

目 录

| | |
|--------------------------|----|
| 1 概述..... | 1 |
| 1.1 型煤发展方向..... | 1 |
| 1.1.1 发展型煤产业的重要性..... | 1 |
| 1.1.2 型煤产业及技术的现状..... | 1 |
| 1.2 国内外型煤发展概况..... | 2 |
| 1.2.1 国外型煤概况..... | 2 |
| 1.2.2 国内型煤概况..... | 4 |
| 1.3 对辊成型机的发展概况..... | 4 |
| 1.3.1 对辊成型机的发展展状况..... | 4 |
| 1.3.2 对辊成型机的成型机理..... | 5 |
| 2. 基本参数的确定..... | 7 |
| 2.1 选择电动机..... | 7 |
| 2.1.1 选择电动机的类型和结构形式..... | 7 |
| 2.1.2 选择电动机的容量..... | 7 |
| 2.2.1 传动装置的总传动比..... | 8 |
| 2.2.2 分配各级传动比..... | 9 |
| 3. V 带设计计算..... | 10 |
| 3.1 确定计算功率..... | 10 |
| 3.2 选择带型..... | 10 |
| 3.3 确定带轮基准直径..... | 10 |
| 3.4 验算带的速度..... | 11 |
| 3.5 初定中心距..... | 11 |
| 3.6 确定基准长度..... | 11 |
| 3.7 确定实际轴间距..... | 11 |
| 3.8 验算小带轮包角..... | 12 |
| 3.9 单根 V 带的基本额定功率..... | 12 |
| 3.10 V 带的根数..... | 12 |
| 3.11 单根 V 带的预紧力..... | 13 |
| 3.12 带轮的结构和尺寸..... | 13 |
| 4. 基本参数计算..... | 14 |
| 4.1 各轴的转速..... | 14 |
| 4.2 各轴功率..... | 14 |
| 4.3 各轴转矩..... | 14 |

| | |
|------------------------------|----|
| 5. 减速器设计计算 | 15 |
| 5.1 I 轴齿轮设计计算 | 15 |
| 5.1.1 选择齿轮材料..... | 15 |
| 5.1.2 初定齿轮主要参数..... | 15 |
| 5.1.3 校核齿面接触疲劳强度..... | 17 |
| 5.2 II 轴齿轮设计计算 | 20 |
| 5.2.1 选择齿轮材料..... | 20 |
| 5.2.2 初定齿轮主要参数..... | 21 |
| 5.2.3 校核齿面接触疲劳强度..... | 23 |
| 5.3 III 轴齿轮设计计算 | 26 |
| 5.3.1 选择齿轮材料..... | 26 |
| 5.3.2 初定齿轮主要参数..... | 26 |
| 5.3.3 校核齿面接触疲劳强度..... | 28 |
| 6 减速器轴的设计计算 | 32 |
| 6.1 I 轴的设计计算 | 32 |
| 6.1.1 选择轴的材料..... | 32 |
| 6.1.2 初步估算轴的直径..... | 32 |
| 6.1.3 轴上零部件的选择和轴的结构设计..... | 33 |
| 6.1.4 轴的受力分析..... | 34 |
| 6.1.5 轴的强度计算..... | 37 |
| 6.2 II 轴的设计计算 | 38 |
| 6.2.1 选择轴的材料..... | 38 |
| 6.2.2 初步估算轴的直径..... | 38 |
| 6.2.3 轴上零部件的选择和轴的结构设计..... | 38 |
| 6.2.4 轴的受力分析..... | 39 |
| 6.2.5 轴的强度计算..... | 40 |
| 6.3 III 轴的设计计算 | 43 |
| 6.3.1 选择轴的材料..... | 43 |
| 6.3.2 初步估算轴的直径..... | 43 |
| 6.3.3 轴上零部件的选择和轴的结构设计..... | 43 |
| 6.3.4 轴的受力分析..... | 44 |
| 6.3.5 轴的强度计算..... | 45 |
| 6.4 IV 轴的设计计算 | 48 |
| 6.4.1 选择轴的材料..... | 48 |
| 6.4.2 初步估算轴的直径..... | 49 |
| 6.4.3 轴上零部件的选择和轴的结构设计..... | 49 |
| 6.4.4 轴的受力分析..... | 50 |
| 6.4.5 轴的强度计算..... | 51 |

| | |
|-----------------------------|----|
| 7 减速器键的校核..... | 55 |
| 7.1 I 轴键的校核..... | 55 |
| 7.2 II 轴键的校核..... | 55 |
| 7.3 III 轴键的校核..... | 55 |
| 7.4 IV 轴键的校核..... | 56 |
| 8 减速器轴承的校核..... | 56 |
| 8.1 验算 I 轴承寿命..... | 56 |
| 8.2 验算 II 轴承寿命..... | 57 |
| 8.3 验算 III 轴承寿命..... | 58 |
| 8.4 验算 IV 轴承寿命..... | 59 |
| 9. 减速器箱体设计计算..... | 60 |
| 9.1 箱体设计..... | 60 |
| 10 对辊机构的设计计算..... | 61 |
| 10.1 型辊轴的设计计算..... | 61 |
| 10.1.1 选择轴的材料..... | 61 |
| 10.1.2 初步估算轴的的直径..... | 62 |
| 10.1.3 轴上零部件的选择和轴的结构设计..... | 62 |
| 10.1.4 轴的受力分析..... | 62 |
| 10.1.5 轴的强度计算..... | 66 |
| 10.2 验算轴承寿命..... | 66 |
| 10.3 型辊轴键的校核..... | 67 |
| 10.4 辊型及型板的设计..... | 67 |
| 10.5 压辊的支撑装置（轴承）..... | 69 |
| 10.6 给料系统..... | 70 |
| 10.7 承压支架..... | 71 |
| 10.8 同步驱动齿轮系..... | 71 |
| 10.8.1 选择齿轮材料..... | 71 |
| 10.8.2 初定齿轮主要参数..... | 72 |
| 10.8.3 校核齿面接触疲劳强度..... | 73 |
| 10.9 液压施压系统及润滑..... | 76 |
| 结论..... | 78 |
| 参考文献..... | 79 |
| 翻译部分..... | 81 |
| 英文原文..... | 81 |
| 中文译文..... | 87 |

摘 要

型煤加工对于有效地利用粉煤资源和保护环境是十分重要的，在我国的能源构成中，煤炭占有十分重要的地位。据统计，在我国能源生产和消费中，煤炭约占总量的 75%左右。但是，随着采煤机械化程度的不断的提高，粉煤在原煤中所占的比例也越来越大。粉煤比例的增加不仅降低了散煤的燃烧效率，而且严重地污染了环境。发展型煤是提高粉煤利用率和减少环境污染的重要途径，研究表明，工业锅炉、窑炉使用型煤后可比烧散煤节煤 10%~27%，烟尘排放量可减少 50%~60%，添加固硫剂后，二氧化硫的排放量可减少 35%~50%。因此，发展型煤对我国具有十分重要的现实意义。

本设计为一种用于煤炭成型加工的高压对辊成型机，包括有机架，定对辊轴和动对辊轴设置在机架中部，动对辊轴的两端设置有加压装置，通过加压装置，动对辊轴能移动一定距离，在定对辊轴的轴端有同步外挂齿轮与联轴装置及三级设计减速器相连，在定对辊轴和动对辊轴上方的机架上安置有加料装置。该机采用强制加料方式，液压加载和使用安全联轴器，从而使其型煤产品满足生产要求。

关键词：型煤； 型煤加工； 粉煤； 对辊成型机

ABSTRACT

Coal processing for the effective use of coal resources and environmental protection is very important, Coal occupy a very important position in our energy mix. According to statistics, China's energy production and consumption, coal accounts for about 75% of total. However, as the mining mechanization of a continuous increase in coal pulverized coal as a proportion is also growing. Coal proportion of the increase not only reduced the casual coal combustion efficiency, but also seriously polluted the environment. Development of coal briquette is to improve utilization and reduce environmental pollution in important ways, the study shows that industrial boilers, Kiln use briquette after comparable saving coal burning coal powder 10% ~ 27%, soot emissions can be reduced 50% ~ 60%. After the addition of sorbent , and sulfur dioxide emissions can be reduced 35% ~ 50%. Therefore, the development of China's coal is of great practical significance.

The design of the coal used in a high-pressure molding and processing of roll forming machines, including rack, set to roll axis and move on roller shaft installed in the central rack, moving to the ends of roller shaft equipped with pressure device, through compression devices, move to roll axis can move a certain distance. In determining the roll axis of the shaft to keep pace with the pylon gear coupling device design and three-reducer, In determining the roll axis and move right side of the roll axis rack placed on the feeder. The aircraft introducing compulsory feeding, hydraulic loading and the use of safety coupling, thus briquette products meet production requirements.

Keywords : briquette; Coal processing; Coal; Right roll forming machine

1 概述

1.1 型煤发展方向

1.1.1 发展型煤产业的重要性

我国的矿物能源资源中，以煤最为丰富，全国第二次煤田预测资料数据显示，埋深在 1000m 以内的煤炭总资源量为 26000 亿 t。中国是世界上少数几个一次能源以煤为主的国家之一。我国每年仅以燃烧方式消耗的煤就达 11 亿 t,占煤炭年总产量的 80%左右。在一次能源消费构成中，煤约占 75%，而其中全国的工业锅炉(约 40 万台)、工业窑炉(16 万座)年耗煤量就达 4 亿 t，占直接燃烧方式耗煤量的 1 / 3 还多。以上数据表明，煤炭是中国一次能源的支柱。据有关资料介绍，我国一次能源的资源结构中，煤炭与石油、天然气、水电及核电等相比，在数量上占绝对优势。将探明的一次能源保有储量折算为标煤计，煤炭占 90%以上。据一杂志介绍，全球陆地能源中，目前探

明的石油和天然气储量在 2020 年前将基本开采殆尽，个别地区也至多延续到 2060 年，探明的铀储量也将在 2030 年前开采完毕。所以很多专家认为，在未来的相当长时间内中国以煤为主的一次能源结构不会有较大改变。

煤炭是我国一次能源的主要支柱，但煤炭资源又是有限的且不可再生的矿物资源，因此煤炭工业必须走可持续发展的道路。煤炭工业走可持续发展道路是指在确保为国民经济各行各业提供品质洁净、数量充足的煤炭、煤制品的同时，要提高煤炭资源的利用率，保护我们赖以生存的地球大气环境免受污染。型煤技术在近期内是煤炭工业可持续发展中的重要组成部分。

1.1.2 型煤产业及技术的现状

过去人们对型煤的认识很浮浅，没有从防治污染、发展工业、提高经济效益的高度上去认识它的重要性。我国工业型煤的生产是从 50 年代开始的，当时只能生产粘土煤球、纸浆煤球。60 年代后，由于化肥厂生产的需要，气化型煤得到开发，把无烟煤粉成型用于中、小化肥厂造气，替代无烟块煤。

“八五”期间，国家把型煤列为重点科研攻关项目，进行了大量的实验研究，型煤产业开始发展起来。从这时起，山西才开始起步研究，开发、生产型煤。近两年内，从省会太原市到各地区都纷纷行动起来，研究型煤技术、设备、工艺、粘结剂等，并建了一些生产线。据不完全统计，全省有 100 余家型煤厂家，研制出的粘结剂也有 150 多种，型煤产品销售到山西、山东、天津等地，用于化肥厂造气和工业锅炉、窑炉及民用燃烧。但由于粘结剂技术还不过关、机械设备还不配套、生产规模小等原因，致使型煤产业没有大规模地发展起来。

我国型煤技术从民用型煤技术开始逐步发展，现已实现商品化，技术达到国际水平，工业燃料型煤日臻完善，工业原料型煤(气化型煤)已有很大进展。“九五”型煤技术攻关项目共 12 个子课题，从基础理论、成型工艺参数、粘结剂和添加剂的优化选择、合理的工艺设计、成套设备的选型改进与研制、计量定量的研制、型煤后处理以及型煤的质量控制指标和检测方法研究等一系列成套型煤技术进行系统研究。这一攻关项目完成后将会大大提高我国工业型煤技术水平，逐步实现工业型煤的产业化、商品化。

1.2 国内外型煤发展概况

能源与环境是当今世界的热门课题，它不仅影响本国人民的生存与发

展，也将对人类赖以生存和发展的地球产生影响。因此，中国在 21 世纪的能源发展既要保持需求、资源、财力等之间的平衡，也要保持能源生产、消费和生态之间的平衡。

我国一次能源以煤为主的格局在相当长的时期内难以改变，未来能源环境问题突出。展望能源科技和产业化发展可能达到的水平，在相当长的时期内新能源和再生能源、水电和核电的发展与推广尚不足以影响煤炭的主导地位。这种以煤为主的一次能源结构的主要制约因素是大气污染物排放量超过可接受的水平。出路在于发展以煤炭高效、洁净利用为宗旨的洁净煤技术。型煤是以煤炭高效洁净利用为宗旨的洁净煤技术之一。国内外在型煤技术的研究、开发及应用方面取得了一定的进展。

1.2.1 国外型煤概况

许多国家如德、日、前苏联、美、英、法、韩国等，都设有型煤研究机构和生产厂。在褐煤成型、型焦生产、锅炉和机车型煤应用等方面，取得了许多成果。

早在 1877 年，德国就在莱茵矿区建成第一个褐煤砖厂。1979 年东德生产褐煤砖 4880 万 t，西德 617 万 t，在黑水泵褐煤基地建立了 1100 万 t / 年的型煤厂。德国除褐煤无粘结剂高压成型外，还采用三种热压成型工艺生产型焦，建有年产 150 万 t 以上的热压型焦厂。魁珀恩公司(KOPPERN)制造的对辊成型机，其生产能力达 150t / h，是世界上单机生产能力最高的。

日本 30 年代从德国引进型煤技术，建成年产 31.5 万 t 的型煤厂，供铁路机车使用。1971 年机车型煤用量占用煤总量的 79%，型煤厂有 36 座。1975 年铁路实现电气化后，型煤技术转向冶金、化工和民用等方面，成立了型煤研究室，保留 21 个型煤厂，总能力为 140 万 t / 年。日本研制成功的点火蜂窝煤和煤球，只要一根火柴就能点燃，使用十分方便。日本开发的辊压造粒机，成型压力可达 2t / cm⁴~4t / cm²，生产的无烟燃料生物质型煤，含水量低，省去了干燥工序。

英国自“伦敦烟雾事件”后，研究开发了多种型煤工艺，制取无烟燃料供家庭炊事或取暖，成功地解决了煤烟污染。英国还有型焦生产厂，年生产能力达 100 万 t，采用 3 种热压成型工艺生产型焦。

美国采用 FMC 型焦工艺，用非炼焦煤制取冶金用焦，在怀俄明州建有研究基地和生产厂，研究了世界 150 个煤种，其中 50 个煤种已在中试厂生产出型煤产品。美国还生产烧烤型煤，以木炭和煤为主要原料压制成型，供

旅游野炊用。美国的烧烤用型煤每年销量为 74 万~80 万 t，少量从澳大利亚进口。

法国 1861 年就建有型煤厂，1976 年生产能力达 400 万 t。目前有 6 个型煤厂，粘结剂采用烟煤沥青或石油沥青，型煤经热处理后成为无烟燃料。

韩国拥有 240 家蜂窝煤厂，日产量达 5 万余 t，供取暖和炊事，1985 年销售量为 2300 万 t，预测到 2000 年将发展到 3300 万 t，而市场需求量约 4400 万 t，仍有缺口。

国外型煤早已有成熟的技术，联合国能源组织把型煤视为节能减污的有效途径予以推广。70 年代石油危机后，型煤科研工作进一步得到重视，1969~1980 年型煤发明专利每年为 13 项，1980~1983 年增加到每年 70 多项。1989 年亚太经互会在菲律宾召开了主题为“型煤开发与环境效益”的煤炭利用专家会议。1992 年联合国召开环境与发展大会提出，在以煤炭为主要能源的国家，发展型煤是减少大气污染、促进经济发展的重要途径。

1963 年世界型煤产量达到顶峰。随着石油、天然气、核电、水电、新能源及再生能源的产量不断增加，工业发达国家减少了煤炭能源的用量，只占全部能源的 20%~25%，重点转向粉煤流化床锅炉的研究，减少了型煤的用量。

1.2.2 国内型煤概况

国外的型煤生产多采用无粘结剂高压成型工艺或热压成型工艺，原因是所用原料多为变质程度较轻的褐煤。我国的煤炭变质程度较深，宜采用粘结剂低压成型，既可简化成型工艺，也可降低生产成本。

60 年代，为解决小化肥焦炭和无烟块煤供应不足的问题，国内开发了多种型煤工艺，生产的型煤提供了全国化工业 60% 的原料。目前，广泛采用石灰碳化煤球造气的化肥厂，全国约建有 800 套粉煤成型装置。纸浆废液粘土煤球和棒状型煤，已在氮肥厂及其他行业的煤气发生炉、工业窑炉推广应用。

70 年代北京煤化所开发的腐植酸煤球已用于 10 余家小化肥厂；研究开发的优质化肥造气用型煤，在韶山氮肥厂进行了造气工业性试验，所用粘结剂来源广、价廉、对煤种适应性强，且基本不增加灰分，型煤质量好。该种型煤用于生产燃气的混合煤气发生炉也很理想，湖南涟邵和宁夏大武口正筹建年产 5 万 t 的生产线。北京煤化所研制钙系复合粘结剂煤泥防水煤球，已成功用于水煤气两段炉气化，为我国每年生产的几千万吨煤泥的有效利用开辟了新的途径。

吉林梅河口玻璃厂用褐煤煤球造气，气化指标优于褐煤块煤。合肥煤气公司用工业废液加改性粘土做粘结剂，研制了气化型煤，在阜新 3.3m 两段炉上，进行了低负荷试验，其质量有待进一步改进。鞍山热能研究院曾对冷压成型热氧处理工艺进行研究，以焦油或焦油渣作粘结剂，在热氧化处理温度为 160 度~350 度条件下生产气化型煤。

工业型煤的开发与应用远不及民用型煤。目前，工业型煤的应用仅限于小氮肥厂的碳化煤球和小高炉型焦，生产规模亦不大；工业锅炉、机车、窑炉用型煤在示范或商业性示范阶段，虽然在矿区和城市建了许多型煤厂，但生产成本低，难以维持正常生产。工业型煤年产量约 2200 万 t，其技术还有一些不足，特别是粘结剂的开发还很薄弱。

1.3 对辊成型机的发展概况

1.3.1 对辊成型机的发展展状况

对辊式辊压成型机于 19 世纪下半叶在欧洲诞生。第一台能够成功运转的辊压成型机在 1870 年末期由比利时的 Loiseau 制造并被安装在美国的里奇蒙得港的一家成型厂。然而，大多数早期的其他开发工作已在欧洲展开，并且在 19 世纪末在比利时、法国和德国已达到非常高的应用水平。表 1 表明了在德国产煤区硬煤成型的发展情况，从 1900 年—1910 年的 10 年间其辊压成型机数量成倍增长，到 1910 年达到 243 台，年产型煤 400 万 t。

