(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 102029934 A
(43)申请公布日 2011.04.27

(21)申请号 201010590764.2

(22)申请日 2010.12.08

(71)申请人 泰安航天特种车有限公司
地址 271000 山东省泰安市高新技术产业开发区天烛峰路9号

(72)发明人 李基恒 刘忠存 王涛 苏玉英 张云英 殷国旺 许丽梅 周朋 巩令刚 郑金铎 田勇 杨锐 孟大为 姜玉勇

(74)专利代理机构 济南舜源专利事务所有限公司 37205
代理人 王连君

(51)Int.Cl.
B60P 1/04(2006.01)
B62D 21/02(2006.01)
B60K 17/04(2006.01)
B60B 37/00(2006.01)
B60G 21/06(2006.01)

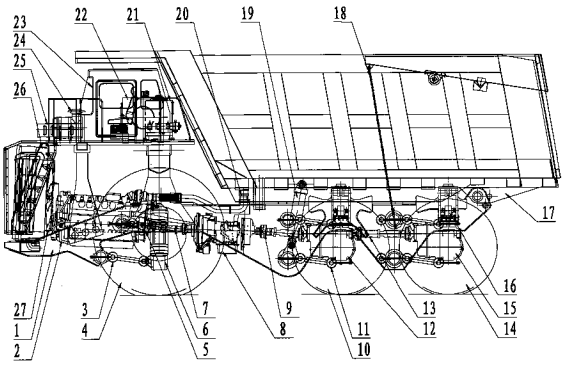
权利要求书 1 页 说明书 10 页 附图 9 页

(54)发明名称

超重型矿用自卸车

(57)摘要

一种超重型矿用自卸车，属于矿用自卸车领域，包括底盘和车身，底盘包括传动系、行驶系、转向系和制动系，车身包括驾驶室和货箱，其特征是行驶系中的车架为焊接式无副车架箱形变截面车架；传动系包括6×4机械传动的驱动装置，行驶系中的中、后两桥组成一组的双联驱动桥，行驶系中的由中、后两桥组成的后悬架为带蓄能调节机构的油气平衡悬挂；前轮为33.00-51-58到27.00-49-48的单胎，中轮和后轮为24.00-49-48到21.00-35-36的双胎。本发明主要用于制造适合国内工况的高效率，低使用成本的国产超重型矿用自卸车。



CN 102029934 A

1. 一种超重型矿用自卸车，包括底盘和车身，底盘包括传动系、行驶系、转向系和制动系，车身包括驾驶室和货箱，其特征是行驶系中的车架为焊接式无副车架箱形变截面车架；传动系包括 6×4 机械传动的驱动装置，行驶系中的中、后两桥组成一组的双联驱动桥，行驶系中的由中、后两桥组成的后悬架为带蓄能调节机构的油气平衡悬架；前轮为 33.00-51-58 到 27.00-49-48 的单胎，中轮和后轮为 24.00-49-48 到 21.00-35-36 的双胎。

2. 根据权利要求 1 所述的超重型矿用自卸车，其特征是所述焊接式无副车架箱型变截面车架为由板材焊接成型的双龙门架式箱型变截面结构的车架，车架横梁是筒形截面，车架纵梁是箱型断面；纵梁高度基准值 H 为 550mm-650mm；车架纵梁包括前部和后部，纵梁前部的高度为 50％ -65％ H；车架纵梁后部采用双驼峰结构，峰顶高度值为 2.2 ～ 2.9H；纵梁宽度基准值 B 为 180mm-220mm，纵梁前部宽度为 65％ -80％ B；纵梁截面高度和宽度的变化处采用圆弧过渡或平滑的斜面过渡。

3. 根据权利要求 2 所述的超重型矿用自卸车，其特征是车架全部由钢板焊接成型。

4. 根据权利要求 2 所述的超重型矿用自卸车，其特征是车架前部固定设置有由前龙门架和后龙门架组成的双龙门架，以及由双龙门架支撑的平台，双龙门架与平台螺栓连接。

5. 根据权利要求 1 所述的超重型矿用自卸车，其特征是油气平衡悬架包括油气簧支架、油气簧、油气簧连接管路；其中油气簧支架上端设置有减震垫，油气簧支架与车架的连接板采用蝶形板；同侧油气簧连接管路之间设置有蓄能器调压机构。

6. 根据权利要求 1 所述的超重型矿用自卸车，其特征是中后桥采用两级主减速器和两级轮边减速器组成的贯通式驱动车桥；其中主减速器速比在 1.5 ～ 2.2，轮边减速器速比在 11.5 ～ 13.5，车桥总速比在 18.5 ～ 25。

7. 根据权利要求 1 所述的超重型矿用自卸车，其特征是货箱采用平底式。

8. 根据权利要求 7 所述的超重型矿用自卸车，其特征是货箱底部设置有货箱加热结构。

9. 根据权利要求 8 所述的超重型矿用自卸车，其特征是所述货箱加热结构包括设置于货箱底板上的烟道和连通排气管和烟道的连接装置，所述连接装置包括固定设置于排气管上的定盘，在定盘上设置有浮动盘，浮动盘通过套装有弹簧的螺杆弹性支承在定盘上方，在货箱底板上固定有货箱进气接盘，货箱进气接盘上设置凹槽与浮动盘上的锥形凸缘对接定位。

超重型矿用自卸车

技术领域

[0001] 本发明涉及超重型矿用自卸车领域，具体地说是一种用于矿山、建筑、水利水电建设等领域的物料运输车。

背景技术

[0002] 近年来国内及国际上在一些煤矿开采区，广泛以露天采矿取代洞采。露天开采技术以较低的开采成本、高的采集效率、较安全的开采环境等一系列特点，在煤层不太深的工况下，有着洞采无法比拟的优势。我国现已探明的煤矿储藏区中，内蒙、青海、新疆等地的煤层均较浅，适合露天开采。这些矿区由于缺少大型的矿用车，致使年产量远远满足不了国内日益剧增的煤炭需求量，并且这种供不应求的状态正在逐年加剧。

[0003] 目前国外大吨位自卸车的技术已经较为成熟，主要可分为两大类：机械传动（机械轮）电力传动（电动轮）。多采用 4×2 驱动形式、铸造车架、同一型号的工程轮胎、全进口液压阀组、V 型货箱。国外技术进入国内市场，不得不面对两个主要问题：①进口矿用车的价格太高，让很多客户望而止步。②每年十几万甚至几十万的维护保养费用，也让很多客户为之头疼。因此研发一种国产的超重型矿用自卸车，成为了一件摆在国人面前迫在眉睫的工作。现行的 4×2 驱动的机械轮，采用 V 型或带翘尾的货箱，货物质心基本在前、后轮之间，前、后桥的载荷分布容易做到合理分配。采用 V 型货箱，货箱有效装载容积较小，在运输小密度物料时，达不到预期的装载量。国内现状是超重型矿用自卸车多用于运输土方、煤炭等密度较小的粉尘类物料。采用平底货箱，货箱的有效利用空间大，装载体积大，适合运输小密度物料。如采用 6×4 的驱动形式，平底货箱结构，货物质量大多集中在中后桥上，致使前桥载荷分布较小，同时中后桥有单桥过载的可能。

[0004] 超重型矿用自卸车的车架，多采用铸件和焊接件结合的形式，对于受力较为集中的地方采用铸件结构，对于载荷分配较小的地方采用板材结构。铸件结构容易出现砂眼、积碳等铸造缺陷，尤其是对于结构复杂的横梁等结构件，铸件质量不好控制。铸件与板材件的焊接结合处，容易出现应力集中。采用板材焊接形式的车架，车架成型工艺简单，但需要解决超重型承载的要求。适应国情较为理想的状态是：具有超重型底盘、载荷分配合理、动力强劲、操纵灵活、装载量大、生产周期短、全寿命使用成本低，自主知识产权的矿用自卸车。为实现上述功能需解决如下问题：超重型自卸车车架刚度及韧性的矛盾问题；运输低密度的粉尘类物料需大容积的货箱；适应载荷分布及路面的耐压情况 4×2 形式不再适用需选用新的驱动形式；在保障功用性的前提下尽可能提高机动性、稳定性。

发明内容

[0005] 本发明的目的是解决上述的技术问题，提供一种高效率，低使用成本的国产矿用自卸车。

[0006] 本发明解决其技术问题所采用的技术方案是：一种超重型矿用自卸车，包括底盘和车身，底盘包括传动系、行驶系、转向系和制动系，车身包括驾驶室和货箱，其特征是行驶

系中的车架为焊接式无副车架箱形变截面车架；传动系包括 6×4 机械传动的驱动装置，行驶系中的中、后两桥组成一组的双联驱动桥，行驶系中的由中、后两桥组成的后悬架为带蓄能调节机构的油气平衡悬架；前轮为 33.00-51-58 到 27.00-49-48 的单胎，中轮和后轮为 24.00-49-48 到 21.00-35-36 的双胎。(33.00- 轮胎名义断面宽度，51- 轮辋名义直径，58- 胎面层级)

[0007] 能够将载荷较多的分配到前桥，增加前轮的附着性，满足载荷分布合理的要求；箱型截面解决了超重承载的要求，合理安排截面的变化形式有利于车架的等应力分布，满足超重承载的要求；在满足一般油气簧功用的前提下，同时具有漏油自动补偿作用，满足高稳定性的要求，通过上述结构的相互配合作用使整车达到 90t ～ 120t 的装载能力，并具有高的安全性、稳定性、通过性，较低的维修费用、燃油消耗等良好效果。采用 6×4 的驱动形式，此驱动形式在该装载吨位属首创。

[0008] 所述焊接式无副车架箱型变截面车架为由板材焊接成型的双龙门架式箱型变截面结构的车架，车架横梁是筒形截面，车架纵梁是箱型断面；纵梁高度基准值 H 为 550mm-650mm；车架纵梁包括前部和后部，纵梁前部的高度为 50％ -65％ H；车架纵梁后部采用双驼峰结构，峰顶高度值为 2.2 ～ 2.9H；纵梁宽度基准值 B 为 180mm-220mm，纵梁前部宽度为 65％ -80％ B；纵梁截面高度和宽度的变化处采用圆弧过渡或平滑的斜面过渡。

