• 2026 中国汽车工程学会年会优秀论文(选登) •

轮毂驱动角模块构型设计研究及应用*

杨萍　史建鹏　吴康成　张泽阳　吴昊

(东风汽车集团有限公司汽车具身智能技术湖北省重点实验室,武汉 430056)

【摘要】针对轮毂驱动角模块构型设计面临的车轮大转角转向与悬架运动学强耦合、零部件易发生运动干涉、运动学与柔顺性(K&C)特性劣化等技术挑战,对行业主流角模块构型开展对比分析,明确各类构型的技术特点与适用场景,提出一种基于主销转向与双叉臂悬架的主销串联式集成角模块,并完成驱动/制动一体化轮毂电动轮设计、上置式主销转向动力单元匹配,采用悬架三平面设计准则完成悬架硬点布置与系统集成。K&C仿真迭代优化及数字样机(DMU)运动校核结果表明:优化后轮跳前束变化、轮跳外倾变化、轮跳轮心纵向位移、轮距变化等关键指标均满足设计要求,车轮在-30°~90°全转向角度范围内无零部件运动干涉,有效解决了大转角转向与悬架耦合引起的零部件干涉及K&C特性劣化问题。

关键词:轮毂电机　角模块　构型设计

中图分类号:U469.72　　**文献标志码:**A　　**DOI:** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20260230

Research and Application of Configuration Design for Novel IWM Corner Module

Yang Ping, Shi Jianpeng, Wu Kangcheng, Zhang Zeyang, Wu Hao

(Hubei Key Laboratory of Automotive Embodied Artificial Intelligence Technology, Dongfeng Motor Corporation, Wuhan 430056)

【**Abstract**】To address the technical challenges in the configuration design of in-wheel drive corner modules, including strong coupling between large-angle wheel steering and suspension kinematics, high propensity for component motion interference, and degradation of Kinematics and Compliance (K&C) characteristics, the paper conducts a comparative analysis of mainstream corner module configurations in the industry to clarify their respective technical features and application scenarios. A kingpin-series integrated corner module based on kingpin steering and double-wishbone suspension is proposed accordingly. The design of a drive-brake integrated in-wheel electric wheel is completed, and the matching of a top-mounted kingpin steering power unit is realized. The suspension hardpoint layout and system integration are finished in accordance with the three-plane suspension design criterion. The results of iterative K&C simulation optimization and Digital Mock-Up (DMU) motion verification indicate that after optimization, key indicators such as bump steer, bump camber, wheel travel base and track change all meet the design specifications. No component motion interference occurs within the full steering angle range of -30° to 90°, which effectively solves the problems of component interference and K&C characteristic degradation caused by the coupling between large-angle steering and suspension.

Key words: In-wheel motor, Corner module, Configuration design

【引用格式】杨萍, 史建鹏, 吴康成, 等. 轮毂驱动角模块构型设计研究及应用[J]. 汽车工程师, 2026(10): 19-25+41.

YANG P, SHI J P, WU K C, et al. Research and Application of Configuration Design for Novel IWM Corner Module[J]. Automotive Engineer, 2026(10): 19-25+41.

1　前言

轮毂驱动角模块将轮毂驱动电机、独立转向机构、线控制动执行器与悬架系统集成,可实现单个车轮的独立驱动、制动、减振以及大角度转向等功能,是支撑滑板底盘扁平化、实现车辆高机动行驶

*基金项目:国家重点研发计划项目(2023YFB2504300)。

的关键技术，在城市通勤、无人配送、特种作业等场景中具有重要应用价值。

国内外多家研究机构与企业已完成角模块原理样机开发。国外代表性方案包括舍弗勒（Schaeffler）Mover概念平台搭载的角模块、堡敦（Protean）360+概念产品[1]、欧摩威（AUMOVIO）全线控角模块Corner Module、以色列REE Automotive推出的REEcorner等；国内吉林大学、同济大学、中国一汽、东风汽车、亚太机电等高校与企业也相继推出样机，部分样机支持原地转向、蟹行横移等高机动行驶功能。

不同研究机构采用的构型集成思路各不相同，各种方案在转向实现方式、悬架继承性、轮端空间布置、高速行驶适应性等性能方面表现出显著差异。但各类角模块构型设计均面临集成难度大的问题，普遍存在车轮大转角转向与悬架运动学强耦合、零部件空间运动干涉、运动学与柔顺性（Kinematics and Compliance，K&C）特性劣化等工程问题。受应用场景与设计目标约束，行业尚未形成统一明确的角模块构型技术路线。与此同时，现有文献更多侧重于角模块控制技术研究，构型集成设计相关研究较少，缺少可支撑角模块从原理样机向工程样机迭代落地的完整设计方法。

