

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国际局

(43) 国际公布日
2020 年 12 月 30 日 (30.12.2020)



(10) 国际公布号
WO 2020/259371 A1

(51) 国际专利分类号:

F02B 75/04 (2006.01) **F02D 15/00** (2006.01)
F02B 75/32 (2006.01) **F16H 21/34** (2006.01)
F16C 7/06 (2006.01)

(21) 国际申请号: PCT/CN2020/096636

(22) 国际申请日: 2020 年 6 月 17 日 (17.06.2020)

(25) 申请语言: 中文

(26) 公布语言: 中文

(30) 优先权:

201910580253.3 2019年6月28日 (28.06.2019) CN
201910578737.4 2019年6月28日 (28.06.2019) CN

(71) 申请人: 长城汽车股份有限公司 (**GREAT WALL MOTOR COMPANY LIMITED**) [CN/CN]; 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。

(72) 发明人: 刘涛 (**LIU, Tao**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。刘俊杰 (**LIU, Junjie**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。林文 (**LIN, Wen**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。钟德华 (**ZHONG, Dehua**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。渠娜 (**QU, Na**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。张树旻 (**ZHANG, Shumin**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。杨乐 (**YANG, Le**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。姜志永 (**JIANG, Zhiyong**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。尹

吉 (**YIN, Ji**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。刘君宇 (**LIU, Junyu**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。董高峰 (**DONG, Gaofeng**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。苏旭朝 (**SU, Xuchao**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。王文远 (**WANG, Wenyuan**); 中国河北省保定市朝阳南大街 2266 号, Hebei 071000 (CN)。

(74) 代理人: 北京润泽恒知识产权代理有限公司 (**BEIJING RUN ZEHENG INTELLECTUAL PROPERTY LAW FIRM**); 中国北京市海淀区中关村南大街 31 号神舟大厦 702, Beijing 100081 (CN)。

(81) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW。

(84) 指定国(除另有指明, 要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT,

(54) Title: LOWER CONNECTING ROD, AND ENGINE HAVING SAME

(54) 发明名称: 下连杆、具有其的发动机

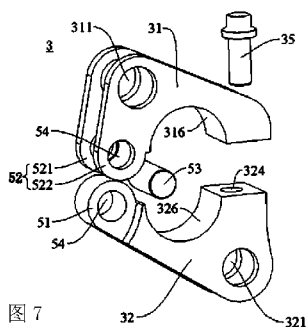


图 7

(57) Abstract: A lower connecting rod, and an engine having same. The lower connecting rod (3) is provided with a central hole (33) matched with a crankshaft (4), and the lower connecting rod (3) comprises: an upper connecting rod portion (31) and a control connecting rod portion (32); the upper connecting rod portion (31) is connected to the control connecting rod portion (32), at least one connection point is a rotating connection point, and the axis of rotation of the rotating connection point is parallel to the axis of the central hole (33).

(57) 摘要: 一种下连杆、具有其的发动机, 下连杆 (3) 上设置有与曲轴 (4) 配合的中心孔 (33), 下连杆 (3) 包括: 上连杆部 (31)、控制连杆部 (32), 上连杆部 (31) 与控制连杆部 (32) 相连接, 且至少一个连接点为转动连接点, 转动连接点的转动轴线与中心孔 (33) 的轴线平行。

RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI,
CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布：

— 包括国际检索报告(条约第21条(3))。

下连杆、具有其的发动机

本申请要求在 2019 年 6 月 28 日提交中国专利局、申请号为 201910580253.3、发明名称为“下连杆及具有其的发动机”，以及在 2019 年 6 月 28 日提交中国专利局、申请号为 201910578737.4、发明名称为“下
5 连杆和具有它的发动机”的中国专利申请的优先权，其全部内容通过引用结合在本申请中。

技术领域

本发明涉及汽车领域，具体而言，涉及一种下连杆、具有其的发动机。

背景技术

10 发动机的压缩比是指活塞运动到下止点时的气缸容积与活塞运动到上止点时的燃烧室容积之比。现有发动机大多数为固定压缩比发动机，燃油燃烧效率低、经济性差、排放高。随着可变压缩比技术的发展，发动机开始增加压缩比调节机构，通过改变活塞上止点位置等方式改变燃烧室容积，从而
15 改变压缩比，以满足不同发动机负荷需求，使发动机始终工作在最佳工作区，这样既提高了动力性降低了油耗，又减少了排放，很好地解决了动力性与经济性、排放性的矛盾。

目前典型的改变发动机活塞上止点位置的结构为多连杆机构，其下连杆与曲轴的连杆颈相连接，但是在发动机在工作时，下连杆因为惯性力原因，受力最大，结构设计要求严格，且装配复杂。

发明内容

20 有鉴于此，本发明旨在提出一种下连杆，以优化下连杆的装配工艺。

为达到上述目的，本发明的技术方案是这样实现的：

一种下连杆，所述下连杆上设置有与曲轴配合的中心孔，所述下连杆包
括：上连杆部、控制连杆部，所述上连杆部与所述控制连杆部相连接，且至
25 少一个连接点为转动连接点，所述转动连接点的转动轴线与所述中心孔的轴线平行。

相对于现有技术，本发明所述的下连杆装配难度较低，且上连杆部和控制连杆部通过铰接销转动连接，有利于改善下连杆的受力。

30 本发明的另一个目的在于提出一种发动机，所述发动机包括：活塞，所述活塞适于在所述发动机的气缸内运动；曲轴，所述曲轴的主轴颈可转动地设置在所述发动机的缸体上；上述的下连杆，所述下连杆套设在所述曲轴的连杆颈上；上连杆，所述上连杆连接在所述活塞与所述下连杆之间；压缩比调节机构，所述压缩比调节机构用于调节所述活塞在所述气缸内的位置，所述压缩比调节机构包括：控制连杆，所述控制连杆与所述下连杆铰接。

35 相对于现有技术，本发明所述的发动机压缩比调节机构的工作可靠性高，并且可以改善下连杆的受力。

上述说明仅是本发明技术方案的概述，为了能够更清楚了解本发明的技

术手段，而可依照说明书的内容予以实施，并且为了让本发明的上述和其它目的、特征和优点能够更明显易懂，以下特举本发明的具体实施方式。

附图说明

5 为了更清楚地说明本发明实施例或现有技术中的技术方案，下面将对实施例或现有技术描述中所需要使用的附图作一简单地介绍。

图 1 是活塞、上连杆、下连杆、曲轴、压缩比调节机构的装配示意图；

图 2 是活塞、上连杆、下连杆、压缩比调节机构的装配示意图；

图 3 是上连杆、下连杆、曲轴、控制连杆、轴瓦的分解示意图；

图 4 是上连杆、下连杆、连杆颈、控制连杆、轴瓦的装配示意图；

10 图 5 是下轴瓦以及下轴瓦的余面高度示意图；

图 6 是上连杆、控制连杆、第一个实施例的下连杆的装配示意图；

图 7 是第一个实施例的下连杆的分解示意图；

图 8 是铰孔座、连接臂和铰接销的连接示意图；

图 9 是上连杆、控制连杆、第一个实施例的下连杆的受力分析示意图；

15 图 10 是上连杆部和控制连杆部两端使用连杆螺栓连接的受力示意图；

图 11 是上连杆、控制连杆、第二个实施例的下连杆的装配示意图；

图 12 是第三个实施例的下连杆的分解示意图；

图 13 是第四个实施例的下连杆的装配示意图；

图 14 是第四个实施例的下连杆的分解示意图；

20 图 15 是第五个实施例的下连杆的分解示意图；

图 16 是上连杆部和控制连杆部一端转动连接，另一端使用连杆螺栓连接的剖视图；

图 17 是第一个实施例的下连杆的投影区域示意图；

图 18 是投影区域与中心孔干涉的示意图；

25 图 19 是第一个实施例下连杆的上连杆部和控制连杆部分解示意图；

图 20 是第五个实施例下连杆的上连杆部和控制连杆部分解示意图；

图 21 是上连杆部和控制连杆部的相对转动角度示意图；

图 22 是凸台设置在上连杆部的俯视图；

图 23 是图 22 中 M 处的局部放大示意图；

30 图 24 是凸台设置在上连杆部的立体图；

图 25 是凸台设置在控制连杆部，且下轴瓦具有余面高度的示意图；

图 26 是图 25 中 N 处的局部放大示意图；

图 27 是下连杆与上轴瓦、下轴瓦的装配示意图；

图 28 是下连杆与上轴瓦、下轴瓦的分解示意图；

35 图 29 是活塞、上连杆、第六个实施例的下连杆、压缩比调节机构的装配示意图；

图 30 是上连杆、第六个实施例的下连杆、控制连杆的装配示意图；

图 31 是上连杆、第六个实施例的下连杆、控制连杆的剖视图；
图 32 是第六个实施例的下连杆主视图；
图 33 是第六个实施例的下连杆剖视图；
图 34 是第七个实施例的下连杆的立体图；
5 图 35 是第八实施例的下连杆的分解示意图；
图 36 是第九个实施例的下连杆剖视图；
图 37 是上连杆、第十个实施例的下连杆、控制连杆的装配示意图；
图 38 是第十个实施例的下连杆的分解示意图；
图 39 是第十个实施例的下连杆的剖视图。

10 附图标记说明：活塞 1、上连杆 2、曲轴 4、主轴颈 41、连杆颈 42、压缩比调节机构 7、控制连杆 5、偏心轴 6、驱动轴 61、偏心轮 62、活塞销 A、连杆销 B、轴瓦 C、控制连杆销 D、下连杆 3、上连杆部 31、上连杆销孔 311、第一分臂 312、第一螺纹孔 314、上中心半孔 316、控制连杆部 32、控制连杆销孔 321、第二分臂 322、第二螺栓孔 323、第二螺纹孔 324、下中
15 心半孔 326、中心孔 33、连杆螺栓 35、工艺螺栓 36、凸台 37、铰孔座凸台 371、连接臂凸台 372、加强筋 38、分型面 40、上段分型面 401、下段分型面 402、铰孔座 51、第一铰孔座 511、第二铰孔座 512、连接臂 52、第一连接臂 521、第二连接臂 522、铰接销 53、铰接销孔 54、上轴瓦 81、下轴瓦 82、余面高度 91、投影区域 Q。

20 具体实施例

为使本发明实施例的目的、技术方案和优点更加清楚，下面将结合本发明实施例中的附图，对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述，显然，所描述的实施例是本发明一部分实施例，而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例，本领域普通技术人员在没有作出创造性劳动
25 前提下所获得的所有其他实施例，都属于本发明保护的范围。

下面将参考图 1-图 28 并结合实施例来详细说明本发明。

参照图 1-图 3 所示，发动机可以包括：活塞 1、上连杆 2、下连杆 3、曲轴 4 和压缩比调节机构 7。具体地，本发明实施例的下连杆 3 适于与发动机的曲轴 4 铰接相连，且活塞 1 可在发动机的气缸内运动，结合图 1-图 2 所
30 示，活塞 1 可在气缸的缸孔内沿图 1-图 2 的上下方向运动。

