



中华人民共和国国家标准

GB/T 33923—2017

行星齿轮传动设计方法

Design methods for planetary gear drives

2017-07-12 发布

2018-02-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言 III

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 符号 2

4 行星齿轮传动的类型和传动比计算 9

 4.1 概述 9

 4.2 固定元件 10

 4.3 类型 10

 4.4 行星齿轮传动的传动比 11

 4.5 相对转速 20

5 装配要求和配齿方法 20

 5.1 装配和配齿要求 20

 5.2 邻接条件 20

 5.3 同心条件 22

 5.4 装配条件 22

 5.5 复合行星齿轮传动的配齿和装配 25

 5.6 非因子分解和追逐的理论效应 27

 5.7 实用配齿程序和设计示例 30

 5.8 行星轮非等分布置时安装角 θ 的确定 30

6 系统特性及特殊要求 31

 6.1 啮合功率流 31

 6.2 系统动态特性 35

 6.3 噪声 36

 6.4 转速限制 37

 6.5 抗微动磨损设计 38

7 齿轮设计 39

 7.1 齿轮几何参数设计 39

 7.2 齿轮强度计算 40

 7.3 轮齿修形 42

8 均载 43

 8.1 均载系数 43

 8.2 浮动和自由度 44

 8.3 常用均载方法 44

9 零部件设计 45

 9.1 轴承 45

 9.2 齿式联轴器 47

 9.3 螺纹紧固件 53

9.4	键连接	56
9.5	行星架	56
9.6	箱体	57
9.7	轴	57
9.8	行星轮销轴	57
9.9	行星齿轮传动的转动惯量计算	58
9.10	平衡	58
9.11	安装	59
10	热功率计算	60
10.1	许用热功率	60
10.2	许用热功率确定的标准条件	60
10.3	方法 A-测试法	60
10.4	方法 B-计算法	62
10.5	非标准条件时的修正法则	73
10.6	效率	75
11	润滑	75
11.1	概述	75
11.2	润滑剂的选择	76
11.3	润滑方法	76
11.4	润滑维护	78
附录 A (规范性附录)	两类行星齿轮传动装置的设计	80
附录 B (资料性附录)	专用行星齿轮传动装置设计示例	86
附录 C (资料性附录)	复合行星齿轮传动装置设计计算示例和特殊配齿示例	93
附录 D (规范性附录)	轴承配置设计和尺寸规格选择	99
附录 E (资料性附录)	轴承径向工作游隙计算	115
附录 F (资料性附录)	轴、轴承座和轴承之间的配合	121
附录 G (资料性附录)	许用热功率计算示例	124

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国减速机标准化技术委员会(SAC/TC 357)、全国冶金设备标准化技术委员会(SAC/TC 409)归口。

本标准起草单位:天津华建天恒传动有限责任公司、江苏泰隆减速机股份有限公司、中国重型机械研究院股份公司、江苏上齿集团有限公司、郑州机械研究所、太原理工大学、斯凯孚(中国)有限公司、北京起重运输机械设计研究院。

本标准主要起草人:李钊刚、张绍明、孔霞、徐为民、张国瑞、朱孝禄、张展、刘世军、王铁、王希汇、Hakan Lindgren、李鹏、武志斐、赵颖、曾建峰、苏静、殷平、蔡云龙、张玉圣。

行星齿轮传动设计方法

1 范围

本标准给出了行星齿轮传动设计的符号,行星齿轮传动的类型和传动比计算、装配要求和配齿方法、系统特性及特殊要求、齿轮设计、均载、零部件设计、热功率计算和润滑等设计指南和规范。

本标准适用于工业、车辆和机床用单级或多级渐开线行星齿轮减速器和增速器的设计,齿轮可以是直齿轮,也可以是斜齿轮,行星架转速低于 1 800 r/min,齿轮的最高转速不超过 4 500 r/min,齿轮的节线速度不大于 35 m/s。

如果存在下述超出常规设计的情况,则应进行更详细的分析研究:

- 轻的重量;
- 大功率;
- 大转矩;
- 低的速度;
- 空间受限制;
- 采用本标准外的润滑方法;
- 采用双斜齿齿轮;
- 极端环境温度;
- 磁场或真空环境。

附录 A 给出本标准在两类行星齿轮传动装置设计中的具体应用。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 3141 工业液体润滑剂 ISO 粘度分类

GB/T 3480 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法(GB/T 3480—1997, eqv ISO 6336-1~6336-3; 1996)

GB/T 9239.1 机械振动 恒态(刚性)转子平衡品质要求 第 1 部分:规范与平衡允差的检验 (ISO 1940-1:2003, IDT)

GB/T 10095.1 圆柱齿轮 精度制 第 1 部分:轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值

GB/T 10095.2 圆柱齿轮 精度制 第 2 部分:径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值

GB/T 19073 风力发电机组 齿轮箱

GB/Z 19414 工业用闭式齿轮传动装置(GB/Z 19414—2003, ISO/TR 13593:1999, IDT)

ISO 76 滚动轴承 额定静负荷(Rolling bearings—Static load ratings)

ISO 281:2007 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命(Rolling bearings—Dynamic load ratings and rating life)

ISO 4406 液压传动 流体 固体微粒污染分级编码法(Hydraulic fluid power-Fluids-Method for coding level of contamination by solid particles)

ISO 6336-1 直齿轮和斜齿轮承载能力的计算 第 1 部分:基本原理、简介和通用影响系数(Cal-

calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors)

ISO 6336-2 直齿轮和斜齿轮承载能力的计算 第2部分:齿面持久强度(抗点蚀)的计算[Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 2: Calculation of surface durability (pitting)]

ISO 6336-3 直齿轮和斜齿轮承载能力的计算 第3部分:轮齿抗弯强度计算(Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 3: Calculation of tooth bending strength)

ISO 6336-5 直齿轮和斜齿轮承载能力的计算 第5部分:材料的强度和质量(Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 5: Strength and quality of materials)

ISO 6336-6 直齿轮和斜齿轮承载能力的计算 第6部分:变载荷下使用寿命的计算(Calculation of load capacity of spur and helical gears—Part 6: Calculation of service life under variable load)

ISO 9084 直齿轮和斜齿轮承载能力 高速和有类似要求齿轮的应用(Calculation of load capacity of spur and helical gears—Application to high speed gears and gears of similar requirements)

ISO 9085 直齿轮和斜齿轮的承载能力计算 工业齿轮应用(Calculation of load capacity of spur and helical gears - Application for industrial gears)

ISO 15312 滚动轴承 许用热功率 计算和系数(Rolling bearings—Thermal speed rating—Calculation and coefficients)

ISO/TS 16281 滚动轴承 通用承重轴承修正参考额定寿命的计算方法(Rolling bearings—Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings)

3 符号

表1所示的符号适用于本文件。

表1 符号

符号	术语	单位	首次使用
A	最大公因子	—	表10
A_C	行星架布置常数	—	式(72)
A_F	暴露在强制对流下的外表面积	m^2	式(60)
A_S	紧固件的拉伸截面积	mm^2	式(49)
A_T	箱体与空气的接触总面积	m^2	式(58)
a	中心距	mm	式(18)
B_A	海拔高度系数	—	式(98)
B_{AT}	环境温度系数	—	式(98)
B_D	运转周期系数	—	式(98)
B_{ST}	最高允许油池温度系数	—	式(98)
B_V	空气流速系数	—	式(98)
b'	轮齿的有效啮合齿宽	mm	式(37)
b_{we}	太阳轮和行星轮啮合的齿宽	mm	式(86)
b_{wi}	行星轮和内齿圈的啮合齿宽	mm	式(93)
b_{WP}	行星轮全齿宽	mm	式(74)

表 1 (续)

