $0.15 \leq P < 0.20$ 为及格（临界达标，存在风险）；
 $P < 0.15$ 为不及格（硬性约束突破）。
阈值依市场主销车型数据确定，若关键指标（如

D 或 M_{tf} ）突破约束，则直接判定不及格。

5 方案的优化分析

以某 49 t 的 400 kW·h 纯电牵引车为例，对比传统中央驱动与电驱桥+固态电池方案，基于均衡设计场景权重（ $\alpha = 0.4$ ， $\beta = 0.3$ ， $\gamma = 0.3$ ）计算综合得分 P ，结果见表 6，电驱桥+固态电池布置方案如图 4 所示。

表 6 传统方案与电驱桥+固态电池方案综合性能对比

指标	传统侧挂方案	电驱桥+固态电池方案	优化幅度 (%)
轴距 L/mm	4300+1350	3300+1350	23.30
转弯直径 D/m	19.50 (超限 10%)	16.70 (达标)	14.40
紧凑度 $k/(\%)$	2.86 (松散)	4.32 (紧凑)	51.00
前轴荷 M_{tf}/kg	6820 (合规值)	5719 (安全值)	16.10
综合得分 P	0.15 (不及格)	0.28 (优秀)	86.70

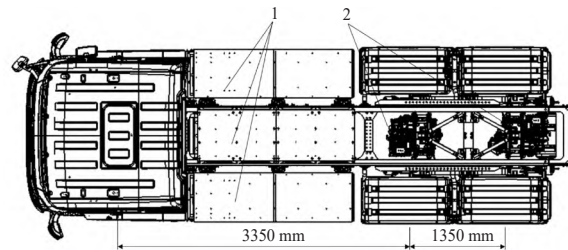


图 4 牵引车中部立体堆叠布置
1- 固态电池包 2- 电驱桥

取消传动轴后，底盘中部释放的空间，允许电池包从“两侧外挂”转为“中部立体堆叠”，前轴荷降低 1101 kg，实现中部立体堆叠。固态电池尺寸缩减：能量密度从 160 W·h/kg 提升至 400 W·h/kg 后，400 kW·h 电池包体积可减少约 60%（即原体积的 1/3），为轴距缩短创造几何条件，紧凑度提升 51% 显著解决传统方案空间利用率低（ $k < 3\%$ ）的瓶颈。

6 结语

本研究提出一种“固态电池体积缩减+电驱桥空间释放”协同优化策略，以解决纯电动重型牵引车因动力电池布置导致的轴距延长与转弯性能恶化问题。通过构建量化模型与评价体系，发现应用 400 W·h/kg 固态电池可使 400 kW·h 电池包体积缩减 60%，结合电驱桥取消传动链释放的空间，实现电池立体堆叠布置。这样可使轴距缩短至 3300 mm，降幅 17.7%，回归（下转第 54 页）

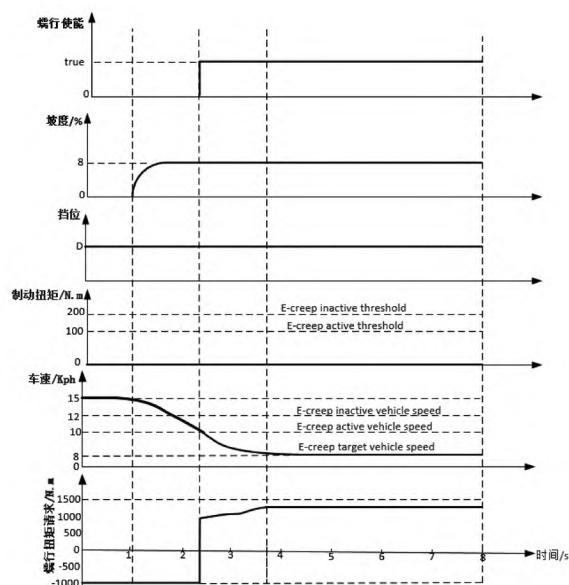


图 11 整车蠕行转矩仿真结果

整车上电时序, 蠕行转矩控制的仿真实验验证, 仿真结果表明, 所搭建的整车控制平台化仿真设计系统具有可行性和有效性, 为后续整车平台化设计开发提供基础的参考和依据。

综上所述, 整车控制软件平台化仿真对整车策略和算法的研究优化意义深远, 节省资源和研发时间,

大大地缩短开发周期, 在实际工程中具有很强的实用价值。

参考文献

- [1] 张晓先. 基于 AUTOSAR 规范的车用电机控制器软件开发 [M]. 北京: 科学出版社, 2020.
- [2] 魏学哲. 汽车电子与软件架构 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2023.
- [3] 孙忠潇. Simulink 仿真及代码生成技术入门到精通 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2015.
- [4] 薛定宇, 陈阳泉. 基于 Matlab/Simulink 的系统仿真技术与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- [5] 许同盟. 纯电动汽车整车控制器设计与控制策略研究 [D]. 济南: 山东大学, 2019.
- [6] 张海燕. 电动汽车关键技术研究 [J]. 汽车工程师, 2021(4): 19-24.
- [7] 黄其, 薛利昆, 罗玲. 电动汽车整车控制器设计试 [J]. 自动化与仪表, 2019, 34(3): 14-18.
- [8] 王胜达, 海涛, 董利莹. 基于 Simulink 的纯电动汽车整车控制系统设计 [J]. 科学技术与工程, 2020(7): 2885-2891.

(上接第 45 页)

燃油车水平; 最小转弯直径降至 16.7 m, 降幅 14.4%, 电池布置紧凑度指数提升 51%。同时, 多目标综合评价模型的 P 值从 0.15 升至 0.28, 突破了电动重卡机动性与长续驶的矛盾壁垒。

未来, 相关研究应聚焦于固态电池量产成本控制和电驱桥可靠性提升, 加速该方案工程化落地。同时, 探索电池底盘一体化 (CTC) 技术与线控转向系统融合应用, 以实现空间优化基础上的转向稳定性与紧凑化双重突破, 推动电动重卡向零碳高效物流核心装备发展。

参考文献

- [1] 中国汽车工程学会. 节能与新能源汽车技术路线图 2.0 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2021.
- [2] 李江, 陈奇锋, 张伟. 纯电动重卡动力总成结构研究 [J]. 汽车实用技术, 2021(19): 17-19.
- [3] 国家标准化管理委员会, GB/T 1589-2016 道路车辆外廓尺寸、轴荷及质量限值 [S]. 北京: 中国标准, 2016.
- [4] 国家标准化管理委员会, GB/T 35782-2017 道路甩挂运输车辆技术条件 [S]. 北京: 出版社, 2017.