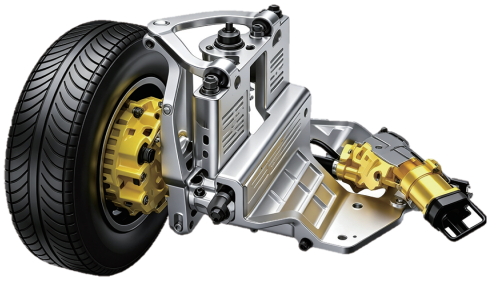
针对上述构型集成设计问题，本文首先开展角模块构型解析对比，分析不同构型的技术特点与适用边界，进而设计一种主销串联式轮毂驱动角模块，完成驱动/制动一体化轮毂电动轮设计、主销转向动力单元参数匹配，依托悬架三平面设计准则完成双叉臂悬架硬点布置与集成匹配，通过K&C仿真迭代优化硬点参数，借助数字样机（Digital Mock-Up，DMU）技术完成-30°~90°车轮大转角运动干涉校核，验证该构型方案的可行性，为主销转向角模块的工程设计提供技术参考。

2　角模块构型研究

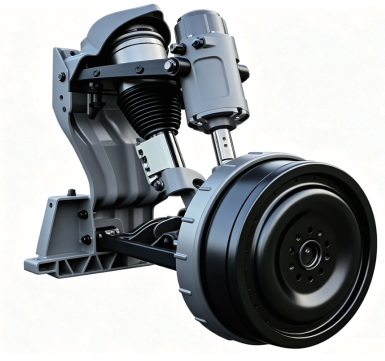
角模块集驱动、制动、转向、悬架等底盘执行器于一体，从轮毂驱动角模块的集成机理分析，驱动、制动系统与悬架系统相对独立，二者集成设计的核心主要集中在满足整车性能的参数匹配以及基于空间布置的干涉问题上[2]。由于转向系统与悬架系统深度耦合，角模块构型设计的关键在于平衡车轮大转角需求与悬架优良运动学特性之间的冲突，完成多系统一体化协同优化。通过解析行业主流技术方案的结构设计原理，本文将角模块一体化构型按照独立转向型式和转向与悬架相对运动关系进行细分。

2.1　基于独立转向型式的角模块分类

此类角模块以独立转向功能为典型技术特征，按照转向型式可进一步分为拉杆转向构型和主销转向构型，如图1所示。



（a）拉杆转向构型



（b）主销转向构型

图1　基于独立转向型式的角模块

拉杆转向构型采用与传统转向机构类似的几何布局，车轮转角受拉杆球头摆角限制，不具备蟹行横移功能，极端场景下机动性一般，但结构简洁、成本更低，更易与传统车辆底盘匹配。主销转向构型可实现更大的转向角度（通常超过45°），甚至具备车轮全向连续转动能力，满足车辆原地转向或蟹行横移的需求，转向灵活性高、机动性强，尤其适合城市狭窄空间或特种作业场景，但系统集成度高、设计难度大。实际应用中需结合车辆定位和适用场景，在转向性能与空间布局之间进行权衡。

面向高速行驶、工况复杂的常规乘用车，兼顾底盘稳定性、乘坐舒适性及制造成本，可优先选用技术成熟的拉杆转向构型，实现性能与工程成本的平衡；针对追求高机动性的微型低速电动乘用车，需满足侧向横移、原地转向等复杂场景需求，解决狭小空间泊车、掉头通行等问题，并兼顾中高速行驶稳定性，应优先选择主销转向构型，可实现车轮90°大转角转向。

2.2 基于转向与悬架相对运动关系的角模块分类

转向系统与悬架系统具备强耦合特性，二者在结构布置与运动学特性层面高度关联、相互制约。悬架运动学设计需兼顾车轮大角度转向的需求，而转向机构空间布局也直接影响悬架动力学性能的发挥。按照拓扑结构特征，主流的基于转向与悬架相对运动关系的角模块进一步分为主销串联式构型、主销并联式构型和一体式构型。

2.2.1 主销串联式构型

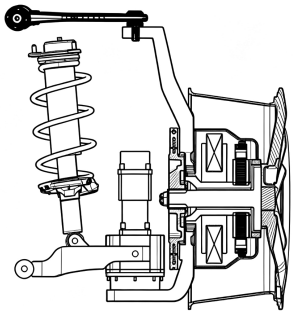
主销串联式构型将转向自由度直接串入原有悬架拓扑回路，由主销转向单元提供驱动[3]，转向运动不会改变悬架构件的位姿。此类角模块预留多处车身安装接口，一般基于现有悬架构型匹配主销转向机构。根据转向动力源布置位置的不同，可分为上置式、中置式、下置式[4]3种[5]，如图2所示。