[0009] 车架全部由钢板焊接成型。

[0010] 车架前部固定设置有由前龙门架和后龙门架组成的双龙门架，以及由双龙门架支撑的平台，双龙门架与平台螺栓连接。

[0011] 油气平衡悬架包括油气簧支架、油气簧、油气簧连接管路；其中油气簧支架上端设置有减震垫，油气簧支架与车架的连接板采用蝶形板；同侧油气簧连接管路之间设置有蓄能器调压机构。油气簧支架上端设置有减震垫，优化了支架的受力状态。油气簧支架与车架的连接板，采用蝶形板，改善了连接处的受力状态。

[0012] 中后桥采用两级主减速器和两级轮边减速器组成的贯通式驱动车桥；其中主减速器速比在 1.5 ～ 2.2，轮边减速器速比在 11.5 ～ 13.5，车桥总速比在 18.5 ～ 25。货箱采用平底式。货箱底部设置有货箱加热结构。

[0013] 所述货箱加热结构包括设置于货箱底板上的烟道和连通排气管和烟道的连接装置，所述连接装置包括固定设置于排气管上的定盘，在定盘上设置有浮动盘，浮动盘通过套装有弹簧的螺杆弹性支承在定盘上方，在货箱底板上固定有货箱进气接盘，货箱进气接盘与浮动盘通过锥形口对接。

[0014] 通过板材焊接，得到箱型断面的车架纵梁。利用箱型截面的高抗弯抗扭性，得到超重型承载的能力。整车载荷分布是不均匀的，车架纵梁在高度方向上前段和后段是不同的，前段高度为 50％ -65％ H。车架前段主要承担水箱、保险杠、部分水箱护罩的重量，前段的纵梁高度影响到前段承载能力、车辆接近角、间接地影响驾驶员视野。选用低于 50％ H 的前段纵梁高度值，一方面：造成前段纵梁承载及变形恶化；另一方面：纵梁截面的变化太大，引起过渡效果不理想，截面变化处应力集中。选用高于 65％ H 的前段纵梁高度值。一方面：车辆前段离地间隙变小，车辆接近角变小，影响到整车通过性；另一方面：由于纵梁高度变大，水箱、水箱护罩都跟随上移，驾驶员视野受到影响，盲区增大不利于驾驶。本发明选用 56％ H 的前段纵梁高度值，在保证承载功用的前提下，减小驾驶员视野盲区，增大接近角，

提高通过性。车架纵梁在宽度方向上也不是等值的，中前段纵梁宽度为65％-80％B。前段纵梁主要承担发动机、驾驶室等部件的重量，该段处于前端和后段受力的中间过渡区。纵梁宽度影响到纵梁抗扭能力、承载能力、发动机维修保养的操作性。选用低于65％B的纵梁宽度值，一方面：导致车架纵梁承载、变形恶化，车架前段稳定性变差；另一方面：纵梁截面的变化太大，引起过渡效果不理想，截面变化处应力集中。选用大于80％B的纵梁宽度值，一方面：不利于发动机的日常保养维修，另一方面：发动机或被附件与车架纵梁距离太近，由于发动机工作时的振动或由于路面的颠簸，将会导致发动机或被附件与车架纵梁的蹭刮。中后段车架纵梁采用双驼峰结构，峰顶高度值为2.2～2.9H。双驼峰结构纵梁，旨在加强驼峰处的承载能力和抗弯能力，以方便推力杆、横梁、翻转油缸支撑坐、强制开启机构坐等支撑件的安装。驼峰的高度主要影响纵梁承载、抗弯能力，支撑件的布置位置，整车最小离地间隙等性能。选用小于2.2H的驼峰值，一方面：纵梁承载、抗弯能力达不到；另一方面：上下横梁距离太近，不利于推力杆布置，同时上下横梁与纵梁的焊接区域靠的太近，造成热应力集中，焊接工艺性不好。选用大于2.9H的驼峰值，峰顶距离地面距离太小，整车最小离地间隙太小，整车通过性不好。本发明选用2.6H的驼峰值，纵梁截面高度和宽度的过渡，采用圆弧过渡或平滑的斜面过渡，以减小变截面处的应力集中。各段纵梁截面的尺寸均按照等应力梁的要求设定，降低车架高度，进而降低整车质心，提高整车稳定性。

[0015] 采用上述结构的有益效果是：采用全板材焊接成型车架，得到良好的成型工艺，采用箱型变截面的车架、双驼峰结构的纵梁、圆筒形截面的横梁，在保证满足承载要求的同时，提高车架稳定性、等应力性，降低整车质心，提高稳定性、通过性。

[0016] 车架前段设置有双龙门架支撑的可拆分平台，该平台一方面：作为驾驶室的支撑，并提供走台支撑。采用这种结构可以最大限度的减少驾驶室的受力变形，最大限度的增强走台的支撑稳定性。作为前油气簧的支撑、为其他被附件提供支撑。另一方面：与车架左右纵梁组成框架结构，增强车架的稳定性、抗扭强度。考虑到发动机的日常维修保养及整车大修时吊装发动机方便，平台采用可拆分结构。采用上述结构的有益效果是：降低了驾驶室的受力变形，延长了驾驶室的使用寿命。提高了走台的支撑刚度，提高走台稳定性和承载量。一个结构件起到多个作用，简化了部件，提高了整车的紧凑性。便于拆装，提高了维修操作性。

[0017] 超重型矿用自卸车具有超重承载的特点，中后油气簧受力很大，作用在油气簧上的力，通过油气簧支座传给车架，最终导致油气簧支座受力很大，如果这个力很大，将导致油气簧支座变形甚至从车架上撕裂下来。行技术采用加大油气簧支座板厚、加大连接螺栓的数目和规格的方法解决。现行技术只能满足功用性要求，治标不治本。本发明中后桥油气簧支架上端设置有油气簧支座垫块，优化油气簧支座受力。本发明承载时，货箱与安装在油气簧支座上端的油气簧支座垫块接触，货箱的质量部分的分担到油气簧支座垫块上，这部分质量的作用力，与油气簧通过油气簧支座传到油气簧支座垫块上的力，方向相反，因而抵消一部分，减小了油气簧支座的受力。

[0018] 采用上述结构的有益效果是：利用油气簧和货箱对油气簧支座的作用力相互抵消，改善油气簧支座的受力，降低了车架的故障率。

[0019] 通过对国内矿山市场的调研，发现车架问题大多出在，油气簧支座与车架的连接处，这是些应力较为集中的地方。本发明油气簧支座与车架的连接处采用蝶形板，将油气簧

支座的受力，平滑的传递给车架，减小了油气簧支座与车架的应力集中。

[0020] 采用上述结构的有益效果是：通过采用蝶形连接板，使应力平滑过渡，优化车架受力，降低车架故障率。

[0021] 超重型矿用自卸车，具有超重承载的特点。适应承载要求，必须具有很大的传动比，将发动机输出的小转矩高转速的动力，转变为大转矩低转速的动力。在变速传动系统中，同样的总变速比，主减速器与轮边减速器变速比的分配，直接影响到汽车的通过性、齿轮的加工工艺性。现行技术同吨位传动比分配，多采用 3 ～ 5 变速比的主减速器，5 ～ 8 变速比的轮边减速器。为了尽量提高桥壳离地间隙，提高整车通过性。本发明变速比分配：主减速器速比在 1.5 ～ 2.2，轮边减速器速比在 11.5 ～ 13.5，车桥总速比在 18.5 ～ 25。将总速比按照此比例分配，旨在采用较小的主减速比，较大的轮边减速器，在得到足够动力的同时，尽量提高桥壳离地间隙，提高整车通过性。主减速器速比小于 1.5 轮边减速器大于 13.5 的情况下，对于主减速器来说变速比较小，主减速器齿轮加工工艺性良好，桥壳离地间隙大，有利于通过性，但是将会造成轮边减速器变速比过大，若减小主动轮、行星齿轮的尺寸，在承载一定的情况下，主动轮、行星齿轮的尺寸不可能有太多的压缩空间；小齿轮轴、行星齿轮轴抗弯能力与传动性能相冲突；行星齿轮、行星齿轮轴的润滑、冷却都不方便。若加大从动齿轮，一方面轮边减速器尺寸太大；另一方面大齿轮齿胚质量不好控制，齿轮加工工艺性差。主减速器速比大于 2.2 轮边减速器小于 11.5 的情况下，轮边减速器尺寸较小，齿轮加工工艺性、齿轮及齿轮轴润滑、冷却性均较好。但主减速器变速比过大，一方面导致中后桥桥壳，尤其是桥壳中间部分尺寸过大，严重影响汽车通过性；另一方面导致桥壳截面的较大变化，由于受到桥壳整体尺寸的限制，中间部分与两端截面的变化不可能做到平滑过渡，造成桥壳铸造成型工艺性差，容易出现铸造缺陷。本发明采用主减速速比 1.786，轮边减速比 12.143，总速比为 21.69 的变速比分配形式，在保障足够动力的同时，确保足够的离地间隙，保证整车通过性。

[0022] 采用上述结构的有益效果是：在保障足够动力的同时，尽量提高离地间隙，保证整车通过性。各级齿轮尺寸均较小，加工工艺性良好。桥壳成型质量好控制，承载能力强，故障率低。

[0023] 超重型矿用自卸车具有超高的特点，整车质心较高，稳定性差，国内现在大部分矿区属无路或崎岖道路路况，整车颠簸较严重，这种工况下降低整车质心，将大大提高整车稳定性、抗侧翻能力。现行技术为满足承载的要求，采用统一规格的超重型轮胎。这种结构形式整车质心较高，抗侧翻能力差。采用不同规格轮胎需要解决承载能力、载荷分布的问题。