曲轴 4 的主轴颈 41 可转动地设置在发动机的缸体上，曲轴 4 的连杆颈 42 与主轴颈 41 的中心轴线错开。曲轴 4 的连杆颈 42 可以有多个。

下连杆 3 套设在其中一个连杆颈 42 上，具体而言，下连杆 3 上设置有中心孔 33，连杆颈 42 位于中心孔 33 内，下连杆 3 与连杆颈 42 可相互转动。
35 在一些实施例中，下连杆 3 与连杆颈 42 之间可以设置有连杆颈销或轴瓦 C，以减小下连杆 3 和连杆颈 42 的磨损，延长发动机的零件使用寿命。

上连杆 2 连接在活塞 1 与下连杆 3 之间，也就是说，上连杆 2 的第一端

与活塞 1 连接，上连杆 2 的第二端与下连杆 3 连接。具体而言，上连杆 2 的第一端与活塞 1 铰接，上连杆 2 的第二端与下连杆 3 铰接，由此使得上连杆 2 与活塞 1 之间可发生相互转动，上连杆 2 与下连杆 3 之间可发生相互转动，这样，当下连杆 3 绕其所套设的连杆颈 42 转动时，可带动上连杆 2 运动，进而带动活塞 1 上下运动。

压缩比调节机构 7 用于调节活塞 1 在气缸内的位置，令活塞 1 在上止点和下止点时相对气缸的位置得到改变，继而改变压缩比。如图 1-图 2 所示，压缩比调节机构 7 可以包括：偏心轴 6 和控制连杆 5，控制连杆 5 连接在下连杆 3 与偏心轴 6 之间，控制连杆 5 的第一端与下连杆 3 连接，且控制连杆 5 的第二端与偏心轴 6 偏心相连，以在偏心轴 6 转动时，偏心轴 6 的动力可经控制连杆 5 传递至下连杆 3，使下连杆 3 绕其所套设的连杆颈 42 转动。

具体而言，偏心轴 6 转动时，推动控制连杆 5 转动，以推动下连杆 3 转动，下连杆 3 推动上连杆 2 转动，上连杆 2 又推动活塞 1 上下移动，由此可调节活塞 1 在气缸内的位置。活塞 1 上下移动，会改变燃烧室容积大小，从而改变压缩比。也就是说，压缩比调节机构 7 可起到改变发动机压缩比的作用。通过改变压缩比，可满足发动机不同负荷的需求，使发动机始终工作在最佳工作区，这样既提高了动力性降低了油耗，又减少了排放，很好地解决了动力性与经济性、排放性的矛盾，使发动机始终都工作在最佳油耗区。

需要说明的是，在本发明的描述中，零件的“第一端”指的是图中的上端，“第二端”指的是图中的下端，但是“第一端”、“第二端”、“上”、“下”等指示方位的词语只是为了描述方便，而不应视为对本发明的限制。

在具体实施例中，压缩比调节机构 7 的零件数量较少，便可以达到改变发动机压缩比的目的，由此有利于减少发动机的装配工序，且零件数量较少，有利于提高压缩比调节机构 7 的工作可靠性。

参照图 1 所示，偏心轴 6 可以包括：驱动轴 61 和偏心轮 62，驱动轴 61 可转动地设置在缸体上，偏心轮 62 偏心地套设在驱动轴 61 上，且偏心轮 62 与驱动轴 61 相对固定。控制连杆 5 的第一端与下连杆 3 铰接，控制连杆 5 的第二端与驱动轴 61 通过偏心轮 62 铰接，由此使得控制连杆 5 与下连杆 3 可相互转动，控制连杆 5 与驱动轴 61 可相互转动。

进一步地，压缩比调节机构 7 还可以包括：驱动装置，驱动装置与驱动轴 61 相连，且驱动装置用于驱动所述驱动轴 61 转动。具体而言，驱动装置为驱动轴 61 提供驱动力矩，使驱动轴 61 转动。上连杆 2 的第一端与活塞 1 通过活塞销 A 铰接，上连杆 2 的第二端与下连杆 3 通过连杆销 B 铰接。

结合图 1-图 3 所示，进一步地，控制连杆 5 的第一端与下连杆 3 通过控制连杆销 D 铰接，连杆销 B 和控制连杆销 D 设置在下连杆 3 所套设的连杆颈 42 的两侧。换言之，下连杆 3 上设置有上连杆销孔 311 和控制连杆销孔 321，上连杆销孔 311 和控制连杆销孔 321 设置在下连杆 3 的中心孔 33 的两

侧,优选地,上连杆销孔 311 和控制连杆销孔 321 的中心线的连线穿过中心孔 33 的中心线。连杆销 B 位于上连杆销孔 311 内,控制连杆销 D 位于控制连杆销孔 321 内。曲轴 4 设置在活塞 1 和偏心轴 6 之间,由此使得曲轴 4 更靠近活塞 1,从而在燃油燃烧时,活塞 1 的动能可以迅速传递给曲轴 4,减少动能损失。

下面将参考图 1-图 28 并结合实施例来详细说明本发明的下连杆 3。

参照图 2-图 4、图 6-图 9、图 11-图 21、图 27-图 28 所示,根据本发明实施例的下连杆 3 可以包括:上连杆部 31、控制连杆部 32,上连杆部 31 与控制连杆部 32 相连接,且至少一个连接点为转动连接点,上连杆部 31 与控制连杆部 32 可绕转动连接点发生相对转动,使得上连杆部 31 与控制连杆部 32 可旋转安装在曲轴 4 的连杆颈 42 上,也就是说,下连杆 3 采用绕其转动连接点旋转的方式实现与曲轴 4 的装配。

相比于传统的单纯使用多个螺栓连接上连杆部 31 与控制连杆部 32 的方式,本发明中的旋转安装方式可保证上连杆部 31 与控制连杆部 32 的至少一端在转动连接点处预先装配好,然后改变上连杆部 31 与控制连杆部 32 的张开角度,使上连杆部 31 与控制连杆部 32 再与连杆颈 42 配合,可以简化下连杆 3 与曲轴 4 的装配过程,降低装配难度。

转动连接点的转动轴线与中心孔 33 的轴线平行,这样,上连杆部 31 的转动轨迹与控制连杆部 32 的转动轨迹在同一平面内,当上连杆部 31 与控制连杆部 32 的一端在转动连接点时发生相对转动时,可改变上连杆部 31 与控制连杆部 32 的另一端的张开角度。根据本发明实施例的下连杆 3,上连杆部 31 与控制连杆部 32 可绕转动连接点发生相对转动,从而简化了下连杆 3 与曲轴 4 的装配过程,降低了装配难度。

参照图 2-图 4、图 6-图 9、图 11-图 18、图 27-图 28 所示,在转动连接点处,上连杆部 31 和控制连杆部 32 通过铰接销 53 实现转动连接。换言之,铰接销 53 穿过上连杆部 31 和控制连杆部 32,以实现上连杆部 31 与控制连杆部 32 的铰接相连。也就是说,铰接销 53 处为转动连接点处。

进一步地,参照图 2-图 4、图 6-图 7、图 9、图 11-图 21、图 27-图 28 所示,上连杆部 31 和控制连杆部 32 两者中的其中一个上设置有铰孔座 51,另一个上设置有连接臂 52,铰孔座 51 和连接臂 52 上设置有用以安装铰接销 53 的铰接销孔 54,铰接销 53 穿过铰孔座 51 上的铰接销孔 54 和连接臂 52 上的铰接销孔 54,以此实现上连杆部 31 与控制连杆部 32 在铰接销 53 处的铰接相连。铰接销 53、铰孔座 51 和连接臂 52 组成铰接结构,铰接结构处形成上述的转动连接点。

例如在图 11-图 12、图 15、图 20-图 21 所示的实施例中,上连杆部 31 上设置有铰孔座 51,控制连杆部 32 上设置有连接臂 52。在图 2-图 4、图 6-图 7、图 9、图 13-图 14、图 16-图 19、图 27-图 28 所示的实施例中,控制连

杆部 32 上设置有铰孔座 51，上连杆部 31 上设置有连接臂 52。

可选地，参照图 7-图 8、图 12-图 15、图 19-图 20 所示，连接臂 52 包括第一连接臂 521 和第二连接臂 522，且第一连接臂 521 和第二连接臂 522 沿铰接销 53 轴线方向间隔设置，铰孔座 51 夹设于第一连接臂 521 和第二连接臂 522 之间，铰接销 53 依次穿过第一连接臂 521、铰孔座 51 和第二连接臂 522。换言之，连接臂 52 为分叉结构，支撑铰孔座 51 的两端。铰孔座 51 为凸起结构，装配后铰孔座 51 位于连接臂 52 的内侧，支撑铰接销 53 的中间部位。铰接销 53 通过铰孔座 51 和连接臂 52 上的铰接销孔 54 将下连杆 3 的上连杆部 31 和控制连杆部 32 连接在一起，同时上连杆部 31 和控制连杆部 32 可绕铰接销 53 发生相对旋转，以改变上连杆部 31 和控制连杆部 32 的张开角度。

可选地，在图 7-图 8、图 12、图 19 所示的实施例中，铰孔座 51 为单个铰孔座 51。

可选地，在图 13-图 15、图 20 所示的实施例中，铰孔座 51 包括第一铰孔座 511 和第二铰孔座 512，且第一铰孔座 511 和第二铰孔座 512 沿铰接销 53 轴线方向间隔设置，由此可以减薄铰孔座 51 的厚度，从而节省铰孔座 51 的材料，第一铰孔座 511 和第二铰孔座 512 上均设置有铰接销孔 54。当铰孔座 51 夹设于第一连接臂 521 和第二连接臂 522 之间时，第一铰孔座 511 与第一连接臂 521 贴合，第二铰孔座 512 与第二连接臂 522 贴合，铰接销 53 依次穿过第一连接臂 521、第一铰孔座 511、第二铰孔座 512、第二连接臂 522 上的铰接销孔 54，从而将上连杆部 31 和控制连杆部 32 连接在一起。

在本发明的一些实施例中，参照图 6、图 9、图 17 所示，上连杆部 31 与控制连杆部 32 之间形成有分型面 40，下连杆 3 在分型面 40 处分为两部分，上连杆部 31 朝向控制连杆部 32 的面、控制连杆部 32 朝向上连杆部 31 的面均为分型面 40。

参照图 7、图 12、图 14-图 15、图 19-图 20 所示，上连杆部 31 上设置有上中心半孔 316，控制连杆部 32 上设置有下中心半孔 326，上中心半孔 316 和下中心半孔 326 合围成中心孔 33，中心孔 33 适于套设在曲轴 4 的连杆颈 42 上，曲轴 4 转动时，带动下连杆 3 运动。

分型面 40 所在平面穿过中心孔 33 的轴线设置，由此有利于保证上连杆部 31 与控制连杆部 32 的重量均衡，从而有利于提升下连杆 3 的动平衡性能，并且有利于简化上连杆部 31 与控制连杆部 32 的加工工艺。