符号	术语	单位	首次使用
b_{ws}	太阳轮全齿宽	mm	式(72)
C	行星架	—	图 1
C_O	轴承基本额定静载荷	N	表 16
C_s	接触式油封材料常数	—	式(66)
c	轴承的径向间隙	mm	式(80)
D	内齿圈的最大外径	mm	式(61)
D_C	行星架外径	mm	式(75)
D_f	紧固件的公称直径	mm	式(50)
D_s	和油封接触的轴直径	mm	式(66)
d	花键工作齿高一半处的直径	mm	式(37)
d_b	滑动轴承的内径	mm	式(80)
d_i	轴承的内径	mm	式(69)
d_{in}	空心轴的内径	mm	式(39)
d_{iSP}	内花键的小径	mm	式(37)
d_M	轴承的平均直径	mm	式(68)
d_{max}	紧固件的最大公称直径	mm	表 13
d_{min}	轴的最小直径	mm	式(39)
d_o	轴承的外径	mm	式(69)
d_{OP}	行星轮外径	mm	式(18)
d_{OS}	太阳轮外径	mm	式(72)
d_{OSP}	外花键的大径	mm	式(37)
d_{ri}	内花键的齿根圆直径	mm	式(43)
d_{SO}	内花键筒壁的外径	mm	式(43)
d_{ws}	太阳轮的节圆直径	mm	式(23)
$e_1 \cdot e_2$	指数	—	式(77)
F_A	施加的拉伸力	N	式(53)
F_a	轴承动载荷的轴向分量	N	表 16
F_M	预紧拉力	N	式(49)
F_{is}''	太阳轮径向综合总偏差	mm	式(33)
F_{ip}''	行星轮径向综合总偏差	mm	式(33)
F_r	轴承动载荷的径向分量	N	表 16
f_C	行星架浸油系数	—	式(75)
f_e	外啮合摩擦因数	—	式(84)
f_i	内啮合摩擦因数	—	式(91)

表 1 (续)

符号	术语	单位	首次使用
f_o	轴承浸油系数	—	式(68)
f_p	行星轮浸油系数	—	式(74)
f_{ptT}	最大单个齿距允差	mm	式(25)
f_s	太阳轮浸油系数	—	式(72)
f_1	轴承摩擦因数	—	式(77)
f_2	轴承轴向摩擦因数	—	式(78)
f_Σ	联轴器的角度偏差	rad	图 18
$f_{\Sigma\max}$	单铰式齿式联轴器角度偏差的合理极限值	rad	9.2.2
H	轴承浸油深度	mm	式(70)
H_C	芯部硬度	HRC	式(37)
H_S	内、外花键齿面硬度较低的一个的齿面硬度	HRC	式(38)
H_{se}	啮入时太阳轮和行星轮啮合的滑动率	—	式(87)
H_{si}	啮入时行星轮和内齿圈啮合的滑动率	—	式(94)
H_{te}	啮出时太阳轮和行星轮啮合的滑动率	—	式(87)
H_{ti}	啮出时行星轮和内齿圈啮合的滑动率	—	式(94)
h_F	强制对流传热系数	$\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	式(60)
h_N	自然对流传热系数	$\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	式(60)
h_R	热辐射传热系数	$\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	式(60)
h_T	装置的总传热系数	$\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	式(58)
i	机构传动比	—	式(20)
j	轴承功率损失系数	—	式(80)
J_{C+P}	行星架和各行星轮轴总成相对于行星架中心轴线回转的转动惯量	kg/mm^2	式(54)
J_P^C	每个行星轮轴总成相对于行星架绕自身轴线回转的转动惯量	kg/mm^2	式(54)
J_R	内齿圈及其总成绕自身轴线回转时的转动惯量	kg/mm^2	式(54)
J_S	太阳轮及太阳轮轴总成的转动惯量	kg/mm^2	式(54)
J_Σ	行星传动轴系折算的高速轴上的总转动惯量	kg/mm^2	式(54)
K_A	使用系数	—	7.2.3.1
K_a	轴承所受轴向载荷	N	表 19
$K_{H\beta}$	齿向载荷分布系数	—	7.2.3.3
K_e	外啮合载荷强度	N/mm^2	式(85)
K_i	内啮合载荷强度	N/mm^2	式(92)
K_m	载荷分布系数	—	式(37)
K_j	连接刚度系数	—	式(52)
K_{SCA}	材料许用应力系数	—	式(38)

表 1 (续)

符号	术语	单位	首次使用
K_{tc}	扭矩系数	—	式(51)
K_v	动载系数	—	7.2.3.2
K_γ	均载系数	—	式(32)
L	滑动轴承的接触宽度	mm	式(80)
L_C	联轴器长度	mm	式(45)
$L_{\min}$	联轴器的最小极限长度	mm	式(36)
l_g	紧固件夹紧长度	mm	图 21
M_A	紧固扭矩	N·m	式(51)
M_e	外啮合机械效益	—	式(84)
M_i	内啮合机械效益	—	式(91)
M_O	轴承的空载转矩	N·m	式(67)
M_1	轴承载荷的摩擦力矩	N·m	式(76)
M_2	轴承轴向载荷的摩擦力矩	N·m	式(76)
m_t	齿轮端面模数	mm	式(73)
N_{CP}	行星轮个数	—	表 7
N_{GP}	每组行星轮的数目	—	表 9
n	联轴器转速	r/min	式(43)
n_B	轴承绕自身轴线的转速	r/min	式(67)
n_C	行星架转速	r/min	式(3)
n_H	高速轴转速	r/min	式(54)
n_i	输入转速	r/min	式(1)
n_o	输出转速	r/min	式(1)
n_R	内齿圈转速	r/min	式(5)
n_S	太阳轮转速	r/min	式(4)
n_S^C	太阳轮相对于行星架的转速	r/min	式(14)
n_R^C	内齿圈相对于行星架的转速	r/min	式(15)
n_P^C	行星轮相对于行星架的转速	r/min	式(16)
n_{sc}	和油封接触的轴的转速	r/min	式(66)
P	行星轮	—	图 1
P_A	输入功率	kW	图 23
P_{Bh}	滑动轴承液力功率损失	kW	式(79)
P_{BL}	滚动轴承的摩擦功率损失	kW	式(65)
P_{BO}	滚动轴承的搅油功率损失	kW	式(64)
P_{BS}	滑动轴承摩擦功率损失	kW	式(65)

表 1 (续)

符号	术语	单位	首次使用
P_{BT}	止推环摩擦功率损失	kW	式(79)
P_{CC}	行星架搅油功率损失	kW	式(71)
P_{CP}	行星轮搅油功率损失	kW	式(71)
P_{CS}	太阳轮搅油功率损失	kW	式(71)
P_f	紧固件螺距	mm	式(50)
P_L	负载功率损失	kW	式(57)
P_M	每一支啮合传递的功率	kW	式(31)
P_{ML}	齿轮啮合摩擦功率总损失	kW	式(65)
P_{MLE}	每一支太阳轮和行星轮啮合的功率损失	kW	式(83)
P_{MLI}	每一支行星轮和内齿圈啮合的功率损失	kW	式(83)
P_{MO}	齿轮的搅油功率损失	kW	式(64)
P_N	空载功率损失	kW	式(57)
P_O	轴承当量静载荷	N	表 16
P_Q	散热量	kW	式(56)
P_R', P_S'	最简分数的分子和分母	—	表 8
P_s	接触式油封的摩擦功率损失	kW	式(64)
P_T	许用热功率	kW	图 23
P_{TA}	修正后的许用热功率	kW	式(98)
P_{TS}	根据标准条件确定的许用热功率	kW	式(98)
P_V	发热量	kW	式(56)
P_1	轴承动载荷	N	式(77)
Q	最简分数的分子	—	表 9
R	内齿圈	—	图 1
R_C	联轴器半径	mm	式(46)
R_f	粗糙度系数	—	式(72)
$R_{p0.2}$	0.2%非比例延伸强度	N/mm ²	式(48)
r_i	止推环内半径	mm	式(81)
r_{iR}	内齿圈齿顶圆半径	mm	式(95)
r_o	止推环外半径	mm	式(81)
r_{OP}	行星轮齿顶圆半径	mm	式(88)
r_{OS}	太阳轮齿顶圆半径	mm	式(90)
r_{wP-R}	行星轮和内齿圈啮合的节圆半径	mm	式(93)
r_{wP-S}	行星轮和太阳轮啮合的节圆半径	mm	式(88)
r_{wR}	内齿圈的节圆半径	mm	式(95)

表 1 (续)