[0024] 为解决上述问题，本发明采用了前后两种规格的轮胎。其中前轮采用 33.00-51-58 到 27.00-49-48 单胎，中后轮采用 24.00-49-48 到 21.00-35-36 的双胎。在满足承载的同时降低整车质心，提高通过性。若采用大于 33.00-51-58 的前轮，将会带来：载荷安全系数太大、转向困难、质心变高等不利影响。若采用小于 27.00-49-48 的前轮，将会带来：安全系数不足、制动力矩不够，接近角减小等不利影响。若采用大于 24.00-49-48 的中后轮，将会造成整车质心变高，稳定性变差。若采用小于 21.00-35-36 的中后轮，将会造成承载能力不足，制动性能下降。本发明前轮采用 30.00-51-52 的单胎，中后桥采用 24.00-35-48 的双胎，在保证足够的承载前提下，降低整车质心，提高稳定性、抗侧翻能力。本发明在载荷分布方面前桥承担 30％载荷，中后桥承担 70％载荷，满足整车在制动、转向、爬坡、举升时的载

荷分布。

[0025] 采用上述结构的有益效果是：采用前后不同规格的车轮，在保证足够承载的前提下，降低整车质心、提高整车稳定性、保证较大的接近角，提高通过性。

[0026] 现行技术多采用 V 型或大翘尾的货箱结构，这种结构形式在运输石头、矿石等块状物料时，具有较大优势。国内现状是超重型矿用自卸车，多用在运输土方、煤炭等粉尘类小密度的物料。在这种工况下，V 型或大翘尾的货箱结构，有效装载容积远远不能满足装载吨位的要求。采用平底式货箱，有效装载容积大，能满足超重承载的要求。但是若不带后挡板，货物将会从货箱自行流下，尤其是上坡时最为明显，货箱实际装载量大打折扣；若采用带后挡板，能防止货物从货箱自行流，下保证足够的装载量。但是货物倾泻时，后挡板不能及时打开，对货物的流动起阻碍作用，货物不能及时倾泻；后挡板打开后，后挡板与货箱之间的开启角度不大，货物流动的空间受限制，导致货物倾泻缓慢，上述两种情况都将导致货物质量后移，严重的话将会导致中后桥过载。

[0027] 本发明为解决上述问题：采用带后挡板的平底货箱，首先满足承载要求。设置强制开启机构，保证货物倾泻顺利。货箱开始翻转时，在到达货物休止角之前就将后挡板打开一定角度，解决了后挡板不能及时开启的问题。随着货箱翻转角度的增加，后挡板继续开启，当货箱翻转到最大角度，后挡板开启角度达到最大。后挡板的开启角度，远大于与地面垂直角度，与现行技术相比开启角度提高 1.5 ～ 2.5 倍，保证货物倾泻的流畅顺利。

[0028] 采用上述结构的有益效果是：采用带后挡板的平底货箱，保证足够的有效装载容积；通过强制开启机构，保证后挡板及时开启，得到较大的后挡板开启角度，保证货物及时、顺利倾泻。有效防止中后桥单桥过载。

[0029] 目前超重型矿用自卸车，多用于内蒙、新疆、青海等地区。这些地区气温较低，货箱内容易结冰，尤其是货箱的边角上易形成霜冻，严重影响货物的倾泻性，导致货物不能及时、顺畅的倾斜，引起中后桥过载。为解决上述问题，本发明采用了货箱加热技术。

[0030] 发动机排出的废气温度在 500℃～ 600℃左右，通过排气管、货箱加热接盘将这一高温气体引入货箱底板上的烟道，废气在烟道内流过，对货箱底板进行加热，最后废气从货箱底板上的排气口排出。由于汽车行驶过程中，货箱和车架之间存在少量的位移，货箱需要翻转，因此货箱烟道与排气管连接处的密封性问题。另一方面，货箱进气接盘和浮动盘之间有相对运动，这一部分不能润滑，浮动盘和货箱进气接盘之间的磨损问题。

[0031] 为解决上述为题，本发明所述货箱加热结构包括设置于货箱底板上的烟道和连通排气管和烟道的连接装置，所述连接装置包括固定设置于排气管上的定盘，在定盘上设置有浮动盘，浮动盘通过套装有弹簧的螺杆弹性支承在定盘上方，在货箱底板上固定有货箱进气接盘，货箱进气接盘上设置凹槽与浮动盘上的锥形凸缘对接定位，靠弹簧的压紧力贴和密封，浮动盘通过弹簧支撑在定盘上，靠螺栓的导向沿定盘中心轴线移动。定盘与发动机排气管焊接在一起，定盘上安装有四个螺栓，螺栓上空套四个弹簧，浮动盘靠螺栓的拉紧、弹簧的张力悬浮在定盘上。安装时调解螺栓的旋和长度，调节浮动盘与货箱进气接盘之间的初始压力，保证浮动盘与货箱进气接盘的密封性。靠锥形接口的自定心作用、保证或向下落后货箱进气接盘准确的安装位置。浮动盘的锥形凸缘和货箱进气接盘的凹槽的表面均采用高频淬火，提高结合表面的耐磨性。

[0032] 采用上述结构的有益效果是：采用浮动式的货箱加热机构，保证进气接口的密封

性，货箱翻转完毕下落后能准确的安装到位，提高结合区域的表面硬度，得到良好的耐磨性。发动机排气能顺利进入货箱内部，加热货箱底板，融化壁板霜冻，使货物倾泻顺畅。

[0033] 超重型矿用自卸车具有超重承载、超高的特点，在上下坡、翻转倾泻等工况下，质量转移较为明显。为防止出现单桥过载，需设置油气平衡悬挂。同时适应超重承载，油气簧内部压力较大，容易出现漏油现象。

[0034] 本发明针对上述问题设置了带蓄能调节器的双联油气平衡悬挂，通过油气平衡悬挂，将中后两桥的油气簧连通起来，保证中后两桥油气簧内压力的等值，防止单桥过载。本发明采用的蓄能调节器能自动补偿油气簧的泄露，并带有报警器，当系统压力低于规定值时，报警器报警提醒驾驶员补充液压油或氮气，使系统压力重新达到规定值。同时当系统压力有波动时，蓄能调节器能吸收部分液压冲击，保护系统元件和管路。

[0035] 采用上述结构的有益效果是：采用带蓄能调节器的双联油气平衡悬挂，在保证中后桥荷平均分配的基础，自动补偿压力损失，自动报警提醒加油、气，缓和系统冲击。

[0036] 现行技术同吨位的自卸车，都采用 4×2 的驱动形式，这种驱动形式动力传递简练。但国内矿区多为软路面工况，4×2 的驱动形式在同样载重的情况下，对路面的正压力大，路面破坏严重。采用 6×4 的驱动形式，整车车身较长，转弯半径较大。

[0037] 为解决上述问题，本发明采用了 6×4 的驱动形式，整车对地面的单位压力小，对路面的破坏小，软路面通过能力强，采用小规格轮胎降低产品成本。本发明为解决转弯半径大的问题，自行研发了大转角的前桥，转向内转角达到 40° 有效地减小了转弯半径，通过深入矿区实地考察，完全能满足路况对转向系统的要求。

[0038] 采用上述结构的有益效果是：减小了对路面的单位压力，有利于保护路面，软路面通过能力强，转弯半径小，通过能力强。

[0039] 本发明采用上述结构的有益效果是：采用全焊接车架，得到良好的成型工艺，采用变截面、双驼峰的纵梁结构，圆筒形横梁，得到良好的承载能力；合理分配传统系统变速比，提高传动系统零部件的加工工艺性；采用平底货箱，加大有效装载容；带蓄能调节器的油气平衡悬挂，有效防止单桥过载，并能自动补偿漏油和报警；采用货箱加热技术，能够适应严寒地区的工况。上述结构相互配合，能够大大降低整车质心，提高整车稳定性。本发明质心高度比现行同吨位技术方案约低 500mm，整车稳定性明显优于现行技术。本发明在车架成型、传动系统零部件的制造均采用国内成熟的技术手段，质量稳定、维修费用低。本发明提供了一种低质心，高稳定性、高通过性、低维修费用、超大装载容量、软路面通过能力强，适合国内工况的超重型矿用自卸车。

附图说明

[0040] 图 1 是本发明超重型矿用自卸车的总体主视方向示意图。

[0041] 图 2 是本发明超重型矿用自卸车的总体俯视方向示意图。

[0042] 图 3 是本发明超重型矿用自卸车的车架主视方向示意图。

[0043] 图 4 是本发明超重型矿用自卸车的车架俯视方向示意图。

[0044] 图 5 是本发明超重型矿用自卸车的贯通式中桥主减速器结构示意图。

[0045] 图 6 是本发明超重型矿用自卸车的轮边减速器结构示意图。

[0046] 图 7 是本发明超重型矿用自卸车的中后油气平衡悬挂结构示意图。

[0047] 图 8 是本发明超重型矿用自卸车的蓄能调节机构结构示意图。

[0048] 图 9 是本发明超重型矿用自卸车的货箱加热机构结构示意图。

[0049] 图中 :1、车架,2、发动机,3、前桥纵向推力杆,4、前轮轮胎,5、高弹性联轴器,6、前桥,7、变速箱输入传动轴,8、液力变速箱,9、变速箱输出轴（中桥输入轴）,10、中桥轮胎,11、中桥纵向推力杆,12、中桥,13、后桥输入轴,14、后桥轮胎,15、后桥,16、横向推力杆,17、货箱,18、强制开启机构,19、举升油缸,20、货箱加热机构,21、转向油箱,22、举升油箱,23、驾驶室,24、空气滤清器,25、电池组,26、水箱,27、风扇,28、前龙门架,29、后龙门架,30、第三横梁,31、油气簧支座垫块,32、油气簧支座,33、第五横梁,34、翻转支承座,35、第七横梁,36、第六横梁,37、第四横梁、38、第二横梁,39、前桥纵向推力杆安装座,40、第一横梁,41、保险杠,42、龙门架平台,43、车架右纵梁,44、车架左纵梁,45、第一级主减速器从动轮,46、第一级主减速器输出轴,47、端盖,48、轴间差速器行星齿轮,49、轴锁结合套,50、前太阳轮,51、轴锁结合齿圈,52、深沟球轴承,53、中桥输入接盘,54、后太阳轮,55、贯通轴,56、贯通轴输出接盘,57、第二级主减速器从动齿轮,58、第二级主减速器主动齿轮,59、圆锥滚子轴承,60、轮毂,61、第二级行星齿轮齿圈,62、第二级轮边减速器行星齿轮,63、第二级行星齿轮架,64、第二级行星齿轮轴,65、第二级轮边减速器太阳轮轴（第一级轮边减速器行星架）,66、第二级太阳轮,67、第一级行星齿轮齿圈,68、第一级行星齿轮,69、第一级行星齿轮轴,70、第一级太阳轮,71、圆锥滚子轴承,72 半轴套管,73、半轴,74、中桥油气簧,75、油气簧支撑销轴,76、78 连通管,77、蓄能调节器,79、后桥油气簧。80、中桥连通口,81、左充气调节孔,82、调节器缸壁,83、调节器活塞,84、调节器活塞杆,85、安装吊耳,86、后座,87、右充气调节孔,88、后桥连通口,89、排气管,90、定盘,91、浮动盘,92、货箱进气接盘,93、货箱底板,94、弹簧,95、定盘支架。97、蝶形板