铰孔座 51 主要起连接上连杆部 31 和控制连杆部 32 以及支撑铰接销 53 的作用，可以设置于下连杆 3 分型面 40 的任意一侧。铰孔座 51 在下连杆 3 分型面 40 一侧的结构主要有两种。结构一，铰孔座 51 与上连杆销孔 311 均位于上连杆部 31，如图 11-图 12、图 15、图 20-图 21 所示。上连杆部 31 上连接上连杆销孔 311 支座为分叉结构，支撑连杆销 B 的两端，上连杆部 31

与铰孔座 51 形成 Y 字形结构, 其中, 铰孔座 51 为 Y 字型的底部, 上连杆部 31 为 Y 字型的顶部。该结构在受力时, 铰孔座 51 与上连杆部 31 相接处易出现应力集中, 两者连接过渡处应以大圆弧过渡。同时, 在图 11、图 21 的实施例中, 为避让上连杆销孔 311 所连接的上连杆 2 的运动轨迹, 铰孔座 51 与上连杆部 31 相接处设置有避让凹槽。结构二, 铰孔座 51 与控制连杆销孔 321 均位于控制连杆部 32, 如图 2-图 4、图 6-图 7、图 9、图 13-图 14、图 16-图 19、图 27-图 28 所示。该结构不必在铰孔座 51 上设置避让凹槽, 使铰孔座 51 在受力及刚度方面略优于结构一, 并且由于不再设置避让凹槽, 因此加工工艺也简单。

进一步地, 参照图 9、图 11 所示, 套接在铰接销 53 外的铰接销孔 54 (图 9、图 11 未示出铰接孔销 54) 轴线位于分型面 40 所在平面内, 即铰接销 53 的轴线位于分型面 40 所在平面内, 也就是说, 分型面 40 所在平面穿过铰接销 53 的中心, 由此可以避免下连杆 3 在装配过程中与曲轴 4 产生干涉, 保证装配工作顺利进行。

可选地, 铰接销孔 54 的轴线与中心孔 33 的轴线平行, 当上连杆部 31 与控制连杆部 32 发生相对转动时, 转动中心线即铰接销孔 54 的轴线, 由此可保证上连杆部 31 的转动轨迹与控制连杆部 32 的转动轨迹在同一平面内。

在本发明的一些实施例中, 参照图 7、图 12-图 16、图 19-图 21、图 27-图 28 所示, 上连杆部 31 上设置有上连杆销孔 311, 控制连杆部 32 上设置有控制连杆销孔 321, 从下连杆 3 的轴向看, 参照图 11 所示, 分型面 40 包括: 靠近上连杆销孔 311 的上段分型面 401 以及靠近控制连杆销孔 321 的下段分型面 402, 铰接销 53 位于上段分型面 401 处。

在本发明的一些实施例中, 参照图 3-图 4、图 7、图 12-图 16 所示, 上连杆部 31 与控制连杆部 32 的其中一个连接点为螺接连接点。

进一步地, 参照图 3-图 4、图 7、图 13-图 14、图 16 所示, 上连杆部 31 上设置有上连杆销孔 311, 控制连杆部 32 上设置有控制连杆销孔 321, 上连杆部 31 与控制连杆部 32 之间合围成中心孔 33, 转动连接点位于中心孔 33 的靠近上连杆销孔 311 的一侧, 螺接连接点位于中心孔 33 的靠近控制连杆销孔 321 的一侧。若铰接销 53 的中心点线与中心孔 33 的中心点线之间的距离较小, 则会使中心孔 33 靠近铰接销 53 侧的壁厚减薄, 在受力时, 减薄区产生的形变较大, 导致下连杆 3 的失效风险增大。而铰接销 53 的中心点线与中心孔 33 的中心点线之间的距离变大, 则会使下连杆 3 的结构整体变大, 不利于下连杆 3 的整体装配。因此, 铰接销 53 的中心点线与中心孔 33 的中心点线之间的距离位于 39mm ~ 45mm 之间的范围内较为适宜。

可选地, 螺接连接点处设置有连杆螺栓 35, 在将下连杆 3 与曲轴 4 的连杆颈 42 装配时, 先将使用铰接销 53 将上连杆部 31 与控制连杆部 32 的一端铰接相连, 然后转动上连杆部 31 和控制连杆部 32 中的至少一个, 以使上连

杆部 31 和控制连杆部 32 的张开角度增大,从而方便将上连杆部 31 和控制连杆部 32 设置在曲轴 4 的连杆颈 42 上,接着转动上连杆部 31 和控制连杆部 32 中的至少一个,以使上连杆部 31 和控制连杆部 32 的张开角度变小,使上连杆部 31 与控制连杆部 32 的另一端接触,并在接触位置使用连杆螺栓 35 固定,由此完成下连杆 3 与曲轴 4 的装配。

可选地,连杆螺栓 35 的中心轴线与铰接销 53 的中心轴线垂直,由此方便对连杆螺栓 35 进行拧紧或旋松操作。

参照图 12、图 15 所示,控制连杆部 32 上设置有第二螺栓孔 323,上连杆部 31 上设置有第一螺纹孔 314 (图 12、图 15 中未示出),连杆螺栓 35 穿设第二螺栓孔 323 后旋入第一螺纹孔 314,以在螺接连接点处实现上连杆部 31 与控制连杆部 32 的螺接。

参照图 3、图 14 所示,控制连杆部 32 上设置有第二螺纹孔 324,上连杆部 31 上设置有第一螺栓孔 (图 3、图 14 中未示出),连杆螺栓 35 穿设第一螺栓孔后旋入第二螺纹孔 324,以在螺接连接点处实现上连杆部 31 与控制连杆部 32 的螺接。

下面参照图 9-图 10 说明下连杆 3 的受力情况。

在图 9-图 10、图 17 中, F_a 、 F_a' 是控制连杆 5 对下连杆 3 的力, F_b 、 F_b' 是下连杆 3 所受的合力, F_c 、 F_c' 是上连杆 2 对下连杆 3 的力, F_x 、 F_x' 是剪切力、 F_y 、 F_y' 是压紧力。发动机工作时,气缸的爆发压力通过活塞 1 传递到上连杆 2,上连杆 2 将力传递至下连杆 3,此力为 F_c 。 F_c 会在下连杆 3 的分型面 40 产生分力,此力为剪切力 F_x 。

图 10 为上连杆部 31 和控制连杆部 32 两端均使用连杆螺栓 35 连接的受力分析示意图, F_x' 作用在连杆螺栓 35 上,而连杆螺栓 35 的抗剪切能力比较弱,导致图 10 所示的左侧连杆螺栓 35 连接处易损坏。对于图 10 所示的下连杆 3 结构,为减小连杆螺栓 35 所受到的剪切力 F_x' ,需保证在发动机最大爆发压力时刻附近时,上连杆 2 传递至下连杆 3 的力 F_c' 的方向与下连杆 3 的分型面 40 基本垂直,此时,分型面 40 与上连杆销孔 311、控制连杆销孔 321 之间连线的夹角 θ' 范围较小,不利于下连杆 3 结构及尺寸的调整。

图 9 是上连杆部 31 和控制连杆部 32 一端使用铰接销 53、另一端使用连杆螺栓 35 连接的受力分析示意图,在发动机最大爆发压力时,下连杆 3 受到的力使其控制连杆部 32 张紧,上连杆部 31 压紧。而在惯性力最大时,下连杆 3 受到的力使其控制连杆部 32 压紧,上连杆部 31 张紧。由于最大爆发压力要远大于最大惯性力,因此,铰接销 53 靠近上连杆销孔 311 时其受力要优于铰接销 53 靠近控制连杆销孔 321 时的受力,故此处将铰接销 53 优先设计在靠近上连杆销孔 311 的位置,如图 2-图 4、图 6-图 7、图 9、图 11、图 13-图 14、图 16-图 19、图 21、图 27-图 28 所示。由于下连杆 3 采用了铰接销 53,剪切力 F_x 通过铰孔座 51 和连接臂 52 作用于铰接销 53,最终由铰

接销 53 克服剪切力 F_x ，而铰接销 53 的抗剪切能力明显优于连杆螺栓 35 的抗剪切能力，因此改善了下连杆 3 的受力。

此外，气缸的爆发压力传递至下连杆 3 的力 F_c ，使得下连杆 3 的上连杆部 31 压紧，若采用连杆螺栓 35 连接，当压紧力 F_y 作用于连杆螺栓 35 时，螺纹孔末端易以出现应力集中，导致螺纹失效。而采用铰接结构，压紧力 F_y 通过连接臂 52 作用于铰接销 53，连接臂 52 上的铰接销孔 54 将压紧力 F_y 沿孔的边缘分散，使铰接销 53 受力较为均匀，避免了像连杆螺栓 35 连接那样出现应力集中的现象。

在图 9 中，铰接销 53 可以承受较大的剪切力，在发动机最大爆发压力时刻附近时，上连杆 2 传递至下连杆 3 的力 F_c 的方向与下连杆 3 的分型面 40 可以不接近垂直，分型面 40 与上连杆销孔 311、控制连杆销孔 321 之间连线的夹角 θ 范围比两端连杆螺栓 35 连接时的夹角 θ' 范围要大，此时夹角 θ 位于 $45^\circ \sim 65^\circ$ 之间。

此外，由于铰接销 53 自身无法对下连杆 3 施加预紧力，因此在下连杆 3 的另一端需要采用可施加预紧力的连接方式，上连杆部 31 与控制连杆部 32 另一端的连杆螺栓 35 连接方式即为可施加预紧力的连接方式。选用连杆螺栓 35 连接，还可以降低下连杆 3 整体尺寸、重量及加工难度。由于下连杆 3 上产生的剪切力主要由铰接销 53 克服，连杆螺栓 35 几乎不受剪切力，降低了连杆螺栓 35 的失效风险。同时连杆螺栓 35 可使用较小的规格，可使下连杆 3 的尺寸和重量减小，从而降低了下连杆 3 的往复惯性力。

也就是说，上连杆部 31 与控制连杆部 32 一端采用铰接结构之后，改善了另一端连杆螺栓 35 处的受力，因此可以适当降低连杆螺栓 35 的使用规格，以节省成本。

可选地，在图 12、图 15、图 20 所示的实施例中，铰接销 53 也可以设计在靠近控制连杆销孔 321 的位置。

为减小下连杆 3 轴向的受力变形，连接臂 52 上的铰接销孔 54 和铰孔座 51 上的铰接销孔 54 两者中的一个在与铰接销 53 配合时采用过盈配合。由于下连杆 3 的上连杆部 31 与控制连杆部 32 可绕铰接销 53 旋转，因此连接臂 52 上的铰接销孔 54 和铰孔座 51 上的铰接销孔 54 两者中的另一个与铰接销 53 的配合可以为过渡配合或者间隙配合，例如在本发明的一些实施例中，参照图 8 所示，铰接销 53 与铰孔座 51 的铰接销孔 54 之间为过盈配合，铰接销 53 与连接臂 52 的铰接销孔 54 之间为过渡配合或间隙配合。但为降低下连杆 3 在工作时由于铰接销 53 与铰接销孔 54 之间的间隙而产生的分离风险，推荐采用过渡配合。为进一步消除铰接销 53 与铰接销孔 54 之间的间隙，在下连杆 3 与曲轴 4 装配完后，可在铰接销 53 两侧施加压紧力，使其受力变形，增大径向尺寸。此时，可以是铰接销 53 与铰孔座 51 上的铰接销孔 54 采用过盈配合，铰接销 53 与连接臂 52 上的铰接销孔 54 采用过渡配合。

