



16

舍弗勒轻量化差速器

尺寸和重量减少的 差速器系列

Thorsten Biermann

Dr. Tomas Smetana

Prof. Dr. Bernd-Robert Höhn, FZG München

Franz Kurth, FZG München

前言

减少传动系统的重量对于提升驱动桥的效率，提高能量转换的效率和在省油的同时改善操控性能都很重要。过去，通过使用更高效的材料，有大量成功减少传动系统零部件重量的案例，但在差速器技术方面并没有重大的改进。最主流的车轴差速器还是锥齿轮差速器。由于零部件的高载荷，这种设计无法通过更换材料来减少重量。

舍弗勒轻量差速器提供了集合低重量，最佳效率成本和占用空间少的解决方案。这种从传统锥齿轮差速器向正齿轮差速器的设计变化提供了创新设计理念和生产技术发展的机会。

本文阐述了轻量化差速器的可能性，首先介绍了这种差速器的设计和功能。然后是和传统锥齿轮的比较，特别是在不同扭矩级别的重量和占用空间减少。

引言

历史

现在的发展是根据慕尼黑 FZG 开始于 2002 年的一个研究项目进行的。这个研究项目的目的是开发一个和传统锥齿轮差速器相比更紧凑、重量更轻的正齿轮差速器（图 1）。

这个项目的合作伙伴是 GM Powertrain 和舍弗勒集团。在这个项目中，FZG 的 Hohn 博士



图 1 FZG Munich 的正齿轮差速器

指导了原型样件在测试平台和车辆上的设置和测试 [4]。

舍弗勒的第一个正齿轮差速器在车辆测试中的成功使之可以继续为量产寻找解决方案。

这个新差速器的设计中，在和 FZG 开发的正齿轮差速器比较空间优化的同时，最初的重点是从生产以及成本优化的角度考虑的。然而，现在一些开发阶段已经完成，可以量产的差速器和 FZG 的原设计差别不大。

除了在轮齿方面是和 FZG 共同开发之外，舍弗勒核心的钢板冷冲压技术得到了重点运用。因为这样的设计和结构可以为差速器外壳保证高的刚度。外壳的设计基于传统的自动变速器行星齿轮架（采用类似的技术），这种设计在过去已得到了最优化的改进来满足不断增加的变速器的功率密度要求。

技术发展水平

和开始所说的一样，在大多数汽车主减速器中使用的是锥齿轮差速器（图 2）。锥齿轮差速器的柔性设计使其可以和不同的主减速齿组合。

在前横置前驱车辆中，驱动力扭矩是通过一个正齿轮传递到差壳。在前纵置后驱或前纵置前驱的车辆中，准双曲面齿轮被用来替代正齿轮。差壳将扭矩传递到安装有小齿轮的差速器行星销上。差速器行星齿轮和半轴齿轮啮合。半轴与半轴间有两处通过行星齿轮啮合，其传动比为 -1。

扭矩通过差速器行星齿轮传递给两个半轴锥齿轮。通常使用两个差速器行星齿轮，差速器外壳一般采用单一的铸件。差速器外壳上有窗口，用于安装行星齿轮和半轴锥齿轮。 我们 可以通过增加行星齿轮的数量来增大可传递的扭矩。通过这种方式降低了单个啮合齿处的载荷。行星齿轮和半轴锥齿轮安装在一个球形的空间里，半轴锥齿轮和壳体的接触面通常也是球形的。在大部分的应用中，半轴齿轮和差速器行星销齿轮是以 IT9 ~ 11 的精度锻造成型的。