具体实施方式

[0050] 下面结合附图与实施实例对本发明进一步说明 :

[0051] 如图 1 所示,一种超重型矿用自卸车,设有发动机、传动系、行驶系、转向系、制动系、车身（驾驶室）、电气系、举升系等。发动机悬置、供给、冷却等外围附件与现行的同吨位先进技术,没有太大的创新,在此不再赘述,车身、电气系及其附件与现行的先进技术,没有太大创新,在此不再赘述。

[0052] 如图 2 所示,本发明的传动系包括 :高弹性联轴器 5、变速箱输入传动轴 7、变速箱 8、中桥输入轴 9、后桥输入轴 13。发动机输出的动力经高弹性联轴器 5、变速箱输入轴 7、液力自动变速器 8、中桥输入轴 9、传至轴间差速器,动力经轴间差速器一方面向中桥主减速器、轮边减速器、中桥驱动轮传输 ;另一方面动力经贯通式中桥向后传递,经后桥输入轴 13、后桥主减速器、后桥轮边减速器传至后桥驱动轮。进而组成 6×4 的驱动形式,驱动车辆前进或后退。

[0053] 采用一组 2×80t 的贯通式双联驱动桥,代替现行技术的后桥。发动机 2 输出动力经高弹性联轴器 5、变速箱输入传动轴 7、液力变速箱 8、变速箱输出轴（中桥输入轴）9,中桥输入接盘 53 传至由轴间差速器行星齿轮 48、前太阳轮 50、后太阳轮 54、等部件组成的轴间差速器。动力经轴间差速器一方面通过轴锁结合套 49 的外齿,传至第一级主减速器从动轮 45,实现第一级主减速。第一级主减速器输出轴 46 作为第一级主减速器从动轮 45 的支撑

轴，同时也是第二级主减速器的输入轴。第二级主减速器从动齿轮 57 与第二级主减速器主动齿轮 58 相互啮合，形成第二级主减速器。传统的主减速器将传动比设定在 3 左右，这样能减小轮边减速器的传动比，但主减速器齿轮结构较大，桥壳尤其是中间部分截面积较大，不利于齿轮的加工，和桥壳的成型，同时减小了桥壳的离地间隙，影响通过性。本发明采用较小传动比 (1.786) 的主减速器，减小了齿轮、桥壳的尺寸，使齿轮容易加工，桥壳容易成型。提高了桥壳离地间隙，进而提高了通过性。但相应的会加大轮边减速器的传动比，为解决该问题，本发明采用了两级的轮边减速器。动力传至中桥半轴 73，半轴 73 空套在半轴套管 72 内得以支撑，第一级太阳轮 70 通过内花键支撑在半轴 73 上，半轴 73 旋转时第一级太阳轮 70 跟着一起旋转，第一级行星齿轮 68 同时与第一级行星齿轮齿圈 67、第一级太阳轮 70 相啮合。第一级行星齿轮齿圈 67 内侧通过内侧内花键支撑在半轴套管 72 上，半轴套管 72 固定不动，因此第一级行星齿轮齿圈 67 不能转动，这样第一级行星齿轮 68 在绕第一级行星齿轮轴 69 自转的同时，绕第一级太阳轮 70 公转，完成轮边的第一级减速。第一级行星齿轮轴 69 带动第二级轮边减速器太阳轮轴（第一级轮边减速器行星架）65 旋转，第二级太阳轮 66 通过内花键与第二级轮边减速器太阳轮轴（第一级轮边减速器行星架）65 外侧外花键连接，第二级轮边减速器太阳轮轴 65 旋转时带动第二级太阳轮 66 一起旋转，第二级轮边减速器行星齿轮 62、同时与第二级行星齿轮齿圈 61、第二级太阳轮 66、相啮合。同时与第二级行星齿轮齿圈 61，内侧通过内花键与第一级行星齿轮齿圈 67 外侧的外花键相配合，第一级行星齿轮齿圈 67 又与半轴套管 72 靠花键连接，因此第二级行星齿轮齿圈 61 不转，第二级轮边减速器行星齿轮 62，在绕第二级行星齿轮轴 64 自转的同时，绕第二级太阳轮 66 公转。实现第二级轮边减速。第二级行星齿轮轴 64 装在第二级行星齿轮架 63 上，由于第二级轮边减速器行星齿轮 62 的公转作用，第二级行星齿轮轴 64 带动第二级行星齿轮架 63 旋转。第二级行星齿轮架 63 通过螺栓与轮毂 60 相连接，轮毂外装轮辋、轮缘、轮胎。轮胎旋转，通过轮胎与路面的摩擦作用，产生中桥轮胎的驱动力。动力传至轴间差速器后，一部分动力经上述路径传至中桥驱动轮，另一部分动力经轴间差速器行星齿轮 48、后太阳轮 54、贯通轴 55、贯通轴输出接盘 56、向后传输。动力经后桥输入轴 13 输入后桥，进入后桥的主减速器及轮边减速器。后桥主减速器及轮边减速器结构和传动路线与中桥相同，不再赘述。正常行驶时，轴锁结合套 49 与轴锁结合齿圈 51 处于分离状态。当某一车轮出现打滑、悬空等无附着的情况时，通过操纵机构使轴锁结合套 49 前端内花键与轴锁结合齿圈 51 后端外花键相结合。将轴间差速器锁死，中后桥之间无差速作用，中后桥将以同样的速度驱动汽车行驶。考虑到单轮悬空（为方便起见，所有无附着的情况我们在此统称悬空）的情况下，单桥承载量的变化，本发明在设计齿轮、桥壳等零部件时选取了较大 (4 左右）的安全系数，能满足短时间内有一桥悬空时，另一桥的承载能力。

[0054] 本发明前轮采用 30.00-51-52 的单胎，中后桥采用 24.00-35-48 的双胎，在保证足够的承载前提下，降低整车质心，提高稳定性、抗侧翻能力。本发明在载荷分布方面前桥承担 30％载荷，中后桥承担 70％载荷，整车质心靠近整车中心，减小了整车在制动、转向、爬坡、举升等工况下质量转移对整车载荷分布的影响。

[0055] 本发明采用高弹性联轴器 5 和变速箱输入传动轴 7，将发动机 2、与液力变速箱 8 分开连接，这样发动机 2、水箱 26、风扇 27 的质心都在前桥之前。转向油箱 21、举升油箱 22、驾驶室 23、空气滤清器 24、电池组 25 也都布置于前桥之前，采用这种布置旨在将部件的质

量尽可能的向前移，达到整车质量 30％的前桥载荷。

[0056] 如图 3，4 所示，本发明车架由车架右纵梁 43、车架左纵梁 44 组成两根贯通纵梁，第一横梁 40、第二横梁 38、第三横梁 30、第四横梁 37、第五横梁 33、第六横梁 36、第七横梁 35、将左右车架纵梁连接起来，以增加车架刚度。前龙门架 28、后龙门架 29 与上端支撑的龙门架平台 42、组成一组龙门框架，一方面支撑驾驶室 23 及其走台板、转向油箱 21、举升油箱 22、电池组 25、空气滤清器 24、等附件。另一方面作为前油气悬挂的支架。再者采用此结构提高前段车架的刚度。保险杠 41、龙门架平台 42 都采用螺栓与车架主体连接，以便运输、和维修。车架纵梁采用双驼峰形式，设置第一横梁 40、第三横梁 30、第四横梁 37、第五横梁 33、第六横梁 36、以安装推力杆座。兼顾承载能力和通过性，选用 2.6 倍纵梁高度的驼峰值，在满足承载需要的同时，保证通过性。驼峰与纵梁之间采用圆弧或平滑的直线过渡，以减小截面变化处的应力集中。翻转支承座 34，为货箱翻转轴提供支撑。第七横梁 35，将左右纵梁连接起来，提高翻转支承座 34 的支撑刚度。油气簧支座垫块 31，在货箱处于承载状态时，与货箱底面接触，承担一部分货箱质量，此时货箱作用在油气簧支座垫块 31 的力，油气簧通过油气簧支座 32 作用在油气簧支座垫块 31 的力方向相反，故这两个方向的力抵消一部分，改善了油气簧支座 32 的受力状况。此外油气簧支座 32，采用蝶形板 97 与车架相连，将作用在油气簧支座 32 上的力平滑的传递给车架。

[0057] 本发明采用上述结构取得的有益效果是：满足超重型承载要求的同时，具有良好的韧性，良好的等应力分布性。

[0058] 本发明的悬架系统包括油气簧前悬架、带蓄能调节器的双联油气平衡后悬挂。其中油气簧前悬挂，与现行的先进技术没有太大创新，在此不再赘述。

[0059] 如图 7 所示，带蓄能调节器的双联油气平衡悬挂包括：中桥油气簧 74、油气簧支撑销轴 75、连通管 76、78 蓄能调节器 77、后桥油气簧 79。载荷分布不均，是 6×4 的驱动形式需要解决得一大主要问题。路况、装载情况等许多外界因素，也能造成单桥过载的现象。为解决这一问题，本发明采用了带蓄能调节器的双联油气平衡悬挂。中桥油气簧 74 与后桥油气簧 79，分别通过连通管 76、78 与蓄能调节器 77 连通。当出现单桥过载的情况时（假设中桥过载）中桥油气簧 74 压力增大，蓄能调节器 77 两端压力失去平衡，中桥油气簧 74 内的油气通过连通管 76、蓄能调节器 77、连通管 78 进入后桥油气簧 79，从而使后桥油气簧 79 内压力升高，中桥载荷分担到后桥一部分，蓄能调节器 77 两端压力重新平衡。通过上述结构使中后两桥平均分担载荷，防止中后桥出现单桥过载。蓄能调节器 77 除具有平衡轴荷的作用外，还具有自动补充油气的作用。