符号	术语	单位	首次使用
r_{wS}	太阳轮节圆半径	mm	式(86)
S	太阳轮	—	图 1
S_C	考虑使用系数 K_A 后的齿面挤压应力	N/mm ²	式(38)
S_{CA}	许用挤压应力	N/mm ²	式(38)
S_o	滑动轴承承载能力的无量纲因数 Sommerfield 数	—	式(82)
S_S	考虑使用系数 K_A 后的剪切应力	N/mm ²	式(37)
S_{SA}	材料许用剪切应力	N/mm ²	式(37)
S_{SS}	轴的最大扭转剪切应力	N/mm ²	式(39)
s_t	总拉应力	N/mm ²	式(40)
s_{tA}	许用应力	N/mm ²	式(40)
S_O	轴承静载安全系数	—	9.1.6.1
s_1	啮合径向力产生的引起筒壁爆裂的应力	N/mm ²	式(41)
s_2	花键齿弯曲拉应力	N/mm ²	式(42)
s_3	离心力产生的圆周应力	N/mm ²	式(43)
T	联轴器传递的额定转矩	N·m	式(37)
T_A	周围空气温度	℃	图 23
T_{Branch}	载荷最大分支的转矩	N·m	式(32)
T_C	行星架转矩	N·m	式(22)
T_e	每一支啮合的太阳轮转矩	N·m	式(84)
T_i	每一支啮合的行星轮转矩	N·m	式(91)
T_{nom}	总额定转矩	N·m	式(32)
T_R	内齿圈转矩	N·m	式(21)
T_S	太阳轮转矩	N·m	式(29)
T_{sump}	油池温度	℃	图 23
t	油膜厚度	mm	式(81)
t_w	内花键筒壁的壁厚	mm	式(41)
u_e	行星轮和太阳轮的齿数比	—	式(88)
u_i	内齿圈和行星轮的齿数比	—	式(95)
V	冷却风扇产生的空气流速	m/s	式(62)
v_A	周围空气速度	m/s	表 22
v_t	节线的绝对速度	m/s	式(23)
V_e	太阳轮和行星轮啮合的节线速度	m/s	式(85)
V_i	行星轮和内齿圈啮合的节线速度	m/s	式(92)
v	节线的相对速度	m/s	式(24)

表 1 (续)

符号	术语	单位	首次使用
τ_w	单位面积上的载荷	kPa	式(82)
W_a	附加轴向力	N	式(44)
W_C	行星架宽度	mm	式(75)
W_f	联轴器在半径 R_C 处的切向摩擦力	N	式(47)
W_r	联轴器另一端产生的附加径向力	N	式(45)
x	变位系数	—	表 7
x_Σ	总变位系数	—	5.2
Y_S	齿形系数	—	式(42)
$Y、Y_2$	轴向载荷系数	—	表 16
y	具有不同啮合状态的行星轮组的数目	—	表 9
z	花键齿数	—	式(38)
z_{PR}	与内齿圈啮合的行星轮齿数	—	表 8
z_{PS}	与太阳轮啮合的行星轮齿数	—	表 8
z_R	内齿圈齿数	—	表 2
z_S	太阳轮齿数	—	表 2
z_1	齿轮齿数	—	表 10
z_2	配啮合齿轮的齿数	—	表 10
α_n	花键压力角	°	式(41)
α_{we}	太阳轮和行星轮啮合的端面啮合角	°	式(87)
α_{wi}	行星轮和内齿圈啮合的端面啮合角	°	式(94)
β	分度圆螺旋角	°	式(72)
β_{we}	太阳轮和行星轮啮合的节圆螺旋角	°	式(84)
β_{wi}	行星轮和内齿圈啮合的节圆螺旋角	°	式(91)
Δa_a	中心距极限偏差	mm	式(34)
Δa_b	行星轴承最大径向工作游隙的二分之一	mm	式(34)
Δa_f	受力后的径向变形量	mm	式(34)
Δa_g	由齿轮精度决定的最大径向偏心量	mm	式(33)
Δa_s	太阳轮运转时的偏心量	mm	图 18
Δa_{smax}	太阳轮运转时的最大偏心量	mm	式(34)
ΔC	联轴器的偏心量	mm	9.2.2
Δg	相邻行星轮之间的间隙	mm	式(18)
ΔT_s	油池温升	°C	图 23
ϵ	箱体外表面的热辐射系数	—	式(63)
θ	相邻两行星轮之间的中心角	°	式(18)

表 1（续）

符号	术语	单位	首次使用
η	效率	—	式(99)
μ_{oil}	出油口润滑油动力黏度	MPa·s	式(80)
μ	摩擦因数	—	式(44)
ν	油池温度下油的运动黏度	mm ² /s	式(68)
σ_f	紧固件拉伸应力的计算值	N/mm ²	式(53)
σ_{fa}	紧固件的许用拉伸应力	N/mm ²	式(52)
σ_M	预紧拉应力	N/mm ²	式(48)

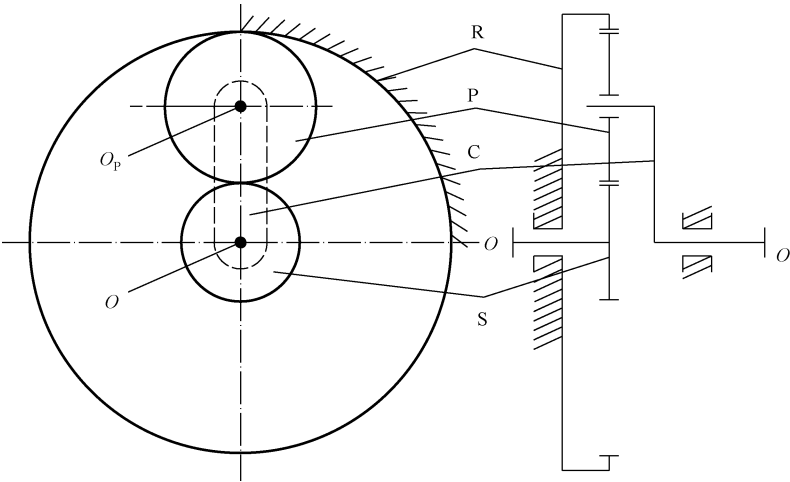
注：标准所有规范性附录和资料性附录新出现的符号不会被本标准正文引用，故表 1 未予列出。

4 行星齿轮传动的类型和传动比计算

4.1 概述

图 1 为简单行星齿轮传动机构简图。装在动轴线 O_P 上的齿轮 P 既自转又绕固定几何轴线 $O—O$ 公转，如同行星一样运动，故称之为行星轮。装有行星轮并绕固定轴线 $O—O$ 转动的构件 C 称为行星架。与行星轮啮合且几何轴线固定的太阳轮 S 和内齿圈 R 称为中心轮。中心轮轴线和行星架轴线共同重合于机壳上的一条几何轴线，称之为主轴线。在行星传动中，凡轴线与主轴线重合且直接承受外转矩的构件，称为基本构件。图 1 所示的中心轮 S、R 和行星架 C，统称行星传动的三基本构件。

不论行星架是否转动，一般把所有带有行星架和内齿圈的齿轮传动通称为行星齿轮传动。



说明：
C——行星架；
P——行星轮；
R——内齿圈；
S——太阳轮。

图 1 简单行星齿轮传动机构简图

与定轴传动相比,行星齿轮传动的主要优点是:由于功率分流,多个行星轮分担载荷,合理地应用了内啮合传动,使得结构体积小、单位质量的承载能力高、质量和转动惯量小、安装占用空间小;齿轮上的滚动与滑动速度小;输入、输出同轴线;某些传动类型的一部分功率作为联轴器功率传递,效率更高;单级能实现较大的传动比。

行星齿轮传动的主要缺点是:结构较复杂,零件数较多,单件小批量生产时制造成本较高;检查、维护和修理较困难;装置容纳润滑油空间较小;轮齿折断或内部轴承失效会引起较大的整体损伤;行星轮轴承因承受离心载荷而有转速限制。

4.2 固定元件

行星齿轮传动中的太阳轮、行星架和内齿圈中的任一元件均可作为固定元件。

4.3 类型

4.3.1 行星齿轮传动分类

行星齿轮传动通常可分为:

- 非差动行星齿轮传动,包括:
 - 简单行星齿轮传动;
 - 复合行星齿轮传动;
 - 耦合行星齿轮传动;
- 差动行星齿轮传动。

4.3.2 简单行星齿轮传动

简单行星齿轮传动由一个太阳轮、一个或多个行星轮、一个安装行星轮的行星架,以及一个内齿圈组成。各元件可以采用多种不同方式进行连接,相应得到不同的传动比。图2所示是一种典型布局,该图没有设定固定元件。

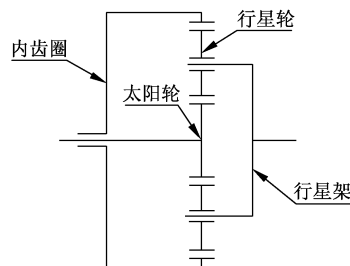


图2 简单行星齿轮传动

4.3.3 复合行星齿轮传动

在复合行星齿轮传动中,两个行星轮通过一根公共轴相连接。各元件可以采用多种不同方式进行连接,相应得到不同的传动比。图3所示是一种典型布局,该图没有设定固定元件。

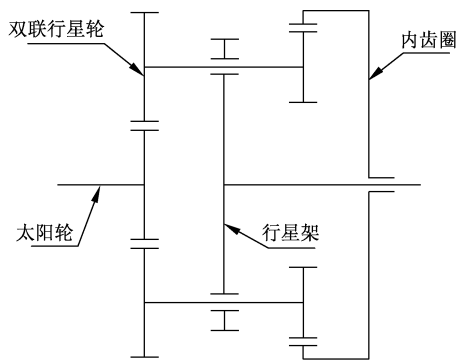


图 3 复合行星齿轮传动

4.3.4 耦合行星齿轮传动

耦合行星齿轮传动由两组或多组简单行星齿轮传动组合在一起,使一组简单行星元件和邻近一组简单行星元件公用两个元件。图 4 所示的传动由两组简单行星组合而成,公用一个行星架和一个内齿圈。内齿圈是由两个内齿轮做成一体的整体件,两个内齿轮的齿数和模数等参数可以相同,也可以不同。各组元件可以采用多种不同方式进行连接,相应得到不同的传动比。

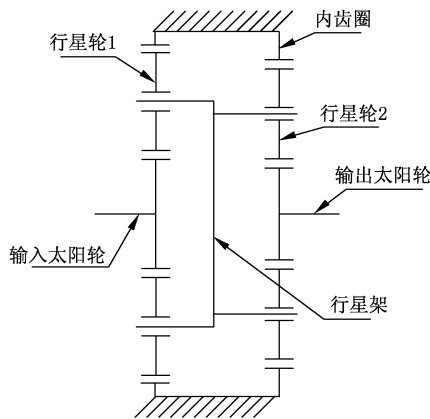


图 4 耦合行星齿轮传动

4.3.5 差动行星齿轮传动

差动行星齿轮传动具有多个输入或输出,可将多个输入合成单个输出,也可将单个输入分解成多个输出,根据转矩平衡关系而旋转。

4.4 行星齿轮传动的传动比

4.4.1 传动比及概述

传动比是指机构中两运动构件间输入构件转速与输出构件转速的比值,以字母 i 并附以上、下标表示。上标是固定件,下标第一个字母是输入构件,第二个字母是输出构件。如: i_{SC}^R 表示内齿圈 R 固定时,太阳轮 S 是输入构件,行星架 C 是输出构件时的传动比。除计算传动比外,还应确定两构件间的回转方向,对于平面机构当两构件回转方向相同时规定为“+”值,相反时为“-”值。

当行星架固定时,输入构件与输出构件的回转方向相同的机构称为正号机构,相反时称为负号

机构。

当 $|i| > 1$ 时,为减速传动;当 $|i| < 1$ 时,为增速传动。

除了传动比 i 外,本标准分别用字母 z 、 n 、 P 、 T 并附以不同的齿轮或构件符号来表示相应件的齿数、转速、功率和转矩,如 z_R 、 n_R 、 P_R 、 T_R 分别表示内齿圈 R 的齿数、转速、功率和转矩。

表 2 列出多种行星齿轮传动的旋转方向、传动比以及轮齿基本啮合频率。

行星齿轮传动有许多确定传动比和旋转方向的方法,本标准推荐其中常用的 2 种。

表 2 部分类型的行星齿轮传动的旋转方向、传动比以及轮齿基本啮合频率

传动类型简图	固定	输入	输出	转向	传动比	轮齿基本啮合频率/Hz	
A型	C	S	R	相反	$i_{SR}^C = -\frac{z_R}{z_S}$	$\frac{n_R z_R}{60}$	
		R	S	相反	$i_{RS}^C = -\frac{z_S}{z_R}$	$\frac{n_R z_R}{60}$	
	R	S	C	相同	$i_{SC}^R = 1 + \frac{z_R}{z_S}$	$\frac{n_C z_R}{60}$	
		C	S	相同	$i_{CS}^R = \frac{z_S}{z_S + z_R}$	$\frac{n_C z_R}{60}$	
	S	R	C	相同	$i_{RC}^S = 1 + \frac{z_S}{z_R}$	$\frac{n_C z_S}{60}$	
		C	R	相同	$i_{CR}^S = \frac{z_R}{z_S + z_R}$	$\frac{n_C z_S}{60}$	
B型	C	S	R	相反	$i_{SR}^C = -\frac{z_{PS} z_R}{z_{PR} z_S}$	高速 $\frac{n_S z_S}{60}$	低速 $\frac{n_R z_R}{60}$
		R	S	相反	$i_{RS}^C = -\frac{z_{PR} z_S}{z_{PS} z_R}$	$\frac{n_S z_S}{60}$	$\frac{n_R z_R}{60}$
	R	S	C	相同	$i_{SC}^R = 1 + \frac{z_{PS} z_R}{z_{PR} z_S}$	$\frac{(n_S - n_C) z_S}{60}$	$\frac{n_C z_R}{60}$
		C	S	相同	$i_{CS}^R = \frac{z_{PR} z_S}{z_{PR} z_S + z_{PS} z_R}$	$\frac{(n_S - n_C) z_S}{60}$	$\frac{n_C z_R}{60}$
	S	R	C	相同	$i_{RC}^S = 1 + \frac{z_{PR} z_S}{z_{PS} z_R}$	$\frac{n_C z_S}{60}$	$\frac{(n_R - n_C) z_R}{60}$
		C	R	相同	$i_{CR}^S = \frac{z_{PS} z_R}{z_{PR} z_S + z_{PS} z_R}$	$\frac{n_C z_S}{60}$	$\frac{(n_R - n_C) z_R}{60}$
	C	S	R	相同	$i_{SR}^C = \frac{z_R}{z_S}$	$\frac{n_R z_R}{60}$	
		R	S	相反	$i_{SC}^R = -\frac{z_R - z_S}{z_S}$	$\frac{n_C z_R}{60}$	
C型	C	S	R	相同	$i_{SR}^C = \frac{z_R}{z_S}$	$\frac{n_R z_R}{60}$	
		R	S	相反	$i_{SC}^R = -\frac{z_R - z_S}{z_S}$	$\frac{n_C z_R}{60}$	
	S	C	R	相同	$i_{CR}^S = \frac{z_R}{z_R - z_S}$	$\frac{n_C z_S}{60}$	

表 2 (续)

