
自己加个封面，格式或者文本（如有特殊要求）可以自行调整，千万不要动数据，数据和图纸是一一对应的。

目录

第 1 章 绪论.....	3
1.1 研究的背景及意义.....	3
1.2 研究现状.....	3
1.3 未来研究方向.....	4
第 2 章 球笼式万向节设计.....	7
2.1 设计参数.....	7
2.2 万向节的分类.....	7
2.3 球笼式万向节结构分析.....	8
第 3 章 传动轴的计算载荷.....	10
3.1 按发动机最大转矩和一档传动比来计算.....	10
3.2 按驱动轮打滑计算.....	11
3.3 按日常平均使用转矩计算.....	12
第 4 章 球笼式万向节设计.....	13
4.1 尺寸设计.....	13
4.2 变速器速比.....	13
4.3 校核使用寿命.....	14
4.4 转矩校核寿命.....	15
第 5 章 传动轴的设计与校核.....	17
5.1 传动轴的临界转速.....	17
5.2 传动轴长度选择.....	17
5.3 传动轴管内外径确定.....	17
5.4 传动轴扭转强度校核.....	18
第 6 章 传动轴中间支承的设计.....	19
6.1 中间支承结构形式的选择.....	19
6.2 中间支承刚度的理论计算.....	20
结论.....	21
参考文献.....	22

第 1 章 绪论

1.1 研究的背景及意义

球笼式万向传动轴的研究背景在于其广泛应用于机械传动系统中的重要性。这种部件在各种机械设备中都扮演着关键的角色，负责动力的传输和运动的传递。随着工业领域的发展，对于传动轴的性能要求也越来越高，需要其适应更复杂的工作环境和更高的工作要求。

球笼式万向传动轴的研究意义在于其独特的结构和优良的性能。这种设计具有高精度、高刚性、高耐久性和低维护性的特点，使得传动轴在长期使用过程中能够保持优良的性能，并且减少了维护和更换的频率，降低了运营成本。此外，球笼式万向传动轴的应用可以显著提高机械设备的效率和性能，增强设备的可靠性和使用寿命。

在当前的工业领域中，由于机械设备的工作环境和运行要求越来越复杂，对于传动轴的性能要求也越来越高。因此，对于球笼式万向传动轴的研究具有重要的现实意义和实际应用价值。通过对其结构和性能的深入研究，可以进一步优化其设计，提高其适应性和可靠性，为机械设备的长期稳定运行提供更好的保障。

1.2 研究现状

结构设计研究

球笼式万向传动轴的结构设计是研究的核心内容之一。学者们致力于研究如何通过改进结构设计和材料选择来提高传动轴的刚性、强度和耐久性。一些研究还着重探讨了球笼关节的链接机制和运动学特性，以实现更精确的动力传输和更灵活的轴线调整。

材料选择与制备工艺研究

为了提高球笼式万向传动轴的性能，材料选择与制备工艺也是研究的重要方向。学者们针对高强度、轻质、耐磨和抗疲劳等性能要求，开展了一系列新材料和新工艺的研究。例如，采用钛合金、高强度钢和其他合金材料来制造球笼和传动轴，以提高其强度和耐久性。同时，先进的制造工艺技术如激光熔覆、等离子喷涂等也被应用于提高传动轴的表面性能和抗磨损能力。

性能测试与评估研究

为了验证球笼式万向传动轴的性能是否满足工作要求，需要进行全面的性能测试与评估。学者们通过实验和数值模拟方法，对传动轴在不同工况下的力学性能、运动学特性和耐久性进行深入分析和评估。这些测试结果为进一步优化设计提供了重要的反馈信息。

应用领域研究

球笼式万向传动轴在许多领域都有广泛的应用，如航空航天、汽车、工程机械等。学者们针对不同领域的工作特点和使用要求，开展了针对性的应用研究。例如，在汽车传动系统中，球笼式万向传动轴需要适应复杂的路况和恶劣的工作环境，因此需要重点研究其抗振性能和可靠性。同时，在高速铁路、航空航天等领域，由于对传动轴的精度和稳定性要求较高，因此需要着重研究其动力学性能和热稳定性等方面的表现。