[0060] 如图 8 所示，蓄能调节器 77 包括：中桥连通口 80、左充气调节孔 81、调节器缸壁 82，调节器活塞 83、调节器活塞杆 84、安装吊耳 85、后座 86、右充气调节孔 87、后桥连通口 88。安装吊耳 85，供蓄能调节器 77 安装用。中桥连通口 80、后桥连通口 88，分别通过连通管 76、78 与中桥油气簧 74、后桥油气簧 79 连通，起到平衡轴荷的作用。左充气调节孔 81 为氮气补充孔，安装油气簧时，通过调节油气簧压力，将油气簧调整到要求的高度。调节器活塞 83、调节器活塞杆 84、后座 86 组成的空腔（后文称右腔）内，充压力游和氮气的混合物，且压力与系统压力相等。当某一油气簧漏油时，该侧油气簧压力降低，与之相连的蓄能调节器 77 左腔的压力降低，右腔压力大于左腔压力，调节器活塞 83 两端的压力失去平衡左移。由于调节器活塞 83 的左移，左腔油气得到压缩，压力升高，待左右两腔压力平衡，调节器活

塞 83 停止运动，使系统压力降低减小。调节器活塞杆 84 通过外螺纹与调节器活塞 83 内螺纹连接，随调节器活塞 83 一起左移。调节器活塞杆 84 右侧安装有行程开关，当系统压力降到规定值时，安装在调节器活塞杆 84 上的行程开关触发，驾驶室内的报警灯报警，提醒驾驶员检查泄露并补充氮气，氮气通过左充气调节孔 81、右充气调节孔 87 充入左右油气室，使系统压力重新达到规定值。

[0061] 国外 100t 左右的自卸车，多用在运输石料等密度较大的块状物料工况下。适应该工况，采用了 V 型货箱，V 型货箱能将整车质心前移，有利于载荷分布。目前国内该吨位的自卸车，大多用于运输煤炭、土方等密度较小的工况。如果继续使用 V 型货箱，必然满足不了载重量的要求。本发明采用的平底式货箱，适合国内工况，装载量达 108m3，完全满足小密度粉尘物料的承载质量要求。在货箱与车架的连接方面，本发明采用了通过货箱底面 8 块减震垫和两根油缸支撑在车架上。大吨位的货箱若与车架刚性连接，将会造成车架受力不匀、车架寿命缩短。本发明利用 8 块减震垫的弹性变形，使整个货箱载荷均匀的分布在车架上。为解决装载量和倾泻性的矛盾，本发明采用了带强制开启的后挡板结构。如图 1 所示，汽车在装载行驶时，强制开启机构不起作用，当货箱翻转倾泻时，强制开启机构作用，货箱绕支承座旋转一定角度，此时强制开启机构的钢筋拉链一端固定在车架上，另一端固定在后挡板的 90° 悬臂上，由于车架端的拉链不动，后挡板随货箱一起旋转，钢筋拉链被拉紧。挡板由于重力的作用压紧在货箱上，随着货箱翻转角度的增加，拉链上的拉紧力越大。当货箱翻转到一定的角度，拉链的拉紧力足以克服后挡板的重力，拉动悬臂绕支撑点旋转，后挡板跟着旋转，开启一定角度。之后随着货箱翻转角度的增加，悬臂转角跟着增大，后挡板开启角度跟着增大。现行技术，后挡板在重力的作用下，保持在竖直状态，货物倾泻时对货物倾泻有阻碍作用，货物倾泻不顺畅。本发明货箱翻转到最大角度时，在钢筋拉链的作用下，后挡板开启角度远大于竖直状态，开启角度比现行技术提高 1.5 ～ 2.5 倍，保证货物流畅倾泻。强制开启机构的开始动作时间，和最大开启角度，可以通过钢筋拉链的长度、车架固定端的位置来调整。

[0062] 冬季货物容易结冰，导致倾泻困难。为解决这一问题，本发明采用了货箱加热技术。发动机排出的废气通过货箱加热机构 20，进入货箱内部烟道，废气在烟道内流过，将货箱底部温度加高，融化货箱底部的冰霜，最后经排气口排出。

[0063] 如图 9 所示，货箱加热机构由排气管 89、定盘 90、浮动盘 91、货箱进气接盘 92、货箱底板 93、弹簧 94、定盘支架 95 组成。发动机排出的废气经过排气管 89 进入定盘 90，定盘 90 通过定盘支架 95 固定在车架 1 上，货箱作用在货箱加热机构上的力，通过定盘支架 95 传给车架 1，隔离了排气系统的受力，降低了排气系统的故障率。发动机排气依次通过定盘 90、浮动盘 91、货箱进气接盘 92 进入货箱内部烟道。货箱翻转倾泻完毕落回车架，要保证货箱进气接盘 92 与浮动盘 91 的结合密封性。一方面 :本发明通过浮动盘 91 上的锥形突缘，与货箱进气接盘 92 上的凹槽相配合，保证浮动盘 91 与货箱进气接盘 92 的同轴性。另一方面 :浮动盘 91 通过导向螺栓和弹簧 94 支撑在定盘支架 95 上，货箱下落后将弹簧 94 压下一定的长度，弹簧 94 作用于浮动盘 91 一个向上的作用力，在该作用力下浮动盘 91 压向货箱进气接盘 92，保证了足够的压紧力。考虑到货箱频繁起落对浮动盘 91、货箱进气接盘 92 的研磨，本发明对浮动盘 91、货箱进气接盘 92 的结合区域进行高频淬火，提高结合区域的表面硬度和耐磨性。