FZG 的正齿轮差速器

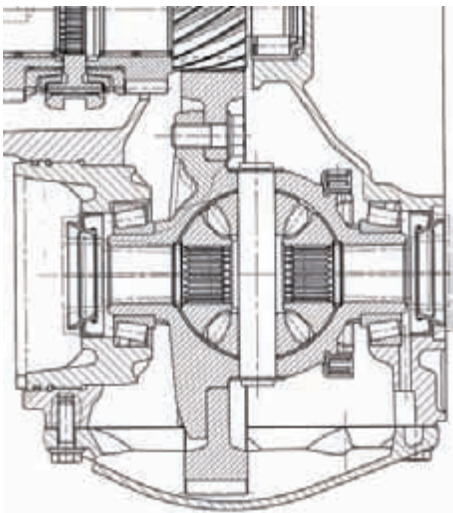


图 2 标准的锥齿轮差速器

概念

正齿轮差速器的概念和锥齿轮产生于相近时代。 在 1911 年的美国专业丛书摘录中，一本名为《自驱车辆》的著作中，就包含一些关于正齿轮差速器的详细报告 [1]。

Müller [2] 认为, FZG 的正齿轮差速器概念

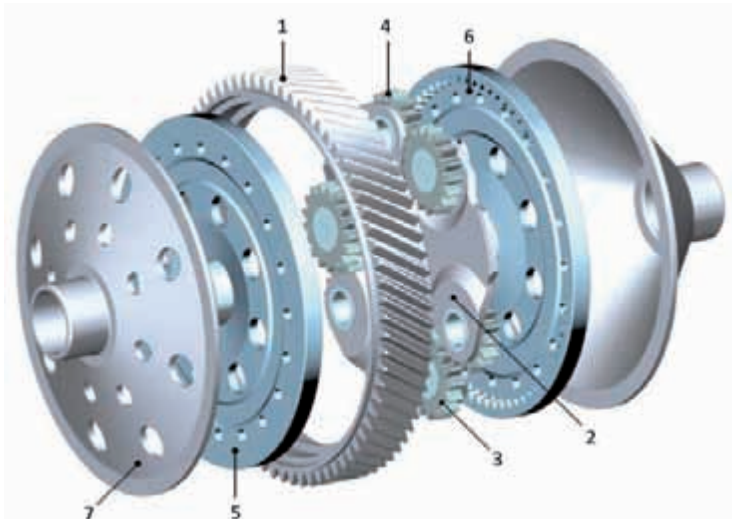


图 3 FZG 正齿轮差速器爆破图

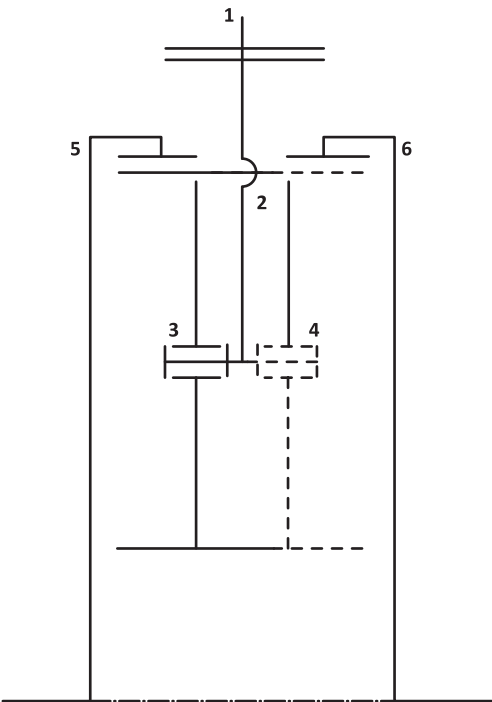


图4 FZG 正齿轮差速器转动结构图

是一个传统比为 -1 的回转传动机构。扭矩通过驱动齿轮（1）和一根中间轴（2）传递，中间轴上有成对安装的行星齿轮（3，4）。

这对行星齿轮（3，4）在宽度方向有部分齿啮合。同时，一个行星齿轮和左侧的输出内齿环（5）啮合，另一个行星齿轮和右侧的输出内齿环（6）啮合。这样布置的目的是为了使齿轮间的载荷最小化，尤其是行星齿轮和内齿环间的齿面接触应力。此外，和其它差速器设计相比，齿环（5，6）和行星齿轮（3，4）的接触点在更大的节圆上，对于同样的车轮扭矩，这样可以让差速器齿轮齿 [3] 上的圆周力更小。

紧凑型差速器设计的优势

和锥齿轮差速器相比，较低的齿轮接触力使得齿轮接触面可以更窄，这样就可以减少设计空间和重量。根据 Heizenröther [3] 的理论，和传统的锥齿轮差速器相比，在重量上大约可以减少 17 %。两个半轴轴承之间的空间减少会带来怎样的结果也是让研究者很感兴趣的一点。通常，差速器的设计空间会影响到离合器腔的空间，离合器的径向尺寸会受差速器壳的限制，尤其对于离合器需要额外空间的两轴式变速箱，如果离合器需要更多的空间，变速箱长度的增加就不能避免。