在本发明的一些未示出的实施例中，上连杆部 31 与控制连杆部 32 通过两个连接点相连接，且两个连接点均为转动连接点。在装配上连杆部 31 与控制连杆部 32 时，先在其中一个转动连接点处完成上连杆部 31 与控制连杆部 32 的铰接相连，然后调整上连杆部 31 与控制连杆部 32 的张开角度，再将上连杆部 31 与控制连杆部 32 安装在曲轴 4 上，最后在另一个转动连接点处完成上连杆部 31 与控制连杆部 32 的固定，实现下连杆 3 在曲轴 4 上的安装。

参照图 17-图 18 所示，根据本发明的下连杆 3 可以包括：上连杆部 31、控制连杆部 32，上连杆部 31 与控制连杆部 32 连接处的至少一端通过铰接销 53 铰接相连，上连杆部 31 上设置有适于与上连杆 2 转动连接的上连杆销孔 311，上连杆销孔 311 在沿活塞销 A 轴线和连杆销 B 轴线连线的延伸方向上形成投影区域 Q，在发动机处于最大爆发压力时，铰接销 53 位于投影区域 Q 内。

图 17 也是发动机处于最大爆发压力时刻附近时下连杆 3 的受力示意图，具体而言，当铰接销 53 处于投影区域 Q 时，发动机运转至最大爆发压力时刻附近，从上连杆 2 沿图 17 中箭头的方向作用在下连杆 3 的力为 F_c ，将力 F_c 沿下连杆 3 的分型面 40 方向分解，其两个分力为：沿分型面 40 方向的剪切力 F_x 、垂直于分离面方向的压紧力 F_y 。力 F_y 使得下连杆 3 的上连杆部 31 压紧，在最大爆发压力时刻附近，力 F_c 处于最大值附近，使得分力 F_y 亦比较大，有效降低了因铰接销 53 与铰接销孔 54 之间的间隙导致轴瓦 C 分离的风险。铰接销 53 处于投影区域 Q 时，下连杆 3 的分型面 40 与力 F_c 最接近于垂直，即 β 近似等于 90° ，使得剪切力 F_x 较小，同时剪切力 F_x 主要由铰接销 53 承担，使得连杆螺栓 35 基本不受剪切力，减弱了对连杆螺栓 35 的受力要求。

根据本发明实施例的下连杆 3，在发动机处于最大爆发压力时，铰接销 53 位于投影区域 Q 内，由此可以改善下连杆 3 的受力。

在本发明的一些实施例中，结合图 7、图 17 所示，控制连杆部 32 上设置有控制连杆销孔 321，上连杆销孔 311、控制连杆销孔 321 的中心连线与分型面 40 的夹角为 θ ， θ 满足： $45^\circ \leq \theta \leq 65^\circ$ 。

在本发明的一些实施例中，结合图 17-图 18 所示，投影区域 Q 与中心孔 33 之间的区域设置加强筋 38，以增加该区域的强度和刚度。

进一步地，如图 18 所示，投影区域 Q 与中心孔 33 之间具有干涉区域，加强筋 38 至少部分地位于干涉区域与上连杆销孔 311 之间的投影区域 Q 内。

具体而言，参照图 17 所示，从上连杆 2 传递的力沿箭头方向通过上连杆销孔 311 作用于下连杆 3，该力导致上连杆销孔 311 附近产生变形，为了提高上连杆销孔 311 附近的整体刚度，可将上连杆销孔 311 与中心孔 33 之间的距离缩短。由于上连杆销孔 311 与中心孔 33 之间的距离缩短，下连杆 3

的整体尺寸减小,使得发动机机构更加紧凑。同时下连杆3的重量亦会减小,下连杆3更加轻量化,降低了其所受惯性力。

上连杆销孔311与中心孔33之间距离的缩短,使得在发动机最高压缩比附近时,机构在运转过程中,连杆销B沿穿过活塞销A中心与连杆销B中心的直线投出的投影区域Q与中心孔33区域会出现轻微干涉的情况,即投影区域Q与中心孔33之间具有干涉区域,两者的最大干涉区域面积不超过中心孔33区域面积的1%。在最高压缩比范围附近时,发动机的工况为低负荷,由于低负荷工况的最大爆发压力相比于高负荷工况的最大爆发压力要低很多,因此在该工况下,投影区域Q与中心孔33区域之间的轻微干涉对中心孔33的受力变形影响,可通过提高下连杆3在干涉区域的结构强度来解决。该处结构刚度可通过调整加强筋38的位置,使加强筋38位置包含在投影区域Q内来得到加强,该处结构刚度的加强可消除受力变形带来的负面影响。

在本发明的一些实施例中,上连杆部31与控制连杆部32的其中一个连接点为螺接连接点,螺接连接点位于投影区域Q外。例如在图17中,铰接销53位于中心孔33的左侧,螺接连接点位于中心孔33的右侧。

参照图19-图21所示,根据本发明的下连杆3可以包括:上连杆部31、控制连杆部32,上连杆部31与控制连杆部32连接处的至少一端转动连接,以使上连杆部31与控制连杆部32可绕转动连接点发生相对转动。

参照图21所示,上连杆部31与控制连杆部32发生相对转动的角度为 α , α 的角度范围为 $0^{\circ}\sim 170^{\circ}$,例如上连杆部31与控制连杆部32可绕铰接销53的张开角度 α 可达到 $160^{\circ}\sim 170^{\circ}$,通过调整上连杆部31与控制连杆部32的张开角度,方便了下连杆3在装配时放入缸孔中。

在本发明的一些实施例中,上连杆部31和控制连杆部32两者中的其中一个上设置有铰孔座51,另一个上设置有连接臂52,铰孔座51和连接臂52转动连接。进一步地,铰孔座51至少为一个,且连接臂52至少为一个。例如,铰孔座51和连接臂52均为一个,铰孔座51和连接臂52彼此相邻设置。

在本发明的一些实施例中,上连杆部31与控制连杆部32的厚度相等,铰孔座51和连接臂52的厚度之和等于上连杆部31或控制连杆部32的厚度,由此有利于保证下连杆3的两部分重量均衡。

进一步地,上连杆部31上设置有上连杆销孔311,控制连杆部32上设置有控制连杆销孔321,在图11、图21的实施例中,铰孔座51还位于靠近上连杆销孔311的位置,因此,在铰孔座51上设置避让凹槽,且避让凹槽朝远离上连杆销孔311的方向凹陷,以避让上连杆销孔311所连接的上连杆2的运动轨迹。

进一步地,参照图9、图11所示,转动连接点的中心位于分型面40所在平面内,也就是说,分型面40所在平面穿过转动连接点的中心,由此可

以避免下连杆 3 在装配过程中与曲轴 4 产生干涉。

参照图 3-图 4、图 7、图 12-图 16 所示，根据本发明的下连杆 3 可以包括：上连杆部 31、控制连杆部 32，上连杆部 31 与控制连杆部 32 相连接，且其中一个连接点为转动连接点，另一个连接点为可调连接点。

5 参照图 22-图 28 所示，上连杆部 31 与控制连杆部 32 之间形成有分型面 40，上连杆部 31 与控制连杆部 32 转动连接的一端在分型面 40 处设置有凸台 37。在转动连接点处，铰接销 53 穿过上连杆部 31 与控制连杆部 32 上的铰接销孔 54，以此实现上连杆部 31 与控制连杆部 32 的转动相连。由于铰接销孔 54 与铰接销 53 之间存在间隙，使得发动机在运转时，轴瓦 C 分离的风险增大。通过在转动连接点处的分型面 40 处设置凸台 37，并在可调连接点处施加调节力，可以降低轴瓦 C 分离的风险。具体来讲，由于杠杆原理，使得在可调连接点处施加较小的调节力时，凸台 37 即可产生较大的变形，这样，下连杆 3 便可以对轴瓦 C 施加较大的预紧力，从而降低了轴瓦 C 分离的风险。同时该预紧力也可防止因轴瓦 C 弹张力导致的下连杆 3 中心孔 33 的变形。

在本发明的一些实施例中，参照图 3、图 7、图 12、图 14-图 15 所示，上连杆部 31 上设置有上中心半孔 316，控制连杆部 32 上设置有下中心半孔 326，上中心半孔 316 和下中心半孔 326 合围成中心孔 33，可调连接点为螺接连接点，螺接连接点和转动连接点分布在中心孔 33 的两侧分型面 40 处。螺接连接点处设置有连杆螺栓 35，通过改变连杆螺栓 35 的拧紧程度，可以改变调节力的大小，从而改变下连杆 3 对轴瓦 C 施加的预紧力大小。

在本发明的一些实施例中，铰孔座 51 设置在分型面 40 的一端，凸台 37 设置在位于铰孔座 51 一侧的分型面 40 上，如图 25 所示，铰孔座 51 设置在控制连杆部 32 上，凸台 37 和铰孔座 51 均从控制连杆部 32 的分型面 40 延伸出，并向上连杆部 31 的分型面 40 伸展，在将上连杆部 31 和控制连杆部 32 装配后并拧紧可调连接点处的连杆螺栓 35 时，凸台 37 和上连杆部 31 的分型面 40 接触产生变形，以增大下连杆 3 对轴瓦 C 的预紧力。

在本发明的另一些实施例中，连接臂 52 设置在分型面 40 的一端，凸台 37 设置在位于连接臂 52 一侧的分型面 40 上，铰孔座凸台 371 和控制连杆部 32 的分型面 40 接触产生变形，同样也可以增大下连杆 3 对轴瓦 C 的预紧力。

在本发明的一些实施例中，如图 27-图 28 所示，下连杆 3 还包括分别设置在上连杆部 31 和控制连杆部 32 内的轴瓦 C，两个轴瓦 C 以相对扣合的方式安装在中心孔 33 内，且如图 25-图 26 所示，凸台 37 的厚度不小于与其对应的轴瓦 C 的余面高度 91，由此保证在调节可调连接点的调节力大小时，凸台 37 可以发生变形，从而对轴瓦 C 预紧。具体而言，设置在上连杆部 31 内的轴瓦 C 为上轴瓦 81，设置在控制连杆部 32 内的轴瓦 C 为下轴瓦 82，以控制连杆部 32 为例，控制连杆部 32 分型面 40 上的凸台 37 厚度不小于下

轴瓦 82 的余面高度 91。

在本发明的一些实施例中，凸台 37 为长条形凸台 37，方便加工，且凸台 37 的长度方向平行于中心孔 33 的轴线。凸台 37 的数量至少为一条。

在图 29-图 33 所示实施例和在图 35-图 36 所示实施例中，铰接销孔为控制连杆销孔 321。在图 34 所示实施例和在图 37-图 39 所示实施例中，铰接销孔为上连杆销孔 311。