(a)上置式



(b)中置式



(c)下置式

图2 主销串联式构型角模块

上置式与现有悬架构型适配性最优，主销内倾、主销后倾、主销内倾偏置距等参数优化空间大，同时转向动力源远离轮端，故受轮端载荷冲击、高温热源等因素影响小，密封防护难度低。其缺点是转向传动路径长，需更大功率的转向电机补偿力矩损耗，对主销轴线刚度要求较高，同时会占用车轮上方空间，适配小型紧凑车型时易发生空间干涉，也会压缩车轮上跳行程，可能导致高速场景下转向功能存在轻微迟滞。

中置式转向传动效率高、响应灵敏，尤其适配双叉臂式悬架，可避开上、下摆臂核心布置区域。其缺点是动力源需承受车轮冲击与转向扭转载荷，对电机结构强度、抗扭刚度要求极高，同时动力源-转向节的集成形式受动力源尺寸空间约束，主销参数调整受限，拆装维护不便。此外，由于紧邻轮毂电机和制动盘，高温环境提高了散热与密封防护难度。

下置式会使动力源暴露于轮端泥水与砂石飞溅区域，对密封防护可靠性的要求更高，故工程应用较少。

传统汽车转向轮主要采用麦弗逊式、双叉臂式悬架：麦弗逊式悬架的滑柱式支柱总成兼具减振与导向功能；双叉臂式悬架的导向机构与减振器完全分离。主销串联式构型角模块可基于传统双叉臂式悬架进行改进，目前行业内角模块产品大多采用该构型。该构型的转向动力源通常为非簧载质量，会降低路面跟随性，导致动态响应性能较差，若转移为簧上质量，则需要额外增加转向传动机构。

2.2.2 主销并联式构型

主销并联式构型按照转向自由度并入方式及主销数量，可细分为以下两类：

a. 在悬架与转向节之间引入轭形构件，将转向自由度并入原有悬架拓扑回路，通过主销转向单元驱动，以实现轮跳与转向自由度的解耦[5]。因主销转向单元的加入，原悬架导向机构上、下外铰接点所确定的虚拟轴线不再起到转向主销轴线的作用，此类构型的典型角模块如图3所示。该构型角模块的优点是悬架不再局限于双叉臂独立悬架型式，也可适配麦弗逊式独立悬架[6]；缺点是占用的横向空间大，影响悬架弹性元件布置。

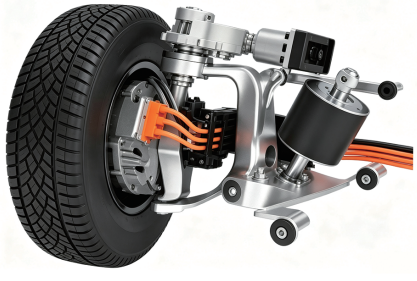


图3 典型主销并联式角模块

b. 将转向自由度并入原有的转向和悬架结构，形成一个新的转向主销轴线，原有转向和悬架拓扑结构确定的主销轴线仍起到转向主销轴线的作用[7]，如图4所示。2组转向组件分别驱动车轮绕2个主销在各自角度范围内转动，高速小转角需求时仅第一转向组件工作，低速大转角需求时，第一、第二转向组件同时工作。该构型角模块以传统的拉杆式转向机构为基础，2组转向组件均为簧上质量，两级转向可实现较大的车轮转角，但第二转向组件工作时悬架机构跟转，需要更大的轮端回转空间。