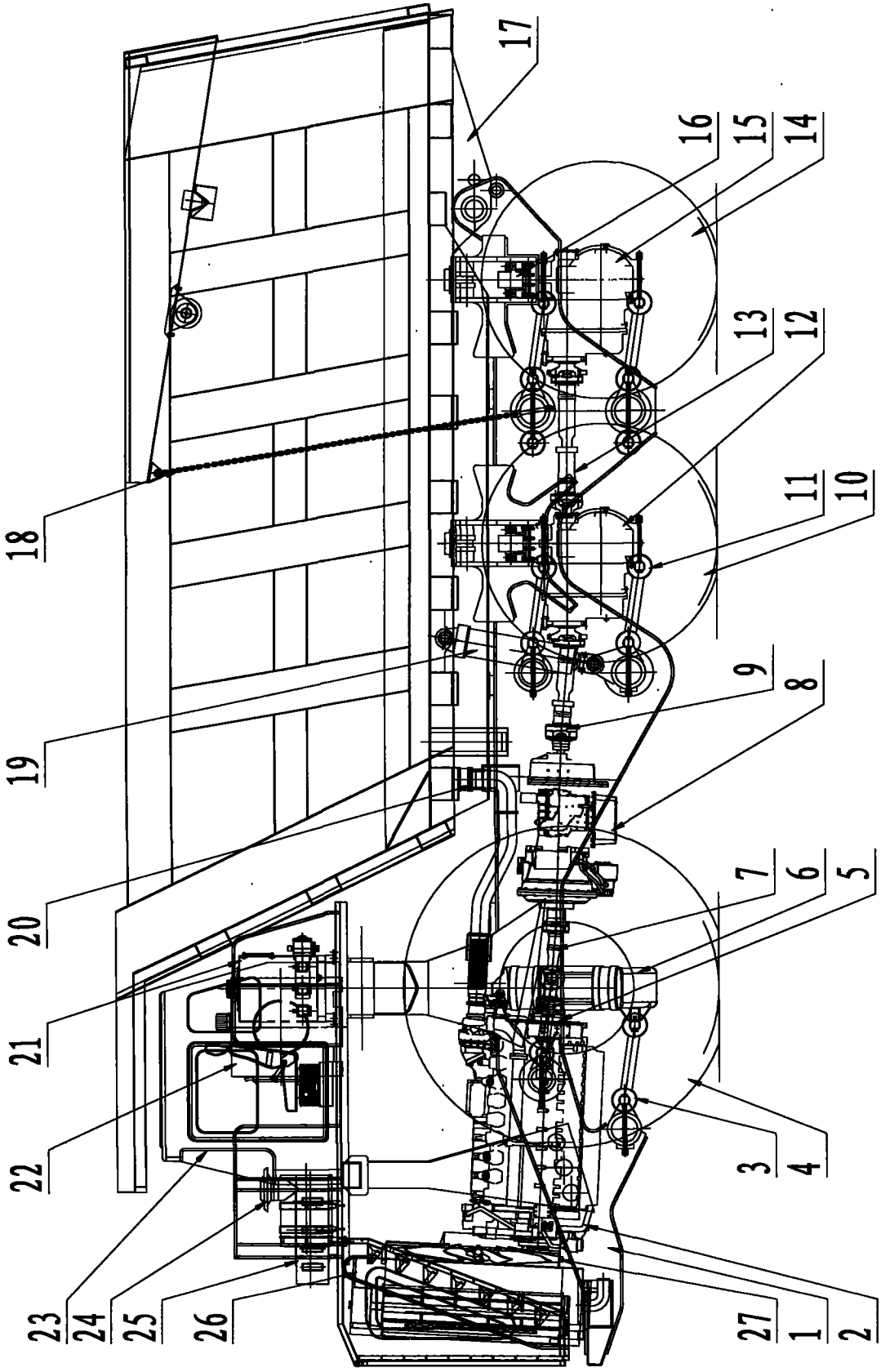


图 1

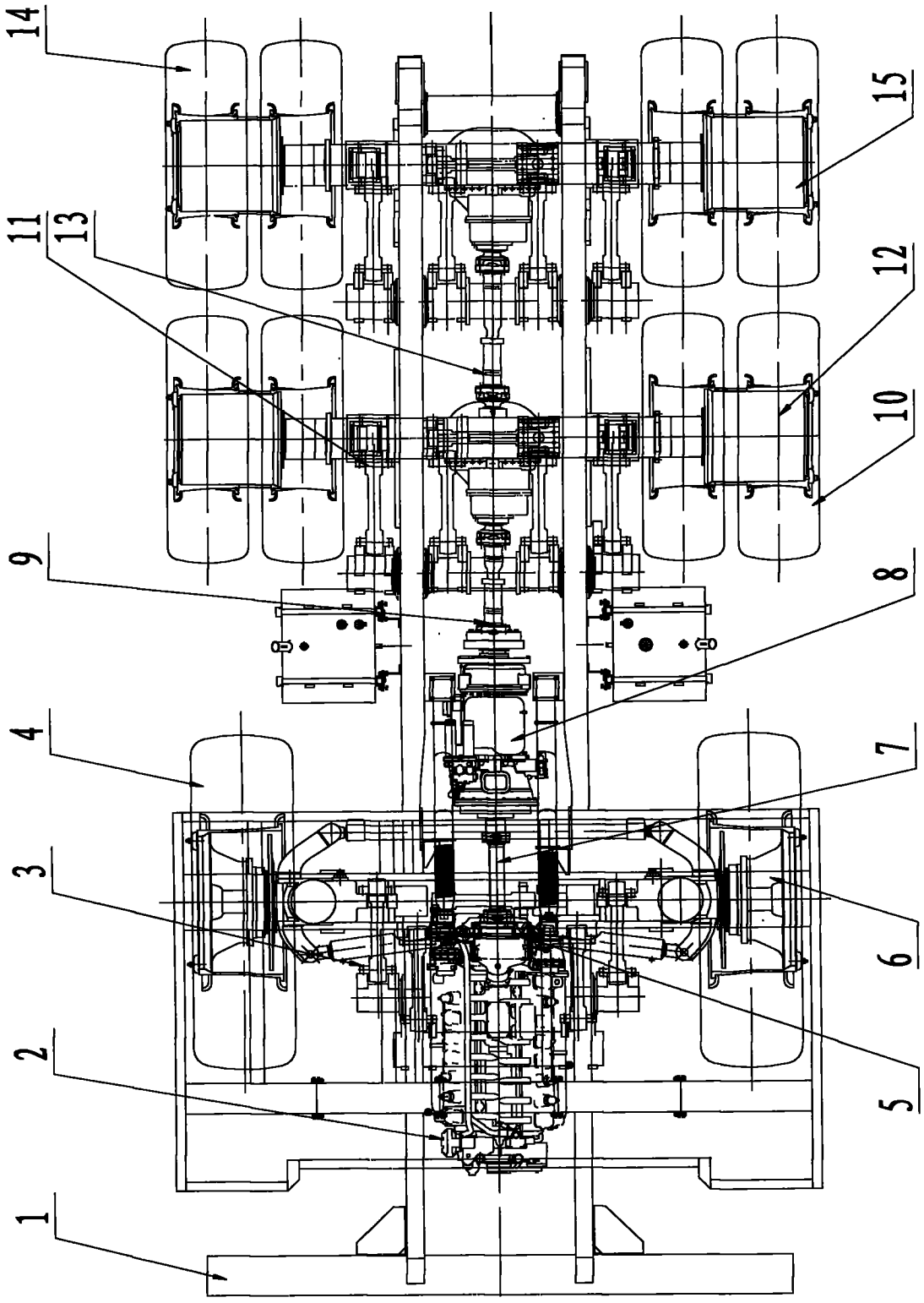


图 2

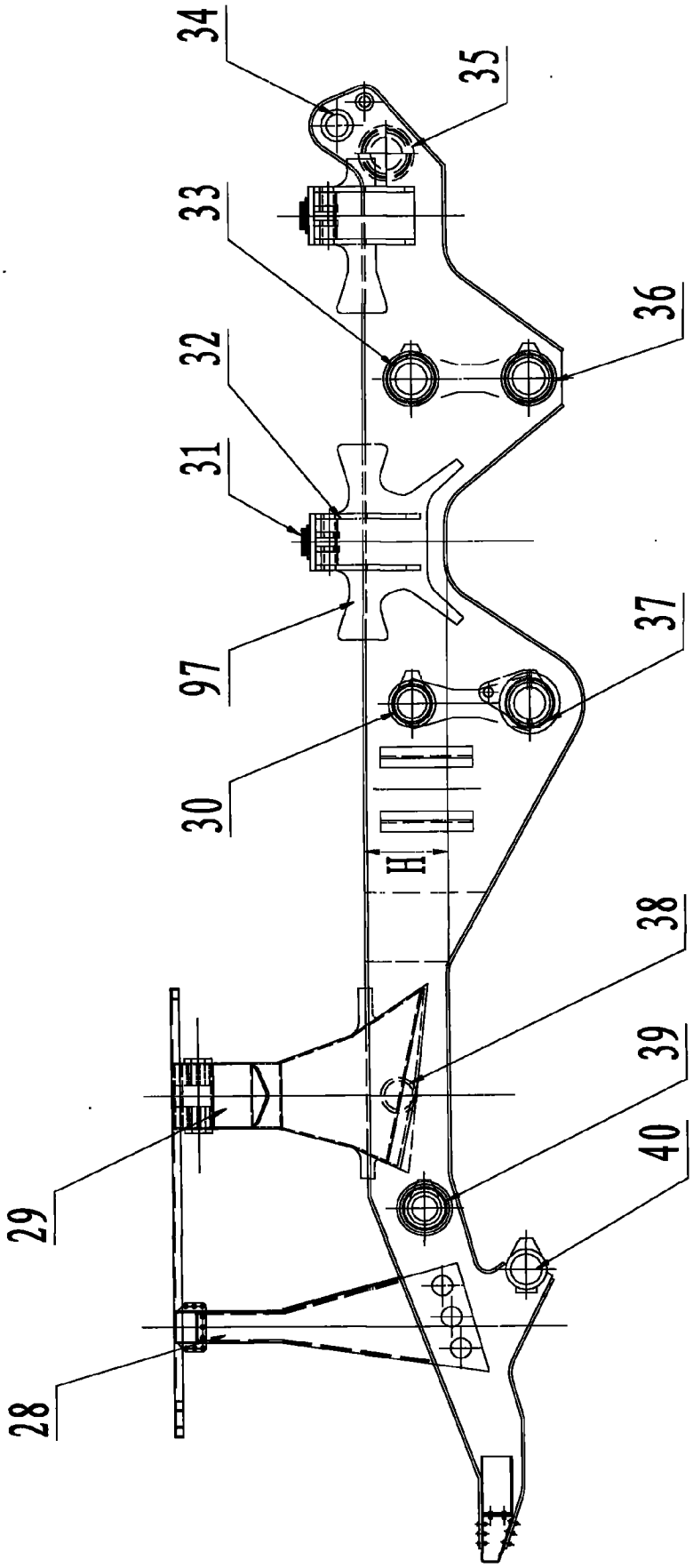


图 3