现在，双离合变速箱对工程师提出了新的挑战。离合器系统的设计空间要求是工程师们需要专门思考的一个问题。特别当这种新变速箱的性能在很大程度上由离合器决定的情况下。

通过在正齿轮差速器中集成其它附件可以开发出更多的应用。比如，实现辅助驱动和桥间差速。以这种方式，可以在标准变速箱上用相对经济的方式集成附加功能，并且为更高效的传动系设计做出贡献。

最终，部分被释放出的空间可以用来优化轴承位置。减少轴承之间的距离是不会有负面影响的。相反地，轴承位置受热膨胀的影响变小了，这是因为变速箱壳体的热膨胀对轴承位置的影响降低了。此外，起决定作用的径向力也几乎平均的分布到（两个）支撑轴承上。这样可以降低轴承预紧，同时，也可以用更高效率的球轴承替换圆锥滚子轴承，因为球轴承摩擦力更低。

舍弗勒轻量化变速器

概念

鉴于 FZG 变速器设计的空间要求和重量，其原型样件毫无疑问是一个里程碑，但它仍然有一个设计缺陷，只能通过采用非常窄的齿轮齿宽度才能弥补。在半轴上安装内齿圈导致了变速器行星齿轮无法被安装进变速器壳体。必须额外安装一根中心轴做为行星架。钢板制成的壳体只用来承载主减速齿(1)，而不传输扭矩。

舍弗勒开发轻质量变速器的灵感在于：取消中心轴，将行星齿轮(3, 4)装入壳体(2)

中。这样的设计只能工作于太阳轮(5, 6)输出的情况下，而不是之前的内齿圈输出。

根据制造技术的现状，和 FZG 的设计相比，舍弗勒的设计可以减少成本。因为少了一个零件，同时，和齿圈相比，较轻的太阳轮(5, 6)使之更便宜。

在这个设计中，变速器行星齿轮(3, 4)可以安排在相对更大的节圆上，这就能够减少作用在变速器行星齿轮齿间的接触力。不过，舍弗勒设计中真正创新的地方并不是这里提到的概念，而是在此之后，开发了多种样式的齿轮形式。

舍弗勒轻量化变速器的齿轮设计

舍弗勒选择了一款大众变速箱作为轻量化变速器开发项目的平台。一个被称为 MQ 350 的手动 6 档变速箱被选为第一个原型样机。

变速箱整体结构是前横置的三轴设计，最大输入扭矩是 350 Nm，适用于大众集团的多款大功率发动机。

对于变速箱的一档齿轮，理论上在输入扭矩最大的情况下，驱动轮可以获得 5500 Nm 的扭矩。这个扭矩基于齿轮速比的设计计算而来，实际极限驱动(打滑)扭矩要低得多，大约在 3000 Nm 左右。