参照图 29-图 34 所示，在上连杆部 31 与控制连杆部 32 相对转动至上连杆部 31 的第一端与控制连杆部 32 的第一端接触时，上连杆部 31 的第一端和控制连杆部 32 的第一端通过连杆螺栓 35 相连接，从而将上连杆部 31 与控制连杆部 32 固定在一起，以实现将下连杆 3 与连杆颈的装配。相比于传统上连杆部 31 与控制连杆部 32 需要两颗高强度连杆螺栓 35 连接，在图 29-图 33 所示的实施例和图 34 所示的实施例中只需要一颗连杆螺栓 35，且由于下连杆 3 主要受力点不在上连杆部 31 的第一端和控制连杆部 32 的第一端的连接面上，连杆螺栓 35 可以比传统连杆螺栓 35 强度等级弱，从而以利于减弱下连杆 3 的设计难度、降低连杆螺栓 35 使用规格、减小下连杆 3 尺寸。

参照图 30 所示，上连杆部 31 的第一端面和控制连杆部 32 的第一端面构成分型面 40，且上连杆部 31 上设置有上中心半孔 316，控制连杆部 32 上设置有下列中心半孔 326，上中心半孔 316 和下中心半孔 326 合围成中心孔 33，曲轴的连杆颈位于中心孔 33 内，下连杆 3 与连杆颈可相互转动。分型面 40 所在平面穿过中心孔 33 的轴线设置，以实现上中心半孔 316 和下中心半孔 326 均为半圆形，从而有利于上中心半孔 316 和下中心半孔 326 的加工，提高加工精度。

在图 35-图 36 所示的实施例和图 37-图 39 所示的实施例中，上连杆部 31 的第二端和控制连杆部 32 的第二端接触，上连杆部 31 的第二端和控制连杆部 32 的第二端通过工艺螺栓 36 相连接，从而有利于减少下连杆 3 在工作时的振动和振动产生的噪音，进而提高发动机的 NVH 性能。上连杆部 31 的第二端和控制连杆部 32 的第二端在下连杆 3 运行过程中受力较小，对螺栓的规格和性能要求较低，可以选用比连杆螺栓 35 强度等级弱的螺栓作为工艺螺栓 36 使用。连杆螺栓 35 和工艺螺栓 36 分布在中心孔 33 的两侧，从而保证上连杆部 31 与控制连杆部 32 的连接可靠性高。

连杆螺栓 35 和工艺螺栓 36 的朝向相反，通过将连杆螺栓 35 和工艺螺栓 36 以朝向方向相反安装，不仅可以有利于提高上连杆部 31 与控制连杆部 32 的连接强度，还可以提高连杆螺栓 35 和工艺螺栓 36 的自身的强度，传统的以相同方向布置的连杆螺栓 35，其两个连杆螺栓 35 中的其中一个会与铰接销孔或第二销孔的位置重合，从而导致无法安装连杆螺栓 35，因此，以相同方向布置的连杆螺栓 35 为了解决上述问题，需要被迫增大铰接销孔到中心孔 33 的距离，或第二销孔到中心孔 33 的距离，以保证连杆螺栓 35 可

以顺利安装，但这又会导致不利于下连杆3实现轻量化。所以，通过将连杆螺栓35和工艺螺栓36的朝向相反，不仅可以保证上连杆部31与控制连杆部32的连接可靠性高，而且还能保证下连杆3的重量以及体积较小，从而有利于实现发动机的轻量化。并且如图35所示，连杆螺栓35的伸入端与工艺螺栓36的伸入端均无零件遮挡，下连杆3具有足够的安装空间来安装朝向相反的连杆螺栓35和工艺螺栓36。

参照图35和图38所示，在铰接销孔处，上连杆部31包括两个间隔开的第一分臂312，控制连杆部32至少部分地夹设于两个第一分臂312之间。通过两个间隔开的第一分臂312形成的空间来装配控制连杆部32，以实现
10 在铰接销孔处上连杆部31和控制连杆部32同轴铰接。

进一步地，在铰接销孔处，控制连杆部32包括两个间隔开的第二分臂322，两个第二分臂322夹设于两个第一分臂312之间，以实现在两个间隔开的第二分臂322内连接上连杆2或控制连杆5。换言之，在图29-图33所示的实施例和图35-图36所示的实施例中，控制连杆5、第一分臂312、第二分臂322同轴铰接于在铰接销孔处。在图34所示实施例和图37-图39所示实施例中，上连杆2、第一分臂312、第二分臂322同轴铰接于在铰接销孔处。进一步地，两个第二分臂322的连接处设置有避让凹槽，以实现上连杆2或控制连杆5在铰接销孔处运动时，不会与下连杆3发生干涉。

根据本发明另一方面实施例的发动机，包括上述实施例的下连杆3。相
20 对于现有技术，本发明的发动机具有以下优势：本发明所述的发动机，采用上述下连杆3之后，由于上连杆部31与控制连杆部32的至少一个连接点为转动连接点，由此方便了下连杆3与曲轴4的装配，并且可以改善下连杆3的受力。其次，本发明所述的发动机，通过在上连杆部31与控制连杆部32转动连接的一端的分型面40处设置凸台37，可以实现轴瓦C预紧，降低轴
25 瓦C分离的风险。

本文中所称的“一个实施例”、“实施例”或者“一个或者多个实施例”意味着，结合实施例描述的特定特征、结构或者特性包括在本发明的至少一个实施例中。此外，请注意，这里“在一个实施例中”的词语例子不一定全指同一个实施例。

30 在此处所提供的说明书中，说明了大量具体细节。然而，能够理解，本发明的实施例可以在没有这些具体细节的情况下被实践。在一些实例中，并未详细示出公知的方法、结构和技术，以便不模糊对本说明书的理解。

最后应说明的是：以上实施例仅用以说明本发明的技术方案，而非对其限制；尽管参照前述实施例对本发明进行了详细的说明，本领域的普通技术人员应当理解：其依然可以对前述各实施例所记载的技术方案进行修改，或者对其中部分技术特征进行等同替换；而这些修改或者替换，并不使相应技术方案
35 的本质脱离本发明各实施例技术方案的精神和范围。

权 利 要 求

1.一种下连杆(3), 其特征在于, 所述下连杆(3)上设置有与曲轴(4)配合的中心孔(33), 所述下连杆(3)包括: 上连杆部(31)、控制连杆部(32), 所述上连杆部(31)与所述控制连杆部(32)相连接, 且至少一个连接点为转动连接点, 所述转动连接点的转动轴线与所述中心孔(33)的轴线平行。

2.根据权利要求1所述的下连杆(3), 其特征在于, 在所述转动连接点处, 所述上连杆部(31)和所述控制连杆部(32)通过铰接销(53)实现转动连接。

3.根据权利要求2所述的下连杆(3), 其特征在于, 所述上连杆部(31)和所述控制连杆部(32)两者中的其中一个上设置有铰孔座(51), 另一个上设置有连接臂(52), 所述铰孔座(51)和所述连接臂(52)上设置有用以安装所述铰接销(53)的铰接销孔(54); 所述上连杆部(31)上设置有上连杆销孔(311), 所述控制连杆部(32)上设置有控制连杆销孔(321)。

4.根据权利要求3所述的下连杆(3), 其特征在于, 所述连接臂(52)包括两个沿所述铰接销(53)轴线方向间隔设置的第一连接臂(521)和第二连接臂(522), 所述铰孔座(51)夹设于所述第一连接臂(521)和第二连接臂(522)之间。

5.根据权利要求3或4所述的下连杆(3), 其特征在于, 所述铰孔座(51)为单个铰孔座(51), 所述铰孔座(51)包括两个沿所述铰接销(53)轴线方向间隔设置的第一铰孔座(511)和第二铰孔座(512), 于所述第一铰孔座(511)和所述第二铰孔座(512)上设置有所述铰接销孔(54)。

6.根据权利要求3所述的下连杆(3), 其特征在于, 所述上连杆部(31)与所述控制连杆部(32)之间形成有分型面(40), 且所述上连杆部(31)上设置有上中心半孔(316), 所述控制连杆部(32)上设置有下中心半孔(326), 所述上中心半孔(316)和所述下中心半孔(326)合围成所述中心孔(33), 所述分型面(40)所在平面穿过所述中心孔(33)的轴线设置。

7.根据权利要求6所述的下连杆(3), 其特征在于, 所述铰接销孔(54)的轴线位于所述分型面(40)所在平面内。

8.根据权利要求6所述的下连杆(3), 其特征在于, 所述上连杆部(31)上设置有上连杆销孔(311), 所述控制连杆部(32)上设置有控制连杆销孔(321), 从所述下连杆(3)的轴向看, 所述分型面(40)包括: 靠近所述上连杆销孔(311)的上段分型面(401)以及靠近所述控制连杆销孔(321)的下段分型面(402), 所述铰接销(53)位于所述上段分型面(401)处。

9.根据权利要求3所述的下连杆(3), 其特征在于, 所述上连杆部(31)与所述控制连杆部(32)的其中一个连接点为螺接连接点。

10.根据权利要求9所述的下连杆(3), 其特征在于, 所述上连杆部(31)与所述控制连杆部(32)之间合围成所述中心孔(33), 所述转动连接点位于

所述中心孔(33)的靠近所述上连杆销孔(311)的一侧,所述螺接连接点位于所述中心孔(33)的靠近所述控制连杆销孔(321)的一侧。

11.根据权利要求 9 所述的下连杆(3),其特征在于,所述螺接连接点处设置有螺栓(35),所述螺栓(35)的中心轴线与所述铰接销(53)的中心轴线垂直。

12.根据权利要求 3 所述的下连杆(3),其特征在于,所述连接臂(52)上的铰接销孔(54)和所述铰孔座(51)上的铰接销孔(54)两者中的一个与所述铰接销(53)配合时为过盈配合,另一个与所述铰接销(53)配合时为过渡配合或者间隙配合。

13.根据权利要求 1 所述的下连杆(3),其特征在于,所述上连杆部(31)与所述控制连杆部(32)通过两个连接点相连接,且两个所述连接点均为转动连接点。

14.根据权利要求 3 所述的下连杆(3),其特征在于,铰接销孔(54)为所述上连杆销孔(311),或者,铰接销孔(54)为连杆销孔(321)。

15.根据权利要求 14 所述的下连杆(3),其特征在于,所述上连杆部(31)的所述第一端面端面和所述控制连杆部(32)的所述第一端面端面构成分型面(40),所述上连杆部(31)的第二端和所述控制连杆部(32)的第二端接触,所述上连杆部(31)的所述第二端和所述控制连杆部(32)的所述第二端通过工艺螺栓(36)相连接。

16.根据权利要求 15 所述的下连杆(3),其特征在于,所述螺栓(35)和所述工艺螺栓(36)分布在所述中心孔(33)的两侧。

17.根据权利要求 16 所述的下连杆(3),其特征在于,所述螺栓(35)和所述工艺螺栓(36)的朝向相反。

18.根据权利要求 14 所述的下连杆(3),其特征在于,在所述铰接销孔(54)处,所述上连杆部(31)包括两个间隔开的第一分臂(312),所述控制连杆部(32)至少部分地夹设于两个所述第一分臂(312)之间。