德国哈汀根 / 鲁尔的 KOPPERN 公司是从 1898 年开始制造辊压成型机并至今仍在从事这项业务的为数不多的公司之一，该公司 1901 年制造出了它的第一台用于硬煤成型的辊压成型机。该机有一套旋转布料装置以稳定两个成型辊的人料，两个成型辊由安装在轴中心的宽大而坚固的正齿轮维持同步，两个分离的压辊具有相同的尺寸(直径 650mm，宽度 280mm)。这样一台机器其压辊转速为 6.5rpm，每 h 可生产 6t 相对小一些的(15~50)g 用于家庭取暖的硬煤型煤。

在 20 世纪 20 年代早期，德国硬煤成型开始滑坡，二战结束后煤炭成型又产生短期的复苏，大型的成型机被投入使用。例如，在 1956 年，1/3 的成型机的产量是 1910 年的成型机产量的 2 倍以上。此后不久，石油和天然气在许多加热用途方面显然取代了煤炭，尤其是家庭取暖，因而在生产的煤炭成型厂的数量急剧萎缩。今天，在工业化国家里，大多数常规的煤炭成型厂

业已停业并被拆除，其结果是，许多提供煤炭辊压成型机的公司破产或开始生产其他用途的成型设备，但是，KOPPERN 公司作为一个杰出的供应商，至今仍在积极从事设计和制造辊压成型机以及型煤设备。

1.3.2 对辊成型机的成型机理

煤炭的常规成型使用热塑性粘结剂和塑性相当好的人料，在物料进入辊压成型机的给料器之前，由混合物料散出的挥发物排放到卧式螺旋运输中。适度温热、可塑的煤和粘结剂的混合物的成型，更确切地讲是使其具有一定的外形而仅仅是使其致密，因此，所需的单位压力相对较低。例如所用的压力除以辊宽被描述为 kN/cm ，因此使用较小的轴承和使用较宽压辊的成型机也有很大的生产能力。由于成型和型煤质量随压辊的直径增加而改善，机器的辊径一般大于 750mm，通常为 1000mm 或 1400mm。决定型煤形状的球窝是用电化学研磨法(ECM)加工的。这种加工技术可以任意选择压模的形状和大小。

粉煤成型,将 6mm 以下煤粉在机械外加粘结剂或快速加热到胶质状态下加压成具有一定形状、尺寸、特定物理化学性能和不同用途产品的工艺过程。粉煤成型的产品称型煤。传统的粉煤成型是将粉煤加工成几何形状、尺寸和机械强度相近、贮存后质量保持稳定和型煤。现代粉煤成型主要是“改变”粉煤的物理化学性质，使之成为优质的工业原料和洁净的能源。现代粉煤成型以煤化学和煤的机械加工工艺学为基础，以燃烧理论、煤的技术、传质学原理和环保工程等为指导，以工业锅炉和窑炉等相关行业的设备特性和工艺原理为依据。

成型机理：煤炭成型时，粘结剂与煤粒之间的作用是一个复杂的物理化学过程。不仅与粘结剂和煤炭本息的性质、结构有关，而且和成型条件密切相关。由于煤具有以非极性表面为主，煤表面有一定粗糙度和孔隙、润湿性差且疏水性强、成型时可利用煤本身的粘结性或外粘结剂，采用适宜的成型粒度、水分在一定的压力作用下，克服煤的弹性，使煤粒之间互相靠近，产生塑性变形，并被此粘结成型。

成型工艺:成型原料性质有同，成型时需要采用不同的成型工艺。煤炭成型按成型的工艺条件分为冷压成型、热压成型和球团成型。

冷压成型是在型煤配合料温度低于 100°C 的条件下成型的工艺，包括无粘结剂成型和粘结剂成型两种工艺。是粉煤成型 的主要方法。型煤配合料是由粉煤、粘结剂和添加剂按比例配合成性能符合成型要求的物料。

无粘结剂成是不用粘结剂的成型工艺，按成型压力大小可分为低压成型、中压成型和高压成型。成型压力小于 50MPa 的成型叫低压成型，主要用于生产无烟煤湿棒作合成氨原料，也用于含泥页岩的煤成型，这种成型方法未获广泛应用；成型压力为 50~100MPa 的成型叫中压成型，主要供无烟煤和泥炭配型叫高压成型，主要用于年轻褐煤或中年褐煤的成型，是成熟的成型方法。粘结剂成型是在成型过程中外加粘结剂等添加剂的成型工艺。所使用的粘结剂包括有机物粘结剂、无机物粘剂和复合物粘结剂。包括物理成型和化学成型两种。物理成型是粘结剂在成型过程中只起粘结作用。化学成型是粘结剂在成型和型煤固结过程中发生化学变化而起粘结作用，为石灰碳酸化型煤的成型方法。

热压成型是利用型煤配合料在高速加热到大量形成胶质体的温度，胶质体作粘结剂，在出现塑性变形进以胶质体作粘结剂加压成型的工艺。这种成型方法多用来生产型焦。

球团法成型是在粘结剂和水的作用下，型煤配合料无需加压力，在圆盘式或滚筒式球团成型机中滚动成型。成型产品是球团。

2. 基本参数的确定

2.1 选择电动机

2.1.1 选择电动机的类型和结构形式

按工作条件和要求，选用一般用途的 Y 系列三相异步电动机，为卧式封闭结构。

2.1.2 选择电动机的容量

辊子转速： $n=8\sim 10\text{r}/\text{min}$

辊子圆周速度： $v=0.4\sim 0.5\text{m}/\text{s}$

$$\omega = n\pi/30 \quad v = \omega r$$

$$r = \frac{30v}{n\pi} = \frac{30 \times 0.5}{10 \times 3.14} = 478\text{mm}$$

辊轮周长: $L = \pi d = 3.14 \times 478 \times 2 = 3001.84 \text{mm}$

型煤比重: 1.35g/cm^3

型球体积: $50 \times 50 \times 32 = 80000 \text{mm}^3$

单个煤球重量为: $G = \frac{1.35 \times 1000 \times 80000}{10^9} = 0.108 \text{kg}$

型球分布个数 N: $N = \frac{35 \times 1000}{600 \times 0.108} = 540$ 个

规定每个型球间隔为: 5.5mm

辊子宽度: $50 \times 10 + 505 \times 11 + 2 \times 50 = 649.5 \text{mm}$

总成型压力: $F = 30 \times 64.95 = 1948.5 \text{KN}$

辊子承受的合力矩: $M = Fe$
 $= 1948.5 \times 50 = 97425 \text{Nm}$

工作机所需的功率:

$$P = \frac{Tn}{9550}$$

式中 $T = 97425 \text{Nm}$ $n = 10 \text{ r/min}$ 代入上式得

$$P = \frac{97425 \times 10}{9550} = 102.0157 \text{KW}$$

电动机所需功率: $P_0 = P/\eta$

从电动机到辊轮主轴之间的传动装置的总效率:

$$\eta = \eta_1 \eta_2^4 \eta_3^8 \eta_4^5$$

式中 $\eta_1 = 0.95$ V带传动效率

$\eta_2 = 0.99$ 联轴器效率

$\eta_3 = 0.98$ 轴承效率

$\eta_4 = 0.97$ 齿轮传动效率

代入上式得

$$\eta=0.95 \times 0.99^4 \times 0.98^6 \times 0.97^2$$

$$=0.73$$

$$P_0=P/\eta$$

$$=102.0157/0.73$$

$$=139.75\text{kw}$$

选择电动机额定功率 $P_m \geq P_0$ ，根据传动系统图和推荐的传动比合理范

围，V 带传动的传动比 2~4

单级圆柱齿轮传动比 3~6

所以选择 Y315M2-4 电动机，额定功率 160kw,满载转速 1490 r/min。

2.2 计算传动装置的总传动比并分配各级传动比

2.2.1 传动装置的总传动比

$$i = \frac{n_m}{n} = \frac{1490}{10} = 149$$

2.2.2 分配各级传动比

该传动装置中使用的是三级圆柱齿轮减速器，考虑到以下原则：

- 1) 使各级传动的承载能力大致等（齿面接触强度大致相等）
- 2) 使减速器能获得最小外形尺寸和重量
- 3) 使各级传动中大齿轮的浸油深度大致相等，润滑最为简便

选择三级圆柱齿轮减速器的传动比为 49.6，根据经验高速级传动比为低速级传动比的 1.3~1.4 倍,因此粗略分配各级齿轮传动比如下：

$$i_1=4.78 \quad i_2=3.67 \quad i_3=2.83$$

辊轮的直径为 956mm,两辊轮这间的间隙取 1mm,所以两辊轮的中心距为 957mm。则 V 带传动的传动比为 3。

3. V 带设计计算

3.1 确定计算功率

根据工作情况 查表 12-12 选择工况系数 $K_A = 1.2$

设计功率 $P_d = K_A P = 1.2 \times 160 = 192 \text{KW}$

3.2 选择带型

根据 $P_d = 192 \text{KW}$ 和 $n_1 = 1490 \text{r/min}$ 选择开口传动 15N 窄 V 带(有效宽度制)

3.3 确定带轮基准直径

小带轮的基准直径 参考表 12-19 和图 12-4 取 $d_{d1} = 258 \text{mm}$

传动比 $i = 3$

取弹性滑动系数 $\varepsilon = 0.01$

大带轮基准直径 $d_{d2} = id_{d1}(1 - \varepsilon)$

$$= 3 \times 258 \times (1 - 0.01)$$

$$= 766.26 \text{ mm}$$

取标准值 $d_{d2} = 800 \text{ mm}$

实际转速 $n_2 = (1 - \varepsilon)n_1 \frac{d_{p1}}{d_{p2}}$

$$= (1 - 0.01) \times 1490 \times \frac{258}{800}$$

$$= 475.7 \text{ r/min}$$

实际传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1490}{475.7} = 3.13$

3.4 验算带的速度

$$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 258 \times 1490}{60 \times 1000} = 20.12 \text{ m/s}$$

3.5 初定中心距 $0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$

$$0.7 \times (258 + 800) \leq a_0 < 2 \times (258 + 800)$$

$$740.6 \leq a_0 < 2116$$

取 $a_0 = 1500 \text{ mm}$

3.6 确定基准长度

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi(d_{d2} + d_{d1})}{2} + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

$$\begin{aligned}
 &= 2 \times 1500 + \frac{3.14 \times (800 + 258)}{2} + \frac{(800 - 258)^2}{4 \times 1500} \\
 &= 4710 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

由表 12-10 选取相应基准长度 $L_d = 4830 \text{ mm}$

3.7 确定实际轴间距

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 1500 + \frac{4830 - 4710}{2} = 1560 \text{ mm}$$

安装时所需最小轴间距

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 1560 - 0.015 \times 4830 = 1487.55 \text{ mm}$$

张紧或补偿伸长所需最大轴间距

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 1560 + 0.03 \times 4830 = 1704.9 \text{ mm}$$

3.8 验算小带轮包角

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \\
 &= 180^\circ - \frac{800 - 258}{1560} \times 57.3^\circ \\
 &= 160.1^\circ > 120^\circ
 \end{aligned}$$

3.9 单根 V 带的基本额定功率

根据 $d_{d1} = 258 \text{ mm}$ 和 $n_1 = 1490 \text{ r/min}$ 由表 12-17m 查得 15N 型

窄 V 带 $P_1 = 19.94 \text{ kW}$ 。考虑传动比的影响，额定功率的增量由表 12-17m 查得

$$\Delta P_1 = 1.39$$

3. 10V 带的根数

$$z = \frac{P_d}{(P_1 + \Delta P_1)K_a K_L}$$

由表 12-13 查得 $K_a = 0.95$

由表 12-16 查得 $K_L = 1.07$

$$z = \frac{192}{(19.94 + 1.39) \times 0.95 \times 1.07} = 8.85 \text{ 根}$$

取 9 根

3. 11 单根 V 带的预紧力

$$F_0 = 500 \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) \frac{P_d}{zv} + mv^2$$

由表 12-14 查得 $m=0.2\text{kg/m}$

$$\begin{aligned} F_0 &= 500 \left(\frac{2.5}{1.2} - 1 \right) \frac{192}{9 \times 20.12} + 0.2 \times 20.12^2 \\ &= 655.3 \text{ N} \end{aligned}$$

3. 12 带轮的结构和尺寸

小带轮的结构和尺寸

由 Y315M-2-4 电动机可知，其轴伸直径 $d = 79\text{mm}$ ，长度 $L = 170\text{mm}$ ，故带轮轴孔直径应取 $d_0 = 80\text{mm}$ ，毂长应小于 170mm 。

由表 12-22 查得，小带轮结构为实心轮

由 V 带的实际传动比 $i = 3.13$ ，对减速器的传动比进行重新分配。

传动装置总传动比 $i_{\text{总}} = 149$

V 带传动传动比 $i_{\text{带}} = 3.13$

则三级减速器的传动比为

$$i = \frac{149}{3.13} = 47.6$$

根据计算可知三级圆柱齿轮减速器的传动比为 47.6，根据经验高速级传动比为低速级传动比的 1.3~1.4 倍，因此粗略分配各级齿轮传动比如下：

$$i_1 = 3.95 \quad i_2 = 3.674 \quad i_3 = 3.28$$

4. 基本参数计算

4.1 各轴的转速

$$\text{I 轴} \quad n_1 = \frac{n}{i_{\text{带}}} = 1490 / 3.13 = 476 r / \text{min}$$

$$\text{II 轴} \quad n_2 = \frac{n_1}{i_1} = 476 / 3.95 = 120.5 r / \text{min}$$

$$\text{III 轴} \quad n_3 = \frac{n_2}{i_2} = 120.5 / 3.667 = 32.8 r / \text{min}$$

$$\text{IV 轴} \quad n_4 = \frac{n_3}{i_3} = 32.8 / 3.28 = 10 r / \text{min}$$

4.2 各轴功率

$$\text{I 轴} \quad P_1 = P_0 \eta_{01} = 160 \times 0.95 = 152 \text{KW}$$

$$\text{II 轴} \quad P_2 = P_1 \eta_{12} = 152 \times 0.98 \times 0.97 = 144.5 \text{KW}$$

$$\text{III 轴} \quad P_3 = P_2 \eta_{23} = 144.5 \times 0.98 \times 0.97 = 137.4 \text{KW}$$

$$\text{IV 轴} \quad P_4 = P_3 \eta_{34} = 137.4 \times 0.98 \times 0.97 = 130.6 \text{KW}$$

4.3 各轴转矩

$$\text{I 轴} \quad T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{152}{476} = 3049.58 Nm$$

$$\text{II 轴} \quad T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{144.5}{120.5} = 11452.07 Nm$$

$$\text{III 轴} \quad T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{137.4}{32.8} = 40005.18 Nm$$

$$\text{IV 轴} \quad T_4 = 9550 \frac{P_4}{n_4} = 9550 \times \frac{130.6}{10} = 124723 Nm$$

5. 减速器设计计算

5.1 I 轴齿轮设计计算

5.1.1 选择齿轮材料

| | | | | |
|-----|----------|------|-----|-------|
| 小齿轮 | 20CrMnTi | 渗碳淬火 | HRC | 56~62 |
| 大齿轮 | 20CrMnTi | 渗碳淬火 | HRC | 56~62 |

齿轮的疲劳极限应力按中等质量 (MQ) 要求从图 14-32 和图 14-24 中查得

$$\sigma_{F\lim1} = \sigma_{F\lim2} = 450 MPa$$

$$\sigma_{H\lim1} = \sigma_{H\lim2} = 1500 MPa$$

参考我国试验数据 (表 14-45) 后, 将 $\sigma_{F\lim}$ 适当降低:

$$\sigma_{F\lim1} = \sigma_{F\lim2} = 400 MPa$$

5.1.2 初定齿轮主要参数

按齿根弯曲疲劳强度估算齿轮尺寸，计算模数

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{FS}}{\phi_m Z_1 \sigma_{FP}}}$$

按表 14-34，并考虑传动比 i ，选用小齿轮齿数 $Z_1=20$ ，

大齿轮齿数 $Z_2 = iZ_1 = 3.95 \times 20 = 79$

圆整取 $Z_2=79$

按表 14-33，选齿宽系数

$$\phi_m = 14$$

$$\phi_d = \phi_m / Z_1 = 14 / 17 = 0.824$$

$$\phi_a = \phi_m / 0.5(u+1)Z_1 = 14 / 0.5 \times (3.95 + 1) \times 20 = 0.283$$

由图 14-14 查得大小齿轮的复合齿形系数 ($x_1 = x_2 = 0$ 时)

$$Y_{FS1} = 4.85 \quad Y_{FS2} = 3.98$$

由于轮齿单向受力，齿轮的许用弯曲应力

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \sigma_{FP} = 1.6\sigma_{Flim} = 1.6 \times 400 \text{MPa} = 640 \text{MPa}$$

由于 $Y_{FS1} / \sigma_{FP1} > Y_{FS2} / \sigma_{FP2}$ ，故按小齿轮的抗弯强度计算模数

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{2 \times 3049.58}{14 \times 20} \times \frac{3.95}{640}} \text{mm} = 6.4 \text{mm}$$

取标准模数 $m_n = 8 \text{mm}$ 。

则齿轮中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2}$$

$$= \frac{(20 + 79) \times 8}{2}$$

$$= 396 \text{ mm}$$

由于单件生产，不必取标准中心距，取 $a = 396 \text{ mm}$ 。

准确的螺旋角

$$d_1 = z_1 m_n$$

$$= 20 \times 8$$

$$= 160 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m_n$$

$$= 79 \times 8$$

$$= 632 \text{ mm}$$

工作齿宽

$$b = \phi_d d_1 = 0.7 \times 160 = 112 \text{ mm}$$

为了保证 $\varepsilon_\beta > 1$ ，取 $b = 120 \text{ mm}$ 。

$$\phi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{120}{160} = 0.75$$

齿轮圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{3.14 \times 160 \times 496.7}{60 \times 1000}$$

$$= 4.15 \text{ m/s}$$

按此速度查表 14-78，齿轮精度选用 8 级即可，但为了提高传动质量，降低噪声，采用渗碳淬火后磨齿工艺，取齿轮精度 8-7-7（GB10095-1988）

校核重合度

纵向重合度 （图 14-8） $\varepsilon_\beta = 1.15 > 1$

端面重合度 （图 14-3） $\varepsilon_\alpha = 0.75 + 0.824 = 1.574$

总重合度 $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.15 + 1.574 = 2.724 > 2.2$

5.1.3 校核齿面接触疲劳强度

$$\sigma_H = Z_{BD} Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

分度圆上的切向力

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2000 T_1}{d_1} \\ &= \frac{2000 \times 3049.58}{139.122} \\ &= 43840 N \end{aligned}$$

由表 14-39 查得使用系数 $K_A = 1.25$

动载荷系数

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{\frac{K_A F_t}{b}} + K_2 \right) \frac{Z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2 + 1}{u^2}}$$

式中 $K_1 = 47$ $K_2 = 0.0087$ (表 14-40)