图 6 是 MQ350 的截面图。在三轴变速箱中，离合器设计空间受到变速器的限制并不像很多二轴变速箱严重。标准的布置方式是含有

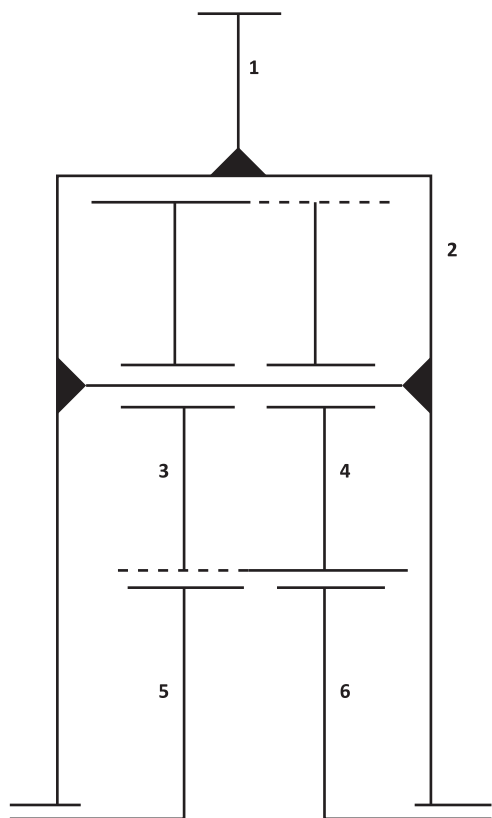


图 5 舍弗勒正齿轮变速器结构图

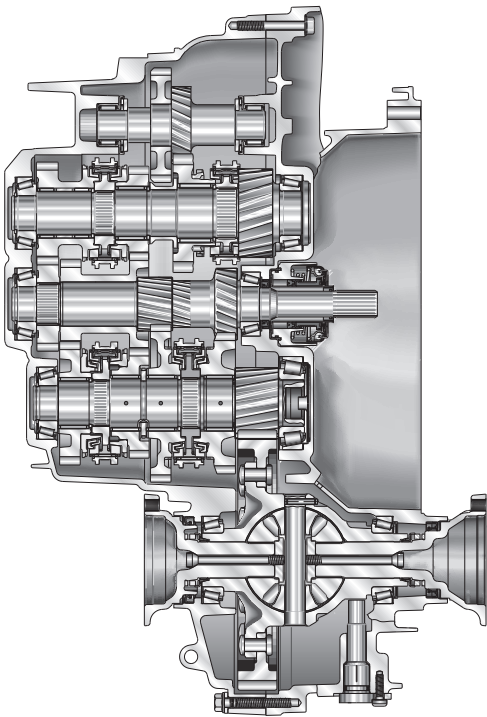


图6 大众 MQ350

锥齿轮差速器的主减速系统，差壳和主减速齿
柳接在一起。

我们的轻量化差速器同样用柳接连接代替
了螺栓连接。包括主减速齿的锥齿轮差速器重
量在 9 公斤左右。在开发中，我们的目标是至
少减少 15 % 的重量，同时，减少差速器的空
间，使得差速器支撑轴承可以和输出轴轴承安
装在同一平面内。

接下来，我们介绍有一定差别的类型 1
和类型 2 差速器，图 7 是类型 1 差速器的齿
轮。行星轮系的圆周上安装了三对差速器行
星齿轮。行星轮的对数可以改变，如果周围
结构允许的话，也可以安装四对或五对行星
轮。Müller [2] 指出，关于齿轮的齿数，必须
遵守下面的条件：

$$\frac{Z_{s01} + Z_{s02}}{Z_{pp}} = \text{齿轮总齿数}$$

Z_{s01} 和 Z_{s02} 是输出太阳轮的齿数， Z_{pp} 是在圆
周上的行星轮对数。不遵循这个规则将导致行
星齿轮对在圆周上的不平衡布置。对于分配同
等扭矩的差速器，太阳轮 Z_{s01} 和 Z_{s02} 的齿数
是一样的。

类型 1 中齿轮的特征是三对齿轮是同一公
转轴线连续布置的。在左右两侧，每个行星齿
轮分别和各自的输出太阳轮啮合，每对行星轮
在中间部位互相啮合，同时，两对太阳轮之间
是有间隙的，不和对面的行星齿轮啮合。

图片同时显示了左右两侧的太阳轮和行星
齿轮的参数是相关的，正好成镜像关系，唯一
的区别就是螺旋角方向。螺旋角是用来增加差
速器自锁值的。在牵引模式，太阳轮和差速器
壳接触。如果在太阳轮和差壳之间加入摩擦片，
增加的摩擦力可以帮助系统获得所需的自锁率。