19.根据权利要求 18 所述的下连杆(3),其特征在于,在所述铰接销孔(54)处,所述控制连杆部(32)包括两个间隔开的第二分臂(322),两个所述第二分臂(322)夹设于两个所述第一分臂(312)之间,且两个所述第二分臂(322)的连接处设置有避让凹槽。

20.一种发动机,其特征在于,包括:活塞(1),所述活塞(1)适于在所述发动机的气缸内运动;曲轴(4),所述曲轴(4)的主轴颈(41)可转动地设置在所述发动机的缸体上;根据权利要求 1-19 中任一项所述的下连杆(3),所述下连杆(3)套设在所述曲轴(4)的连杆颈(42)上;上连杆(2),所述上连杆(2)连接在所述活塞(1)与所述下连杆(3)之间;压缩比调节机构(7),所述压缩比调节机构(7)用于调节所述活塞(1)在所述气缸内的位置,所述压缩比调节机构(7)包括:控制连杆(5),所述控制连杆(5)与所述下连杆(3)铰接。

1/11

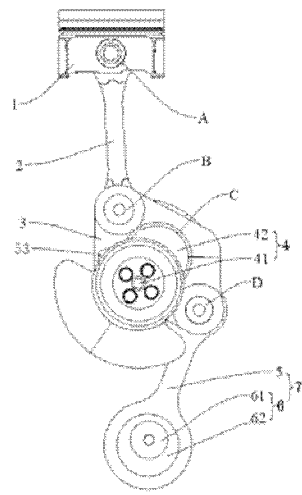


图 1

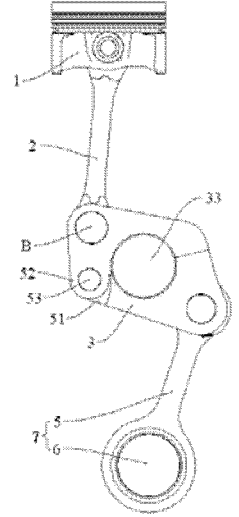


图 2

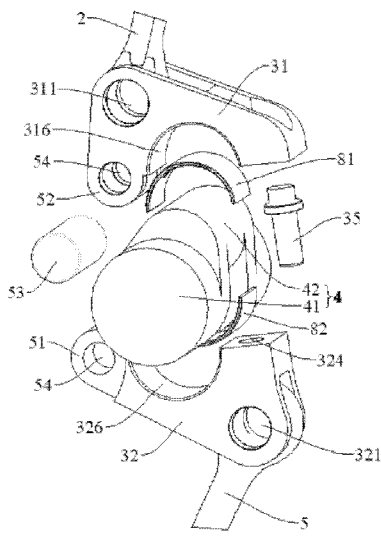


图 3

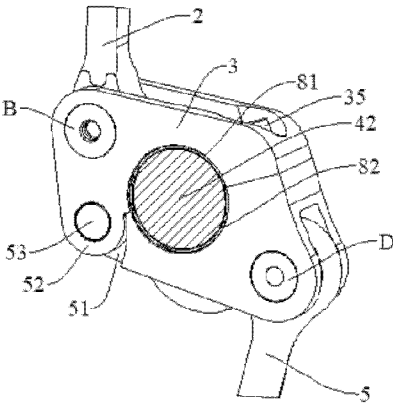


图 4

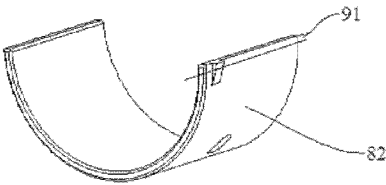


图 5

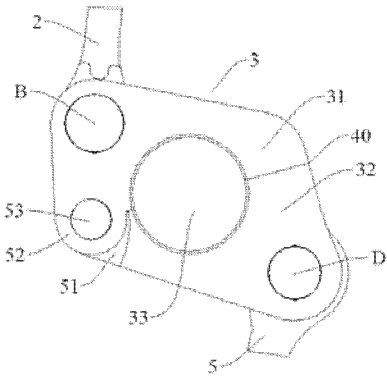


图 6

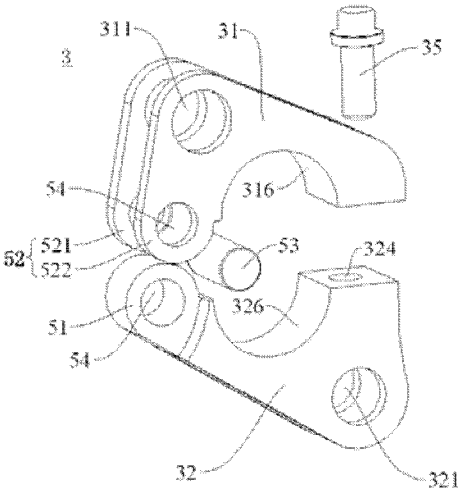


图 7

3/11

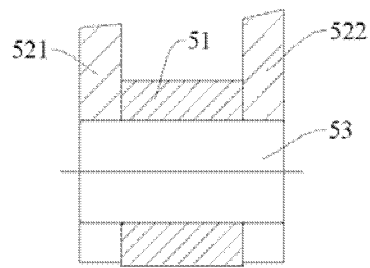


图 8

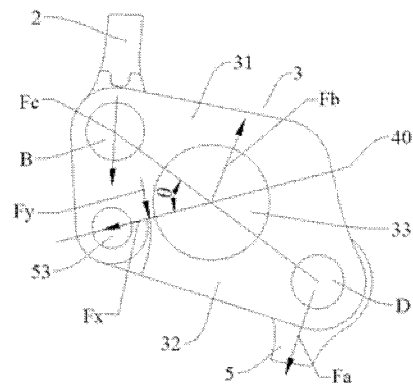


图 9

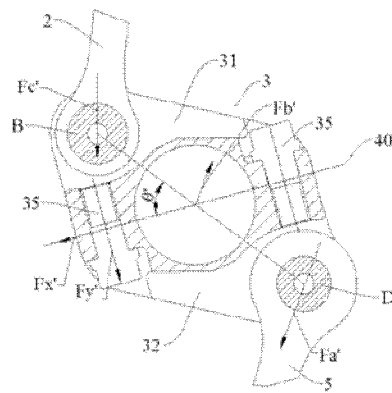


图 10

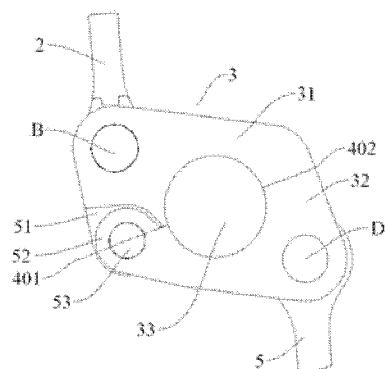


图 11

4/11

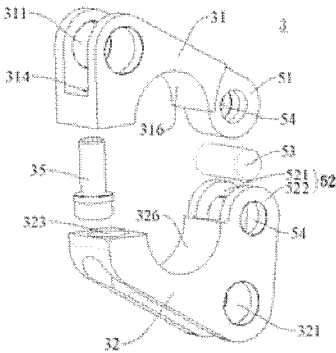


图 12

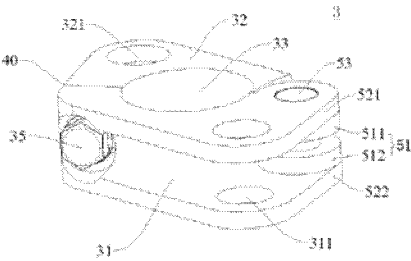


图 13

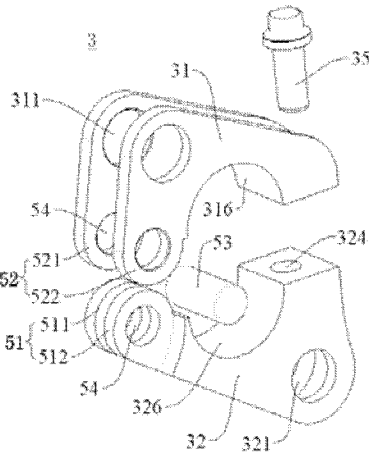


图 14

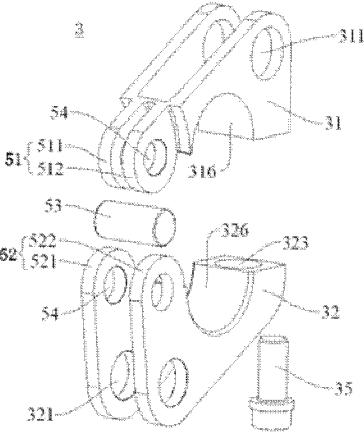


图 15

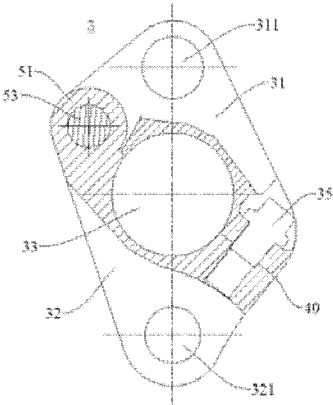


图 16

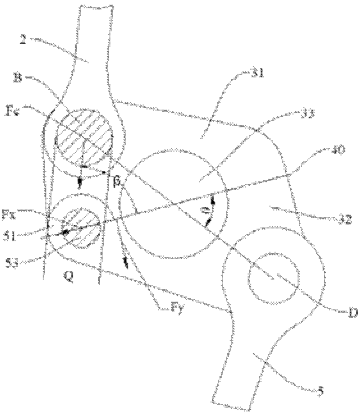


图 17

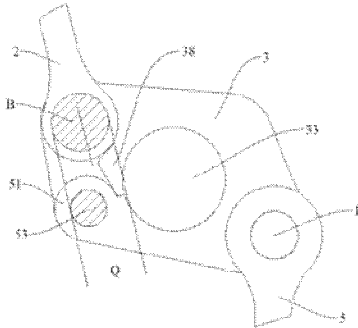


图 18

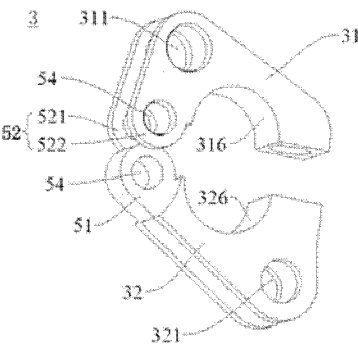


图 19

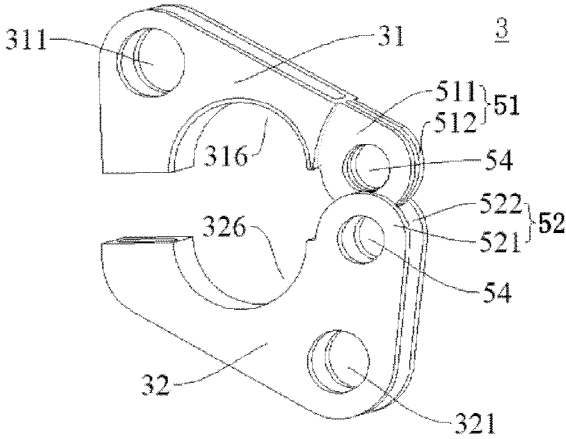


图 20

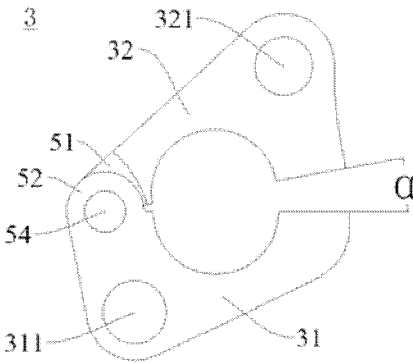


图 21

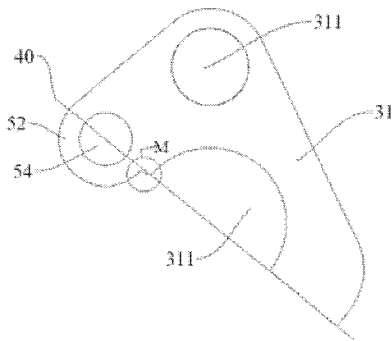


图 22

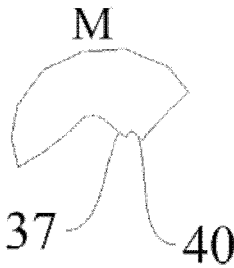


图 23

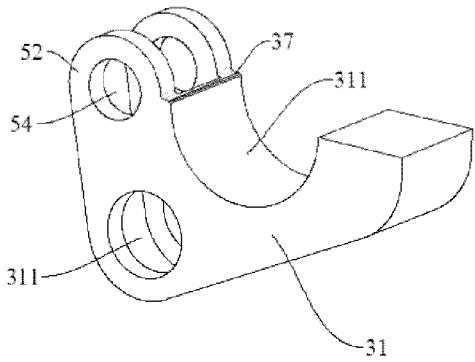


图 24

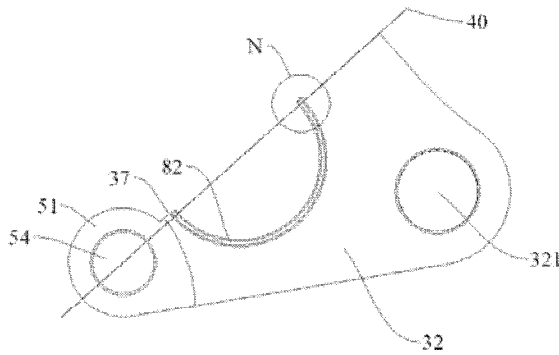


图 25

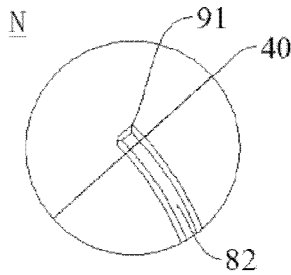


图 26

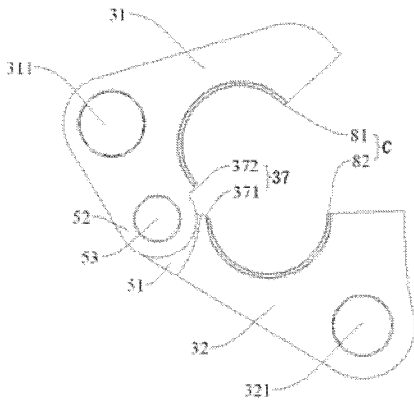


图 27

8/11

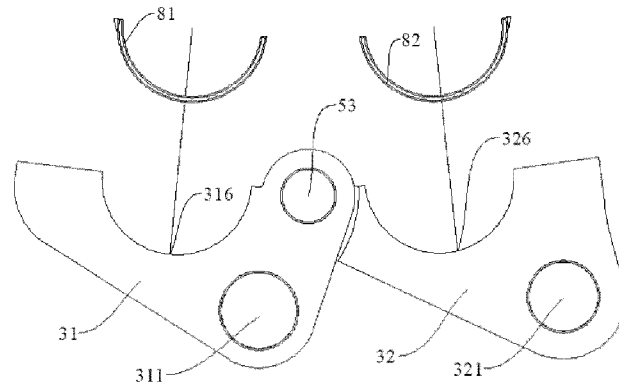


图 28

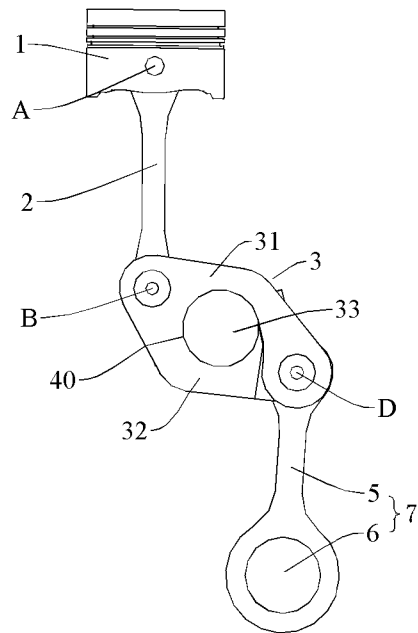


图 29

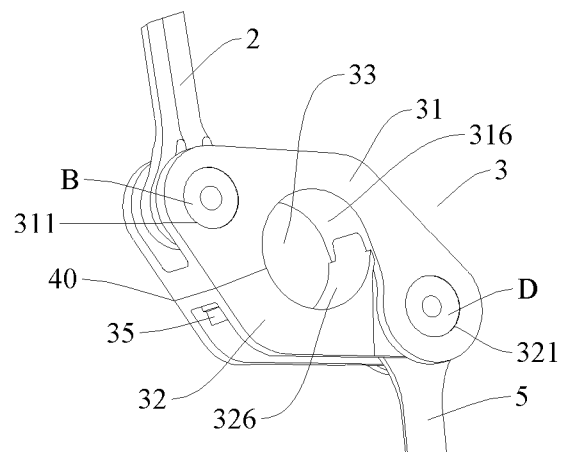


图 30

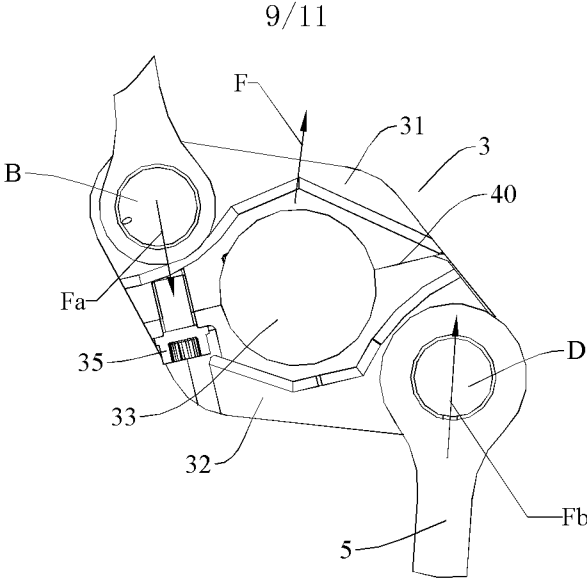


图 31

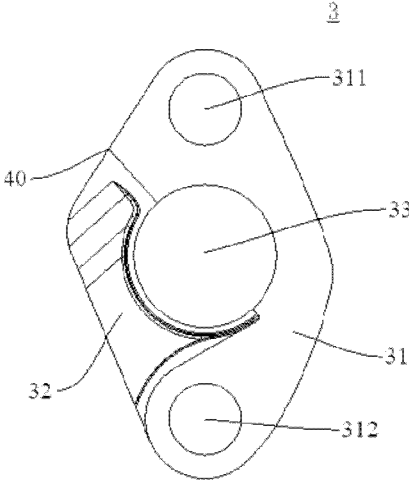


图 32

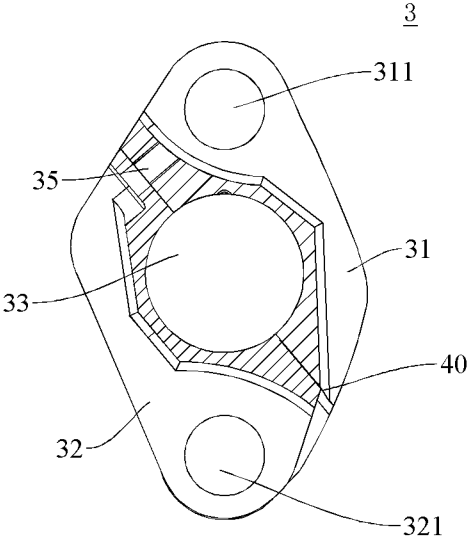


图 33

10/11

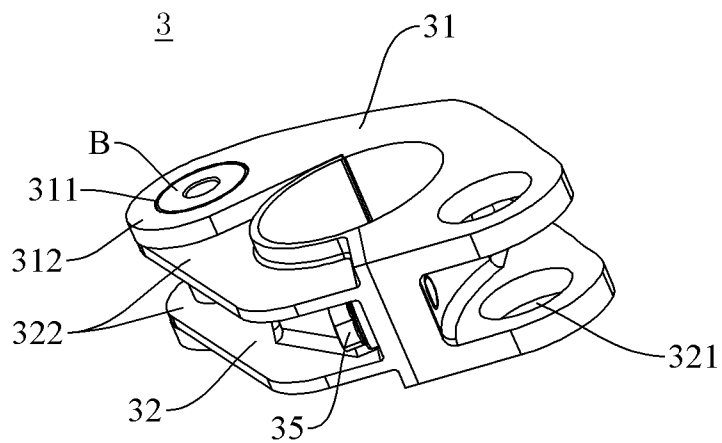


图 34

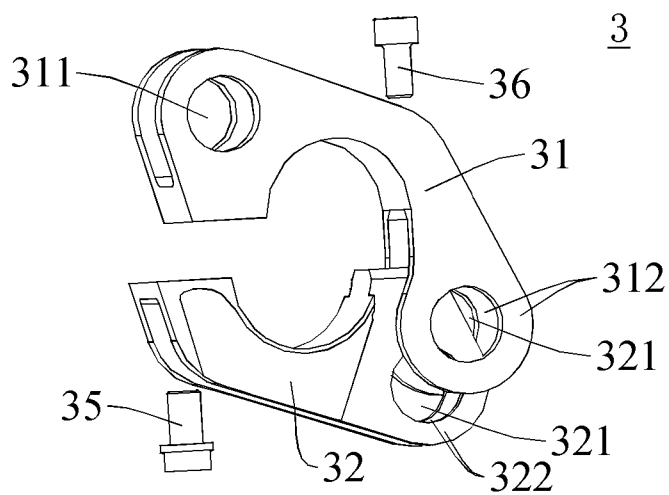


图 35

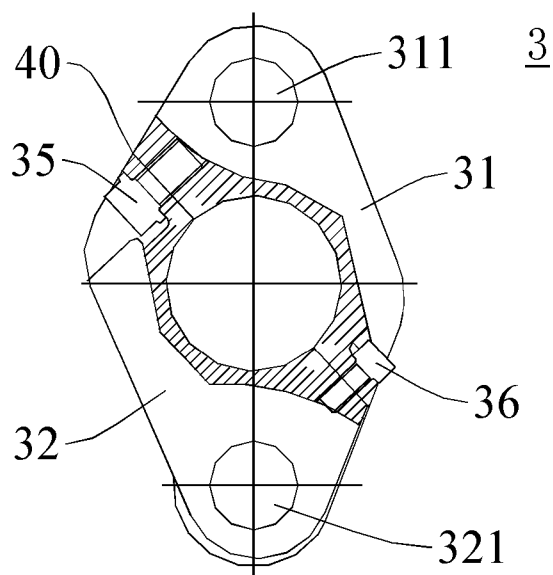


图 36

11/11

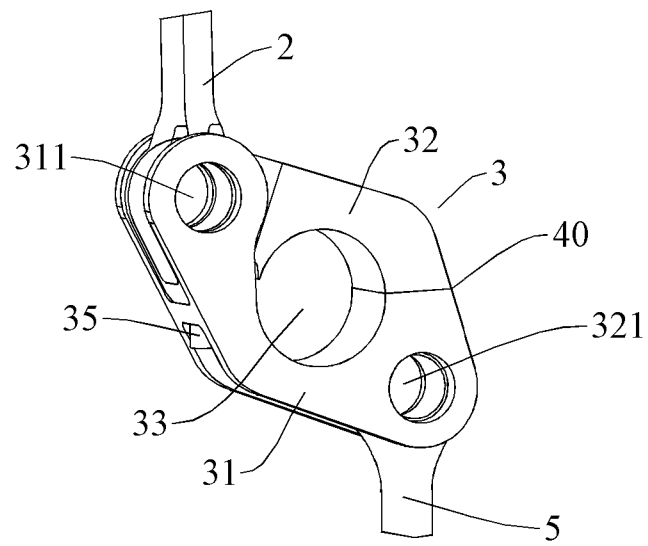


图 37

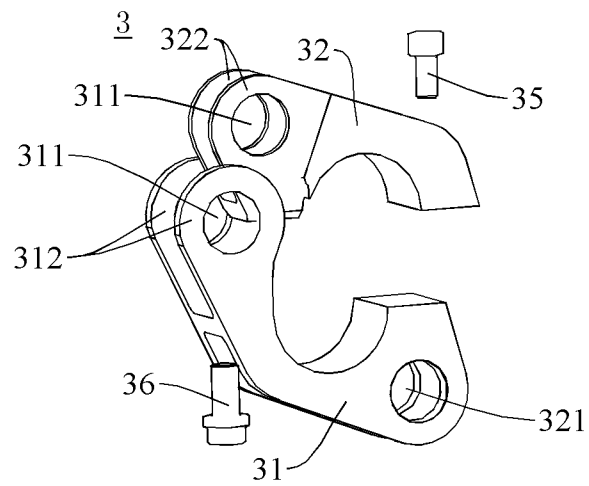


图 38

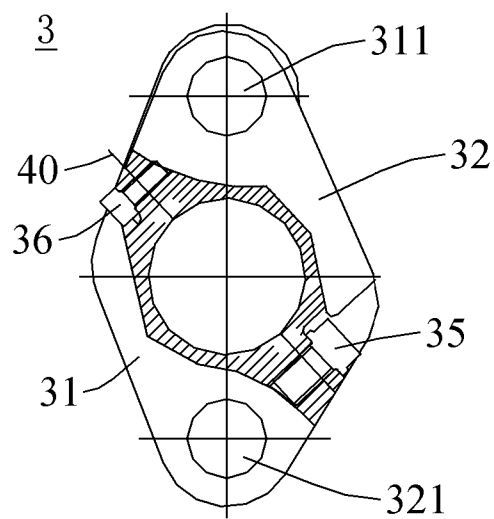


图 39

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2020/096636

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02B 75/04(2006.01)i; F02B 75/32(2006.01)i; F16C 7/06(2006.01)i; F02D 15/00(2006.01)i; F16H 21/34(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F02B; F16C; F02D; F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CNABS; VEN; CNTXT; USTXT; EPTXT; WOTXT; CNKI: 压缩比, 行程, 连杆, 铰接, 调节, 调整, 容积, 控制, compression, ratio, contraction, stroke, distance, hinge, joint, adjust+, control