传动类型简图	固定	输入	输出	转向	传动比	轮齿基本啮合频率/Hz	
D型	C	S2	S1	相反	$i_{S2S1}^C = -\frac{z_{S1}}{z_{S2}}$	$\frac{n_{S1} z_{S1}}{60}$	
	S1	S2	C	相同	$i_{S2C}^{S1} = 1 + \frac{z_{S1}}{z_{S2}}$	$\frac{n_C z_{S1}}{60}$	
		C	S2	相同	$i_{CS2}^{S1} = \frac{z_{S2}}{z_{S1} + z_{S2}}$	$\frac{n_C z_{S1}}{60}$	
	S2	S1	C	相同	$i_{S1C}^{S2} = 1 + \frac{z_{S2}}{z_{S1}}$	$\frac{n_C z_{S2}}{60}$	
		C	S1	相同	$i_{CS1}^{S2} = \frac{z_{S1}}{z_{S1} + z_{S2}}$	$\frac{n_C z_{S2}}{60}$	
E型	C	R2	R1	相反	$i_{R2R1}^C = -\frac{z_{R1}}{z_{R2}}$	$\frac{n_{R2} z_{R2}}{60}$	
		R1	R2	相反	$i_{R1R2}^C = -\frac{z_{R2}}{z_{R1}}$	$\frac{n_{R2} z_{R2}}{60}$	
	R1	C	R2	相同	$i_{CR2}^{R1} = \frac{z_{R2}}{z_{R1} + z_{R2}}$	$\frac{n_C z_{R1}}{60}$	
	R2	C	R1	相同	$i_{CR1}^{R2} = \frac{z_{R1}}{z_{R1} + z_{R2}}$	$\frac{n_C z_{R2}}{60}$	
F型	C	R2	R1	相同	$i_{R2R1}^C = \frac{z_{P2} z_{R1}}{z_{R2} z_{P1}}$	高速	低速
						$\frac{n_{R2} z_{R2}}{60}$	$\frac{n_{R1} z_{R1}}{60}$
	R1	R2	C	相同	$i_{R2C}^{R1} = 1 - \frac{z_{P2} z_{R1}}{z_{P1} z_{R2}}$	$\frac{n_C z_{R1}}{60}$	$\frac{(n_{R2} - n_C) z_{R2}}{60}$

表 2 (续)

传动类型简图	固定	输入	输出	转向	传动比	轮齿基本啮合频率/Hz	
						高速	低速
G型	C	R1	R2	相反	$i_{R1R2}^C = -\frac{z_{P1} z_{R2}}{z_{R1} z_{P2}}$	$\frac{n_{R1} z_{R1}}{60}$	$\frac{n_{R2} z_{R2}}{60}$
	R1	R2	C	相同	$i_{R2C}^{R1} = 1 + \frac{z_{R1} z_{P2}}{z_{R2} z_{P1}}$	$\frac{n_C z_{R1}}{60}$	$\frac{(n_{R2} - n_C) z_{R2}}{60}$
	R2	R1	C	相同	$i_{R1C}^{R2} = 1 + \frac{z_{R2} z_{P1}}{z_{R1} z_{P2}}$	$\frac{(n_{R1} - n_C) z_{R1}}{60}$	$\frac{n_C z_{R2}}{60}$
H型	C	S1	S2	相同	$i_{S1S2}^C = \frac{z_{S2} z_{P1}}{z_{S1} z_{P2}}$	$\frac{n_{S1} z_{S1}}{60}$	$\frac{n_{S2} z_{S2}}{60}$
		S2	S1	相同	$i_{S2S1}^C = \frac{z_{P2} z_{S1}}{z_{S2} z_{P1}}$	$\frac{n_{S1} z_{S1}}{60}$	$\frac{n_{S2} z_{S2}}{60}$
	S1	S2	C	相同	$i_{S2C}^{S1} = 1 - \frac{z_{S1} z_{P2}}{z_{S2} z_{P1}}$	$\frac{n_C z_{S1}}{60}$	$\frac{(n_{S2} - n_C) z_{S2}}{60}$
	S2	S1	C	相反	$i_{S1C}^{S2} = -\frac{z_{S2} z_{P1} - z_{S1} z_{P2}}{z_{S1} z_{P2}}$	$\frac{(n_{S1} - n_C) z_{S1}}{60}$	$\frac{n_C z_{S2}}{60}$
I型	C	S1	S2	相反	$i_{S1S2}^C = -\frac{z_{S2} z_{P1} z_{P3}}{z_{S1} z_{P2} z_{P4}}$	$\frac{n_{S1} z_{S1}}{60}$ $\frac{n_{P2} z_{P2}}{60}$	$\frac{n_{S2} z_{S2}}{60}$
	S2	S1	C	相同	$i_{S1C}^{S2} = 1 + \frac{z_{P1} z_{S2} z_{P3}}{z_{S1} z_{P2} z_{P4}}$	$\frac{(n_{S1} - n_C) z_{S1}}{60}$ $\frac{z_{P2} \left(\frac{z_{S1}}{z_{P1}} \right) (n_{S1} - n_C)}{60}$	$\frac{n_C z_{S2}}{60}$

4.4.2 确定旋转方向和传动比方法 1—图表法

4.4.2.1 求解方法步骤

此方法应严格按照以下三个步骤求解,为了简便,用数值 1 表示除行星轮之外的所有元件绕自己的轴线旋转一圈。完成每一步后把太阳轮、行星轮、行星架和内齿圈的绝对位置依次存放在表 3、表 4、表 5 和表 6 的第一、第二、第三行的各栏中。

第一步,假设行星轮固定(0),任何元件之间不存在任何相对运动,让输入元件旋转一圈(+1),带动其他所有元件同样方向旋转一圈(+1),把结果存放在第一行中。

第二步,固定行星架(0),使行星传动真正的固定件反向旋转一圈(-1),按定轴传动求传动比的方法根据齿数比求出其余元件的相对旋转量,把结果存放在第二行中。

第三步把前两行对应栏相加,得每个元件的绝对旋转量和方向,这时行星传动真正的固定件的旋转量为 $+1 - 1 = 0$ 。

4.4.2.2 内齿圈固定、太阳轮输入

表 3 所示是内齿圈固定,太阳轮输入和行星架输出的基本形式。表的第一行所示数值为除行星轮(0)外的所有元件同样方向旋转一圈(+1)。第二行所示数值为固定行星架(0),内齿圈反向旋转一圈(-1)时,太阳轮、行星架的相对旋转量。第三行是前两行对应栏相加得结果,为太阳轮、行星架和内齿圈的绝对旋转量和方向,行星轮是相对于自身轴线的旋转量和方向。第三行显示内齿圈的旋转为 $+1 - 1 = 0$ 。

表 3 内齿圈固定、太阳轮输入、行星架输出

	各轴的旋转方向和旋转量				
	固定元件	太阳轮	行星轮	行星架	内齿圈
	行星轮固定	+1	0	+1	+1
	行星架固定	$+\frac{z_R}{z_S}$	$-\frac{z_R}{z_P}$	0	-1
	内齿圈固定	$1+\frac{z_R}{z_S}$	$-\frac{z_R}{z_P}$	+1	0

表 3 中机构的传动比由式(1)计算：

$$i_{iO} = \frac{n_i}{n_o} = i_{SC}^R = 1 + \frac{z_R}{z_S} \quad \dots\dots\dots (1)$$

4.4.2.3 太阳轮固定、内齿圈输入

表 4 所示是太阳轮固定、内齿圈输入和行星架输出的基本布局。表的第一行所示数值为除行星轮(0)外的所有元件同样方向旋转一圈(+1)。第二行所示数值为固定行星架(0),太阳齿轮反向旋转一圈(-1)时行星轮和内齿圈的相对旋转量。第三行是前两行对应栏相加得结果,为太阳轮、行星架和内齿圈的绝对旋转量和方向,行星轮是相对于自身轴线的旋转量和方向。第三行显示太阳轮的旋转为+1-1=0。