国内外研究对比

国内外对于球笼式万向传动轴的研究都取得了一定的进展。在国外，一些发达国家在球笼式万向传动轴的研究方面起步较早，拥有丰富的理论和实践经验。他们注重从实际应用出发，通过研究和改进结构设计和材料选择，提高球笼式万向传动轴的性能和可靠性。同时，国外的研究机构和企业也注重与高校、科研院所等进行合作，共同推动该领域的技术创新和发展。

在国内，随着机械传动领域的不断发展，球笼式万向传动轴也逐渐得到了广泛的应用和研究。许多企业和研究机构开始重视这种部件的研发和应用，从设计和制造工艺等方面进行不断的创新和改进。同时，国内高校和科研院所也在该领域开展了一系列基础和应用研究工作，为推动球笼式万向传动轴的技术发展提供了重要的支持。

1.3 未来研究方向

尽管国内外学者对于球笼式万向传动轴的研究已经取得了一定的进展，但仍存在许多挑战需要进一步研究和探索。未来研究方向可以包括以下几个方面：

结构设计优化：进一步深入研究球笼式万向传动轴的结构设计理论和方法，提高其刚性、强度和耐久性等方面的性能。同时，考虑减小传动轴的重量和尺寸，

降低整个机械系统的能耗和碳排放。

新材料和新工艺的应用：继续开展新材料和新工艺的研究和应用工作，探索更轻质、高强度、耐腐蚀等性能优良的材料和制造工艺。例如，采用新型合金材料、高分子复合材料等来制造球笼和传动轴。

智能化和自适应控制：将智能化和自适应控制技术应用于球笼式万向传动轴的运行过程中，实现对其运行状态和工作负荷的实时监测和自动调整。同时，开展对传动轴故障诊断和预测方面的研究，提高其可靠性和安全性。

多学科交叉融合：加强多学科交叉融合的研究工作，将机械工程、物理学、化学、生物学等不同学科的理论和技术应用于球笼式万向传动轴的设计、制造、性能评估等方面。例如，引入生物学中的仿生学原理和方法来优化传动轴的结构设计和材料选择。

实验研究和数值模拟方法的改进：进一步完善实验研究和数值模拟方法，提高对球笼式万向传动轴的性能评估和优化设计的准确性。例如，通过先进的实验设备和技术对传动轴在不同工况下的性能进行细致的观测和研究，同时发展更为精确的数值模拟方法来模拟传动轴的工作过程和性能演变。

环保和可持续发展：将环保和可持续发展的理念融入球笼式万向传动轴的设计、制造和使用过程中。研究开发低能耗、低噪音、低污染的传动轴产品，促进机械传动的绿色化和可持续发展。

安全性与可靠性：加强对球笼式万向传动轴的安全性和可靠性的研究，包括对其疲劳寿命、耐磨性能、抗冲击性能等方面的研究，以确保传动轴在各种复杂环境和负载条件下的安全可靠运行。

动力学性能与控制：进一步研究球笼式万向传动轴的动力学性能，包括振动特性、稳定性、动态响应等方面的研究。同时，结合控制理论和技术，实现对传动轴的高效控制和优化，以满足机械设备的高精度和高效率运行需求。

智能化监测与维护：利用传感器、人工智能、大数据等技术，实现对球笼式万向传动轴的智能化监测和维护。通过实时收集和分析运行数据，对传动轴的工作状态进行准确评估，及时发现潜在问题并采取相应的维护措施，以延长传动轴的使用寿命和降低维修成本。

协同创新与人才培养：加强学术界、企业界和产业界的协同创新，共同推动

球笼式万向传动轴的技术进步和发展。同时，重视人才培养，加强相关领域的人才队伍建设，为球笼式万向传动轴的研究和发展提供源源不断的人才支持。

总之，球笼式万向传动轴作为一种重要的机械部件，在未来的研究和应用中仍有广阔的发展空间和重要的研究价值。需要多学科交叉、产学研合作，不断进行技术创新和研发，以适应机械传动领域的发展需求和挑战。