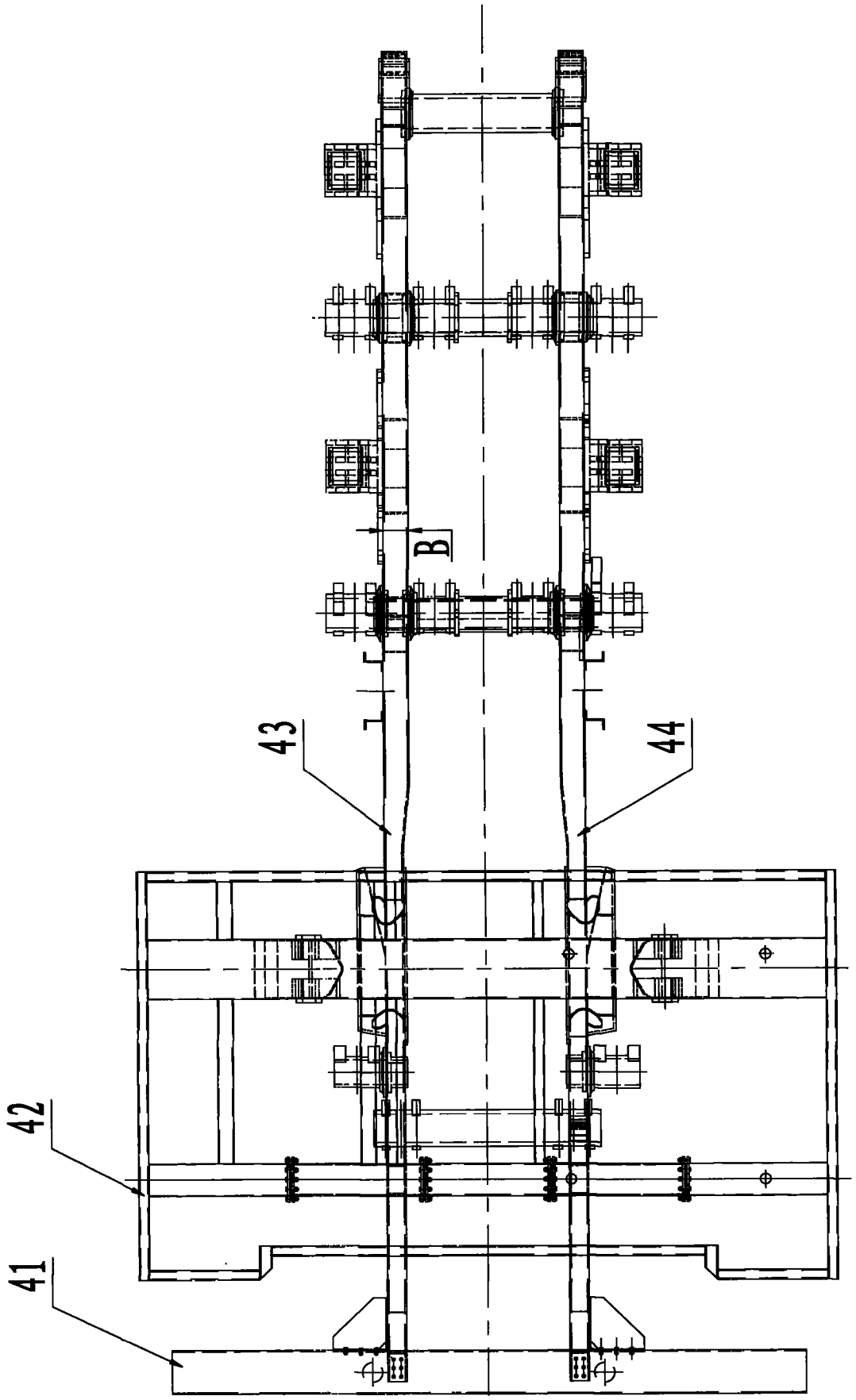


图 4

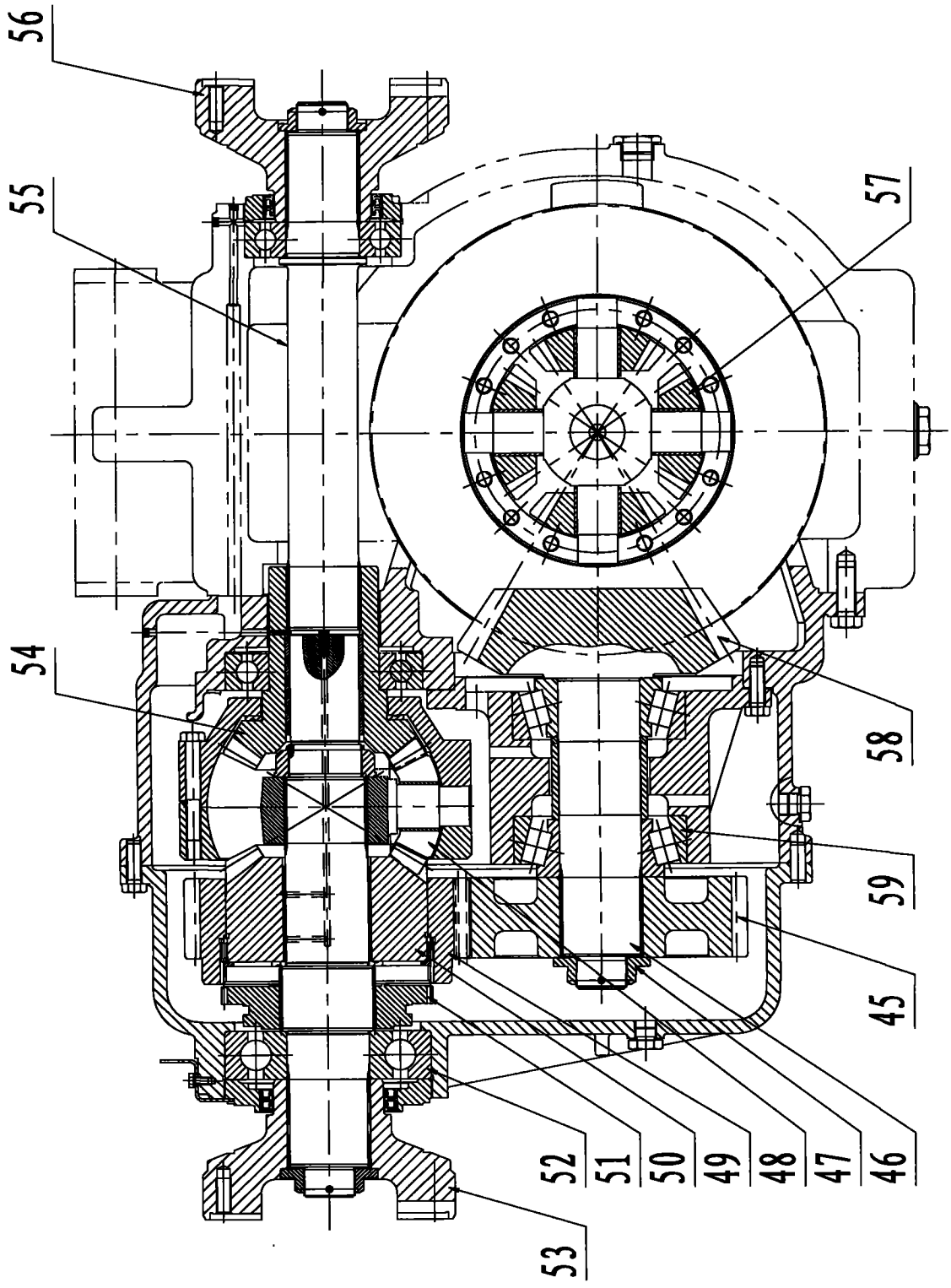


图 5

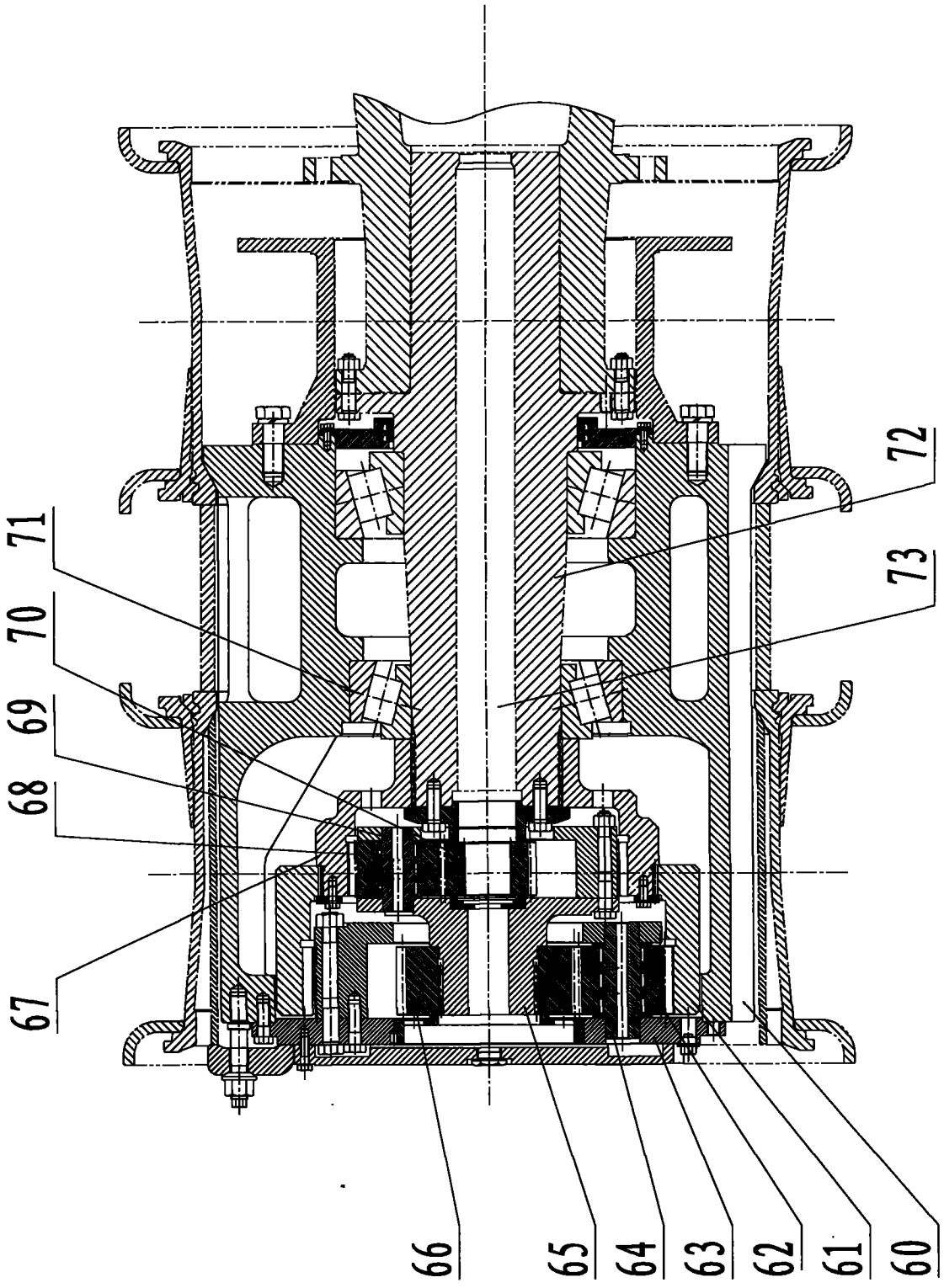


图 6