表 4 太阳轮固定、内齿圈输入、行星架输出

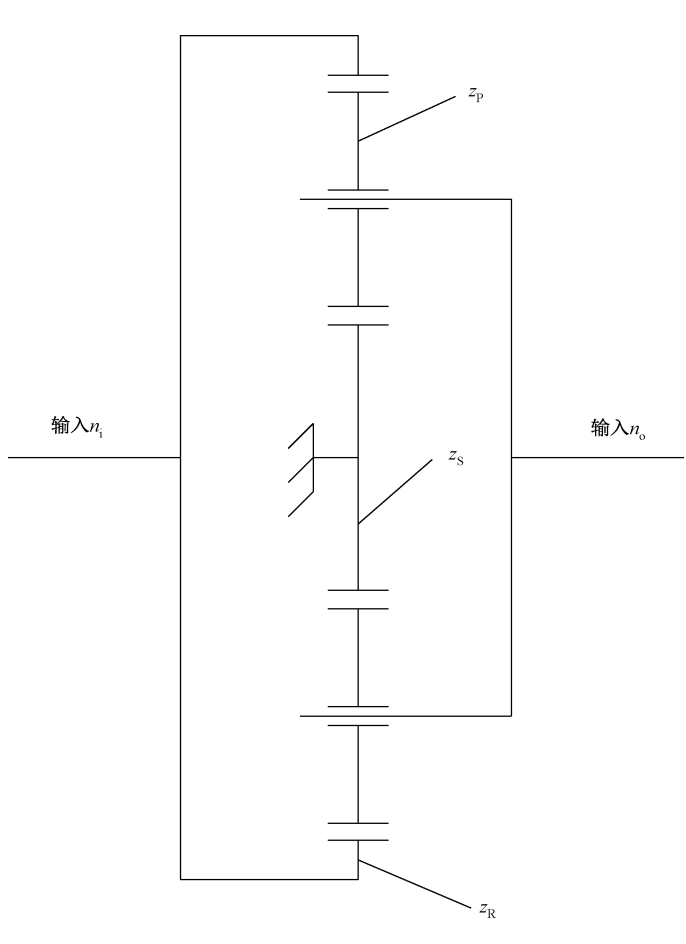
		各轴的旋转方向和旋转量				
		固定元件	太阳轮	行星轮	行星架	内齿圈
行星轮固定			+1	0	+1	+1
行星架固定			-1	$+\frac{z_S}{z_P}$	0	$+\frac{z_S}{z_R}$
太阳轮固定			0	$+\frac{z_S}{z_P}$	+1	$1+\frac{z_S}{z_R}$

表 4 中机构的传动比由式(2)计算：

$$i_{iO} = \frac{n_i}{n_o} = i_{RC}^S = 1 + \frac{z_S}{z_R} \quad \dots\dots\dots (2)$$

4.4.2.4 差动行星、联合输入

图 5 所示的差动行星是以内齿圈和太阳轮为输入,以行星架为输出的基本布局,式(3)为其行星架

转速的计算公式。此方式布置的行星齿轮传动机构的输出转速,可以通过组合表 3 和表 4 来确定。在使用图 5 所示机构的转速公式时,用户应设定一个旋转方向为正,反向为负。式(4)和式(5)由式(3)导出,用来说明太阳轮或内齿圈为输出时的情况。

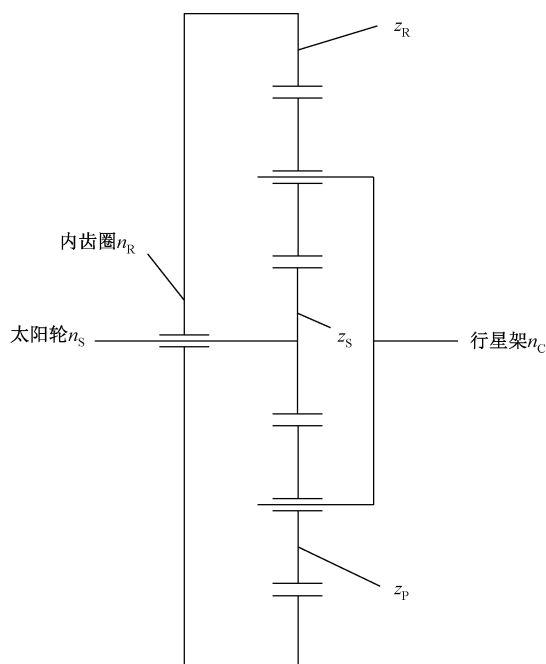


图 5 差动行星、联合输入

图 5 中机构的转速由式(3)、式(4)和式(5)计算:

$$n_{\text{C}} = \frac{n_{\text{S}}}{1 + z_{\text{R}}/z_{\text{S}}} + \frac{n_{\text{R}}}{1 + z_{\text{S}}/z_{\text{R}}} \dots\dots\dots (3)$$

$$n_S = n_C \left(1 + \frac{z_R}{z_S} \right) - n_R \frac{z_R}{z_S} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$n_R = n_C \left(1 + \frac{z_S}{z_R} \right) - n_S \frac{z_S}{z_R} \quad \dots\dots\dots (5)$$

式中:

n_c ——行星架转速,单位为转每分(r/min);

n_s ——太阳轮转速,单位为转每分(r/min);

n_R ——内齿圈转速,单位为转每分(r/min)。

4.4.2.5 耦合行星齿轮传动

表 5 所示是两级耦合行星齿轮传动装置的布局。第一级与表 3 所示相同,可以按照相同的方法进行分析。第二级与第一级相同,但是输入和输出元件相反。对于此布局,内齿圈和行星架为两级共用。

耦合行星齿轮可以通过将第一级的输出传动比作为第二级的输入来进行分析。

表 5 耦合行星齿轮传动

固定元件	第一级各轴的旋转方向和旋转量				行星轮 2	太阳轮 2
	太阳轮 1	行星轮 1	行星架(公用)	内齿圈(公用)		
行星轮固定	+1	0	+1	+1	0	+1
行星架固定	$+\frac{z_R}{z_{S1}}$	$-\frac{z_R}{z_{P1}}$	0	-1	$-\frac{z_R}{z_{P2}}$	$+\frac{z_R}{z_{S2}}$
内齿圈固定	$1+\frac{z_R}{z_{S1}}$	$-\frac{z_R}{z_{P1}}$	+1	0	$-\frac{z_R}{z_{P2}}$	$1+\frac{z_R}{z_{S2}}$
			第二级各轴的旋转方向和旋转量			

表 5 中机构的传动比由式(6)计算：

$$i_{iO} = \frac{n_i}{n_o} = i_{S1S2}^R = \left(1 + \frac{z_R}{z_{S1}}\right) / \left(1 + \frac{z_R}{z_{S2}}\right) \quad \dots\dots\dots (6)$$

4.4.2.6 复合-耦合行星齿轮传动

表 6 所示是两级复合-耦合行星齿轮传动的布局。第一级与表 3 所示相同,可以按照相同的方法进行分析。第二级可以按照表 6 进行分析,以表 3 所示的输出转速比作为第二级的输入。

其他所有装置的行星齿轮传动布局都可以根据这些基本布局进行分析求解。

表 6 复合-耦合行星齿轮传动

固定元件	各轴的旋转方向和旋转量						
	太阳轮 1	行星轮 1	行星架 1	内齿圈 1	行星轮 2	行星架 2	内齿圈 2
行星轮固定	+1	0	+1	+1	0	+1	+1
行星架固定	$+\frac{z_{R1}}{z_{S1}}$	$-\frac{z_{R1}}{z_{P1}}$	0	-1	$-\frac{z_{R1}}{z_{P1}}$	0	$-\frac{z_{R1} z_{P2}}{z_{P1} z_{R2}}$
内齿圈 z_{R1} 固定	$1+\frac{z_{R1}}{z_{S1}}$	$-\frac{z_{R1}}{z_{P1}}$	+1	0	$-\frac{z_{R1}}{z_{P1}}$	+1	$1-\frac{z_{R1} z_{P2}}{z_{P1} z_{R2}}$

表 6 中机构的传动比由式(7)计算：

$$i_{iO} = \frac{n_i}{n_o} = i_{S1R2}^{R1} = \left(1 + \frac{z_{R1}}{z_{S1}}\right) / \left(1 - \frac{z_{R1} z_{P2}}{z_{P1} z_{R2}}\right) \dots\dots\dots (7)$$

4.4.3 确定旋转方向和传动比方法 2—相对运动法

相对运动法又称转化机构法,是给整个行星齿轮传动机构上加上一个相反的转速(−n_c),使整个机构转化成行星架不动的定轴线齿轮传动机构。就可以利用定轴轮系传动比式(8)计算转化机构的传动比,进而计算出行星齿轮传动机构的传动比。

$$i_{iO}^C = \frac{n_i - n_c}{n_o - n_c} = (-1)^m \frac{\text{所有从动轮齿数之乘积}}{\text{所有主动轮齿数之乘积}} \dots\dots\dots (8)$$

- 式中：
- C——固定元件；
 - i——主动输入元件；
 - o——从动输出元件；
 - m——外啮合齿轮副的对数。

若将行星架 C 固定,则可列出式(9)、式(10)：

$$i_{SR}^C = (n_S - n_C) / (n_R - n_C) \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$i_{SC}^R = (n_S - n_R) / (n_C - n_R) \quad \dots\dots\dots (10)$$