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
PX	CN 110159426 A (GREAT WALL MOTOR CO., LTD.) 23 August 2019 (2019-08-23) description, paragraphs [0065]-[0186], and figures 1-33	1-20
PX	CN 110284966 A (GREAT WALL MOTOR CO., LTD.) 27 September 2019 (2019-09-27) description, paragraphs [0060]-[0152], and figures 1-28	1-12, 20
PX	CN 110285136 A (GREAT WALL MOTOR CO., LTD.) 27 September 2019 (2019-09-27) description, paragraphs [0035]-[0062], and figures 1-11	1-3, 13-20
PX	CN 210003389 U (GREAT WALL MOTOR CO., LTD.) 31 January 2020 (2020-01-31) description, paragraphs [0053]-[0149], and figures 1-28	1-12, 20
PX	CN 210003388 U (GREAT WALL MOTOR CO., LTD.) 31 January 2020 (2020-01-31) description, paragraphs [0055]-[0147], and figures 1-28	1-12, 20
PX	CN 210122986 U (GREAT WALL MOTOR CO., LTD.) 03 March 2020 (2020-03-03) description, paragraphs [0055]-[0148], and figures 1-28	1-12, 20
A	CN 1987069 A (NISSAN MOTOR CO., LTD.) 27 June 2007 (2007-06-27) description page 3 line 15 to page 7 line 11, figures 1-10	1-20



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

04 August 2020

Date of mailing of the international search report

31 August 2020

Name and mailing address of the ISA/CN

China National Intellectual Property Administration (ISA/
CN)
No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao Haidian District, Beijing
100088
China

Facsimile No. (86-10)62019451

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2020/096636**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN 208966425 U (GREAT WALL MOTOR COMPANY LIMITED) 11 June 2019 (2019-06-11) entire document	1-20
A	JP 4380321 B2 (NISSAN MOTOR) 09 December 2009 (2009-12-09) entire document	1-20

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2020/096636

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
CN	110159426	A	23 August 2019	None			
CN	110284966	A	27 September 2019	None			
CN	110285136	A	27 September 2019	CN	210484535	U	08 May 2020
CN	210003389	U	31 January 2020	None			
CN	210003388	U	31 January 2020	None			
CN	210122986	U	03 March 2020	None			
CN	1987069	A	27 June 2007	DE	602006003717	D1	02 January 2009
				US	7290508	B2	06 November 2007
				EP	1801387	A1	27 June 2007
				JP	2007170452	A	05 July 2007
				CN	100520017	C	29 July 2009
				US	2007137608	A1	21 June 2007
				EP	1801387	B1	19 November 2008
				JP	4779635	B2	28 September 2011
CN	208966425	U	11 June 2019	None			
JP	4380321	B2	09 December 2009	JP	2005180657	A	07 July 2005

国际检索报告

国际申请号

PCT/CN2020/096636

A. 主题的分类

F02B 75/04(2006.01)i; F02B 75/32(2006.01)i; F16C 7/06(2006.01)i; F02D 15/00(2006.01)i; F16H 21/34(2006.01)i