齿数比 $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{81}{17} = 4.765$

将有关数据代入 K_V 计算式

$$\begin{aligned} K_V &= 1 + \left(\frac{47}{\frac{1.25 \times 43840}{140}} + 0.0087 \right) \times \frac{17 \times 3.6}{100} \times \sqrt{\frac{4.765^2 + 1}{4.765^2}} \\ &= 1.08 \end{aligned}$$

齿向载荷分布系数

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 1.09 + 0.26 \phi_d^2 + 3.3 \times 10^{-4} b + 0.156 \phi_d^4 \\ &= 1.09 + 0.26 \times 1.006^2 + 3.3 \times 10^{-4} \times 140 + 0.156 \times 1.006^4 \\ &= 1.559 \end{aligned}$$

齿间载荷分配系数，根据

$$K_A F_t / b = 1.25 \times 43840 / 140 = 391.4 \text{ N/mm} > 100 \text{ N/mm}$$

查表 14-43 得 $K_{H\alpha} = 1.4$

节点区域系数, 按 $\beta = 12^\circ 04' 56''$ 和 $x_1 = x_2 = 0$

查图 14-11 得 $Z_H = 2.45$

材料弹性系数

查表 14-44 得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

重合度系数 查图 14-12 得 $Z_\varepsilon = 0.78$

螺旋角系数 查图 14-13 得 $Z_\beta = 0.99$

由于 $\varepsilon_\beta = 1.1 > 1$ 可取 $Z_{BD} = Z_D = Z_B = 1$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 1 \times 2.45 \times 189.8 \times 0.78 \times 0.99 \sqrt{\frac{43840}{139.122 \times 140} \times \frac{4.765 + 1}{4.765} \times 1.25 \times 1.08 \times 1.559 \times 1.4 \text{ MPa}} \\ &= 997.5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

计算接触强度安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{H\text{lim}} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X}{\sigma_H}$$

式中各系数的确定

计算齿面应力循环数

$$N_{L1} = 60 j n_1 t = 60 \times 1 \times 476 \times 40000 = 1.14 \times 10^9$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{1.14 \times 10^9}{3.9} = 2.9 \times 10^8$$

按齿面不允许出现点蚀, 查图 14-37 得寿命系数

$$Z_{NT1} = 0.93 \qquad Z_{NT2} = 1.02$$

润滑油膜影响系数 查表 14-47 得 $Z_{LVR} = 0.92$

齿面工作硬化系数 按图 14-39 查得 $Z_H = 1$

尺寸系数 按 $m_n = 4mm$, 查图 14-40 得 $Z_Y = 1$

将以上数据代入 S_H 计算式

$$S_{H1} = \frac{1500 \times 0.93 \times 0.92 \times 1 \times 1}{997.5}$$

$$= 1.29$$

$$S_{H2} = \frac{1500 \times 1.02 \times 0.92 \times 1 \times 1}{997.5}$$

$$= 1.46$$

由表 14-49, 按一般可靠度要求, 选用最小安全系数 $S_{H\min} = 1.1$ 。

S_{H1} 和 S_{H2} 均大于 $S_{H\min}$, 故安全。

表 1 I 轴齿轮基本参数

| | | | | | |
|------|-------|----------|------------------------------------|-------|-------|
| | 分度圆直径 | d | $d=mZ$ | 160 | 632 |
| | 齿顶高 | h_a | $h_a=ha^*m$ | 8 | 8 |
| | 齿根高 | h_f | $h_f=(ha^*+c^*)m$ | 10 | 10 |
| | 齿全高 | h | $h_f=(2ha^*+c^*)m$ | 18 | 18 |
| | 齿顶圆直径 | d_a | $d_a=(2ha^*+Z)m$ | 176 | 176 |
| | 齿根圆直径 | d_f | $d_f=(z-2ha^*-2c^*)m$ | 140 | 612 |
| 几何尺寸 | 基圆直径 | d_b | $d_b=dcos\alpha=mzcos\alpha$ | 150.4 | 593.9 |
| | 齿距 | p | $p=3.14m$ | 25.12 | 25.12 |
| | 齿厚 | s | $s=3.14m/2$ | 12.56 | 12.56 |
| | 齿槽宽 | e | $s=3.14m/2$ | 12.56 | 12.56 |
| | 基圆齿距 | p_b | $p_b=pcos\alpha$ | 23.6 | 23.6 |
| | 法向齿距 | p_n | $p_n=p_b=cos\alpha$ | 23.6 | 23.6 |
| | 顶隙 | c | $c=c^*m$ | 2 | 2 |
| 啮合 | 中心距 | a | $a=(d_2+d_1)$ | 396 | 396 |
| 计算 | 传动比 | i_{12} | <u>$i_{12}=Z_2/Z_1$</u> | 3.95 | 3.95 |

5.2 II 轴齿轮设计计算

5.2.1 选择齿轮材料

| | | | | |
|-----|----------|------|-----|-------|
| 小齿轮 | 20CrMnTi | 渗碳淬火 | HRC | 56~62 |
| 大齿轮 | 20CrMnTi | 渗碳淬火 | HRC | 56~62 |

齿轮的疲劳极限应力按中等质量 (MQ) 要求从图 14-32 和图 14-24 中查得

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = 450MPa$$

$$\sigma_{H\lim 1} = \sigma_{H\lim 2} = 1500MPa$$

参考我国试验数据 (表 14-45) 后, 将 $\sigma_{F\lim}$ 适当降低:

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = 400MPa$$

5.2.2 初定齿轮主要参数

按齿根弯曲疲劳强度估算齿轮尺寸, 计算模数

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{FS}}{\phi_m Z_1 \sigma_{FP}}}$$

按表 14-34, 并考虑传动比 i , 选用小齿轮齿数 $Z_1=21$,

大齿轮齿数 $Z_2 = iZ_1 = 3.674 \times 21 = 77.2$ 选 77

按表 14-33, 选齿宽系数

$$\phi_m = 14$$

$$\phi_d = \phi_m / Z_1 = 14 / 21 = 0.666$$

$$\phi_a = \phi_m / 0.5(u+1)Z_1 = 14 / 0.5 \times (3.584 + 1) \times 21 = 0.29$$

由图 14-14 查得大小齿轮的复合齿形系数 ($x_1 = x_2 = 0$ 时)

$$Y_{FS2} = 3.97 \quad Y_{FS1} = 4.0$$

由于轮齿单向受力，齿轮的许用弯曲应力

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \sigma_{FP} = 1.6\sigma_{Flim} = 1.6 \times 400 \text{MPa} = 640 \text{MPa}$$

由于 $Y_{FS1}/\sigma_{FP1} > Y_{FS2}/\sigma_{FP2}$ ，故按小齿轮的抗弯强度计算模数

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{2 \times 13813.56}{14 \times 21} \times \frac{4.0}{640}} \text{mm} = 10.4 \text{mm}$$

取标准模数 $m_n = 10 \text{mm}$ 。

则齿轮中心距

$$\begin{aligned} a &= \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2 \cos} \\ &= \frac{(21 + 77) \times 10}{2} \\ &= 490 \text{mm} \end{aligned}$$

由于单件生产，不必取标准中心距，取 $a = 490 \text{mm}$ 。

齿轮分度圆直径

$$\begin{aligned} d_1 &= z_1 m_n \\ &= 21 \times 10 \\ &= 210 \text{mm} \\ d_1 &= z_2 m_n \\ &= 77 \times 10 \\ &= 770 \text{mm} \end{aligned}$$

工作齿宽

$$b = \phi_d d_1 = 0.667 \times 210 = 140 \text{mm}$$

为了保证 $\varepsilon_\beta > 1$ ，取 $b = 160 \text{mm}$ 。

$$\phi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{220}{214.81} = 1.02$$

齿轮圆周速度

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{\pi \times 210 \times 120.5}{60 \times 1000} \\
 &= 1.324 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

按此速度查表 14-78, 齿轮精度选用 8 级即可, 齿轮精度 8-7-7(GB10095-1988)

校核重合度

纵向重合度 (图 14-8) $\varepsilon_\beta = 1.1 > 1$

端面重合度 (图 14-3) $\varepsilon_\alpha = 0.75 + 0.87 = 1.62$

总重合度 $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.1 + 1.62 = 2.72 > 2.2$

5.2.3 校核齿面接触疲劳强度

$$\sigma_H = Z_{BD} Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

分度圆上的切向力

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{2000 T_i}{d_1} \\
 &= \frac{2000 \times 13813.56}{214.81} \\
 &= 128611.8 \text{ N}
 \end{aligned}$$

由表 14-39 查得使用系数 $K_A = 1.25$

动载荷系数

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A F_t / b} + K_2 \right) \frac{Z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2 + 1}{u^2}}$$

式中 $K_1 = 23.9$ $K_2 = 0.0087$ (表 14-40)

齿数比 $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{75}{21} = 3.57$

将有关数据代入 K_V 计算式

$$K_V = 1 + \left(\frac{23.9}{\frac{1.25 \times 128611.8}{220}} + 0.0087 \right) \times \frac{21 \times 1.123}{100} \times \sqrt{\frac{3.57^2 + 1}{3.57^2}}$$

$$= 1.01$$

齿向载荷分布系数

$$K_{H\beta} = 1.17 + 0.18\phi_d^2 + 4.7 \times 10^{-4} b + 0.108\phi_d^4$$

$$= 1.17 + 0.18 \times 0.79^2 + 4.7 \times 10^{-4} \times 130 + 0.108 \times 0.79^4$$

$$= 1.39$$

齿向载荷分配系数，根据

$$K_A F_t / b = 1.25 \times 128611.8 / 214.81 = 748.4 N/mm > 100 N/mm$$

查表 14-43 得 $K_{H\alpha} = 1.2$

节点区域系数，按 $\beta = 12^\circ 6' 4''$ 和 $x_1 = x_2 = 0$

查图 14-11 得 $Z_H = 2.45$

材料弹性系数

查表 14-44 得 $Z_E = 189.8 \sqrt{MPa}$

重合度系数 查图 14-12 得 $Z_\epsilon = 0.78$

螺旋角系数 查图 14-13 得 $Z_\beta = 0.99$

由于 $\epsilon_\beta = 1.1 > 1$ 可取 $Z_{BD} = Z_D = Z_B = 1$

$$\sigma_H = 1 \times 2.45 \times 189.8 \times 0.78 \times 0.99 \sqrt{\frac{128611.8}{220 \times 214.81} \times \frac{3.571 + 1}{3.571}} \times 1.25 \times 1.05 \times 1.39 \times 1.2 MPa$$

$$= 997.7 \text{ MPa}$$

计算接触强度安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{H\text{lim}} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X}{\sigma_H}$$

式中各系数的确定

计算齿面应力循环数

$$N_{L1} = 60 j n_1 t = 60 \times 1 \times 99.9 \times 40000 = 2.39 \times 10^8$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{2.39 \times 10^8}{3.57} = 0.67 \times 10^8$$

按齿面不允许出现点蚀，查图 14-37 得寿命系数

$$Z_{NT1} = 0.94 \qquad Z_{NT2} = 0.96$$

润滑油膜影响系数 查表 14-47 得 $Z_{LVR} = 0.92$

齿面工作硬化系数 按图 14-39 查得 $Z_W = 1$

尺寸系数 按 $m_n = 8 \text{ mm}$ ，查图 14-40 得 $Z_X = 1$

将以上数据代入 S_H 计算式

$$S_{H1} = \frac{1500 \times 0.94 \times 0.92 \times 1 \times 1}{726}$$

$$= 1.79$$

$$S_{H2} = \frac{1500 \times 0.96 \times 0.92 \times 1 \times 1}{726}$$

$$= 1.82$$

由表 14-49，按一般可靠度要求，选用最小安全系数 $S_{H\text{min}} = 1.1$ 。

S_{H1} 和 S_{H2} 均大于 $S_{H\text{min}}$ ，故安全。

表 2 II 轴齿轮基本参数

| | | | | | |
|------|-------|-------|--------------------------|------|------|
| 几何尺寸 | 分度圆直径 | d | $d = mZ$ | 210 | 770 |
| | 齿顶高 | h_a | $h_a = h_a^* m$ | 10 | 10 |
| | 齿根高 | h_f | $h_f = (h_a^* + c^*) m$ | 12.5 | 12.5 |
| | 齿全高 | h | $h_f = (2h_a^* + c^*) m$ | 22.5 | 22.5 |

| | | | | | |
|----|-------|----------|------------------------------|-------|-------|
| | 齿顶圆直径 | d_a | $d_a=(2ha^*+Z)m$ | 230 | 790 |
| | 齿根圆直径 | d_f | $d_f=(z-2ha^*-2c^*)m$ | 185 | 745 |
| | 基圆直径 | d_b | $d_b=dcos\alpha=mzcos\alpha$ | 197.3 | 723.6 |
| | 齿距 | p | $p=3.14m$ | 31.4 | 31.4 |
| | 齿厚 | s | $s=3.14m/2$ | 15.7 | 15.7 |
| | 齿槽宽 | e | $e=3.14m/2$ | 15.7 | 15.7 |
| | 基圆齿距 | p_b | $p_b=pcos\alpha$ | 29.5 | 29.5 |
| | 法向齿距 | p_n | $p_n=p_b=pcos\alpha$ | 29.5 | 29.5 |
| | 顶隙 | c | $c=c^*m$ | 2.5 | 2.5 |
| 啮合 | 中心距 | a | $a=(d_2+d_1)/2$ | 490 | 490 |
| 计算 | 传动比 | i_{12} | $i_{12}=Z_2/Z_1$ | 3.67 | 3.67 |

5. 3III轴齿轮设计计算

5. 3. 1 选择齿轮材料

| | | | | |
|-----|----------|------|-----|-------|
| 小齿轮 | 20CrMnTi | 渗碳淬火 | HRC | 56~62 |
| 大齿轮 | 20CrMnTi | 渗碳淬火 | HRC | 56~62 |

齿轮的疲劳极限应力按中等质量（MQ）要求从图 14-32 和图 14-24 中查得

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = 450MPa$$

$$\sigma_{H\lim 1} = \sigma_{H\lim 2} = 1500MPa$$

参考我国试验数据（表 14-45）后，将 $\sigma_{F\lim}$ 适当降低：

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = 400MPa$$

5. 3. 2 初定齿轮主要参数

按齿根弯曲疲劳强度估算齿轮尺寸，计算模数

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{FS}}{\phi_m Z_1 \sigma_{FP}}}$$

按表 14-34，并考虑传动比 i ，选用小齿轮齿数 $Z_1=21$ ，

大齿轮齿数 $Z_2 = iZ_1 = 3.28 \times 21 = 55.93$ 取 56

按表 14-33，选齿宽系数

$$\phi_m = 14$$

$$\phi_d = \frac{\phi_m}{Z_1} = \frac{14}{21} = 0.67$$

$$\phi_a = \frac{\phi_m}{0.5(u+1)Z_1} = \frac{14}{0.5 \times (3.28+1) \times 20} = 0.327$$

由图 14-14 查得大小齿轮的复合齿形系数 ($x_1 = x_2 = 0$ 时)

$$Y_{FS1} = 4.35 \quad Y_{FS2} = 3.98$$

由于轮齿单向受力，齿轮的许用弯曲应力

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \sigma_{FP} = 1.6\sigma_{Flim} = 1.6 \times 400 \text{MPa} = 640 \text{MPa}$$

由于 $\frac{Y_{FS1}}{\sigma_{FP1}} > \frac{Y_{FS2}}{\sigma_{FP2}}$ ，故按小齿轮的抗弯强度计算模数

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{2 \times 40005.04}{14 \times 21} \times \frac{4.35}{640}} \text{mm} = 15.006 \text{mm}$$

按表 14-2，取标准模数 $m_n = 16 \text{mm}$ 。

则齿轮中心距

$$\begin{aligned} a &= \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2} \\ &= \frac{(21 + 56) \times 16}{2} \\ &= 584 \text{mm} \end{aligned}$$

由于单件生产，不必取标准中心距，取 $a = 622 \text{mm}$ 。

准确的螺旋角

$$\begin{aligned} d_1 &= z_1 m_n \\ &= 17 \times 16 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 272\text{mm} \\
 d_2 &= z_2 m_n \\
 &= 56 \times 16 \\
 &= 896\text{mm}
 \end{aligned}$$

工作齿宽

$$b = \phi_d d_1 = 0.667 \times 272 = 181.4\text{mm}$$

为了保证 $\varepsilon_\beta > 1$ ，取 $b = 330\text{mm}$ 。

$$\phi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{330}{272} = 1.21$$

齿轮圆周速度

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{\pi \times 272 \times 10}{60 \times 1000} \\
 &= 1.423\text{m/s}
 \end{aligned}$$

按此速度查表 14-78，齿轮精度选用 8 级即可，齿轮精度 8-7-7(GB10095-1988)

校核重合度

纵向重合度 (图 14-8) $\varepsilon_\beta = 1.1 > 1$

端面重合度 (图 14-3) $\varepsilon_\alpha = 0.75 + 0.87 = 1.62$

总重合度 $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.1 + 1.62 = 2.72 > 2.2$

5.3.3 校核齿面接触疲劳强度

$$\sigma_H = Z_{BD} Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

分度圆上的切向力

$$F_t = \frac{2000 T_1}{d_1}$$

$$= 2000 \times 40005.18 / 272$$

$$= 294154 N$$

由表 14-39 查得使用系数 $K_A = 1.25$

动载荷系数

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A F_t / b} + K_2 \right) \frac{Z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2 + 1}{u^2}}$$

式中 $K_1 = 23.9$ $K_2 = 0.0087$ (表 14-40)

齿数比 $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{56}{20} = 2.8$

将有关数据代入 K_V 计算式

$$K_V = 1 + \left(\frac{23.9}{\frac{1.25 \times 287645.5}{330}} + 0.0087 \right) \times \frac{20 \times 0.171}{100} \times \sqrt{\frac{2.8^2 + 1}{2.8^2}}$$

$$= 1.02$$

齿向载荷分布系数

$$K_{H\beta} = 1.17 + 0.18\phi_d^2 + 4.7 \times 10^{-4} b + 0.108\phi_d^4$$

$$= 1.17 + 0.18 \times 0.7^2 + 4.7 \times 10^{-4} \times 330 + 0.108 \times 0.7^4$$

$$= 1.44$$

齿向载荷分配系数, 根据

$$K_A F_t / b = 1.25 \times 287645.5 / 330 = 1.89.6 N/mm > 100 N/mm$$

查表 14-43 得 $K_{H\alpha} = 1.2$

节点区域系数, 按 $\beta = 12^\circ 16' 37''$ 和 $x_1 = x_2 = 0$

查图 14-11 得 $Z_H = 2.45$

材料弹性系数

查表 14-44 得 $Z_E = 189.8\sqrt{MPa}$

重合度系数 查图 14-12 得 $Z_\varepsilon = 0.78$

螺旋角系数 查图 14-13 得 $Z_\beta = 0.99$

由于 $\varepsilon_\beta = 1.1 > 1$ 可取 $Z_{BD} = Z_D = Z_B = 1$

$$\begin{aligned}\sigma_H &= 1 \times 2.45 \times 189.8 \times 0.78 \times 0.99 \sqrt{\frac{287645.5}{327.36 \times 330} \times \frac{2.8+1}{2.8} \times 1.25 \times 1.01 \times 1.39 \times 1.2 MPa} \\ &= 990.6 MPa\end{aligned}$$