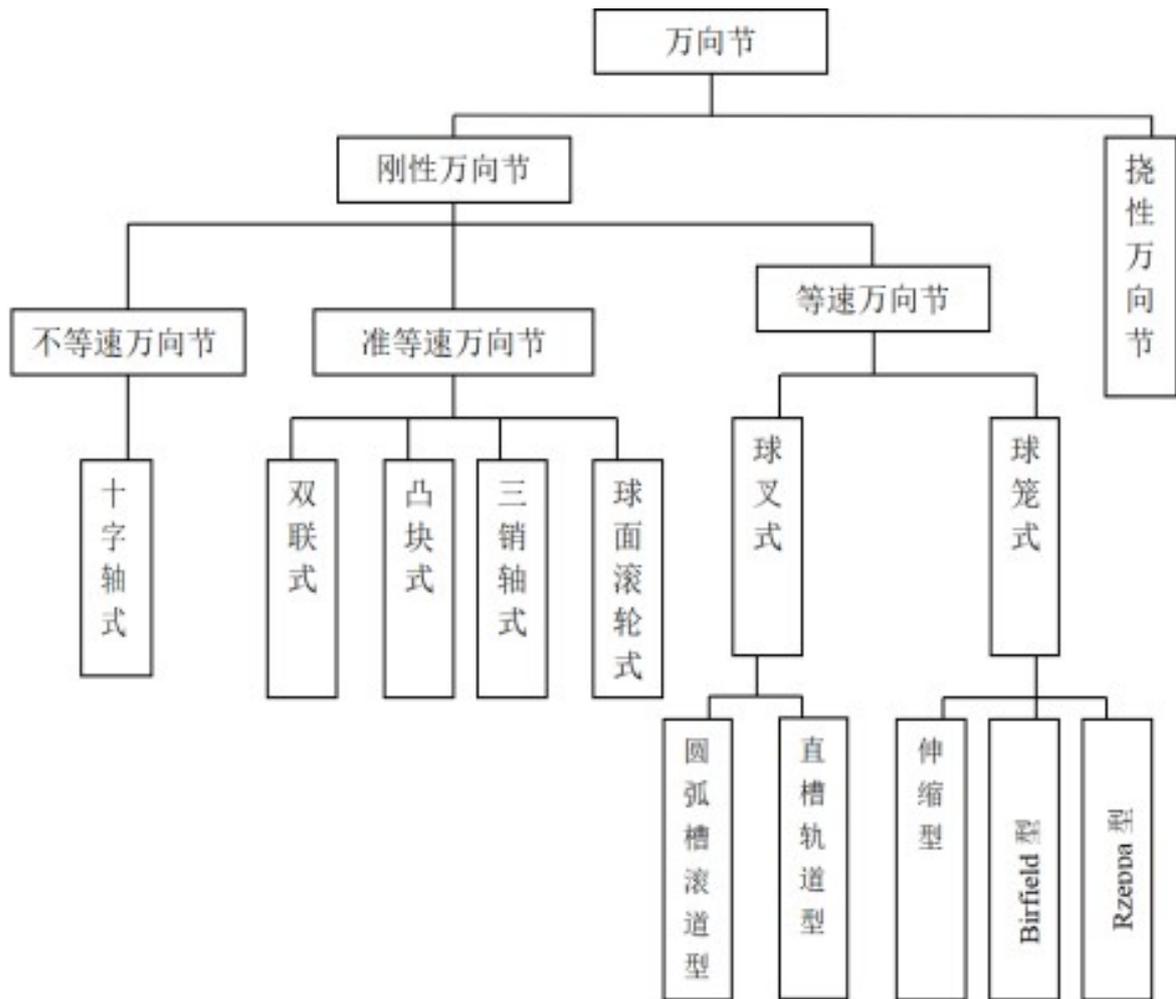
第 2 章 球笼式万向节设计

2.1 设计参数

驱动形式	4*2	轴距 mm	3060
发动机最大功率 kw	200	发动机最大转速 Rpm	5500
发动机最大转矩 Nm	400	发动机最大转矩转速	4780
变速器一档传动比	9.17	变速器最高的传动比	1
主减速比	3.48	满载质量 kg	2550
最高时速 km/h	245	驱动桥载荷 kg	1275
轮胎规格	245/45R19		