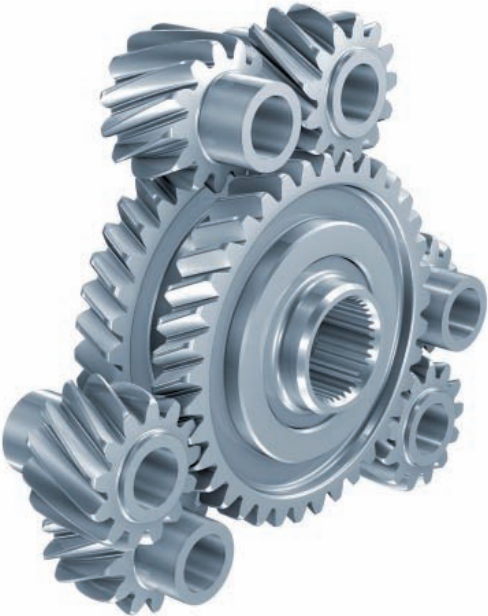


图7 类型 1 差速器，齿轮螺旋角 > 0°

这样的变速器就类似于扭矩感应自锁式变速器，只不过这时变速器的自锁值是由螺旋角和摩擦片决定的。目前，在一些原型样机上正在测试以 LuK 树脂涂层材料制作的摩擦片。

通过壳体支撑太阳轮的方式有其它的优点。在牵引模式下，变速器产生了内部的反力，增加了轴承预载。其结果是，轴承系统的刚度因为扭矩的变化也发生了变化。这保证了，即使在高扭矩的情况下，主减速齿轮也会有合适的支撑，这样的设计降低了噪音产生的可能性。

对于所有正齿轮变速器来说，现有的锥齿轮变速器的轮齿是需要最先分析的。在正齿轮变速器的齿轮设计时，要参考一档时标准锥齿轮变速器行星齿轮和半轴齿轮的最大齿根载荷和齿面接触应力。

正齿轮变速器的设计也不仅仅根据载荷，零部件的强度也是需要分析的。然而，因为这两种变速器使用的都是类似的淬硬钢，同时，相关的小零件的尺寸也是相似的，所以，对于这两种变速器，很多增加和降低材料刚度的因素是同样的。另外一些导致不同齿根载荷能力的因素，比如由于不同的粗糙度引起的，最初并没有被考虑，因为研究的重点是放在理论静载荷上。

我们通过变速器零部件的破坏试验来证实其可以承受高静态载荷。计算载荷对于齿根和齿面来说，是相对较高的。由于不知道实际的载荷谱，因此无法变换正齿轮变速器的载荷条件，所以我们假定的是最恶劣的载荷情况。这个假定决定了锥齿轮变速器是按照静态强度和疲劳强度的边界设计的，这意味着不论是载荷在此基础上增加还是载荷循环增加都会导致齿

轮齿失效。

类型 2 变速器的基本原理和类型 1 变速器的区别在于利用了两个太阳轮间的轴向空间，

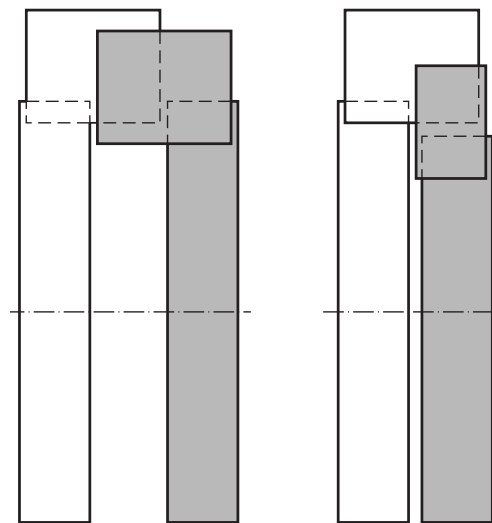


图8 类型 1 (左边) 和类型 2 (右边) 啮合结构比较

这样可以获得更窄和重量更轻的设计。通过把一个太阳轮和行星轮的啮合处移动到行星轮和行星轮啮合的相同平面内可以实现类型 2 的设计。类型 1 在轴向有三个啮合平面，而类型 2 的变速器就只有两个啮合平面（图 8）。

图中显示了类型 2 变速器只能被设计成不对称的机构。在这个设计中，通过齿轮的负变位使一个太阳轮尺寸比另一个小，同时也减小了这一级齿轮的中心距。第二个太阳轮的齿形则采用了较大的正变位系数，使得中心距变大。这样，最终就能够实现一对太阳轮和行星轮的啮合处在该行星轮和另一行星轮的啮合处之下，而这两个啮合处是在同一个平面内的，所有的齿轮仍然有相同的模数。为了保证扭矩能够在两个太阳轮间均匀分配，我们将它们设计成有