计算接触强度安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{H\lim} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X}{\sigma_H}$$

式中各系数的确定

计算齿面应力循环数

$$N_{L1} = 60 j n_1 t = 60 \times 1 \times 10 \times 40000 = 2.4 \times 10^7$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{2.4 \times 10^7}{2.8} = 0.85 \times 10^6$$

按齿面不允许出现点蚀，查图 14-37 得寿命系数

$$Z_{NT1} = 0.96 \qquad Z_{NT2} = 1$$

润滑油膜影响系数 查表 14-47 得 $Z_{LVR} = 0.92$

齿面工作硬化系数 按图 14-39 查得 $Z_W = 1$

尺寸系数 按 $m_n = 10mm$ ，查图 14-40 得 $Z_X = 0.97$

将以上数据代入 S_H 计算式

$$S_{H1} = \frac{1500 \times 0.96 \times 0.92 \times 1 \times 0.97}{911}$$

$$\begin{aligned}
 &= 1.41 \\
 S_{H2} &= \frac{1500 \times 1 \times 0.92 \times 1 \times 0.97}{911} \\
 &= 1.47
 \end{aligned}$$

由表 14-49，按一般可靠度要求，选用最小安全系数 $S_{H\min} = 1.1$ 。

S_{H1} 和 S_{H2} 均大于 $S_{H\min}$ ，故安全。

表 3 III轴齿轮基本参数

| | | | | | |
|------|-------|----------|--------------------------------|---------------|-------|
| 几何尺寸 | 分度圆直径 | d | $d=mZ$ | 272 | 896 |
| | 齿顶高 | h_a | $h_a=h_a^*m$ | 16 | 16 |
| | 齿根高 | h_f | $h_f=(h_a^*+c^*)m$ | 20 | 20 |
| | 齿全高 | h | $h_f=(2h_a^*+c^*)m$ | 36 | 36 |
| | 齿顶圆直径 | d_a | $d_a=(2h_a^*+Z)m$ | 304 | 928 |
| | 齿根圆直径 | d_f | $d_f=(z-2h_a^*-2c^*)m$ | 224 | 848 |
| | 基圆直径 | d_b | $d_b=d\cos\alpha=mz\cos\alpha$ | 252.5 | 842 |
| | 齿距 | p | $p=3.14m$ | 50.24 | 50.24 |
| | 齿厚 | s | $s=3.14m/2$ | 25.12 | 25.12 |
| | 齿槽宽 | e | $s=3.14m/2$ | 25.12 | 25.12 |
| | 基圆齿距 | p_b | $p_b=p\cos\alpha$ | 47.21 | 47.21 |
| | 法向齿距 | p_n | $p_n=p_b=\cos\alpha$ | 47.21 | 47.21 |
| | 顶隙 | c | $c=c^*m$ | 4 | 4 |
| | 啮合计算 | 中心距 | a | $a=(d_2+d_1)$ | 584 |
| | 传动比 | i_{12} | $i_{12}=Z_2/Z_1$ | 3.28 | 3.28 |

6 减速器轴的设计计算

根据机械传动方案的整体布局，拟定轴上零件的布局和装配方案，如图示

6.1 I 轴的设计计算

6.1.1 选择轴的材料

该轴选用 45 号钢，调质处理，其力学性能由表 21-1 查得

$$\sigma_b = 640MPa \quad \sigma_s = 355MPa \quad \sigma_{-1} = 275MPa \quad \tau_{-1} = 155MPa$$

$$[\sigma_{-1}] = 60MPa \quad \tau_s = 207MPa \quad \psi_\sigma = 0.2 \quad \psi_\tau = 0.1$$

由表 21-23 查得 $A = 112$

6.1.2 初步估算轴的直径

$$d_{\min} = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{152}{476}} = 76.6mm$$

取最小轴径为 79mm

6.1.3 轴上零部件的选择和轴的结构设计

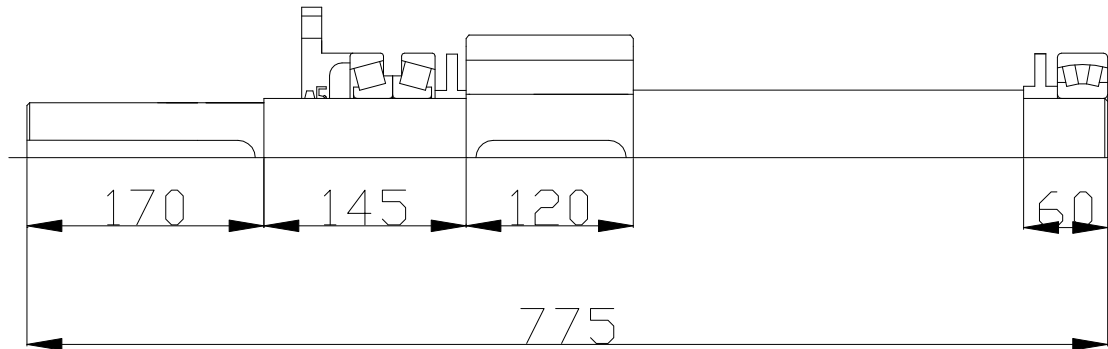


图 1

①初步选择滚动轴承

根据轴的受力，选取 30000 型圆锥滚子轴承，为了便于轴承的装配，取装轴承处的直径 $d = 85\text{mm}$ 。初选滚动轴承为 22217 型，其尺寸为 $d \times D \times B = 85\text{mm} \times 150\text{mm} \times 36\text{mm}$ ，定位轴肩高度 $h = 5\text{mm}$

②根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

I 轴段为 $d = 79\text{mm}$ 圆柱形轴伸，查表 21-9， $d = 79\text{mm}$ 的轴伸长 $l_1 = 170\text{mm}$ (长系列)。II 轴段直径为 $d = 85\text{mm}$ ，根据减速器与轴承端盖的结构，确定端盖总宽度为 20mm ， $l_2 = 245\text{mm}$ 。III 轴段安装轴承，由于圆柱形轴伸的原因，采用双列轴承，取 $d = 91\text{mm}$ ， $l_3 = 106\text{mm}$ 。IV 轴段长度 $l_4 = 50\text{mm}$ ， $d_4 = 70\text{mm}$ 。V 轴段轴肩长度，按齿轮距箱体内壁这距离取 15mm ，考虑到箱体的铸造误差，滚动轴承应距箱体内壁 $3 \sim 5\text{mm}$ ，取 5mm ，

$l_5 = 20\text{mm}$, $d_5 = 70\text{mm}$ 。 VI轴安装轴承, $d_6 = 60\text{mm}$, $l_6 = 68\text{mm}$

6. 1. 4 轴的受力分析

①作出轴的计算简图 $a = 176\text{mm}$ $b = 113\text{mm}$ $c = 383\text{mm}$

②轴受外力的计算

轴传递的转矩

$$\begin{aligned} T_1 &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} \\ &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{152}{476} \\ &= 304958\text{Nmm} \end{aligned}$$

齿轮的圆周力

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 304958}{79} = 7720\text{N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_1}{d_2} = \frac{2 \times 304958}{91} = 6720\text{N}$$

齿轮的径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_n = 7720 \times \tan 20 = 2809\text{N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha_n = 6720 \times \tan 20 = 2445\text{N}$$

③求支反力

在水平面内的支反力

$$R_{H1} = 15680\text{N}$$

由 $\sum Z = 0$ 得 $R_{H2} = -1240\text{N}$

在垂直面内的支反力

$$R_{V1} = 5705\text{N}$$

由 $\sum Z = 0$ 得 $R_{V2} = -451\text{N}$

弯矩 M_H 和 M_V

$$M_{H1} = 1771840\text{Nmm}$$

$$M_{H2} = -474920\text{Nmm}$$

$$M_{V1} = 644665 Nmm$$

$$M_{V2} = -172733 Nmm$$

合成弯矩 M

$$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = 1885473 Nmm$$

$$M_2 = \sqrt{M_{H2}^2 + M_{V2}^2} = 505357 Nmm$$

扭矩 T

$$T = 304958 Nmm$$

④轴的强度计算

i 按弯扭合成强度条件计算

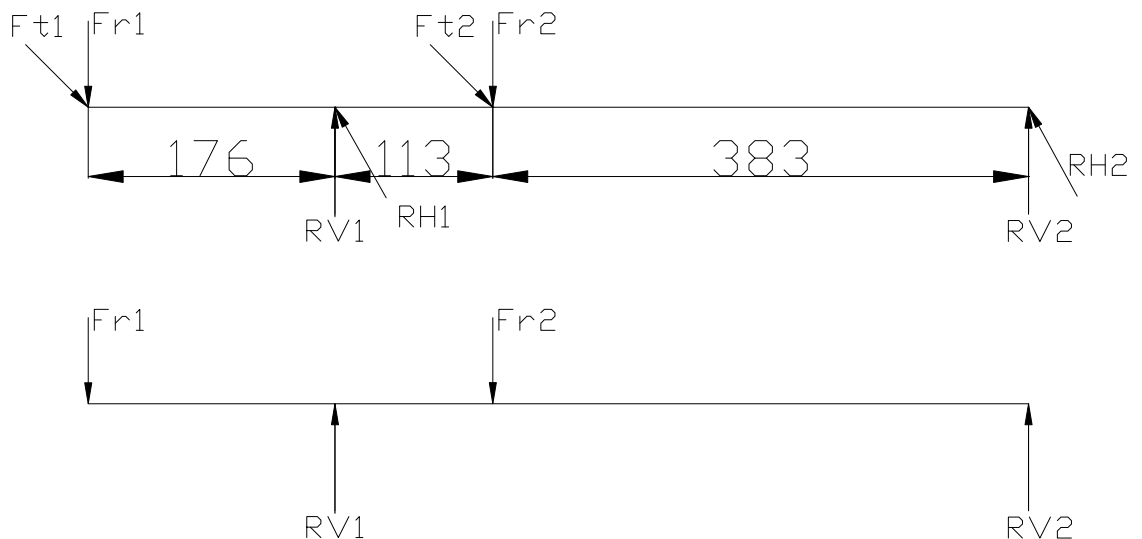
当量弯矩

$$M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$$

$$= \sqrt{1885473^2 + (0.6 \times 304958)^2}$$

$$= 1894330 Nmm$$

$$\sigma_D = \frac{10M_{ca}}{d_2^3} = \frac{10 \times 1894330}{91^3} = 25.13 MPa \leq [\sigma_{-1}] = 60 MPa \quad \text{安全}$$



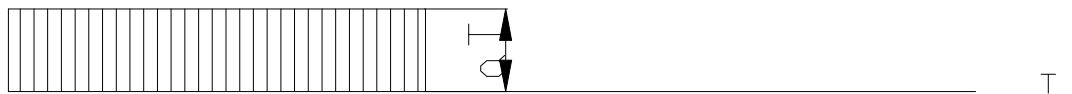
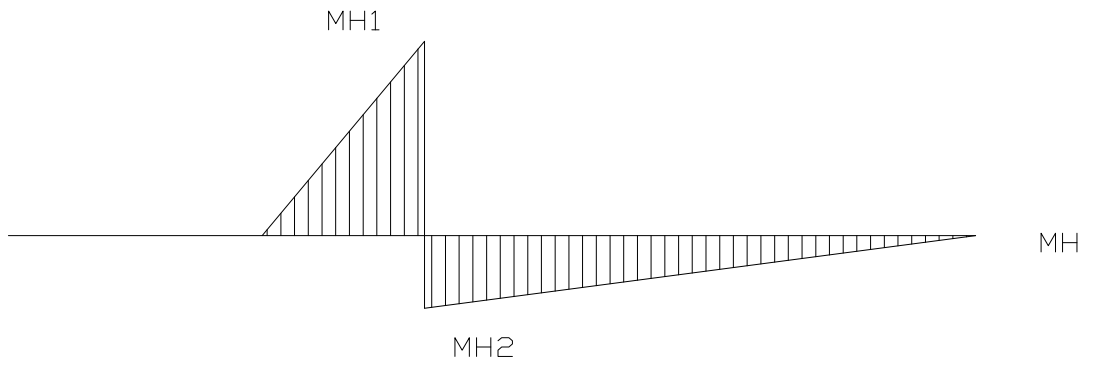
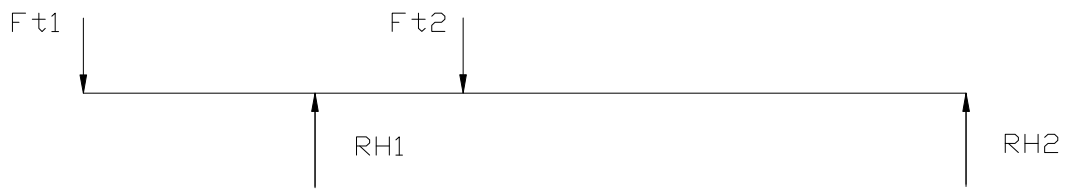
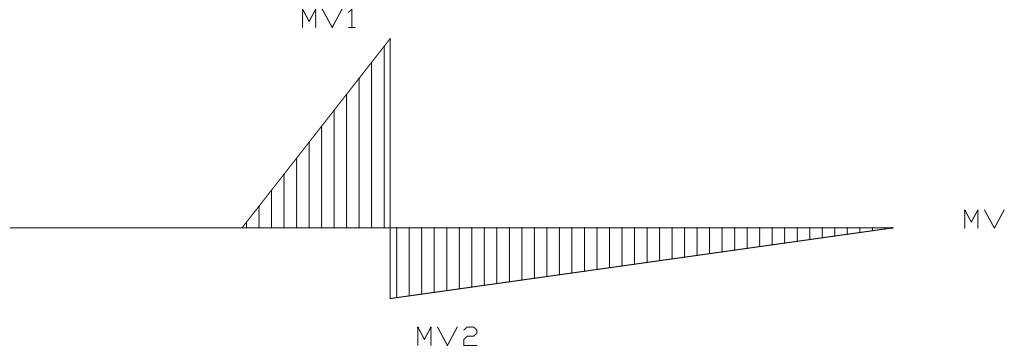




图 2

6.1.5 轴的强度计算

i 按弯扭合成强度条件计算

$$\begin{aligned}
 \text{当量弯矩} \quad M_{ca} &= \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} \\
 &= \sqrt{1885473^2 + (0.6 \times 304958)^2} \\
 &= 1894330 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

$$\sigma_D = \frac{10M_{ca}}{d_2^3} = \frac{10 \times 1894330}{91^3} = 25.13 \text{ MPa} \leq [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa} \quad \text{安全}$$

ii 按安全系数校核计算

截面 D 为危险截面，其应力幅为

$$\sigma_a = \frac{M_D}{W}$$

式中 W 为抗弯截面系数

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \times 91^3}{32} = 73944 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{1885473}{73944} = 25.5 \text{ MPa}$$

考虑弯矩作用时的疲劳强度

6.2 II 轴的设计计算

根据机械传动方案的整体布局，拟定轴上零件的布局和装配方案，如图示

6.2.1 选择轴的材料

选用 45 号钢，调质处理，其力学性能由表 21-1 查得

$$\sigma_b = 640MPa \quad \sigma_s = 355MPa \quad \sigma_{-1} = 275MPa \quad \tau_{-1} = 155MPa$$

$$[\sigma_{-1}] = 60MPa \quad \tau_s = 207MPa \quad \psi_\sigma = 0.2 \quad \psi_\tau = 0.1$$

由表 21-23 查得 $A = 115$

6.2.2 初步估算轴的直径

$$d_{\min} = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 115 \times \sqrt[3]{\frac{144.5}{120.5}} = 118.9mm$$

取轴径为 130mm

6.2.3 轴上零部件的选择和轴的结构设计

①初步选择滚动轴承

根据轴的受力，选取 30000 型圆锥滚子轴承，为了便于轴承的装配，取装轴承处的直径 $d = 75mm$ 。初选滚动轴承为 30226 型，其尺寸为 $d \times D \times B = 130mm \times 230mm \times 40mm$ 。

②根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

I 轴段安装轴承，取 $d = 130mm$ ， $l_1 = 72mm$ 。II 轴段安装齿轮，齿轮左端采用套筒定位，右端使用轴肩定位。取轴段直径 $d_2 = 135mm$ ，齿轮宽度为 112mm，为了全套筒端面可靠地压紧齿轮，轴段长度应略短于齿轮轮毂宽度取 $l_2 = 110mm$ 。III 轴段轴环 $l_3 = 116mm$ ， $d_3 = 145mm$ 。IV 轴段为齿轮轴宽

度取 160mm , $d_3 = 135\text{mm}$ 。V轴段安装轴承, $d_5 = 130\text{mm}$, $l_5 = 72\text{mm}$

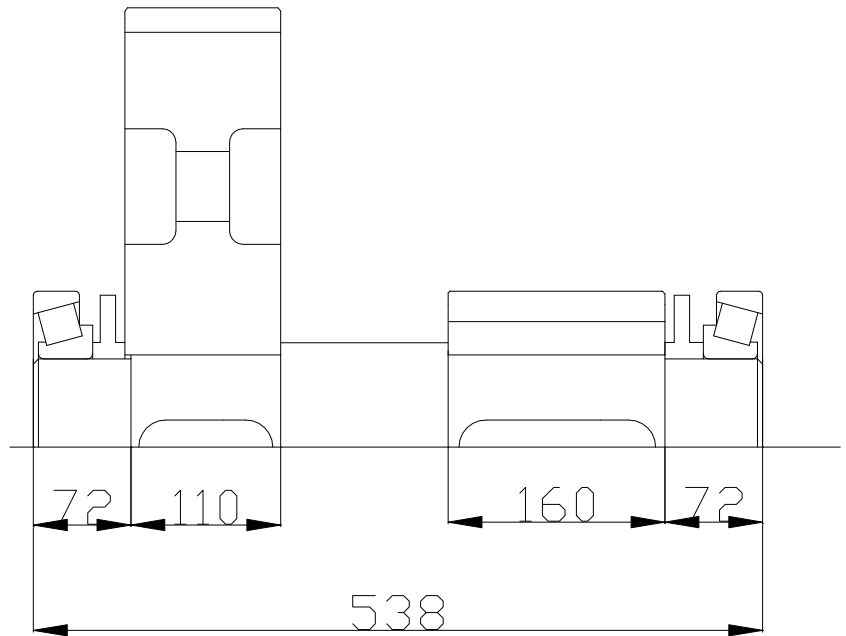


图 3

6.2.4 轴的受力分析

轴受外力的计算

轴传递的转矩

$$\begin{aligned} T_2 &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} \\ &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{144.5}{120.5} \\ &= 1145207 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

齿轮的圆周力

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 1145207}{135} = 16966 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_1}{d_2} = \frac{2 \times 1145207}{135} = 16966 \text{ N}$$