2.2 万向节的分类

万向节的作用相当于传动轴的“关节”，为传动轴提供活动的空间，避免传动轴因冲击而断裂，也方便传动轴的安装和布置。万向节种类多样，具体分类如下：



2.3 球笼式万向节结构分析

球笼式万向节是一种广泛应用于机械传动系统中的重要部件，具有等速传动和结构紧凑的特点。其结构主要由球形壳、星形套、传力钢球和球笼等组成。

球形壳：作为球笼式万向节的外壳，球形壳内部装有六个传力钢球，这些钢球可以在球形壳的滚道内自由滚动。

星形套：与球形壳通过球笼连接在一起，星形套的球面上分布有与球形壳相对应的六条同心圆弧滚道。

传力钢球：在球形壳和星形套之间装有六个传力钢球，这些钢球在运动过程中可以沿滚道自由滚动，实现等速传动。

球笼：是连接球形壳和星形套的重要部件，它可以将六个传力钢球保持同一平面内，确保万向节的等速传动性能。

球笼式万向节的特点是具有等速传动的特性，结构紧凑，能够适应轴间夹角

的变化，并且可以保证滚道的圆弧形状，使钢球在运动中具有较好的灵活性。由于这些特点，球笼式万向节在汽车、工程机械、农业机械和工业机械等领域得到广泛应用。

第 3 章 传动轴的计算载荷

万向传动轴因布置位置不同，计算载荷也不同。计算方法主要有三种，分别为：

3.1 按发动机最大转矩和一档传动比来计算

$$T_{se} = \frac{k_D T_{emax} k_i i_1 i_f \eta}{n} \quad (3-1)$$

式中：

k_D -为猛接离合器所产生的的动载系数，液力自动变速器， $k_D=1$

高性能赛车的机械变速器， $k_D=3$

性能系数 $f_j=0$ 的汽车， $k_D=1$

性能系数 $f_j>0$ 的汽车， $k_D=2$ 。

T_{emax} -发动机最大转矩，400Nm。

k -液力变矩器变矩系数，取 1.6。

i_1 -变速器一档传动比，9.17。

i_f -分动器传动比，见表。

η -发动机到万向传动轴的传动效率，取 0.9。

n -计算用驱动桥数，见表。

性能系数的计算如下

$$f_j = \frac{1}{100} \left(16 - 0.195 \frac{m_a g}{T_{ema}} \right) \quad 0.195 \frac{m_a g}{T_{emax}} < 16 \text{ 时}$$
$$f_j = 0 \quad 0.195 \frac{m_a g}{T_{emax}} \geq 16 \text{ 时} \quad (3-2)$$

式中：

m_a -汽车最大质量，2550kg

g -重力加速器

计算

$$0.195 \frac{m_a g}{T_{emax}} = 12.43 \quad (3-3)$$

所以选取 $f_j=0.04$ ，因此 $k_0=2$ 。

分动器传动比和计算用驱动桥数取法见下表。

表 3.1 分动器分动比和驱动桥数

车型	高档传动比 i_{fg} 和低挡传动比 i_{fd}	i_f	n
4*2		i_{fg}	1
4*4	$i_{fg} > i_{fd}/2$	i_{fg}	1
4*4	$i_{fg} < i_{fd}/2$	i_{fd}	2
6*6	$i_{fg}/2 > i_{fd}/3$	i_{fg}	2
6*6	$i_{fg}/2 < i_{fd}/3$	i_{fd}	3

本次设计驱动形式是 4*2，高档传动比 $i_{fg}=1$ ，低挡传动比 $i_{fd}=9.17$ ，通过简单的计算，选取 $i_f=1$ ，计算用驱动桥数 $n=1$ 。

根据前式可得

$$T_{se} = \frac{k_D T_{em2x} k_{i_1} i_f \eta}{n} = \frac{2 \times 400 \times 1.6 \times 9.17 \times 1 \times 0.9}{1} = 10564 \text{ n}\cdot\text{m}$$

3.2 按驱动轮打滑计算

$$T_{ss} = \frac{G_2 m_2' \phi r_r}{i_0 i_m \eta_m} \quad (3-4)$$

式中：

G_2 -驱动桥静载荷，12750N.

m_2' -乘用车 1.2-1.4，商用车 1.1-1.2，本次设计是商用载货汽车，此处取 1.3.