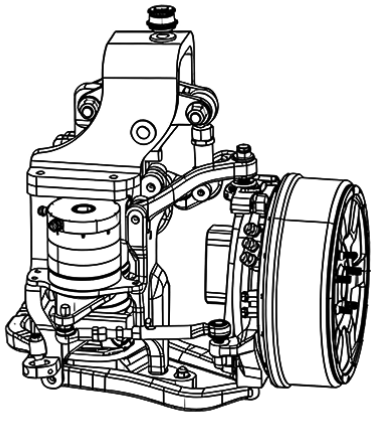


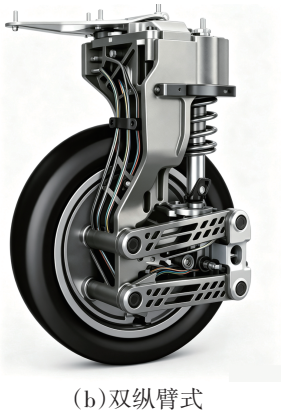
图4　并联式双主销构型角模块

2.2.3　一体式构型

一体式构型将悬架回路与车身断开，使其完全依附于转向节，转向运动会改变悬架构件的位姿[5]，转向传动机构通常带有L型转向臂，其分类如图5所示。该类角模块与车身间的接口大幅简化，可以实现更大的车轮转角，甚至实现车轮全周转动，但存在垂向空间占用较大、角模块与车身连接点承受弯矩过大、转向传动链长等问题[5]。因此，一体式构型角模块多适用于路况较好的无人配送、末端快递物流、室内外安防机器人、移动储能、工业转运等领域。



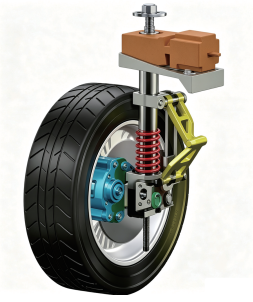
(a)拖曳臂式



(b)双纵臂式



(c)双叉臂式



(d)烛式

图5　一体式构型角模块

轮毂驱动角模块作为未来智能电动底盘的核心发展方向，其构型设计方案与车型定位、使用工况、核心性能诉求、底盘空间约束高度相关，各类构型均有明显的技术特性和适用场景。

针对无人配送、末端物流、工业转运、园区安防等中低速、良好路面工况，核心需求为极致转向灵活性与承载能力，一体式构型结构紧凑、机动性强，是此类场景的首选方案。

主销转向与悬架系统的具体集成方式，需进一步结合车型轮端空间、非簧载质量控制要求、制造成本等因素，合理选择串联式或并联式方案，以实现多系统集成方案与使用场景的精准适配。

3　主销串联式角模块设计

本文采用主销串联式构型方案，基于传统双叉臂式悬架进行改进设计，将转向动力源置于主销轴线上端。首先根据表1所示的整车参数完成驱动/制动一体化轮毂电动轮与主销转向单元的参数设计匹配，确定电动轮与主销转向单元的空间尺寸，然后结合轮端布置空间，采用悬架三平面设计准则完成轮毂驱动角模块集成布置，即确定悬架的硬点参数，最后设计匹配悬架弹性元件参数。

表1　整车参数

项目	参数	项目	参数
整备质量/kg	2 000	满载质量/kg	2 400
轮距/mm	1 630	单轮簧下质量/kg	80
轮胎型号	235/45 R19	车轮转角/(°)	−30~90

3.1　驱动/制动一体化轮毂电动轮设计

轮毂电机采用当前主流的外转子直驱结构，具有结构紧凑、轴向尺寸小等优点，有利于轮内布置并提升驱动响应性能，其工作原理如图6所示：铝合金转子外壳通过轮毂轴承内圈与车轮固连，定子经支架连接至轴承外圈，采用电子机械制动(Electro-Mechanical Brake，EMB)系统，集成于电机内侧，由

制动钳对与电机外壳连接的制动盘施加压力，经转子外壳传递至车轮。

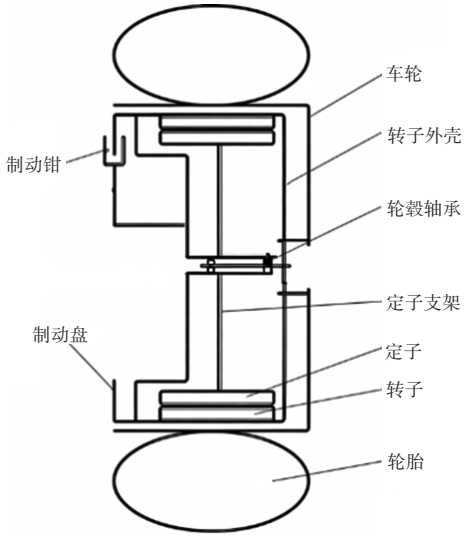


图6　驱动/制动一体化轮毂电动轮

根据车辆动力性、经济性及制动性能目标，结合车轮内部空间约束，确定驱动/制动一体化轮毂电动轮的关键参数，如表2所示。

表2　驱动/制动一体化电动轮参数

项目	参数	项目	参数
额定转矩/N·m	800	冷却方式	水冷
峰值转矩/N·m	1 450	有效制动半径/mm	188
峰值功率/kW	100	制动盘厚度/mm	14
峰值转速/r·min^{-1}	1 500	最大夹紧力/kN	≥25