图9 类型2 差速器，采用直齿轮

相同的齿数，虽然它们的尺寸不同（图9）。

使用不同齿数和模数的太阳轮也可以实现均匀的扭矩分配，这样的话，至少有一个行星轮需要分段设计，整合两个不同的轮齿，和前面推荐的设计相比，这样的设计很不利于生产。然而，为了保证平稳的差速功能，太阳轮2和行星轮1之间的距离要足够大以避免它们啮合，这就使得太阳轮必须使用相对较大的变位系数。

两个太阳轮的尺寸不同会导致它们的圆周力不同，乍一看这与平均分配扭矩矛盾。不过如图10所示，如果考虑行星轮的滚动圆直径，其中的关系就明白了。因为每个行星轮齿的参数不同，所以它们有两种不同的滚动圆直径。因此，行星轮和太阳轮之间的圆周力和它们的

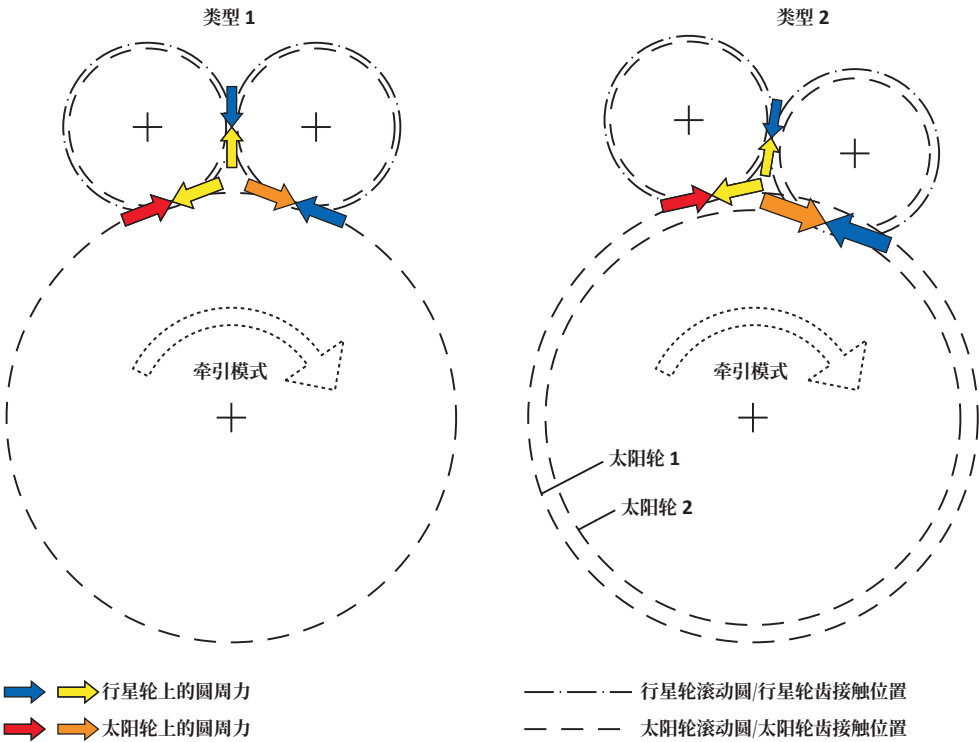


图10 类型1和类型2 差速器齿轮齿上的圆周力比较

滚动圆直径比有关。结果是，较小的太阳轮和较大的太阳轮相比，受到了更大的圆周力，最终分配了均匀的扭矩。

齿轮齿方面的挑战来自于太阳轮 2 的载荷能力。由于这个齿轮采用了较大的负变位，导致齿根很窄，齿根部分的承载能力降低很显著。所以，此处轮齿接触宽度要设计得比太阳轮 1 与行星轮 1 之间的宽。这个宽度利用了部分行星轮间的设计空间，但是总体来说，无论对于直齿和还是斜齿，这样的宽度增加只允许齿根窄 30%。

外壳设计

图 11 显示的是舍弗勒生产的主减速器总成。用于支撑主减速齿轮的变速器外壳是用钢板冷冲压成型的。为了减少齿轮齿承受的力，成对的行星齿轮安装在一个尽可能大的节圆上，因为这个原因，在圆周上，主减速齿并没有和变速器壳体完全连接，而是通过行星齿轮组之间保留的三处法兰连接。如果使用铆钉连接的话，可以参考目前使用的铆钉连接的主减速器。