ϕ -轮胎与地面的附着系数，取 0.85.

r_r -轮胎滚动半径，查的 0.341m

i_0 -主减速器传动比，3.48.

i_m -主减速器从动轮到车轮传动比，取 0.7

η_m -主减速器主动轮到车轮之间的传动效率，取 0.9。

带入式得

$$T_{ss} = \frac{G_2 m_2' \phi r_r}{i_0 i_m \eta_m} = \frac{12750 \times 1.3 \times 0.85 \times 0.341}{3.48 \times 0.7 \times 0.9} = 2191 \text{ n}\cdot\text{m}$$

3.3 按日常平均使用转矩计算

$$T_{sf} = \frac{F_t r_r}{i_0 i_m \eta_{mn}} \quad (3-5)$$

式中：

F_t -日常行驶平均牵引力。

i_0 -主减速器传动比，3.48。

i_m -主减速器从动轮到车轮传动比，取 0.7

η_m -主减速器主动轮到车轮之间的传动效率，取 0.9。

$$F_t = \frac{P_{emax}}{v} \quad (3-6)$$

式中：

v -日常行驶速度，当取日常车速 100km/h 时， $v=27.78$ m/s。

带入公式

$$F_t = \frac{P_{em200x}}{v} = \frac{200}{27.78} = 7200N$$

进而计算

$$T_{sf} = \frac{F_t r_r}{i_0 i_m \eta_{mn}} = \frac{7200 \times 0.341}{3.48 \times 0.7 \times 0.9 \times 1} = 1120$$

第 4 章 球笼式万向节设计

4.1 尺寸设计

球笼式万向节的失效形式主要是钢球与接触滚道表面的疲劳点蚀。在特殊情况下，因热处理不妥、润滑不良或温度过高等，也会造成磨损而损坏。由于星形套滚道接触点的纵向曲率半径小于外半轴滚道的纵向曲率半径，所以前者上的接触椭圆比后者上的要小，即前者的接触应力大于后者。因此，应控制钢球与星形套滚道表面的接触应力，并以此来确定万向节的承载能力。不过，由于影响接触应力的因素较多，计算较复杂，目前还没有统一的计算方法。

对于球笼式万向节，以与星形套连接轴的直径 d_s 作为万向节的基本尺寸（也称名义尺寸），可按下面的经验公式计算：

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{T_1 S_F}{87.2}}$$

式中， T_1 为万向节的计算转矩（ $N \cdot mm$ ）， $T_1 = \min[T_{se}, T_{ss}]$ ； S_F 为使用因素，对于无振动的理想传动取 1.0，有轻微震动的取 1.2~1.5，有中等振动的取 1.7~2.0，振动十分严重的取 2.7~3.6。

本次设计取 $S_F = 1.2$

带入式可得

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{T_1 S_F}{87.2}} = \sqrt[3]{\frac{2191 \times 1.2}{87.2}} = 31.12449972$$

根据链接轴套轴径查询《汽车设计》中万向节的标准尺寸

初选 $d_s = 31.8mm$ 。

通过轴径直径确定

钢球直径 $d = 23.812mm$

4.2 变速器速比

本次设计初选 5 档变速器，各档速比为：

1 档 4.4，二挡 3.04，三挡 2.1，四挡 1.45，五档 1。

4.3 校核使用寿命

对于球笼式万向节

$$\text{当 } n_x \leq 1000 \text{r/min 时,} \quad L_{hx} = \frac{25339}{n_x^{0.557}} \left(\frac{A_x T_d}{T_x} \right)^3$$

$$\text{当 } n_x \geq 1000 \text{r/min 时,} \quad L_{hx} = \frac{470756}{n_x^1} \left(\frac{A_x T_d}{T_x} \right)^3$$

式中 n_x 为工作转速 (r/min), $n_x = n_{emax}/i_x$; i_x 是计算档位的传动比; n_{emax} 是发动机的最大扭矩转速; A_x 为夹角影响系数 $A_x = (1 - \sin\alpha)\cos^2\alpha$, 其中 α 为输入, 输出轴平均夹角; T_d 为动态转矩, $T_d = 0.0610296d^3$; T_x 为工作转矩 ($n \cdot m$), $T_x = \frac{2}{3}T_e i_x$; T_e 为汽车最大转矩.