3.2　主销转向单元设计

主销转向单元设计时，首先确定车辆原地转向阻力矩与车轮转向速度，据此确定电机的输出扭矩、转速、功率及减速器传动比。

车辆静态原地转向时的阻力矩较行驶中大2~3倍，是车辆转向所需力矩的最大值，常采用半经验公式计算车辆在沥青或混凝土路面上的静态原地转向阻力矩[8]：

$$M_r = \frac{f}{3}\sqrt{\frac{(G_1 g)^3}{p}} \tag{1}$$

式中：f为轮胎与地面间的摩擦因数，G_1为满载轴载质量，p为轮胎气压，g为重力加速度。

本文取f=0.7、G_1=1 200 kg、p=0.25 MPa，计算可得M_r=595 N·m。停车转向时，驾驶员转动转向盘的速度为60~90 r/min，乘用车转向角传动比范围通常为12~22，设定额定工况下车轮目标转向速度为45 (°)/s。

本文转向电机选用永磁直流无刷减速电机，其一级减速采用蜗轮蜗杆传动装置，具备自锁功能优势，二级减速采用两级平行轴齿轮减速箱。具体参数如表3所示。

表3　主销转向单元参数

项目	参数
电机额定功率/W	800
电机额定扭矩/N·m	4.2
电机额定转速/r·min^{-1}	1 820
蜗轮蜗杆传动比	20.5
蜗轮蜗杆传动效率	0.75
齿轮箱传动比	10
齿轮箱传动效率	0.95

主销转向单元电机输出动力经蜗轮蜗杆减速器与两级平行轴减速箱传递，再通过转向节驱动车轮绕减速器输出轴线旋转，该轴线即为主销轴线。经校核，车轮额定转向速度为53 (°)/s，高于目标设定的45 (°)/s；针对单侧转向锁止的极端失效工况，轮端额定转向输出力矩为613.5 N·m，大于静态原地转向阻力矩。综上，主销转向单元参数设计满足指标要求。

3.3　角模块集成布置

按照“从下到上，由外到内”的原则，围绕主销轴线开展角模块集成布置。针对主销转向单元上置式构型的角模块，为减少主销偏置引起的转向电机负载力矩，需尽可能减小主销偏移距离，即悬架下摆臂外点应靠近车轮侧。为保证低速转向回正性能，利用主销内倾角实现车轮举升效应，设定主销内倾角为8.2°。因行驶单元采用主销后倾布置时，后轮将等效表现为主销前倾状态，导致前、后轮外倾补偿趋势相反，进而引发侧向力不平衡，故主销后倾角选取较小值2°。车轮外倾角与前束角需相互匹配以抵消车轮侧向偏移，故两者均设定为0°。

基于上述四轮定位参数，按照图7所示的悬架三平面设计准则进行硬点布置[2]。

横向平面上，需满足以下要求：

a. 优先考虑下摆臂外点A与电机定子端面、制动盘的安全距离，初步确定A的位置，并校核主销后倾拖距和主销内倾偏置距；

b. 由主销接地点与下摆臂外点确定主销轴线，完成轴线定位后，检查轮心到主销轴线的垂直距离、轮心到主轴轴线的X向距离；

c. 主销长度直接影响受力时主销后倾角变化、上摆臂摆角、受力特性等因素，设计时应尽量增大

上、下摆臂外点距离，且上摆臂外点布置需兼顾轮胎尺寸。

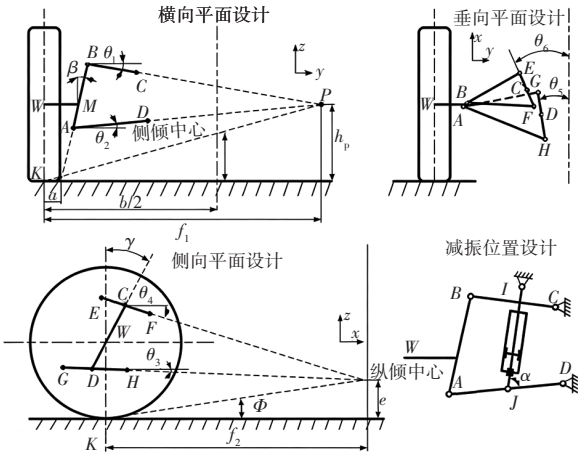


图7　悬架三平面设计方案

因此，初步设定主销轴线长度为550 mm。

侧向平面上，需满足以下要求：

a. 下摆臂前点和后点的布置需综合考虑纵梁宽度、最小离地间隙、车轮转向空间需求；

b. 为使悬架上跳过程中轮胎接地面积最大化，要求车轮外倾角在上跳工况下向负方向变化，其主要影响因素为上、下摆臂内、外点高度差和摆臂长度；

c. 上摆臂内点设计应匹配上、下摆臂长度关系，使上摆臂短于下摆臂，并兼顾横向平面内上、下摆臂内、外点的高度差，还需预留减振器穿过上摆臂中部并与车身连接的布置空间；