图 11 带外壳的舍弗勒轻量化变速器

轮有不同的行星轮架尺寸。直齿类型 1 的变速器的相似部分最多，除了壳体之外，所有变速器行星轮和太阳轮用的都是相似的零件。

舍弗勒轻量化变速器的优势

图 12 显示了用于类型 1 和类型 2 变速器的

组成变速器外壳的两个半壳可以根据齿轮的设计被设计成互相不同的结构。对于变速器类型 1，两半外壳是完全一样的。对于变速器类型 2，基础壳体也是一样的，但用于安装行星轮轴承的孔被反转为镜像，因为变速器 2 的行星齿

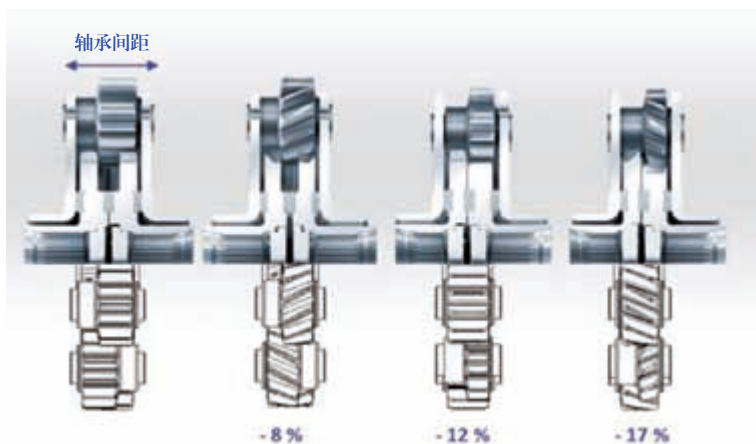


图 12 使用斜齿和直齿的类型 1，类型 2 变速器齿形和轴向设计空间比较

不同的齿轮设计，对比显示，类型 2 的齿轮齿设计可以进一步减小轴向的空间尺寸。

通常情况下，从直齿的类型 1 变速器到斜齿的类型 2 变速器可以减少大约 17 % 的轴向空间。齿轮的宽度减少了 30 %。

锥齿轮差
速器和舍
弗勒轻量
化变速器的对比

这个项目的目标是开发一个支撑轴承和输出轴主轴承在同一平面的变速器，现在这个目标已经达到了。类型 2 变速器完全在主减速齿的设计宽度之内，因此也避免了和齿轮的干涉。

和锥齿轮变速器相比，图 13 中显示的设计可以用于更高的扭矩。

基于已有的设计，针对不同扭矩级别的变速器都已经开始开发。这些开发工作的意图基本上都是相近的，甚至对于输入扭矩较低的变速箱，轻量化变速器也有巨大的好处。另外，舍弗勒设计的用于最大扭矩 2,100 Nm 的变速箱