校核寿命和计算表

档位	1	2	3	4	5
a_x	0.01	0.06	0.18	0.30	0.45
$i_x = i_s$	9.17	5.269592129	3.028200786	1.740172631	1
$n_x = n_e/i_x$	150	261	454	789	1374
$V_x = 0.377r_r n_x$	19.3	33.6	58.4	101.4	176.6
$T_x = \frac{2}{3}M_e i_x$	8510	4890	2810	1615	928
L_{hx} $= \frac{25339}{n_x^{0.557}} \left(\frac{A_x T_d}{T_x} \right)^3$ L_{hx} $= \frac{470756}{n_x^1} \left(\frac{A_x T_d}{T_x} \right)^3$	1	5	18	69	202

综合各档使用率的百分数 a_x , 百万次循环负荷条件下, 该万向节的寿命满足下式

$$\frac{1}{L_h} = \frac{a_1}{L_{h1}} + \frac{a_2}{L_{h2}} + \frac{a_3}{L_{h3}} + \frac{a_4}{L_{h4}} + \frac{a_5}{L_{h5}} = \left(\frac{0.01}{1} + \frac{0.06}{5} + \frac{0.18}{18} + \frac{0.3}{69} + \frac{0.45}{202} \right) h^{-1}$$

$$= 0.038575549h^{-1}$$

所以 $L_h=26h$

平均行驶速度为

$$V_m = \alpha_1 v_1 + \alpha_2 v_2 + \alpha_3 v_3 + \alpha_4 v_4 + \alpha_5 v_5$$

$$= (0.01 \times 19.3 + 0.06 \times 33.6 + 0.18 \times 58.4 + 0.3 \times 101.4 + 0.45 \times 176.6) = 123\text{km/h}$$

安全行驶里程

$$L_s = L_h v_m = 26 * 123 = 3198\text{km}$$

由此可见，所选数据不能满足行驶里程 100000km 的耐性要求，因此，必须选择另一个合适的万向节。利用转矩比值的三次方关系，计算相同速度和轴间夹角的万向节耐久度。

$$L_{s2} = L_{s1} \left(\frac{M_2}{M_1} \right)^3 = 3198 \times \left(\frac{3375.3}{824} \right)^3 = 219803\text{km}$$

式中 M_2 为钢球直径 $D=38.1\text{mm}$ 的最大许用载荷

4.4 转矩校核寿命

摩擦系数 $\mu=1$ ，震动系数 $S_F=1.2$

汽车以 $\mu=1$ 和 $S_F=1.2$ 时最大转矩启动，以最大发动机转矩的 2/3 驱动而各档均速，计算其启动转矩 M_A 和附加转矩 M_H 。

极限转矩 M_N 可以通过以下经验公式计算

$$M_N = 0.32366d^3 = 0.32366 \times 38.1, k^3 = k$$

启动转矩和附加转矩计算方式为

$$M_A = \frac{\mu}{1} i_0 i_1 T_{emax} = \frac{1}{1} \times 3.48 \times 9.17 \times 400 \approx 12765 \leq 17900\text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_H = S_F \mu \frac{G}{i_0} r_r = 1.2 \times 1 \times \frac{8909}{3.48} \times 0.341 \approx 1048 \leq 17900$$

满足设计要求。

通过钢球直径确定其他参数如下

连接套轴径 50.8mm

星形套花键大径 60.45mm

星形套花键小径 54.1mm

球形壳外径 182mm

钢球回转直径 D 可按下式计算

$$D = K(D_{ei} + D_k)$$

式中，K 为钢球回转中心直径系数， $K=0.51\sim 0.53$ ，本次取 0.53； D_{ei} 为星形套花键大径， D_k 为球形壳外径

带入数值

$$D = K(D_{ei} + D_k) = 0.53 \times (60.45 + 182) = 128.4985$$

第 5 章 传动轴的设计与校核

5.1 传动轴的临界转速

长度一定时, 传动轴断面尺寸的选择应保证传动轴有足够的强度和足够高的临界转速。所谓临界转速, 就是当传动轴的工作转速接近于其弯曲固有振动频率时, 即出现共振现象, 以致振幅急剧增加而引起传动轴折断时的转速。输入轴临界转速的计算如下。

$$n_k = Kn_{\max} = 5500 \text{ r/min} \quad (4-1)$$

K-安全系数, 1-2, 此处取 1.1.