d. 上、下摆臂的相对位置设计，除考虑车轮外倾变化特性外，还需兼顾横向平面侧倾中心、侧向平面纵倾中心的高度要求；

e. 主销后倾角主要受上、下摆臂俯仰姿态角影响，主销后倾角增大时，将在车身悬架支承处产生抑制制动点头的反力矩，为提升车辆制动稳定性与驾乘舒适性，要求主销后倾角在车轮上跳时增大、下跳时减小。

依据上述要求和工程设计经验，取上、下摆臂长度比为0.74，选定上摆臂长度为307 mm、下摆臂长度为416 mm。

垂向平面上，上、下摆臂前、后点布置时，应尽量增大上、下摆臂的投影重合区域，以优化摆臂受力状态，有利于摆臂轻量化设计。因此，初步定义上、下摆臂外摆角均为0°。

完成悬架杆系三平面硬点设计后，进行减振器硬点布置。减振器下点布置需校核车轮最大转角工况与EMB系统制动钳的安全间隙，上点布置需兼顾悬架动挠度和上摆臂预留空间等。最后，依据主销转向单元的结构形式与空间尺寸约束，完成悬架和转向系统的集成设计。

定义整车纵向中心对称面为*XZ*平面，通过前轴中心线的垂向平面为*YZ*平面，通过前轴中心线的水平面为*XY*平面，三个基准平面的交点定义为坐标原点。基于上述角模块集成布置方法确定各硬点初始参数，如表4所示。

表4　硬点初始参数　　mm

硬点名称	坐标参数
下摆臂外点	(−4.5,−691.0,−133.7)
下摆臂前点	(30.2,−280.2,−67.6)
下摆臂后点	(347.1,−280.2,−78.6)
上前摆臂外点	(−43.1,−516.4,408.4)
上前摆臂内点	(−147.6,−304.4,407.7)
上后摆臂外点	(126.8,−516.4,407.5)
上后摆臂内点	(200.6,−304.4,398.4)

3.4　悬架系统参数设计

设定簧上质量M=520 kg，簧上质量垂向振动固有频率f=1.25 Hz，可得悬架刚度$K=(2\pi f)^2M$=32 N/mm。根据杠杆比i=0.6，进一步计算可得弹簧刚度$K_s=K/i^2$=89 N/mm。

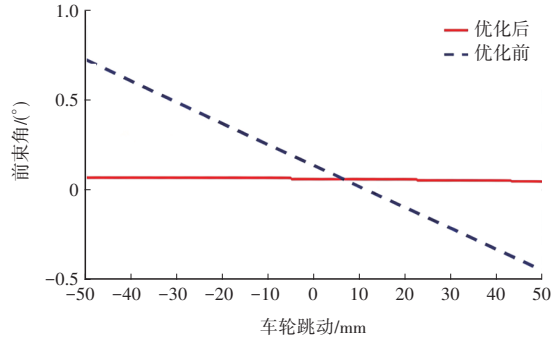
悬架减振器的阻尼系数C_s常用相对阻尼系数ζ来衡量。系统临界阻尼系数$C_c=2\sqrt{KM}$=8 158 N·s/m，取相对阻尼系数ζ=0.3，得到轮心目标阻尼系数$C_t=\zeta C_c$=2 447 N·s/m。减振器安装角θ=17.5°，可得减振器阻尼系数$C_s=C_t/(i\cos\theta)^2$=7 476 N·s/m。通常，减振器复原阻尼大于压缩阻尼，取两者之比为3∶1，则压缩阻尼系数$C_{comp}=C_s/4$=1 869 N·s/m，复原阻尼系数$C_{ext}=3C_s/4$=5 607 N·s/m，压缩与复原阻尼系数共同构成减振器调校的基准阻尼系数。

4　性能仿真验证

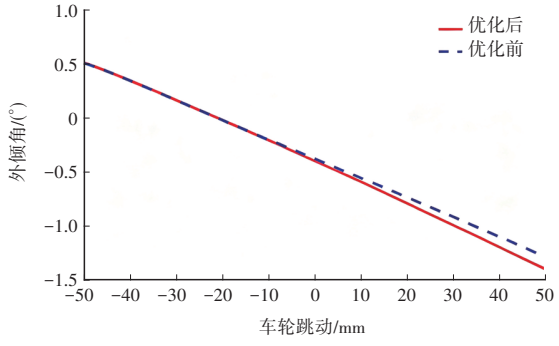
基于上述初始布置硬点参数，在ADAMS/Car中搭建K&C仿真模型，通过硬点参数迭代对角模块运动学特性进行分析和优化。