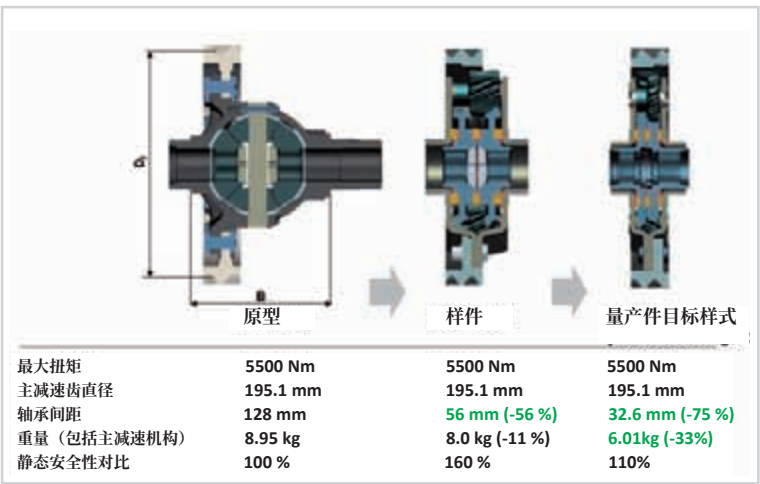


图 13 最大扭矩 5500 Nm 变速器的重量和空间减少情况

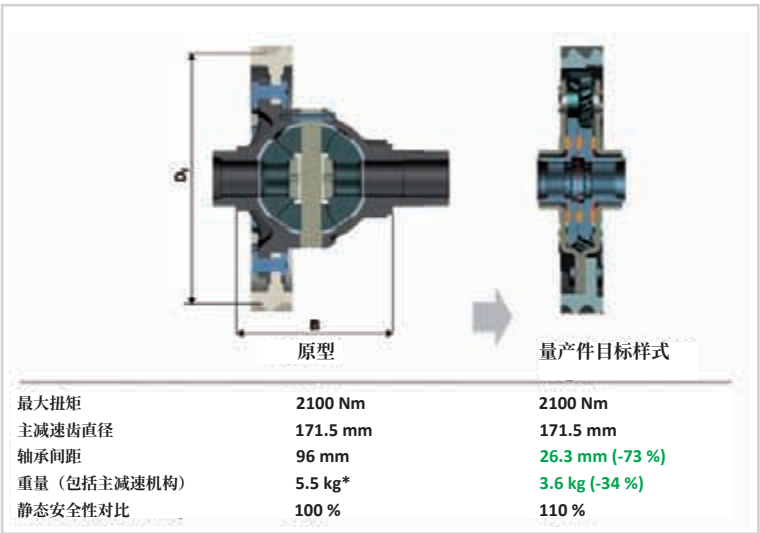


图 14 最大扭矩 2100 Nm 变速器的重量和空间减少情况

的设计也正在评估功效。图 14 显示了现在设计从原来设计变化的结果。

总结

舍弗勒轻量化变速器，是一个许多专家在

100 年的历史中都不敢期望的产品。原先把行星齿轮安装的离外侧尽可能远，并因此接受整个主减速齿工艺性变差的设计理念被渐渐忽略了。同时，大家认为基于这样概念的设计会伴随着和制造工艺，功能相关的问题以及主减速齿的噪音。

我们现在所得到的结果都是令人振奋的。舍弗勒设计的轻量化变速器在噪音试验和耐久试验中表现的性能都极其好。

目前的开发阶段显示，无论是生产精度过低还是主减速齿圆度超差，正齿轮差速器的噪音等级都比锥齿轮差速器要少 10 分贝。噪音测试是在德国 Werdohl 的 AFT 进行的。

这些发现指出在目前的开发阶段，正齿轮差速器不仅仅有巨大的潜能替代锥齿轮差速器，而且有巨大的潜能替代托森差速器。由于有大量相近的零件，直齿类型 1 差速器可以做小批量生产，并用来替代一部分锥齿轮差速器。

斜齿类型 2 差速器必须在量很大时才能投产，因为差速器行星轮，太阳轮和壳体都是不同的，并且设计是基于使用冲压技术的生产方式。因为合适的螺旋角和摩擦片，类型 2 的轻量化差速器自锁值提升了，这提供了一个除机械式托森差速器之外的其它选择。

和锥齿轮差速器相比，显著减少的设计空间确保了原先不能在前置变速箱上实现的功能得以实现。舍弗勒也开始了可切换的后桥输出或者带有中央差速的后桥输出系统的开发。类型 2 差速器也是电驱动桥的必要零部件之一，这在后续的介绍中会有提到 [6]。

总而言之，因为不断增加的能源和原材料价格，以及由此可能产生的问题，或者单纯的成本角度的考虑，轻量化变速器的市场一定会增加。

参考文献

- [1] Homans, James E.: Self-Propelled Vehicles, Theo. Audel & Company, New York, 1911
- [2] Müller, H.W.: Die Umlaufgetriebe (Auslegung und vielseitige Anwendungen), 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1998
- [3] Heizenröther, M.: Entwicklung eines Stirnraddifferenzials mit Innenverzahnung in Blechbauweise, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben P546 der Forschungsvereinigung Stahlanwendung e.V. (FOSTA), 2005
- [4] Höhn, Bernd-R., Michaelis, K., Heizenröther, M.: Kompaktes Achsgetriebe für Fahrzeuge mit Frontantrieb und quer eingebautem Motor, ATZ 1/2006
- [5] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.: Maschinenelemente Band II, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003
- [6] Smetana, T.; Biermann, T.; Höhn, B.-R.; Kurth, F.: Schaeffler active eDifferential – The active differential for future drive trains: 9. Schaeffler Symposium, 2010