n_{\max} -输入轴最高转速, 发动机转速 n /变速器高档传动比, 此处取 5500 r/min。

5.2 传动轴长度选择

本次设计车型根据轴距 3060, 初选传动轴长度 $L=1300 \text{ mm}$

5.3 传动轴管内外径确定

同时根据万向轴的结构尺寸

$$n_k = 1.2 * 10^8 \sqrt{\frac{D_1^2 + d_1^2}{L_1^2}} \quad (4-4)$$

得出

$$D_1^2 + d_1^2 = \left(\frac{n_k L_1^2}{1.2 * 10^8}\right)^2 = 7260 \quad (4-5)$$

式中:

D_1 -传动轴外径

d_1 -传动轴内径

传动轴由电焊钢管制成，壁厚 1.5-3mm，本次设计取壁厚 3mm，则 $D_1=d_1+2*3$ ，带入上式，得到一个关于 d_1 的一元二次方程，解方程得 $d_1=57.17$ 或者 $d_1=-63.17$ 取整 $d_1=57$ mm，则 $D_1=63.00$ mm

5.4 传动轴扭转强度校核

由于传动轴只承受扭转应力而不承受弯曲应力，所以只需校核扭转强度，查资料许用应力 $[\tau_c]=300\text{Mpa}$ ，根据公式有

$$\tau_{c1} = \frac{16DT_1}{\pi (D^4-d^4)} \quad (4-6)$$

式中：

T_1 -传动轴扭矩。

从动轴上扭矩为最大值按照下式计算

$$T_1 = \frac{T}{\cos \alpha_1} \quad (4-7)$$

由前面可知 $\alpha_1=3^\circ$ ， $T=2191$ Nm，因此 $T_1=2194$ Nm，带入前式得 $\tau_{c1}=135.46$ Mpa，万向轴强度符合要求。

第 6 章 传动轴中间支承的设计

6.1 中间支承结构形式的选择

在长轴距汽车上，为了提高传动轴临界转速，避免共振以及考虑整车总体布置上的需要，常将传动轴分段。在乘用车中，有时为了提高传动系的弯曲刚度，改善传动系弯曲振动特性，减小噪声，也将传动轴分成两段。当传动轴分段时，需加设中间支承。

通过上面的布置设计，将二轴和三轴之间的传动轴分成三段，需要中间支承，现在汽车使用的一般有橡胶弹性中间支承（如图 6.1）和摆臂式中间支承（如图 6.2）两种，优缺点对比如表 6.1 所示。

表 6.1 常用的两种中间支承的优缺点对比

类型	优点	缺点
橡胶弹性中间支承	可以吸收传动轴的振动，降低噪声	不能传递轴向力
摆臂式中间支承	既能承受中间轴的纵向位置变化，也能承受横向位置的变化	体积较大