齿轮的径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_n = 16966 \times \tan 20 = 6175 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha_n = 16966 \times \tan 20 = 6175 \text{ N}$$

③求支反力

在水平面内的支反力

$$R_{H1} = -17934N$$

由 $\Sigma Z = 0$ 得

$$R_{H2} = 15988N$$

在垂直面内的支反力

$$R_{V1} = -6527N$$

由 $\Sigma Z = 0$ 得

$$R_{V2} = 5822N$$

弯矩 M_H 和 M_V

$$M_{H1} = -1811334Nmm$$

$$M_{H2} = 2063724Nmm$$

$$M_{V1} = -659227Nmm$$

$$M_{V2} = 751038Nmm$$

合成弯矩 M

$$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = 1927566Nmm$$

$$M_2 = \sqrt{M_{H2}^2 + M_{V2}^2} = 2196153Nmm$$

扭矩 T

$$T = 1145207Nmm$$

6.2.5 轴的强度计算

i 按弯扭合成强度条件计算

当量弯矩

$$M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$$

$$= \sqrt{2196153^2 + (0.6 \times 1145207)^2}$$

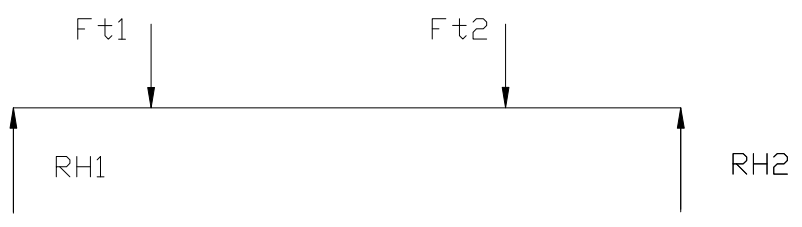
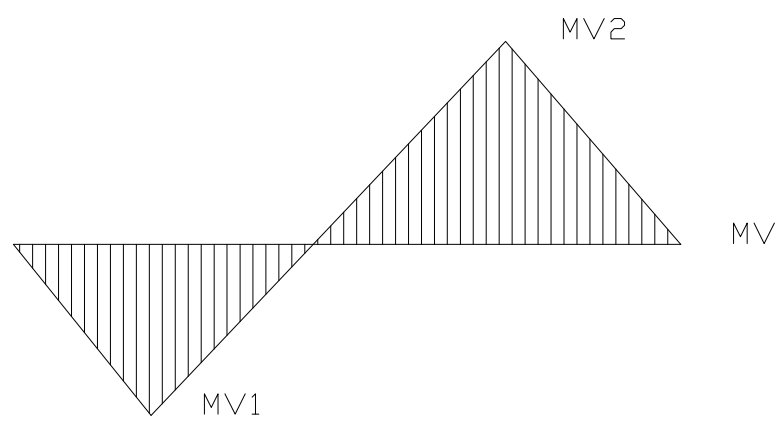
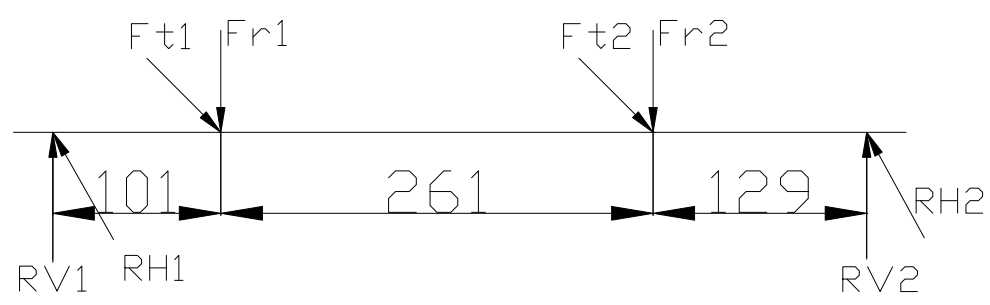
$$= 2301136Nmm$$

$$\sigma_D = \frac{10M_{ca}}{d_2^3} = \frac{10 \times 2301136}{135^3} = 9.35MPa \leq [\sigma_{-1}] = 60MPa \quad \text{安全}$$

ii 按安全系数校核计算

截面 D 为危险截面，其应力幅为

$$\sigma_a = \frac{M_D}{W}$$



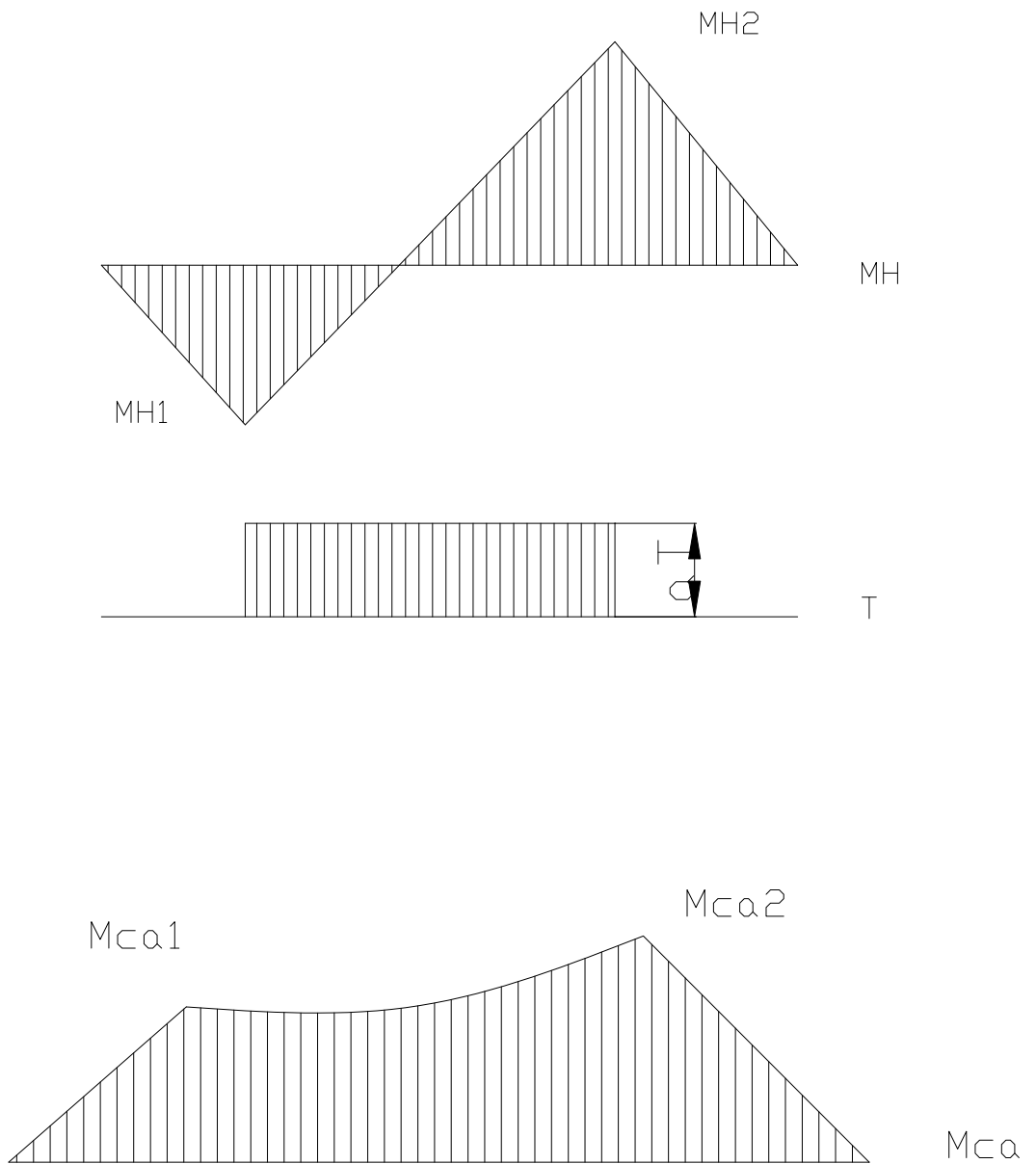


图 4

式中 W 为抗弯截面系数

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \times 135^3}{32} = 241424 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{2301136}{241424} = 9.53 \text{ MPa}$$

考虑弯矩作用时的疲劳强度

6.3 III轴的设计计算

根据机械传动方案的整体布局，拟定轴上零件的布局和装配方案，如图示

6.3.1 选择轴的材料

选用 45 号钢，调质处理，其力学性能由表 21-1 查得

$$\sigma_b = 640 \text{ MPa} \quad \sigma_s = 355 \text{ MPa} \quad \sigma_{-1} = 275 \text{ MPa} \quad \tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa} \quad \tau_s = 207 \text{ MPa} \quad \psi_\sigma = 0.2 \quad \psi_\tau = 0.1$$

由表 21-23 查得 $A = 112$

6.3.2 初步估算轴的直径

$$d_{\min} = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{137.4}{32.8}} = 180.5 \text{ mm}$$

取轴径为 200mm

6.3.3 轴上零部件的选择和轴的结构设计

①初步选择滚动轴承

根据轴的受力，选取 30000 型圆锥滚子轴承，为了便于轴承的装配，取装轴承处的直径 $d = 200 \text{ mm}$ 。初选滚动轴承为 30240 型，其尺寸为 $d \times D \times B = 200 \text{ mm} \times 360 \text{ mm} \times 58 \text{ mm}$ 。

②根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

I 轴段安装轴承，取 $d = 200\text{mm}$ ， $l_1 = 96\text{mm}$ 。II 轴段安装齿轮，齿轮左端采用套筒定位，右端使用轴肩定位。取轴段直径 $d_2 = 205\text{mm}$ ，齿轮宽度为 200mm ，为了全套筒端面可靠地压紧齿轮，轴段长度应略短于齿轮轮毂宽度取 $l_2 = 198\text{mm}$ 。III 轴段轴环 $l_3 = 215\text{mm}$ ， $d_3 = 145\text{mm}$ 。IV 轴段为齿轮轴宽度取 150mm ， $d_4 = 205\text{mm}$ 。V 轴段安装轴承， $d_5 = 200\text{mm}$ ， $l_5 = 96\text{mm}$

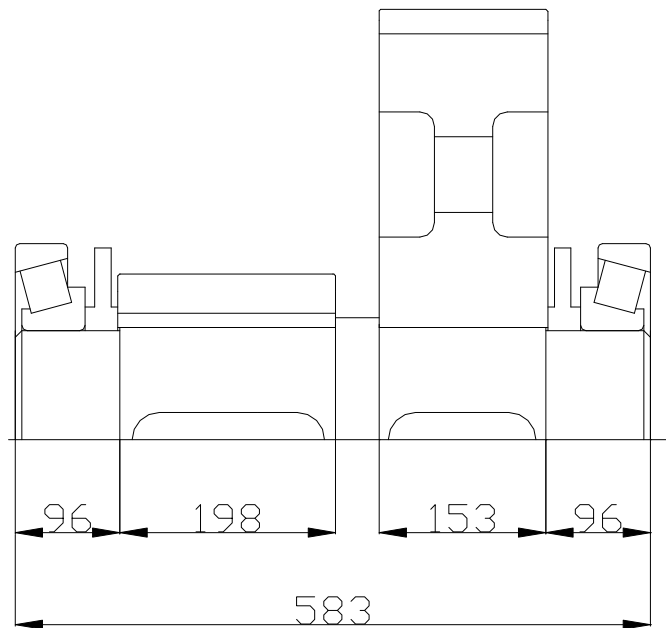


图 5

6.3.4 轴的受力分析

轴受外力的计算

轴传递的转矩

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n}$$

$$= 9.55 \times 10^6 \times \frac{137.4}{32.8}$$

$$= 4000507 \text{ Nmm}$$

齿轮的圆周力

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 4000507}{205} = 39029 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_1}{d_2} = \frac{2 \times 4000507}{205} = 39029 N$$

齿轮的径向力 $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_n = 39029 \times \tan 20 = 14205 N$

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha_n = 39029 \times \tan 20 = 14205 N$$

③求支反力

在水平面内的支反力

$$R_{H1} = 37356 N$$

由 $\Sigma Z = 0$ 得 $R_{H2} = 40702 N$

在垂直面内的支反力

$$R_{V1} = 13596 N$$

由 $\Sigma Z = 0$ 得 $R_{V2} = 14814 N$

弯矩 M_H 和 M_V $M_{H1} = 5939604 Nmm$

$$M_{H2} = 5579462 Nmm$$

$$M_{V1} = 2161764 Nmm$$

$$M_{V2} = 2029518 Nmm$$

合成弯矩 M $M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = 6320768 Nmm$

$$M_2 = \sqrt{M_{H2}^2 + M_{V2}^2} = 5937115 Nmm$$

扭矩 T $T = 6761183 Nmm$

6.3.5 轴的强度计算

按弯扭合成强度条件计算

当量弯矩 $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{6320768^2 + (0.6 \times 4000518)^2} \\
 &= 6761183 \text{ Nmm} \\
 \sigma_D &= \frac{10M_{ca}}{d_2^3} = \frac{10 \times 6761183}{205^3} = 7.85 \text{ MPa} \leq [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

安全

ii 按安全系数校核计算

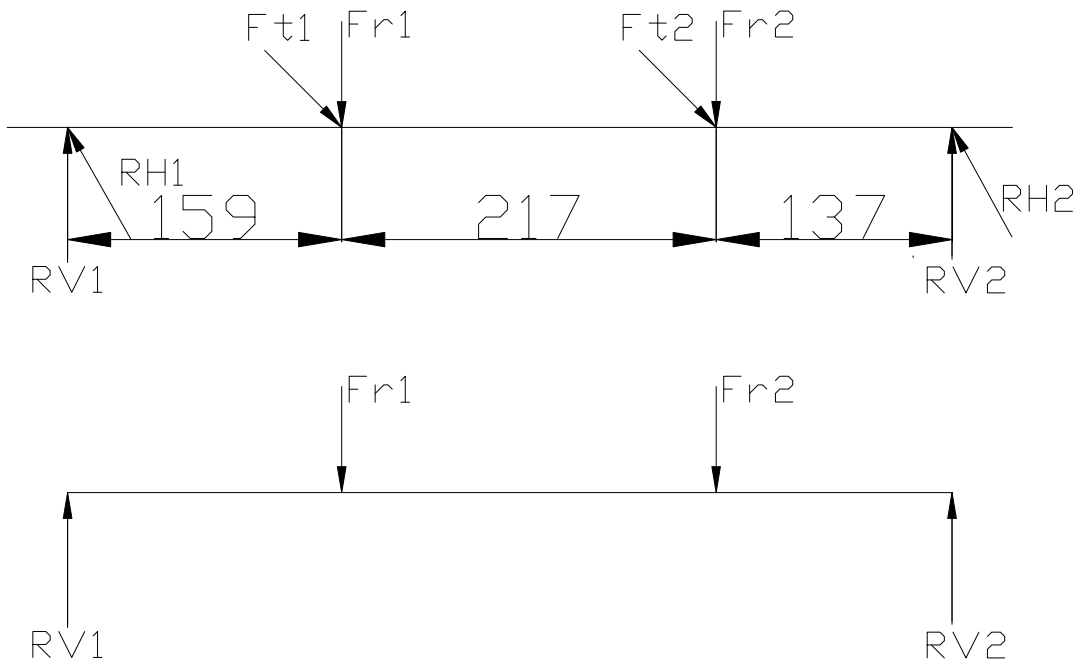
截面 D 为危险截面，其应力幅为

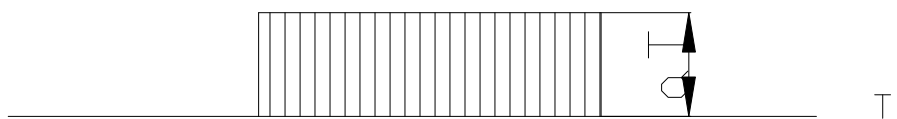
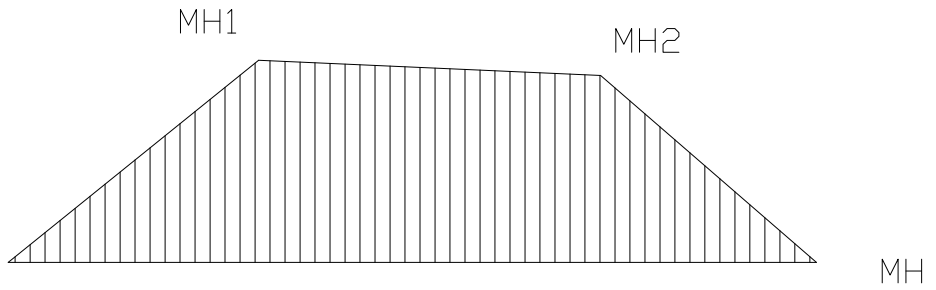
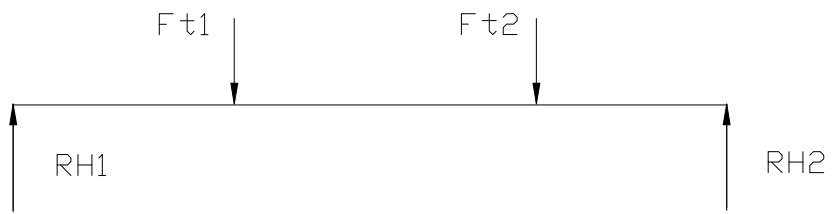
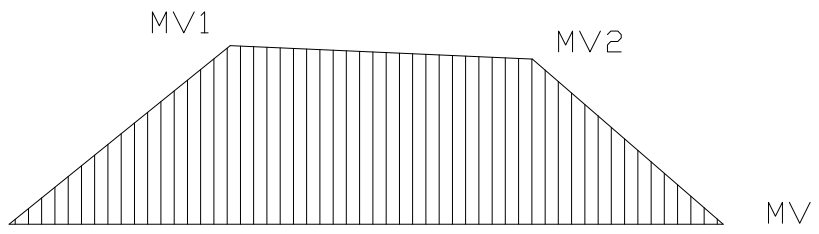
$$\sigma_a = \frac{M_D}{W}$$

式中 W 为抗弯截面系数

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \times 205^3}{32} = 861512 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{6320768}{861512} = 7.3 \text{ MPa}$$