按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和IPC两种分类

B. 检索领域

检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)

F02B; F16C; F02D; F16H

包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献

在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))

CNABS;VEN;CNTXT;USTXT;EPTXT;WOTXT;CNKI: 压缩比, 行程, 连杆, 铰接, 调节, 调整, 容积, 控制, compression, ratio, contraction, stroke, distance, hinge, joint, adjust+, control

C. 相关文件

类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
PX	CN 110159426 A (长城汽车股份有限公司) 2019年 8月 23日 (2019 - 08 - 23) 说明书第[0065]-[0186]段、附图1-33	1-20
PX	CN 110284966 A (长城汽车股份有限公司) 2019年 9月 27日 (2019 - 09 - 27) 说明书第[0060]-[0152]段、附图1-28	1-12, 20
PX	CN 110285136 A (长城汽车股份有限公司) 2019年 9月 27日 (2019 - 09 - 27) 说明书第[0035]-[0062]段、附图1-11	1-3, 13-20
PX	CN 210003389 U (长城汽车股份有限公司) 2020年 1月 31日 (2020 - 01 - 31) 说明书第[0053]-[0149]段、附图1-28	1-12, 20
PX	CN 210003388 U (长城汽车股份有限公司) 2020年 1月 31日 (2020 - 01 - 31) 说明书第[0055]-[0147]段、附图1-28	1-12, 20
PX	CN 210122986 U (长城汽车股份有限公司) 2020年 3月 3日 (2020 - 03 - 03) 说明书第[0055]-[0148]段、附图1-28	1-12, 20
A	CN 1987069 A (日产自动车株式会社) 2007年 6月 27日 (2007 - 06 - 27) 说明书第3页第15行至第7页第11行、附图1-10	1-20
A	CN 208966425 U (长城汽车股份有限公司) 2019年 6月 11日 (2019 - 06 - 11) 全文	1-20

☒ 其余文件在C栏的续页中列出。

☒ 见同族专利附件。

* 引用文件的具体类型:

“A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件

“E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利

“L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件(如具体说明的)

“O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件

“P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件

“T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件

“X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性

“Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性

“&” 同族专利的文件

国际检索实际完成的日期

2020年 8月 4日

国际检索报告邮寄日期

2020年 8月 31日

ISA/CN的名称和邮寄地址

中国国家知识产权局(ISA/CN)
中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088

传真号 (86-10)62019451

受权官员

陈飞

电话号码 (86-512)88995299

C. 相关文件		
类 型*	引用文件，必要时，指明相关段落	相关的权利要求
A	JP 4380321 B2 (NISSAN MOTOR) 2009年 12月 9日 (2009 - 12 - 09) 全文	1-20

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2020/096636

检索报告引用的专利文件			公布日 (年/月/日)	同族专利			公布日 (年/月/日)
CN	110159426	A	2019年 8月 23日	无			
CN	110284966	A	2019年 9月 27日	无			
CN	110285136	A	2019年 9月 27日	CN	210484535	U	2020年 5月 8日
CN	210003389	U	2020年 1月 31日	无			
CN	210003388	U	2020年 1月 31日	无			
CN	210122986	U	2020年 3月 3日	无			
CN	1987069	A	2007年 6月 27日	DE	602006003717	D1	2009年 1月 2日
				US	7290508	B2	2007年 11月 6日
				EP	1801387	A1	2007年 6月 27日
				JP	2007170452	A	2007年 7月 5日
				CN	100520017	C	2009年 7月 29日
				US	2007137608	A1	2007年 6月 21日
				EP	1801387	B1	2008年 11月 19日
				JP	4779635	B2	2011年 9月 28日
CN	208966425	U	2019年 6月 11日	无			
JP	4380321	B2	2009年 12月 9日	JP	2005180657	A	2005年 7月 7日