式(9)和式(10)移项相加得式(11):

$$i_{SR}^C + i_{SC}^R = 1$$

则 $i_{SC}^R = 1 - i_{SR}^C \quad \dots\dots\dots (11)$

式(11)是计算行星轮系传动比的很容易记忆的“普遍方程式”。其等式左边 i 的上标和下标可根据计算需要标注,将上标与第二个下标位置互换,则得到等号右边的 i 的上标、下标号。

因为输入和输出件调换后,传动比为倒数,该表示法更直观的显示“互换下标,互为倒数”的特点,如:

$$i_{SC}^R = \frac{1}{i_{CS}^R}$$

以图 1 为例,将行星架 C 固定时,其转化机构的传动比为式(12):

$$i_{SR}^C = \frac{n_S - n_C}{n_R - n_C} = -\frac{z_R}{z_S} \quad \dots\dots\dots (12)$$

由式(11)和式(12)可得内齿圈 R 固定,太阳轮 S 主动,行星架 C 从动时的传动比式(13):

$$i_{SC}^R = 1 - i_{SR}^C = 1 - \left(-\frac{z_R}{z_S}\right) = 1 + \frac{z_R}{z_S} \quad \dots\dots\dots (13)$$

4.5 相对转速

行星齿轮传动中的啮合转速用的是相对于某一个旋转元件的相对转速。以下情况需要用到相对转速:确定动载系数时要按相对转速计算相对节线速度,计算齿轮寿命系数时按相对转速计算轮齿循环数,和要按相对转速计算行星轴承的承载能力和寿命。

相对转速的计算如下:

a) 太阳轮相对于行星架的转速 n_S^C 由式(14)计算:

$$n_S^C = n_S - n_C \quad \dots\dots\dots (14)$$

b) 内齿圈相对于行星架的转速 n_R^C 由式(15)计算:

$$n_R^C = n_R - n_C \quad \dots\dots\dots (15)$$

c) 行星轮相对于行星架的转速 n_P^C 由式(16)或式(17)计算:

$$n_P^C = -\frac{z_S}{z_P}(n_S - n_C) = \frac{z_S}{z_P}(n_C - n_S) = -n_S^C \frac{z_S}{z_P} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$n_P^C = \frac{z_R}{z_P}(n_R - n_C) = n_R^C \frac{z_R}{z_P} \quad \dots\dots\dots (17)$$

5 装配要求和配齿方法

5.1 装配和配齿要求

具有等分度布置的多行星轮的行星轮系的齿数和行星轮的个数应遵守一定的规则,满足一定条件,才能正确啮合,顺利装配。这些条件是:邻接条件,同心条件,装配条件。

为了方便叙述,以下均省略“等分度布置的多行星轮”的定语,除 5.8 外,本章所说的“行星齿轮装置”都是“行星轮等分度布置的行星齿轮装置”。

5.2 邻接条件

设计中应保证相邻两个行星轮齿顶不得干涉碰撞,该约束条件称之为邻接条件。

一般来说,随着行星轮直径与太阳轮直径之比的增加,(在同一平面内)能够绕太阳轮布置而不发生相邻行星轮之间干涉的行星轮的个数将减少。对于标准齿轮,在行星轮个数与太阳轮和行星轮几何形状已知的情况下,相邻行星轮外径之间的间隙 Δg 的计算方法如图 6 所示。此间隙的允许值取决于转速、直径、轮齿尺寸等使用参数。典型工业行星齿轮传动装置中的间隙 Δg 至少应为齿顶高的 2 倍,除非由经验得出其他结论。高速传动装置可能需要更大的间隙,以尽量降低功率损失和便于润滑油脱离啮合区。反之,对于低精度齿轮的低速传动装置,间隙可以小于 2 倍的齿顶高。

此准则对于每个齿轮啮合平面(复合行星和耦合行星齿轮传动可能会有多级和多个平面)都适用。表 7 列出了大多数常用的简单行星齿轮传动形式在同一平面内,具有不同行星轮个数的最大传动比。最终设计应按图 6 所示算法进行校核。

采用高度变位齿轮(总变位系数 $x_{\Sigma} = 0$)和非标准中心距的角度变位齿轮传动($x_{\Sigma} \neq 0$)可能获得更大的传动比。

除了要校核行星轮间的间隙之外,还应校核行星架两侧板间的连接柱与行星轮之间是否具有足够的间隙、足够的强度和刚度,特别是当行星轮个数较多或者行星轮具有较大齿宽的场合。

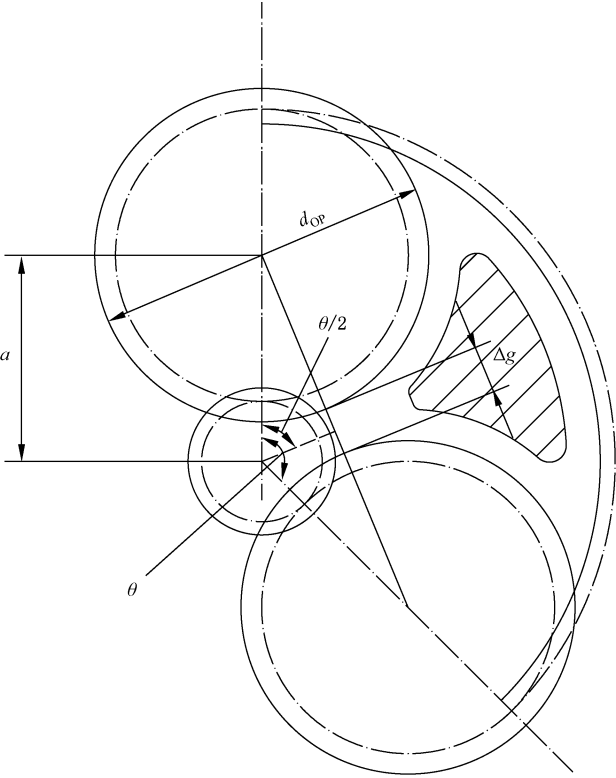


图 6 相邻行星轮之间的间隙

图中 Δg 由式(18)计算:

$$\Delta g = 2a \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) - d_{OP}$$

.....(18)

- 式中:
- Δg ——相邻行星轮之间的间隙,单位为毫米(mm);
 - a ——中心距,单位为毫米(mm);
 - θ ——两行星轮之间的中心角,单位为度(°);
 - d_{OP} ——行星轮外径,单位为毫米(mm)。

表 7 不同行星轮个数时简单行星齿轮传动的最大传动比

行星轮个数 N_{CP}^c	简单行星齿轮传动最大的传动比 ^{a,b}	
	i_{SR}^C (行星架固定)	i_{SC}^R (内齿圈固定)
3	11.5	12.5
4	4.7	5.7
5	3.1	4.1
6	2.4	3.4
7	2.0	3.0
8	1.7	2.7

^a 按太阳轮的变位系数 $x=0$, 齿顶高系数等于 1, 齿数 25 的标准直齿轮, 行星轮之间的间隙为 2 倍的齿顶高计算。如果用较小模数, 可能传动比会超过表列数值。如果采用较大模数, 传动比可能将减小。采用高度变位和非标准中心距还可能对允许的传动比产生较大影响。临界情况可按式(18)进行验算。

^b 行星轮个数较多时的传动比在几何学上可以实现, 但是由于行星轮节圆直径远远小于太阳轮, 所以应检查装配可行性以及行星轮轴承的寿命和载荷。

^c 当行星轮个数较多时, 无法实现最大传动比; 最大传动比往往取决于设计行星架时行星架连接柱及侧板的强度和刚度。

5.3 同心条件

行星齿轮传动的内啮合(行星轮—内齿轮)齿轮副和外啮合(太阳轮—行星轮)齿轮副的实际中心距应相等, 称为同心条件。设计时, 当一个齿轮副的参数和实际中心距确定后, 另一个齿轮副的参数因为应按照同样中心距进行设计而受到制约。

5.4 装配条件

5.4.1 配齿要求

欲使各行星轮等分度地配置在中心轮周围, 且都能嵌入两中心轮之间, 行星轮个数和各齿轮齿数应满足一定关系才能装配。表 8 给出简单行星和复合行星齿轮传动装置的配齿要求。