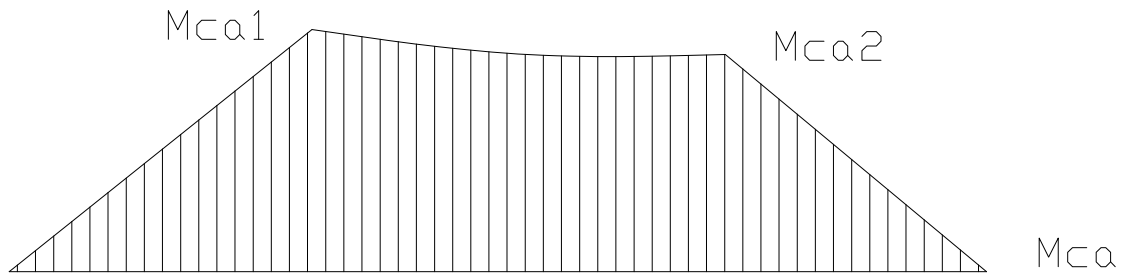


图 6

考虑弯矩作用时的疲劳强度

6.4 IV轴的设计计算

根据机械传动方案的整体布局，拟定轴上零件的布局和装配方案，如图示

6.4.1 选择轴的材料

选用 45 号钢，调质处理，其力学性能由表 21-1 查得

$$\sigma_b = 640MPa \quad \sigma_s = 355MPa \quad \sigma_{-1} = 275MPa \quad \tau_{-1} = 155MPa$$

$$[\sigma_{-1}] = 60MPa \quad \tau_s = 207MPa \quad \psi_\sigma = 0.2 \quad \psi_\tau = 0.1$$

由表 21-23 查得 $A = 112$

6.4.2 初步估算轴的直径

$$d_{\min} = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{130.6}{10}} = 263.7 \text{ mm}$$

取轴径为 280mm

6.4.3 轴上零部件的选择和轴的结构设计

①初步选择滚动轴承

根据轴的受力，选取 30000 型圆锥滚子轴承，为了便于轴承的装配，取装轴承处的直径 $d = 280 \text{ mm}$ 。初选滚动轴承为 32956 型，其尺寸为 $d \times D \times B = 280 \text{ mm} \times 380 \text{ mm} \times 63.5 \text{ mm}$ 。

②根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

I 轴段安装轴承，取 $d = 280 \text{ mm}$ ， $l_1 = 96 \text{ mm}$ 。II 轴段安装齿轮，齿轮左端采用套筒定位，右端使用轴肩定位。取轴段直径 $d_2 = 285 \text{ mm}$ ，齿轮宽度为 192mm，为了全套筒端面可靠地压紧齿轮，轴段长度应略短于齿轮轮毂宽度取 $l_2 = 190 \text{ mm}$ 。III 轴段轴环 $l_3 = 43 \text{ mm}$ ， $d_3 = 300 \text{ mm}$ 。IV 轴段不作安装，仅为结构需要。 $d_4 = 285 \text{ mm}$ ， $l_4 = 153 \text{ mm}$ 。V 轴段为安装轴承及齿轮， $d_5 = 280 \text{ mm}$ ， $l_5 = 250 \text{ mm}$ 。

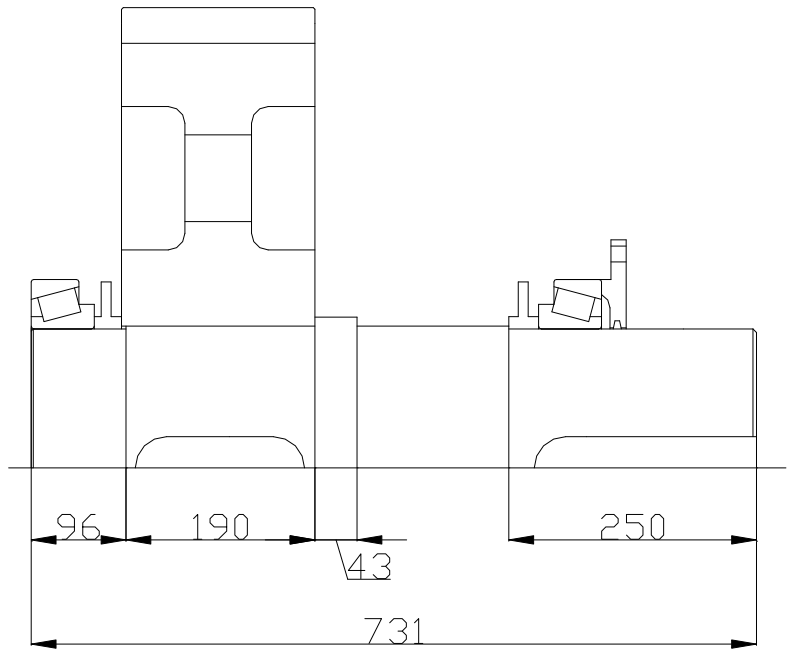


图 7

6.4.4 轴的受力分析

轴受外力的计算

轴传递的转矩

$$\begin{aligned}
 T_4 &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} \\
 &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{130.6}{10} \\
 &= 12472300 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

齿轮的圆周力

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 12472300}{285} = 87525 \text{ N}$$

齿轮的径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_n = 87525 \times \tan 20 = 31856 \text{ N}$$

③求支反力

在水平面内的支反力

$$R_{H1} = -60634 \text{ N}$$

由 $\sum Z = 0$ 得

$$R_{H2} = 26891 \text{ N}$$

在垂直面内的支反力

$$R_{V1} = -22069N$$

由 $\Sigma Z = 0$ 得

$$R_{V2} = 9787N$$

弯矩 M_H 和 M_V

$$M_{H1} = 9519538Nmm$$

$$M_{H2} = 9519538Nmm$$

$$M_{V1} = 3464833Nmm$$

$$M_{V2} = 3464833Nmm$$

合成弯矩 M

$$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = 10130482Nmm$$

扭矩 T

$$T = 12472300Nmm$$

6.4.5 轴的强度计算

i 按弯扭合成强度条件计算

当量弯矩

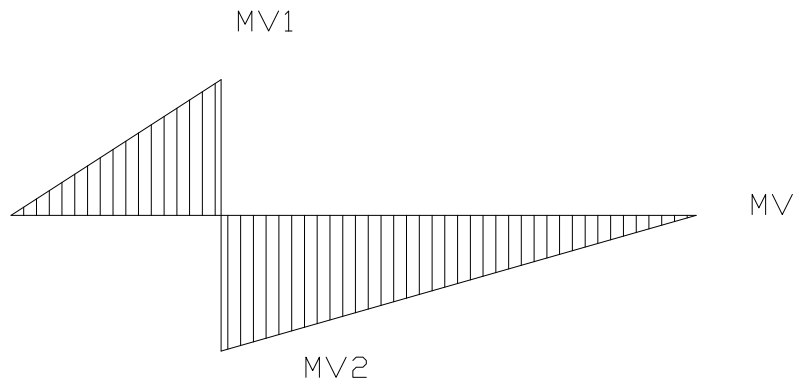
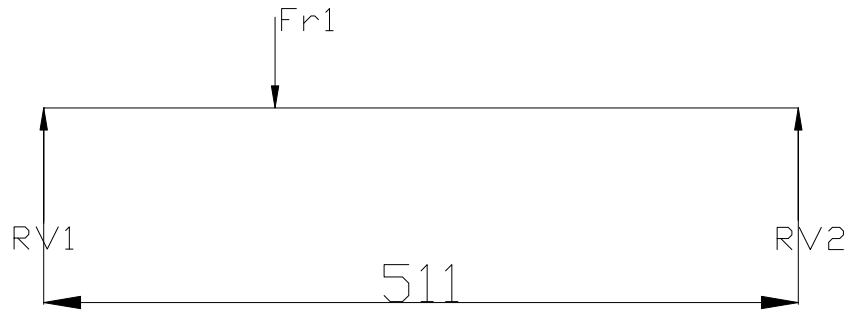
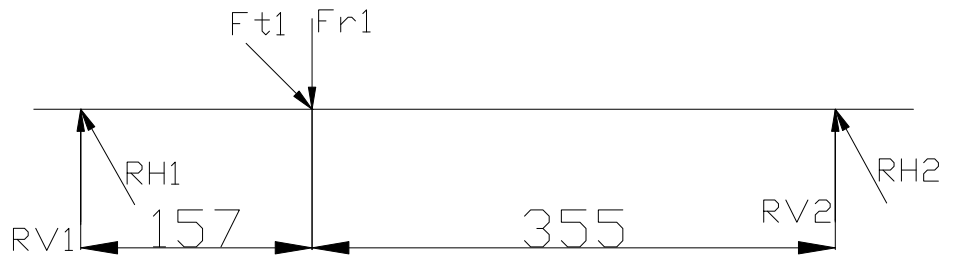
$$M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$$

$$= \sqrt{10130482^2 + (0.6 \times 12472300)^2}$$

$$= 12594746Nmm$$

$$\sigma_D = \frac{10M_{ca}}{d_4^3} = \frac{10 \times 12594746}{285^3} = 5.44MPa \leq [\sigma_{-1}] = 60MPa$$

安全



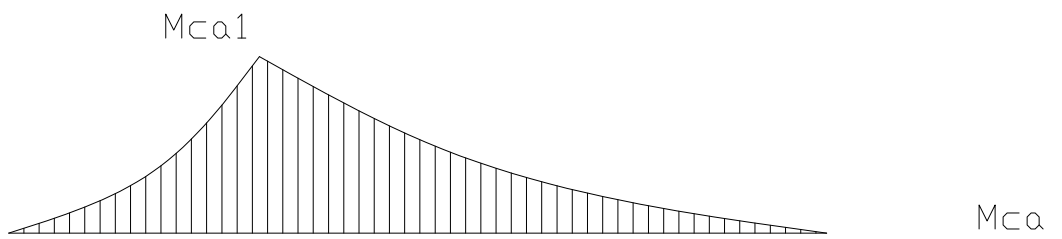
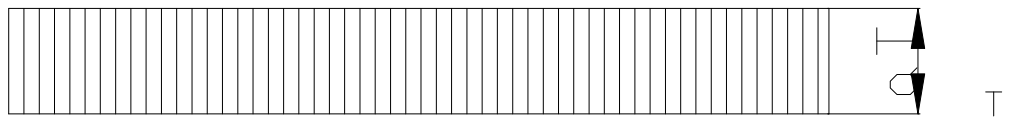


图 8

ii 按安全系数校核计算

截面 D 为危险截面，其应力幅为

$$\sigma_a = \frac{M_D}{W}$$

式中 W 为抗弯截面系数

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \times 285^3}{32} = 2314912 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{12594746}{2314912} = 5.44 \text{ MPa}$$

考虑弯矩作用时的疲劳强度

7 减速器键的校核

7.1 I 轴键的校核

I 轴的伸出轴 $d=79\text{mm}$, 选用圆头普通平键 (C 型), $b=25\text{mm}, h=14\text{mm}, L=160\text{mm}$, I 轴传递的扭矩 $T=304958\text{Nmm}$. 当键用 45 钢制造时, 主要失效形式为压溃, 通常只进行挤压强度计算.

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = [\sigma_p]$$
$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 304958}{79 \times 7 \times 160} = 6.9 \text{N/mm}^2 \leq [\sigma_p] = 110 \text{N/mm}^2 \quad \text{合格}$$

7.2 II 轴键的校核

II 轴的键用于齿轮和轴的联接, 轴径为 $d=136\text{mm}$, 选用圆头普通平键 (C 型), $b=40\text{mm}, h=22\text{mm}, L=100\text{mm}$, II 轴传递的扭矩 $T=1145207\text{Nmm}$.

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = [\sigma_p]$$
$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 1145207}{136 \times 11 \times 100} = 15.3 \text{N/mm}^2 \leq [\sigma_p] = 110 \text{N/mm}^2 \quad \text{合格}$$

7.3 III 轴键的校核

III 轴的键用于齿轮和轴的联接, 轴径为 $d=206\text{mm}$, 选用圆头普通平键 (C 型), $b=50\text{mm}, h=28\text{mm}, L=185\text{mm}$, II 轴传递的扭矩 $T=4000518\text{Nmm}$.

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = [\sigma_p]$$
$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 4000518}{206 \times 14 \times 185} = 15.4 \text{N/mm}^2 \leq [\sigma_p] = 110 \text{N/mm}^2 \quad \text{合格}$$

7. 4IV轴键的校核

V轴的键用于齿轮和轴的联接，轴径为 $d=286\text{mm}$ ，选用圆头普通平键(A型)， $b=63\text{mm}$ ， $h=32\text{mm}$ ， $L=180\text{mm}$ ，V轴传递的扭矩 $T=12472300\text{Nmm}$ 。

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = [\sigma_p]$$
$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 12472300}{286 \times 63 \times 180} = 30.28 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma_p] = 110 \text{ N/mm}^2 \quad \text{合格}$$

8 减速器轴承的校核

8.1 验算 I 轴承寿命

①计算轴承支反力

$$\text{合成支反力} \quad R_1 = \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{15680^2 + 5705^2} = 16685.6 \text{ N}$$
$$R_2 = \sqrt{R_{H2}^2 + R_{V2}^2} = \sqrt{451^2 + 1240^2} = 1319.5 \text{ N}$$

②轴承的派生轴向力

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{16685.6}{2 \times 1.5} = 5562 \text{ N}$$
$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{1319.5}{2 \times 1.5} = 439.8 \text{ N}$$

③轴承所受的轴向载荷

$$A_1 = S_2 = 439.8 \text{ N}$$

$$A_2 = S_2 = 439.8 \text{ N}$$

④轴承的当量动载荷

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{439.8}{16685.6} = 0.03 < e = 0.4$$

$$X_1 = 1, \quad Y_1 = Y = 2.6$$

$$P_{r1} = X_1 R_1 + Y_1 A_1 = 1 \times 16685.6 + 2.6 \times 439.8 = 17829 N$$

$$A_2 / R_2 = 439.8 / 1319.5 = 0.33 > e = 0.4$$

$$X_2 = 0.4, \quad Y_2 = 2.6$$

$$P_{r2} = X_2 R_2 + Y_2 A_2 = 0.4 \times 1319.5 + 2.6 \times 439.8 = 1671.28 N$$

⑤ 轴承寿命

因 $P_{r1} < P_{r2}$ ，故按 P_{r2} 计算 查得 $f_p = 1.5$ ， $f_t = 1$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_{r2}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \times 476} \left(\frac{1 \times 145000}{2.6 \times 1671.28} \right)^{10/3} = 4188513 h$$

8.2 验算 II 轴承寿命

① 计算轴承支反力

$$\text{合成支反力} \quad R_1 = \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{17934^2 + 6527^2} = 19084 N$$

$$R_2 = \sqrt{R_{H2}^2 + R_{V2}^2} = \sqrt{15998^2 + 5822^2} = 17015 N$$

② 轴承的派生轴向力

$$S_1 = R_1 / 2Y = 19084 / 2 \times 1.4 = 6815 N$$

$$S_2 = R_2 / 2Y = 17015 / 2 \times 1.4 = 6076 N$$

③ 轴承所受的轴向载荷

$$A_1 = S_2 = 6076 N$$

$$A_2 = S_2 = 6076 N$$

④ 轴承的当量动载荷

$$A_1 / R_1 = 6076 / 19084 = 0.32 < e = 0.4$$

$$X_1 = 1, \quad Y_1 = Y = 1.4$$

$$P_{r1} = X_1 R_1 + Y_1 A_1 = 1 \times 19084 + 1.4 \times 6076 = 27590 N$$

$$A_2 / R_2 = 6076 / 17015 = 0.35 > e = 0.4$$

⑤ 轴承寿命

因 $P_{r1} < P_{r2}$ ，故按 P_{r2} 计算 查得 $f_p = 1.5$ ， $f_t = 1$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_{r2}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \times 120.5} \left(\frac{1 \times 315000}{1.5 \times 27590} \right)^{10/3} = 120473 h$$

8.3 验算III轴承寿命

① 计算轴承支反力

$$\text{合成支反力} \quad R_1 = \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{37356^2 + 13596^2} = 39753 N$$

$$R_2 = \sqrt{R_{H2}^2 + R_{V2}^2} = \sqrt{40702^2 + 14814^2} = 43314 N$$

② 轴承的派生轴向力

$$S_1 = R_1 / 2Y = 39753 / 2 \times 1.4 = 14197 N$$

$$S_2 = R_2 / 2Y = 43314 / 2 \times 1.4 = 15469 N$$

③ 轴承所受的轴向载荷

$$A_1 = S_2 = 15469 N$$

$$A_2 = S_2 = 15469 N$$

④ 轴承的当量动载荷

$$A_1 / R_1 = 15469 / 39753 = 0.39 < e = 0.4$$

$$X_1 = 1, \quad Y_1 = Y = 1.4$$

$$P_{r1} = X_1 R_1 + Y_1 A_1 = 1 \times 39753 + 1.4 \times 15469 = 61410 N$$

$$A_2 / R_2 = 15469 / 43314 = 0.36 > e = 0.4$$

⑤轴承寿命

因 $P_{r1} < P_{r2}$ ，故按 P_{r2} 计算 查得 $f_p = 1.5$ ， $f_t = 1$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_{r2}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \times 32.8} \left(\frac{1 \times 765000}{1.5 \times 61410} \right)^{10/3} = 589403h$$

8.4 验算IV轴承寿命

①计算轴承支反力

$$\text{合成支反力} \quad R_1 = \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{60634^2 + 22069^2} = 64525N$$

$$R_2 = \sqrt{R_{H2}^2 + R_{V2}^2} = \sqrt{26891^2 + 9787^2} = 28617N$$

②轴承的派生轴向力

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{64525}{2 \times 1.4} = 25045N$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{28617}{2 \times 1.4} = 10220N$$

③轴承所受的轴向载荷

$$A_1 = S_2 = 10220N$$

$$A_2 = S_2 = 10220N$$

④轴承的当量动载荷

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{10220}{64525} = 0.16 < e = 0.4$$

$$X_1 = 1, \quad Y_1 = Y = 1.4$$

$$P_{r1} = X_1 R_1 + Y_1 A_1 = 1 \times 64525 + 1.4 \times 10220 = 78833N$$

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{10220}{28617} = 0.36 > e = 0.4$$

⑤轴承寿命

因 $P_{r1} < P_{r2}$ ，故按 P_{r2} 计算 查得 $f_p = 1.5$ ， $f_t = 1$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_{r2}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \times 10} \left(\frac{1 \times 745000}{1.5 \times 78833} \right)^{10/3} = 769789h$$

9. 减速器箱体设计计算

9.1 箱体设计

箱体是减速器的重要组成部件。它是传动零件的基座，应具有足够的强度和刚度。由于本设计中冲击载荷不大，箱体采用灰铸铁铸造箱体。为了便于轴系零件的安装和拆卸，箱体制成沿轴心线水平剖分式。上箱盖和下箱座用普通螺栓联接成一整体。轴承座的联接螺栓应尽量靠近轴承座孔，座旁的凸台应有足够的承托面，并保证旋紧螺栓时需要的扳手空间。为了保证箱体有足够的刚度，在轴承座附近加支承肋。为了保证减速器安置在基座的稳定性，并尽可能减少箱体底座平面的机械加工面积。