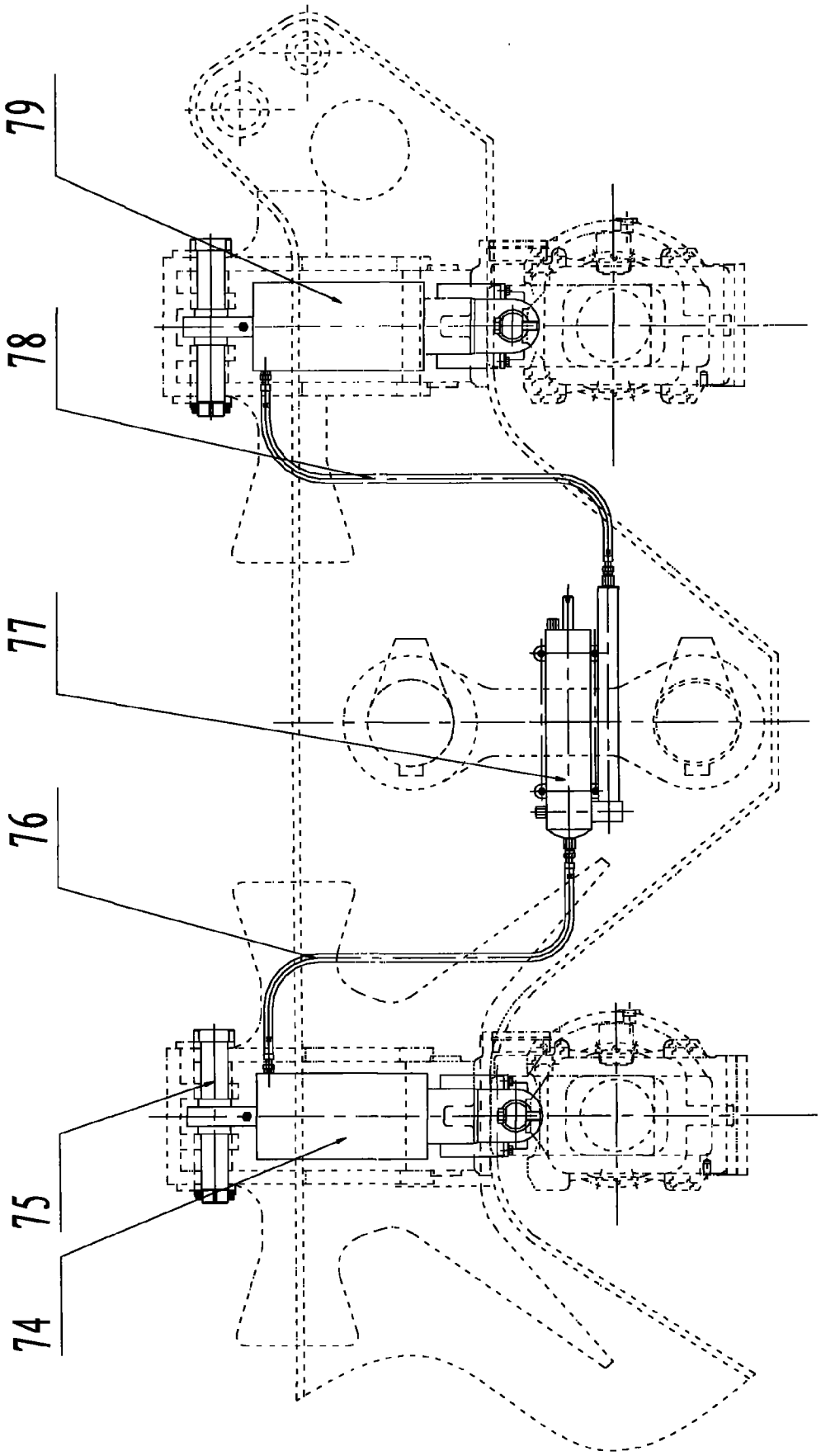


图 7

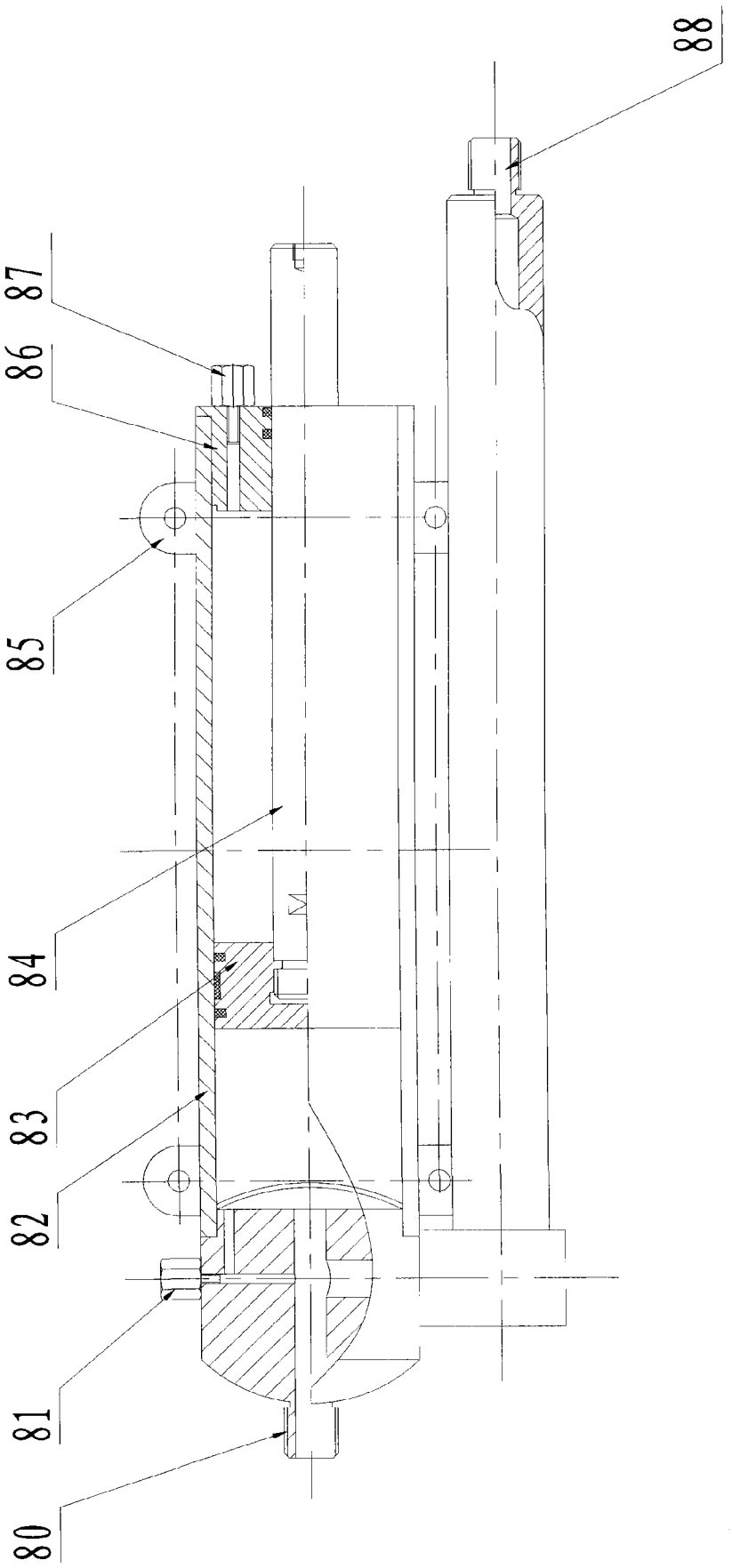


图 8

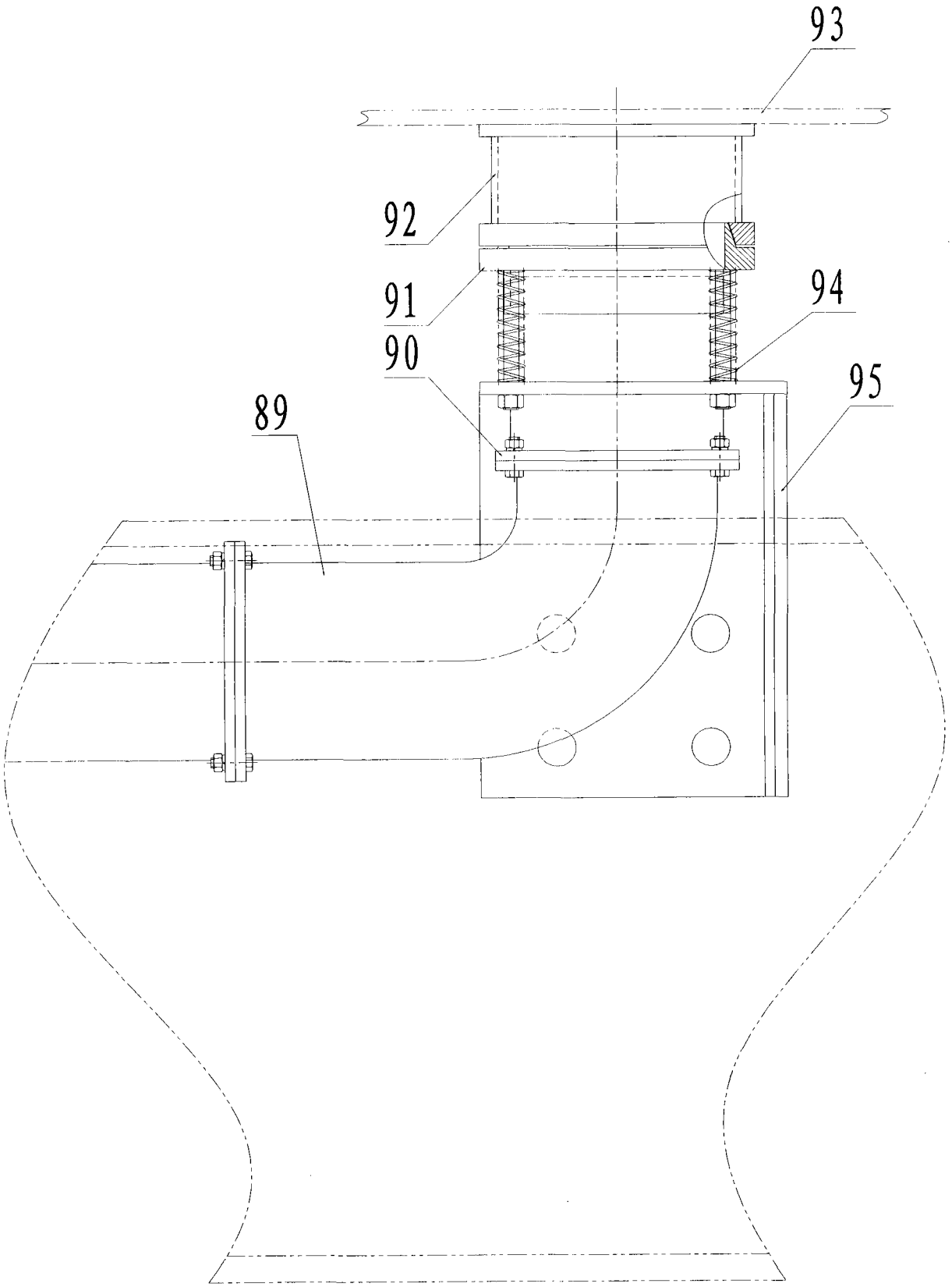


图 9