运动学特性主要研究车轮定位参数与车轮跳动之间的运动学关系。图8所示为优化前、后的对比结果，可以看出，优化后轮跳前束角变化、外倾角变化、轮心纵向位移变化及轮距变化均显著减小，分别达到−0.2 (°)/m、−18 (°)/m、0.035、−0.22，各指标满

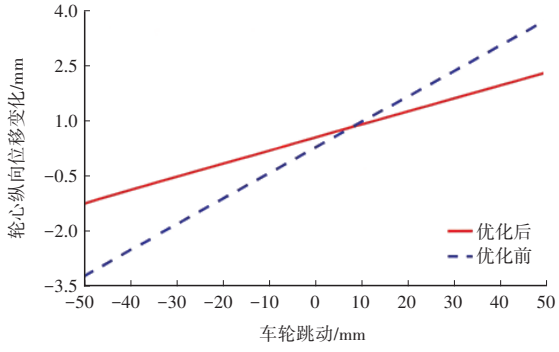
足设计要求。迭代优化后的硬点参数如表5所示。



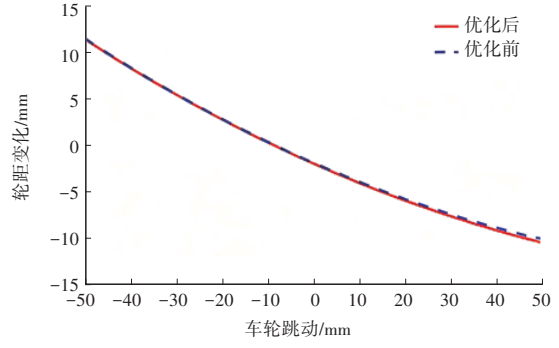
(a)前束角



(b)外倾角



(c)轮心纵向位移变化



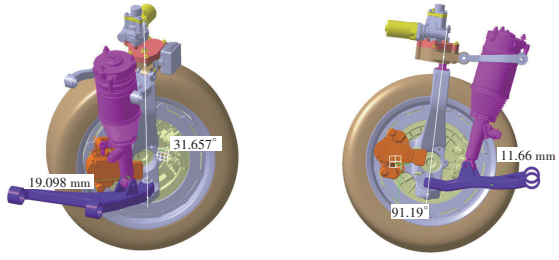
(d)轮距变化

图8　运动学特性仿真优化前后对比

按照优化后的硬点参数构建角模块三维模型并开展DMU运动校核，仿真结果如图9所示，车轮在−30°~90°大转向角范围内无零部件运动干涉，角模块结构布局设计合理。

表5　硬点参数变化量　　mm

硬点名称	ΔX	ΔY	ΔZ
下摆臂外点	0	0	0
下摆臂前点	−0.4	0	−1.0
下摆臂后点	−4.9	0	−0.8
上前摆臂外点	0	0	+2.6
上前摆臂内点	0	0	+2.1
上后摆臂外点	0	0	0
上后摆臂内点	+1.6	0	−0.7



(a)−30°　　(b)90°

图9　不同车轮转角下轮毂驱动角模块运动校核

5　结束语

本文针对轮毂驱动角模块面临的大转角转向与悬架运动学强耦合、集成设计难度高等问题，系统开展了构型解析、方案设计与仿真验证工作。

首先，基于独立转向型式和转向与悬架相对运动关系对角模块构型进行分类，并分析了拉杆转向、主销转向以及主销串联式、主销并联式和一体式构型的技术特征与适用场景。其次，提出一种基于双叉臂悬架且采用上置动力源的主销串联式集成角模块，完成了驱动/制动一体化轮毂电动轮设计和主销转向动力单元参数匹配，并基于悬架三平面设计准则完成了硬点布置与整机集成。

最后，通过K&C仿真迭代优化悬架硬点，优化后的轮跳前束变化、外倾变化、轮心纵向位移变化及轮距变化等关键指标均满足设计要求。DMU运动校核结果表明，车轮在−30°~90°的全转向区间内无零部件运动干涉，有效解决了大转角转向与悬架耦合带来的不利问题。

后续将进一步开展台架与实车试验，验证该角模块的动力学性能与实车工况的适应性。

参　考　文　献

[1] 郑乐玉. 主销式角模块全矢量线控底盘设计与研究[D]. 聊城: 聊城大学, 2025.