为了保证减速器的正常工作，除了对齿轮、轴、轴承组合和箱体的结构设计应予以足够的重视外，还应考虑到为减速器润滑油池注油、排油、检查油面高度、检修折装时的上下箱的精确定位、吊运等辅助零部件的合理选择和设计。

| | |
|--------------------|---|
| 铸造箱体的尺寸 | $\sigma = 18$ |
| 下箱盖壁厚 | $\sigma_1 = 15$ |
| 上箱盖壁厚 | $b_1 = 1.5\sigma_1 = 22.5$ |
| 下箱座剖分面凸缘厚度 | $b = 1.5\sigma = 27$ |
| 上箱座剖分面凸缘厚度 | $b_2 = 2.5\sigma = 45$ |
| 地脚螺钉直径 | $d_f = 0.036a + 12 = 33$ |
| 地脚螺钉数目 | $a > 500$ 时, $n = 8$ |
| 轴承旁联接螺栓直径 | $d_1 = 0.7d_f = 23.11$ 取 24 |
| 盖与座联接螺栓直径 | $d_2 = (0.5 \sim 0.6)d_f = (16.5 \sim 19.8)$ 取 20 |
| 联接螺栓 d_2 的间距 l | $l = 150 \sim 200$ 取 190 |
| 轴承端盖螺栓直径 | $d_3 = 16$ |

| | | |
|----------|---|------|
| 检查孔盖螺栓直径 | $d_4 = (0.3 \sim 0.4)d_f = 9.9 \sim 13.2$ | 取 10 |
| 定位销直径 | $d = (0.7 \sim 0.8)d_2 = 0.8d_2 = 16$ | |
| 箱座上的肋厚 | $m_1 = 0.85\sigma_1 = 12.75$ | |
| 箱盖上肋厚 | $m_2 = 0.85\sigma = 15.3$ | |
| 减速器中心高 | $h = 750\text{mm}$ | |

10 对辊机构的设计计算

10.1 型辊轴的设计计算

根据机械传动方案的整体布局，拟定轴上零件的布局和装配方案，如图示

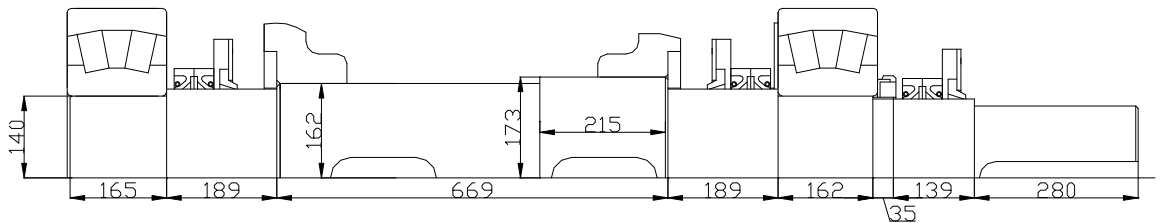


图 9

10.1.1 选择轴的材料

选用 45 号钢，调质处理，其力学性能由表 21-1 查得

$$\sigma_b = 640MPa \quad \sigma_s = 355MPa \quad \sigma_{-1} = 275MPa \quad \tau_{-1} = 155MPa$$

$$[\sigma_{-1}] = 60MPa \quad \tau_s = 207MPa \quad \psi_\sigma = 0.2 \quad \psi_\tau = 0.1$$

由表 21-23 查得 $A = 112$

10. 1. 2 初步估算轴的直径

$$d_{\min} = A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{130.6}{10}} = 263.7mm$$

取轴径为 270mm

10. 1. 3 轴上零部件的选择和轴的结构设计

①初步选择滚动轴承

根据轴的受力，选取 20000 型圆锥滚子轴承，为了便于轴承的装配，取装轴承处的直径 $d = 280mm$ 。初选滚动轴承为 22356 型，其尺寸为 $d \times D \times B = 280mm \times 580mm \times 175mm$ 。

②根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

I 轴段安装轴承，取 $d = 280mm$ ， $l_1 = 165mm$ 。II 轴段安装密封件，取轴段直径 $d_2 = 304mm$ ， $l_2 = 189mm$ 。III，IV 轴段安装辊心，根据辊心设计要求 $d_3 = 324mm$ ， $l_3 = 454mm$ 。 $d_4 = 346mm$ ， $l_4 = 215mm$ 。V 轴段与 II 轴相同， $d_5 = 304mm$ ， $l_5 = 189mm$ 。VI 为安装轴承， $d_6 = 280mm$ ， $l_5 = 162mm$ 。VII 轴段上安装止动螺母， $d_6 = 280mm$ ， $l_5 = 162mm$ 。VIII 轴段安装密封件，取轴段直径 $d_6 = 304mm$ ，轴长 $l_5 = 139mm$ 。IX 轴段外接弹性柱销联轴器， $d_6 = 260mm$ ， $l_5 = 162mm$ 。

10.1.4 轴的受力分析

轴受外力的计算

轴传递的转矩

$$\begin{aligned}T_4 &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} \\ &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{130.6}{10} \\ &= 12472300 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

辊轮的圆周力

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 12472300}{285} = 87525 \text{ N}$$

辊轮的径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_n = 87525 \times \tan 20 = 31856 \text{ N}$$

③求支反力

在水平面内的支反力

$$R_{H1} = 43762.5 \text{ N}$$

由 $\sum Z = 0$ 得

$$R_{H2} = 43726.5 \text{ N}$$

在垂直面内的支反力

$$R_{V1} = 15928 \text{ N}$$

由 $\sum Z = 0$ 得

$$R_{V2} = 15928 \text{ N}$$

弯矩 M_H 和 M_V

$$M_{H1} = 46571 \text{ Nmm}$$

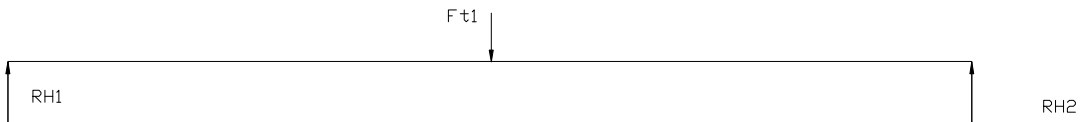
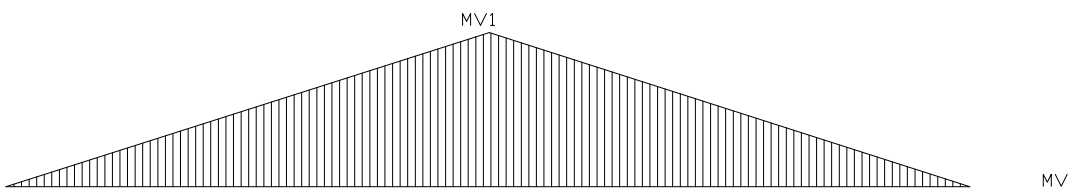
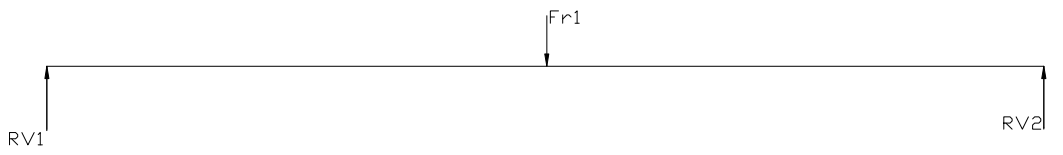
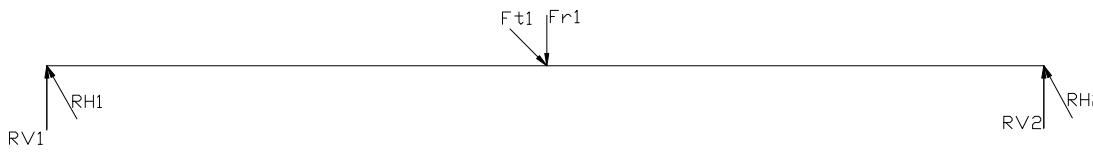
$$M_{V1} = 46571 \text{ Nmm}$$

合成弯矩 M

$$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = 65861 \text{ Nmm}$$

扭矩 T

$$T = 12472300 \text{ Nmm}$$



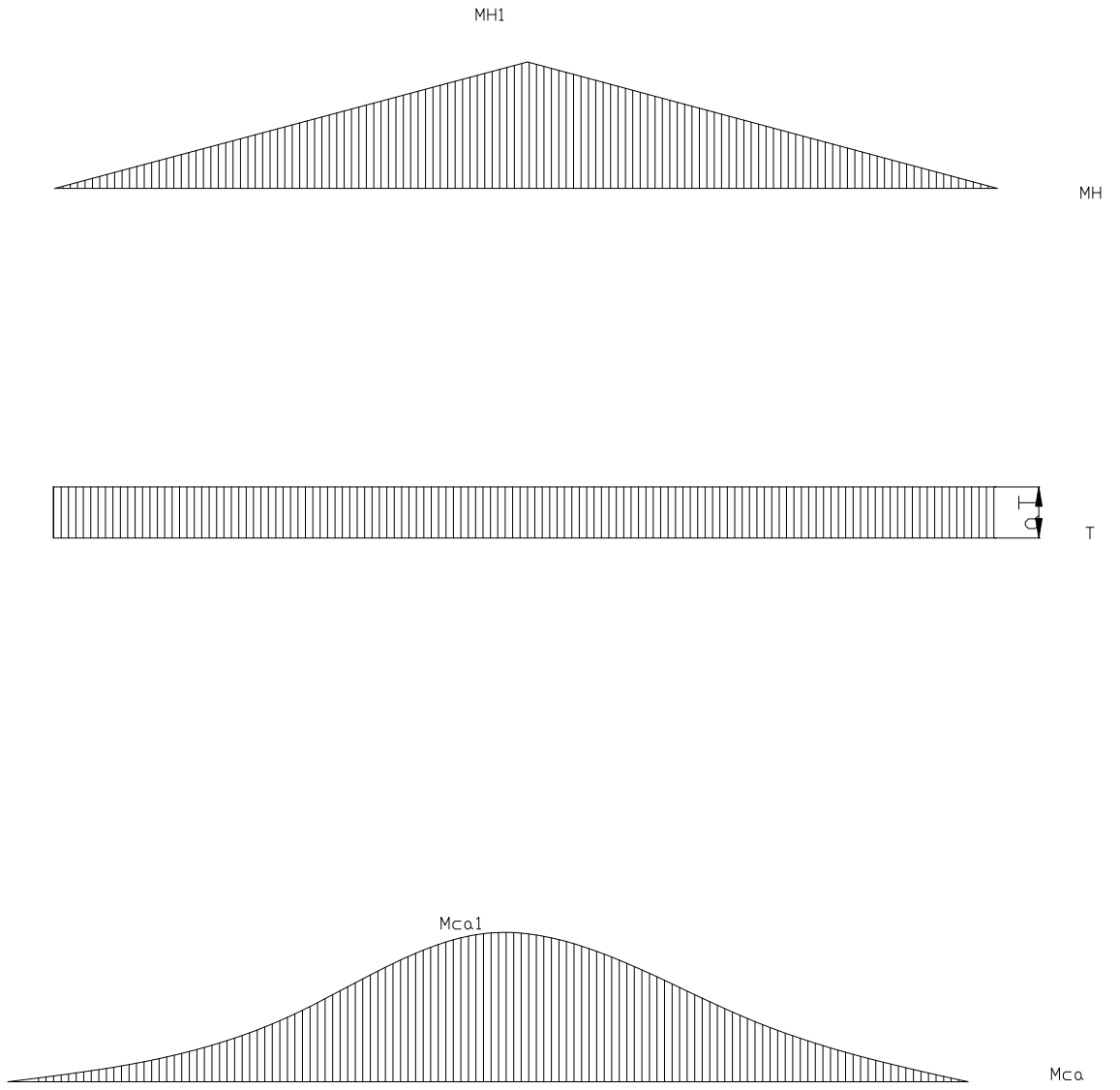


图 10

10.1.5 轴的强度计算

i 按弯扭合成强度条件计算

$$\begin{aligned} \text{当量弯矩} \quad M_{ca} &= \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} \\ &= \sqrt{65861^2 + (0.6 \times 12472300)^2} \\ &= 7483669 \text{ Nmm} \\ \sigma_D &= \frac{10M_{ca}}{d_4^3} = \frac{10 \times 7483669}{346^3} = 1.8 \text{ MPa} \leq [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa} \quad \text{安全} \end{aligned}$$

ii 按安全系数校核计算

截面 D 为危险截面，其应力幅为

$$\sigma_a = \frac{M_D}{W}$$

式中 W 为抗弯截面系数

$$\begin{aligned} W &= \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \times 345^3}{32} = 4029368 \text{ mm}^3 \\ \sigma_a &= \frac{M}{W} = \frac{7483669}{4029368} = 1.8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

考虑弯矩作用时的疲劳强度

10.2 验算轴承寿命

① 计算轴承支反力

$$\text{合成支反力} \quad R_1 = \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{43762.5^2 + 15928^2} = 46571 \text{ N}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{H2}^2 + R_{V2}^2} = \sqrt{43762.5^2 + 15928^2} = 46571 \text{ N}$$

② 轴承的派生轴向力

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{46751}{2 \times 2.0} = 11688 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{46751}{2 \times 2.0} = 11688N$$

③轴承所受的轴向载荷

$$A_1 = S_2 = 11688N$$

$$A_2 = S_2 = 11688N$$

④轴承的当量动载荷

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{11688}{46571} = 0.25 < e = 0.4$$

$$X_1 = 1, Y_1 = 2.0$$

$$P_{r1} = X_1 R_1 + Y_1 A_1 = 1 \times 46571 + 2.0 \times 11688 = 69947N$$

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{11688}{46571} = 0.25 > e = 0.4$$

⑤轴承寿命

因 $P_{r1} < P_{r2}$, 故按 P_{r2} 计算 查得 $f_p = 1.5$, $f_t = 1$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_{r2}} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 10} \left(\frac{1 \times 2420000}{1.5 \times 69947} \right)^{\frac{10}{3}} = 58208539h$$

10.3 型辊轴键的校核

V轴的键用于齿轮和轴的联接, 轴径为 $d=324mm$, 选用圆头普通平键(A型), $b=70mm, h=36mm, L=220mm$, V轴传递的扭矩 $T=12472300Nmm$.

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = [\sigma_p]$$

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 12472300}{324 \times 18 \times 220} = 19.4N/mm^2 \leq [\sigma_p] = 110N/mm^2 \quad \text{合格}$$

10.4 辊型及型板的设计

对辊成型机的最主要部分是压辊本身。不同的设计方案均是可以的。首先, 压辊由具有坚硬工作表面的坚固的锻造件制成。表面坚硬可使之适于选

择各种表面结构用于生产高强度的料饼。另外一种方式是，压辊的辊芯可能是可更换的。这样，对辊本身易于进行水冷。这种辊环的工作表面通常被加工成浅的球窝。在最新设计的成型机采用了这种方式。因为，通常由于给料的温度较高，为了避免在物料表面发生“熔融”，和/或当传导给压辊的温度必须降下来以确保轴承低温工作时，必须使辊环的表面冷却。

坚硬的压辊的优点是它可以取代简单的机器部件。当压辊表面严重磨损后，可以在外径规定的范围内对表面进行重新焊接，这样可使设备始终保持高效运行。当然，使用经过预处理的部件可以确保由于入料传给的热而不致于过热。

在内表面具有冷却系统的热套套筒将更经济，并要求使用更清洁的冷却水。为了避免与辊芯接触的处理不当的水对压辊的腐蚀，用一个冷却装置使冷却水系统封闭起来是合适的。大多数设备采用的是浅的长方形的可以摇动的铁箱，以便于空气的排出和确保料饼具有高而均匀的密度和强度。设备中选用齿轮联轴器的优点是易于脱开。

型球尺寸： $50\text{mm} \times 50\text{mm} \times 32\text{mm}$ ，规定每个型球间隔为 5.5mm 。

$$\begin{aligned} \text{辊子半径 } r: r &= \frac{30\nu}{n\pi} \\ &= \frac{30 \times 0.5}{10 \times 3.14} \\ &= 0.478\text{m} \end{aligned}$$

$$\text{型球体积 } V: V = 50 \times 50 \times 32 = 80000\text{mm}^3$$

$$\text{型煤密度 } \rho: \rho = 1.35\text{t/mm}^3$$

$$\begin{aligned} \text{单个型球重量为 } G: G &= \frac{1.35 \times 1000}{10^9\text{mm}^3} \times 80000\text{mm}^3 \\ &= 0.108\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{型球分布个数 } N: N &= \frac{35 \times 1000\text{kg}}{600 \times 0.108\text{kg}} \\ &= 540 \text{ 个} \end{aligned}$$

$$\text{辊子周长 } l: l = 2\pi r = 2 \times 3.14 \times 0.478\text{m} = 3.00184\text{m}$$

$$\text{辊子一周布置型球个数为 } N_1: N_1 = \frac{3001.84}{55} = 54 \text{ 个}$$

$$\text{辊子每行布置型球个数为 } N_2: N_2 = \frac{540}{54} = 10 \text{ 个}$$

$$\text{估算辊子长度为 } L: L = 712.5\text{mm}$$

设计辊芯采用 35 铸钢，铸造时不得有铸造缺陷。结构为八边形。目的是为

了便于安装与维修。型板采用 15Cr-3Mo, 同样为铸造, 整个辊子由八块型板与辊芯拼接而成, 型板与辊芯之间采用螺杆固接。

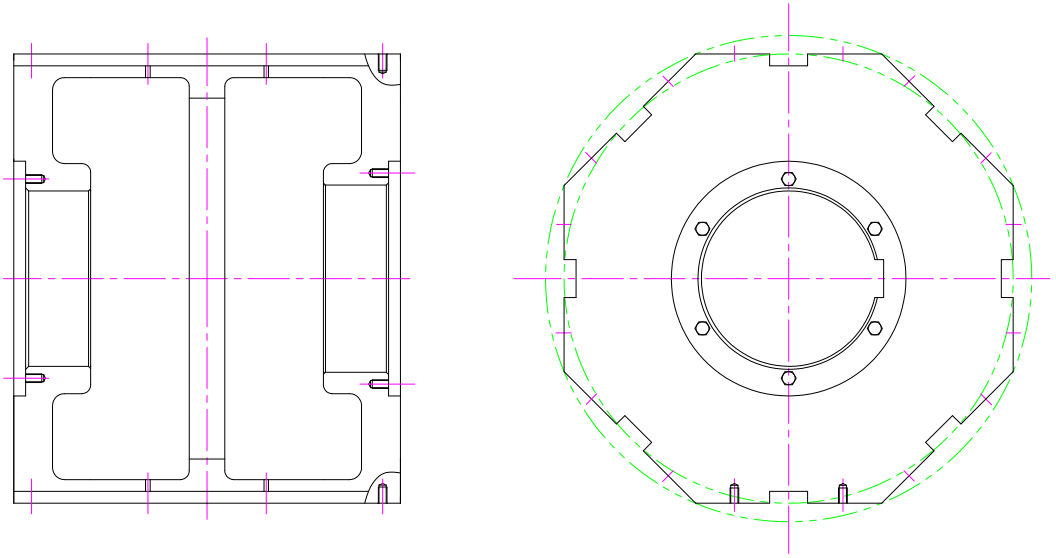


图 11

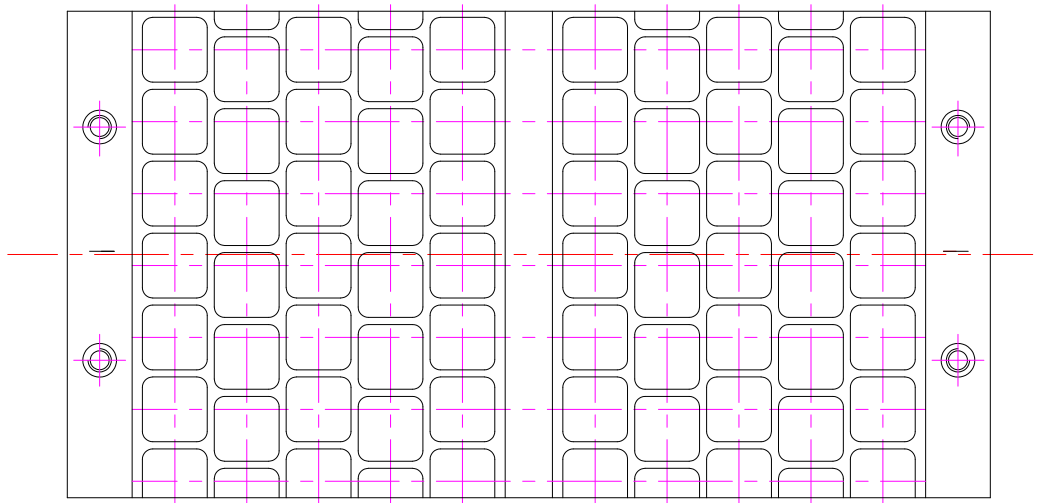


图 12

10.5 压辊的支撑装置（轴承）

在现代大型的成型机中, 压辊安装在高效而体积小的、能自校准的球面

滚柱轴承上。这样，尤其在采用宽的压辊时，可移动的压辊能随给料的不均匀程度和给料的厚度（多少）自由调整。

为确保成型机更安全地工作，正确选用适当的轴承是至关重要的。最重要的考虑因素包括轴承的设计以及密封、冷却和润滑。在轴承套内轴承的受力及分布必须为最优。这就要求进行精确的计算。就象 Koppert 公司提供的最新型的成型机中，轴承套的实际变形是采用有限元方法进行了详细计算后得出的。进行这些计算的目的是为了使轴承套的变形量与轴承负荷的理论分布相一致。