结合本次设计车型，选择橡胶弹簧中间支承。

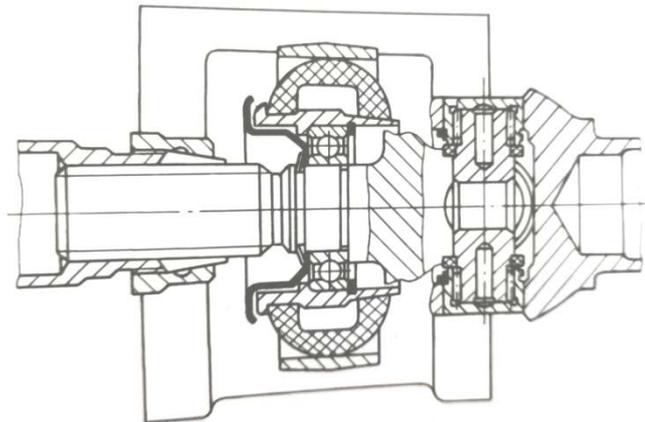


图 6.1 橡胶弹性中间支承

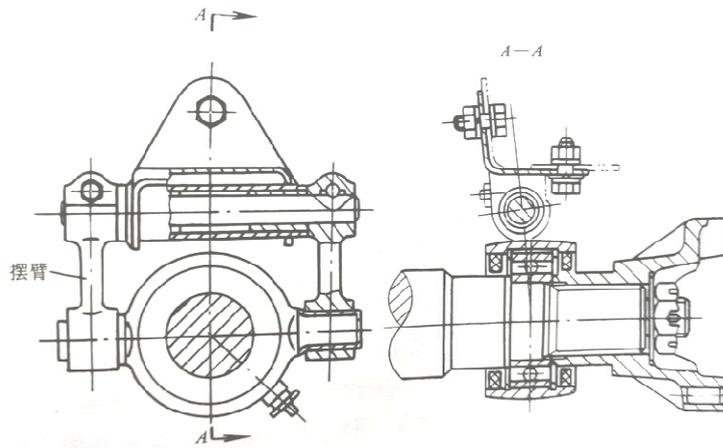


图 6.2 摆臂式中间支承

6.2 中间支承刚度的理论计算

中间支承的固有频率按下式计算

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_R}{m}} \quad (6-1)$$

式中：

C_R —橡胶元件的刚度。

m —中间支撑的悬置质量，为传动轴和中间支撑的质量和，本设计选为 17 kg。

在设计时应合理选择橡胶弹性元件的刚度 C_R ，使固有频率 f_0 对应的临界转速 $n=60f_0$ 尽可能低于传动轴的常用转速范围，以避免共振保证隔震效果好。由前文可知，本设计发动机转速 5500rpm，变速箱最大和最小速比分别为 1 和 9.17。因此本设计传动轴的常用转速范围为 600 -5500rpm。取中间支撑的临界转速为 $n=400$ rpm，计算得。

$$f_0 = \frac{n}{60} = 6.66 \quad (6-2)$$

进而计算橡胶弹簧的刚度

$$C_R = m(2\pi f_0)^2 = 29776.24\text{N/mm} \quad (6-3)$$

结论

本次设计通过选择汽车的总体数据对传动轴进行设计,通过查阅相关资料和了解传动轴的设计研究现状,

经过以上的计算和设计,本次基本完成本次的设计目标,强度大,传动效率高。本次设计的创新点主要在于将传动轴分成,采用中间支承增加结构强度,采用十字万向节提高传动效率。设计完成后,通过三维建模对万向连轴器进行建模,没有发生干涉,符合要求。本次设计由于缺乏实践,研究的范围仅限于理论研究,没有进行实际应用。设计过程中对于计算机辅助设计运用较少,在以后的学习和生活中,应该加强计算机辅助设计的学习和运用。

参考文献

- [1] 王望予.汽车设计[M].第四版.北京：机械工业出版社，2017.
- [2] 史文库，姚为民.汽车构造[M].第六版.北京：人民交通出版社，2013.
- [3] 李胜琴.现代汽车设计方法[M].北京.机械工业出版社，2017.
- [4] 孔凌嘉，王晓力，王文中.机械设计[M].第2版，2013.
- [5] 陈家瑞.汽车构造[M].第三版.北京：机械工业出版社，2009.
- [6] 余志生.汽车理论[M].北京：机械工业出版社.2017.
- [7] 刘涛.汽车设计[M].北京：北京大学出版社，2008.
- [8]陆玉.机械设计课程设计[M].机械工业出版社.2015 .
- [9] 何西冷.万向节机构的运动学分析[J].起重运输机械,2009.
- [10] 李仕清,张波.万向节正确润滑[J].AUTO MAINTENANCE,2007.
- [11] 康健.万向节运动传递非等速特性研究[J].清华大学学报(自然科学版). 2008年,第39卷.
- [12]闵海涛，王建华[M].汽车设计第五版.北京：机械工业出版社，2021.