（下转第41页）

Permanent Magnet Synchronous Motor[J]. Electrotechnology, 2024(23): 270-273+278.

[10] 黄鑫, 陈仁祥, 黄钰. 卷积神经网络在机械设备故障诊断领域应用与挑战[J]. 制造技术与机床, 2019(1): 96-100.
HUANG X, CHEN R X, HUANG Y. Application and Challenges of Convolutional Neural Network in the Field of Mechanical Equipment Fault Diagnosis[J]. Manufacturing Technology and Machine Tools, 2019(1): 96-100.

[11] 杨俊杰. 基于多特征融合CNN的级联H桥七电平逆变器故障诊断[D]. 成都: 西华大学, 2021.
YANG J J. Fault Diagnosis of Cascaded H-Bridge Seven-Level Inverter Based on Multi-Feature Fusion CNN[D]. Chengdu: Xihua University, 2021.

[12] 姜健, 魏小源. 自适应注意力LSTM-ResNet下的滚动轴承故障诊断[J]. 制造技术与机床, 2024(6): 74-81.
JIANG J, WEI X Y. Rolling Bearing Fault Diagnosis under Adaptive Attention LSTM-ResNet[J]. Manufacturing Technology and Machine Tools, 2024(6): 74-81.

[13] ZHAO H T, SUN S Y, JIN B. Sequential Fault Diagnosis Based on LSTM Neural Network[J]. IEEE Access, 2018, 6: 12929-12939.

[14] MOHAMMAD-ALIKHANI A, NAHID-MOBARAKEH B, HSIEH M F. One-Dimensional LSTM-Regulated Deep Residual Network for Data-Driven Fault Detection in Electric Machines[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2024, 71(3): 3083-3092.

[15] 唐颖川. 基于CNN-LSTM的时序数据故障诊断方法研究[D]. 西安: 西安工业大学, 2022.
TANG Y C. Research on Time-Series Data Fault Diagnosis Methods Based on CNN-LSTM[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2022.

[16] WANG T, ZHANG L, WANG X F. Fault Detection for Motor Drive Control System of Industrial Robots Using CNN-LSTM-Based Observers[J]. CES Transactions on Electrical Machines and Systems, 2023, 7(2): 144-152.

（责任编辑　斛　畔）

修改稿收到日期为2025年12月17日。

（上接第25页）

ZHENG L Y. Design and Research of Full-Vector Steer-by-Wire Chassis with Kingpin-Style Corner Modules[D]. Liaocheng: Liaocheng University, 2025.

[2] 王耀樟. 角模块架构电动轮驱动汽车悬架系统优化设计及功能验证[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2024.
WANG Y Z. Optimized Design and Functional Verification of the Corner Module Architecture Electric Wheel Drive Vehicle Suspension System[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2024.

[3] 杨殿阁, 刘辉, 殷国栋, 等. 分布式电驱动车辆现状与发展趋势[J]. 前瞻科技, 2025, 4(2): 84-98.
YANG D G, LIU H, YIN G D, et al. Current Status and Development Trends of Distributed Electric Drive Vehicles [J]. Science and Technology Foresight, 2025, 4(2): 84-98.

[4] 重庆青山工业有限责任公司. 一种用于轮毂驱动角模块中的双转子电机主销转向装置: 202510944632.1[P]. 2025-10-10.
Chongqing Tsingshan Industrial Co., Ltd.. A Main Pin Steering Device for Dual-Rotor Motor in Hub Drive Angle Module: 202510944632.1[P]. 2025-10-10.

[5] WANG W, CHEN X B. Design Methodology for Wheel Corner Module Topology Based on Position and Orientation Characteristics[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 136: 122-140.

[6] 东风汽车集团股份有限公司. 一种角模块和车辆: 202311485211.4[P]. 2024-02-06.
Dongfeng Motor Group Co., Ltd.. An Angle Module and A Vehicle: 202311485211.4[P]. 2024-02-06.

[7] 清华大学. 一种集成分布式角模块的电驱动车辆模块化底盘: 202510276137.8[P]. 2025-06-20.
Tsinghua University. A Modular Chassis for Electric Drive Vehicles Integrating Distributed Corner Modules: 202510276137.8[P]. 2025-06-20.

[8] 杨萍, 陈华明. 某氢燃料轻卡转向系统设计匹配研究[J]. 专用汽车, 2022(7): 23-27.
YANG P, CHEN H M. Research on the Design and Matching of Steering System for the Hydrogen Fuel Light Truck[J]. Special Purpose Vehicle, 2022(7): 23-27.

（责任编辑　南　杉）

修改稿收到日期为2026年8月14日。