如果需要的话，冷却系统将确保轴承低温工作，并能改善润滑效果，润滑脂低温工作还能确保轴承在轴承套内具有良好的密封性能。较高地负荷、低速运转的轴承要求采用特殊的润滑脂，它具有大约高达 1000 cst 的粘度，并加了一定的添加剂。

10.6 给料系统

给料系统位于成型机支架正对着压辊辊隙的上边。在给料为细粒和/或需要较大产量以及一些其它的特殊原因，简单的重力给料滑槽可能不被采用，在这些情况下，螺旋给料是必须的。由于螺旋给料的特征是在螺距的中心及边缘的给料量是不一样的及螺距的几何尺寸与辊隙面积的尺寸不同，所采用的螺距的直径受到限制。

为使成型机沿辊宽得到均匀的给料分布，采用了多螺旋给料机。例如，一台生产能力为 80~100t/h 的成型机，要求其单辊的工作宽度在于 1,000~1,200mm 之间，这样就要求安装多螺旋给料机。螺旋成一定角度安装在给料中心的两边，在重力的作用下，物料进入给料机，通过螺旋的螺距向下输送，迫使物料直接进入压辊间的辊隙。

特别是在细粒物料压实过程中，物料中空气的排出对于成型机的高效工作起着重要的作用，例如，在型煤的成型中，散料的密度大约为 1 g/cm³，而型球的密度大约为 1.35g/cm³，那么则有大量的空气必须能通过散料中的孔隙排出。由于散料中孔隙随压实过程而变小，因此，这种物料的成型将变得更困难。在压辊辊隙间压实成块，由于物料紧紧地填满了压辊，向下移动物料中的空气必须逆着物流向上溢出，如果不是这样，机器的颤动将导致机器设备的损坏。因此，在设计时必须实现：a, 允许空气从给料器低部和辊面间排出，以及 b, 保证两边和压辊的肩角的缝隙。

研究表明，如果辊宽不超过 500~600mm，空气仅仅能有效地从两边溢出，这

样辊宽的极限也总是取决于散料的颗粒粒度分布或散料的透气性。随着辊宽的增大，空气可能被迫夹在辊隙间的物料中不能逸出而导致成型机负荷的进一步增加。为避免出现这一问题，对总宽度 1,000~1,200mm 的成型机，其总的工作宽度将被分成 2 个 500~600mm 的两部分，每一部分设置两个螺旋。为了使空气能够溢出，所有 2 台螺旋是相同的，为了满足各种不同给料速度和设备生产能力的要求，螺旋的速度必须能被分别调整。

10.7 承压支架

在设计成型机的承压支架时，必须使之能够承受压辊传来的高压和支承给料系统，通常采用双支架。所谓的标准支架要求维修方便，比如，由于磨损或者检修时必须将压辊移开。不仅如此，Koppert 又发展了一种“铰接”支架，这种支架易于移开和/或更换压辊。支架垂直部分的底端与水平部分的上面相连，而垂直支架可以通过铰接处放下，在移开一部分压辊附件和浮辊端的液压箱，以及断开齿轮联轴器、润滑脂的管路、冷却水的连接系统之后，压辊可以被拉出到一个易于用桥式吊车吊起的地方。如果使用标准的支架，更换一次压辊可能化费一周的时间，而使用铰接式支架，可能只需要 1~2 个班即可。为了使维修工作更方便，设计中采用了一个压辊移开装置和一个提升横杆，二者均与压辊的轴承箱相连。

10.8 同步驱动齿轮系

压辊机的驱动齿轮系由两个大型齿轮联轴器、包括同步斜齿轮在内的减速器齿轮、和在电机与齿轮箱输入轴间的一个安全联轴器组成。通常，安全联轴器是一个能自动复位的机构，它可以在通常工作时驱动转距的 1.7~1.9 倍范围内调整。减速齿轮包括两部分：减速器和同步转矩分配齿轮，一般，减速器的安全系数为 2，而同步转矩分配齿轮的安全系数为 3。大型齿轮减速器装有油冷却和过滤装置，以确保设备能连续运转。最主要的是，同步齿轮和齿轮联轴器的连接保证了提供给压辊完全均匀的线速度。仅仅在没有剪切力作用的情况下设备才能获得较高的产量。

10.8.1 选择齿轮材料

| | | | | |
|-----|----------|------|-----|-------|
| 小齿轮 | 20CrMnTi | 渗碳淬火 | HRC | 56~62 |
| 大齿轮 | 20CrMnTi | 渗碳淬火 | HRC | 56~62 |

齿轮的疲劳极限应力按中等质量 (MQ) 要求从图 14-32 和图 14-24 中查得

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = 450MPa$$

$$\sigma_{H\lim 1} = \sigma_{H\lim 2} = 1500MPa$$

参考我国试验数据 (表 14-45) 后, 将 $\sigma_{F\lim}$ 适当降低:

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = 400MPa$$

10.8.2 初定齿轮主要参数

按齿根弯曲疲劳强度估算齿轮尺寸, 计算模数

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{KT_1 Y_{FS}}{\phi_m Z_1 \sigma_{FP}}}$$

按表 14-33, 选齿宽系数

$$\phi_m = 21$$

$$\phi_d = \phi_m / Z_1 = 21 / 60 = 0.35$$

$$\phi_a = \phi_m / 0.5(u+1)Z_1 = 14 / 0.5 \times (1+1) \times 60 = 0.35$$

由图 14-14 查得大小齿轮的复合齿形系数 ($x_1 = x_2 = 0$ 时)

$$Y_{FS1} = 3.98$$

由于轮齿单向受力, 齿轮的许用弯曲应力

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = \sigma_{FP} = 1.6\sigma_{F\lim} = 1.6 \times 400MPa = 640MPa$$

由于 $Y_{FS1} / \sigma_{FP1} > Y_{FS2} / \sigma_{FP2}$, 故按小齿轮的抗弯强度计算模数

$$m = 12.5 \sqrt[3]{\frac{2 \times 124723}{14 \times 56} \times \frac{3.98}{640}} \text{ mm} = 15.67 \text{ mm}$$

取标准模数 $m_n = 16 \text{ mm}$ 。

因为辊轮的半径为 478 mm ，两辊轮的间隙取 1 mm 。则齿轮中心距 957 mm 。由此可知外挂齿轮的分度圆直径取 956.5 mm

$$\begin{aligned} z_1 &= \frac{d_1}{m_n} \\ &= \frac{956.5}{16} \\ &= 60 \end{aligned}$$

工作齿宽

$$b = \phi_d d_1 = 0.35 \times 956 = 334.6 \text{ mm}$$

为了保证 $\varepsilon_\beta > 1$ ，取 $b = 350 \text{ mm}$ 。

$$\phi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{350}{956} = 0.366$$

齿轮圆周速度

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi \times 956 \times 1}{60 \times 1000} \\ &= 0.05 \text{ m/s} \end{aligned}$$

按此速度查表 14-78，齿轮精度选用 8 级即可，齿轮精度 8-7-7 (GB10095-1988)

校核重合度

纵向重合度 (图 14-8) $\varepsilon_\beta = 1.1 > 1$

端面重合度 (图 14-3) $\varepsilon_\alpha = 0.75 + 0.87 = 1.62$

总重合度 $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.1 + 1.62 = 2.72 > 2.2$

10.8.3 校核齿面接触疲劳强度

$$\sigma_H = Z_{BD} Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

分度圆上的切向力

$$\begin{aligned} F_t &= 2000T/d_1 \\ &= 2000 \times 124732 / 956 \\ &= 260945.6N \end{aligned}$$

由表 14-39 查得使用系数 $K_A = 1.25$

动载荷系数

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A F_t / b} + K_2 \right) \frac{Z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2 + 1}{u^2}}$$

式中 $K_1 = 23.9$ $K_2 = 0.0087$ (表 14-40)

齿数比 $u = Z_2/Z_1 = 60/60 = 1$

将有关数据代入 K_V 计算式

$$\begin{aligned} K_V &= 1 + \left(\frac{23.9}{\frac{1.25 \times 260945.6}{350}} + 0.0087 \right) \times \frac{60 \times 0.05}{100} \times \sqrt{\frac{1^2 + 1}{1^2}} \\ &= 1.02 \end{aligned}$$

齿向载荷分布系数

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 1.17 + 0.18\phi_d^2 + 4.7 \times 10^{-4} b + 0.108\phi_d^4 \\ &= 1.17 + 0.18 \times 0.35^2 + 4.7 \times 10^{-4} \times 350 + 0.108 \times 0.35^4 \\ &= 1.44 \end{aligned}$$

齿向载荷分配系数，根据

$$K_A F_t / b = 1.25 \times 260945.6 / 350 = 931.9 N/mm > 100 N/mm$$

查表 14-43 得 $K_{H\alpha} = 1.2$

节点区域系数，按 $\beta = 12^\circ 16' 37''$ 和 $x_1 = x_2 = 0$

查图 14-11 得 $Z_H = 2.45$

材料弹性系数

查表 14-44 得 $Z_E = 189.8 \sqrt{MPa}$

重合度系数 查图 14-12 得 $Z_\epsilon = 0.78$

螺旋角系数 查图 14-13 得 $Z_\beta = 0.99$

由于 $\epsilon_\beta = 1.1 > 1$ 可取 $Z_{BD} = Z_D = Z_B = 1$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 1 \times 2.45 \times 189.8 \times 0.78 \times 0.99 \sqrt{\frac{260946}{956 \times 350} \times \frac{1+1}{1} \times 1.25 \times 1.01 \times 1.39 \times 1.2 MPa} \\ &= 650.8 MPa \end{aligned}$$

计算接触强度安全系数

$$S_H = \frac{\sigma_{H\lim} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X}{\sigma_H}$$

式中各系数的确定

计算齿面应力循环数

$$N_{L1} = 60 j n_1 t = 60 \times 1 \times 10 \times 40000 = 2.4 \times 10^7$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{2.4 \times 10^7}{2.8} = 0.85 \times 10^6$$

按齿面不允许出现点蚀，查图 14-37 得寿命系数

$$Z_{NT1} = 0.96 \qquad Z_{NT2} = 1$$

润滑油膜影响系数 查表 14-47 得 $Z_{LVR} = 0.92$

齿面工作硬化系数 按图 14-39 查得 $Z_H = 1$

尺寸系数 按 $m_n = 10mm$ ，查图 14-40 得 $Z_X = 0.97$

将以上数据代入 S_H 计算式

$$S_{H1} = \frac{1500 \times 0.96 \times 0.92 \times 1 \times 0.97}{911}$$

$$= 1.41$$

$$S_{H2} = \frac{1500 \times 1 \times 0.92 \times 1 \times 0.97}{911}$$

$$= 1.47$$

由表 14-49，按一般可靠度要求，选用最小安全系数 $S_{H\min} = 1.1$ 。

S_{H1} 和 S_{H2} 均大于 $S_{H\min}$ ，故安全。

表 4 同步齿轮基本参数

| | | | | | |
|------|-------|----------|------------------------------|-------|-------|
| | 分度圆直径 | d | $d=mZ$ | 956 | 956 |
| | 齿顶高 | h_a | $h_a=h_a^*m$ | 16 | 16 |
| | 齿根高 | h_f | $h_f=(h_a^*+c^*)m$ | 20 | 20 |
| | 齿全高 | h | $h_f=(2h_a^*+c^*)m$ | 36 | 36 |
| | 齿顶圆直径 | d_a | $d_a=(2h_a^*+Z)m$ | 992 | 992 |
| | 齿根圆直径 | d_f | $d_a=(z-2h_a^*-2c^*)m$ | 920 | 920 |
| 几何尺寸 | 基圆直径 | d_b | $d_b=dcos\alpha=mzcos\alpha$ | 898.3 | 898.3 |
| | 齿距 | p | $p=3.14m$ | 50.24 | 50.24 |
| | 齿厚 | s | $s=3.14m/2$ | 25.12 | 25.12 |
| | 齿槽宽 | e | $s=3.14m/2$ | 25.12 | 25.12 |
| | 基圆齿距 | p_b | $p_b=pcos\alpha$ | 47.21 | 47.21 |
| | 法向齿距 | p_n | $p_n=p_b=cos\alpha$ | 47.21 | 47.21 |
| | 顶隙 | c | $c=c^*m$ | 4 | 4 |
| 啮合 | 中心距 | a | $a=(d_2+d_1)$ | 956 | 956 |
| 计算 | 传动比 | i_{12} | $i_{12}=Z_2/Z_1$ | 1 | 1 |

10.9 液压施压系统及润滑

液压施压系统用于提供给液压箱压力，该压力迫使浮辊向被压实的物料和固定辊靠近。为满足特殊的工作需要，压力的高低和大小可以自由调整。压力的梯度随间距的变化而升高，通过改变液压储能器中氮的分压可以在很大范围内调整压力的梯度。在物料被压入压辊的间隙时液压系统也用作安全装置。一台电控系统监控它的功能。

一个连续润滑系统能提供给主要齿轮和浮辊的滑面一种连续的、可靠的特殊润滑脂。为确保有效地工作，润滑系统被监控。大型机器往往也总是具有对齿轮联轴器的自动润滑系统，这样可使设备长期连续运转而不必停车进行润滑维修。

结论

本设计为一种用于煤炭成型加工的高压对辊成型机，包括有机架，定对辊轴和动对辊轴设置在机架中部，动对辊轴的两端设置有加压装置，通过加压装置，动对辊轴能移动一定距离，在定对辊轴的轴端有同步外挂齿轮与联轴装置及三级设计减速器相连，在定对辊轴和动对辊轴上方的机架上安置有加料装置。该机采用强制加料方式，液压加载和使用安全联轴器，从而使其型煤产品满足生产要求。

由于时间短暂及个人水平所限，设计过程较为简单。实际上对辊成型机产品设计方案早已成熟，设计计算的方法也比较多样化。比如为确保成型机更安全地工作，正确选用适当的轴承是至关重要的。最重要的考虑因素包括轴承的设计以及密封、冷却和润滑。在轴承套内轴承的受力及分布必须为最优。这就要求进行精确的计算。象专业做对辊成型机的 Koppert 公司提供的最新型产品中，轴承套的实际变形是采用有限元方法进行了详细计算后得出的。进行这些计算的目的是为了使轴承套的变形量与轴承负荷的理论分布相一致。

此外，还有更多的分析及优化算法值得今后深入学习，探讨。

参考文献

- [1] 成大先. 《机械设计手册》. 北京: 化学工业出版社, 2002
- [2] 唐大放. 《机械设计工程学》. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2001
- [3] 陈淑连. 《机械设设计基础课程设计》. 徐州: 中国矿业大学出版社, 1994
- [4] 甘永立. 《几何量公差与检测》. 上海: 上海科学技术出版社, 2005
- [5] 刘鸿文. 简明材料力学. 北京: 高等教育出版社, 1999
- [6] 李宜民. 理论力学. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2003
- [7] 白杰平. 机械工程科技英语. 徐州: 中国矿业大学出版社, 1995
- [8] 中国矿业大学机械制图教材编委会. 画法几何及机械制图. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2002
- [9] 汪理全. 矿业工程概论. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2004
- [10] 颜龙. 《变位齿轮原理与应用》. 上海: 上海科学技术出版社, 1958
- [11] 王学兴. 汉英科技大词典 (CHINESE ENGLISH DICTIONARY OF SCIENTIFIC AND TECHNICAL TERMS). 黑龙江人民出版社, 1985.
- [12] 许志华. 煤炭加工利用概论. 徐州: 中国矿业大学出版社, 1988. 112—119
- [13] IkpoxNH B H. 褐煤无粘结剂成型的理论研究. 煤炭加工利用, 1988 (2): 53-59

- [14] 周祥瑜, 刘大华, 宋伯云. 工业型煤无粘结剂成型研究. 煤炭加工与综合利用, 1992(2): 33-35
- [15] 赵玉兰, 吉登高, 王琳. 原煤成型特性研究(III)煤的硬度和脆度与成型效果的关系. 煤炭转化, 1999, 22(2): 59-62
- [16] 江超鸿. 成型原料的粒度要求. 煤炭加工利用, 1986(2): 21-23
- [17] 张贻儒, 赵会娟, 唐珂等. 褐煤型煤主要工艺条件的研究. 环境保护科学, 1991, 48(2): 32-36
- [18] 李登新, 吴家珊, 宋永玮. 煤与粘结剂的相互作用和型煤抗压强度的关系. 煤炭转化, 1992, 15(4): 76-81
- [19] 谌论建, 柴一言, 祝朝晖. 型煤微观结构的研究. 煤炭学报, 1997, 22(3): 304-306
- [20] 傅菊英, 黄正天, 王建晖. 铁精矿低温固结团块的研究. 烧结球团, 1996, 21(3): 9-13
- [21] 朱德庆, 邱冠周, 傅守澄等. 含粘结剂的磁铁矿生球强度机理研究. 有色金属, 1996, 48(3): 32-38