5.4.2 因子分解式配齿和非因子分解式配齿

太阳轮或内齿圈的齿数能被行星轮个数整除的配齿方法称为因子分解式配齿, 太阳轮或内齿圈的齿数不能被行星轮个数整除的配齿方法称为非因子分解式配齿。非因子分解式配齿有助于改善啮合质量。在齿轮存在变形或者其他较小的运动误差时, 非因子分解式配齿在理论上可以补偿系统的扭振, 使系统运转更平稳、噪声更低。而对于因子分解式配齿, 因各行星轮的轮齿运动方式同步, 就容易产生周期性冲击。见表 8 和表 9。

5.4.3 无公约数啮合

无公约数啮合的两个啮合齿轮在跑合期间, 通过增加与所认定的接触轮齿外的其他不同轮齿的接触而产生磨合作用。完全无公约数啮合要求任意两个啮合齿轮的齿数都没有大于 1 的公因子。参见表 10 和 5.6.6。

目前, 虽然无公约数啮合和非因子分解式配齿是理论性的分析, 暂时还没有用实验方法给予验证, 但其益处是明显的。

表 8 行星齿轮传动的配齿要求

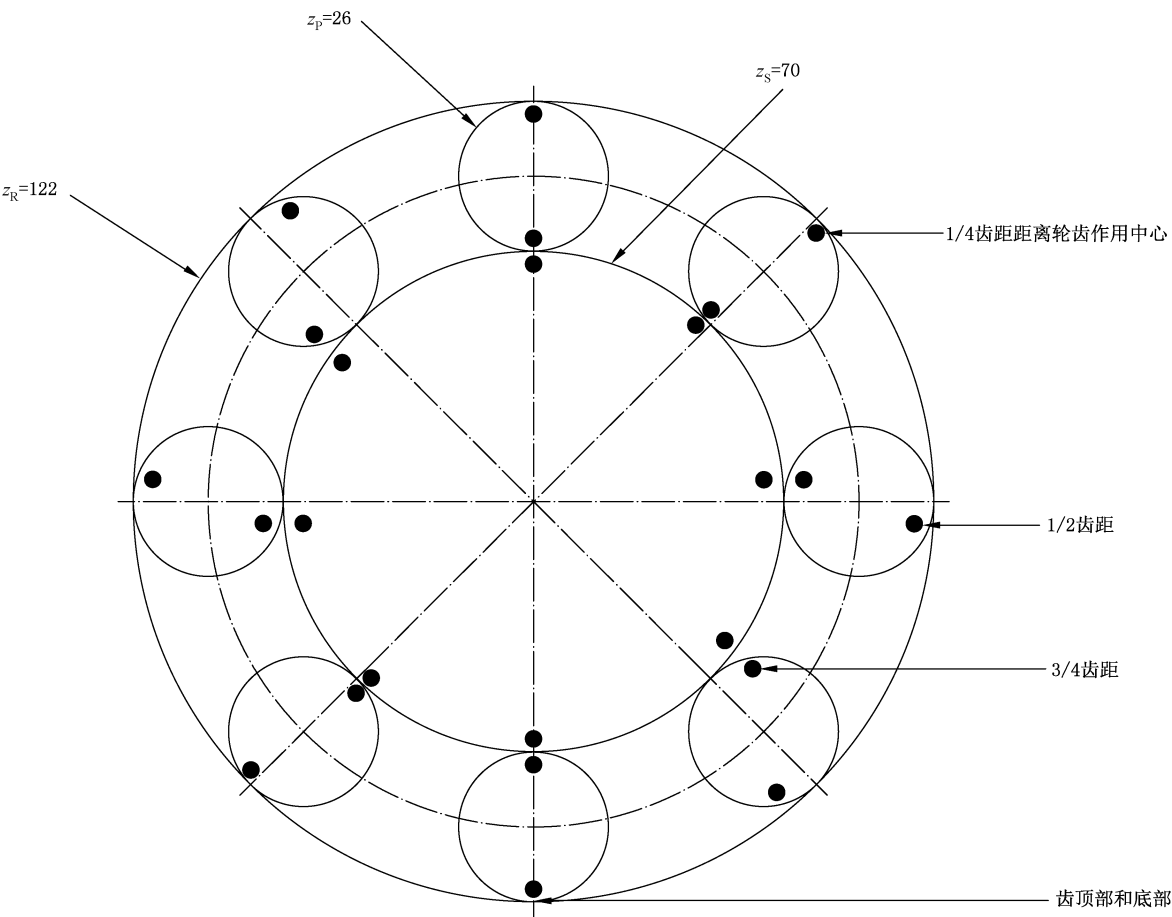
总要求:计算齿数 /行星轮个数 = 整数	
齿轮传动类型	计算齿数
简单行星齿轮传动(见表 2,A) $\frac{z_R + z_S}{N_{CP}} = \text{整数}$	计算齿数 = $z_R + z_S$
带换向齿轮的行星齿轮传动(见表 2,C) 行星架固定时,两个中心轮同方向旋转。 $\frac{z_R - z_S}{N_{CP}} = \text{整数}$	计算齿数 = $z_R - z_S$
复合行星齿轮传动(见表 2,B) $\frac{z_{PS}}{z_{PR}}$ 为两个复合行星轮的齿数比。 如果 z_{PS} 和 z_{PR} 有最大公因子 F_C , 则令 $P_S' = \frac{z_{PS}}{F_C}, P_R' = \frac{z_{PR}}{F_C}$; 如果 z_{PS} 和 z_{PR} 没有公因子,则 $F_C = 1$; $\frac{P_S'}{P_R'}$ 就化简为最简分数。 ($z_R P_S' \pm z_S P_R'$) / N_{CP} = 整数(可能需要旋转一定角度才能使其啮合或装配), (当行星架固定,太阳轮和内齿圈沿着相同方向旋转时,采用“—”号)	计算齿数 = $z_R P_S' \pm z_S P_R'$
实用复合行星齿轮装置配齿 (1) 内齿圈和太阳轮都为因子分解式配齿:当 z_R / N_{CP} 和 z_S / N_{CP} 都等于整数时,行星轮可以为任意齿数。 (2) 两个双联行星轮的齿数比为整数:当 z_{PS} / z_{PR} = 整数,或 z_{PR} / z_{PS} = 整数时,如果先装配较小的小齿轮,则可优先选用轮齿作标记法装配。 (3) 如果(1)或(2)都不成立,若 P_S' 或 P_R' 的较小者比 N_{CP} 大得越多,轮齿标记法的不可操作性就越大。可参考附录 C 中的方法进行详细分析,并在轮齿装配和配齿校验时提供对齿图	
注: z_{PS} ——与太阳轮啮合的行星轮的齿数; z_{PR} ——与内齿圈啮合的行星轮的齿数; P_S', P_R' ——最简分数的分子和分母。	

表 9 因子分解与非因子分解式配齿的啮合特点

啮合状况	配齿要求
因子分解式配齿: 沿着啮合线,所有行星轮在任何时刻都是相同的啮合状态,即任何时刻均在齿面上的对应点接触	z_R / N_{CP} = 整数, 或 z_S / N_{CP} = 整数
非因子分解式配齿: 沿着啮合线,部分或全部行星轮在任何时刻均为不同的啮合状态,即任何时刻均在齿面上的不同点接触。如果有部分行星齿轮是分组运转(仍有一部分达不到分组),有两个或更多个组是等距的,这些组在任何时刻均为相同的啮合状态;那么,该传动就具有部分因子分解特征,如本表右栏百分比非因子分解计算所示	$Q / y = z_R / N_{CP}$ 的余数,化简为最简分数, 或 $Q / y = z_S / N_{CP}$ 的余数,化简为最简分数。 y ——为具有不同啮合状态的行星轮组的数目。 $N_{GP} = N_{CP} / y$ ——为每组行星轮的个数。 非因子分解百分比 = $100 (y / N_{CP}) \%$ (参见图 7 示例)

表 9 (续)

啮合状况	配齿要求
注： z_R——内齿圈的齿数； z_S——太阳轮的齿数； Q——最简分数的分子； y——具有不同啮合状态的行星轮组的数目； N_{GP}——每组行星轮的数目。	



确定非因子分解百分比：

$z_R/N_{CP} = 122/8 = 15 \frac{1}{4}, Q/y = 1/4$ 或 $z_S/N_{CP} = 70/8 = 8 \frac{3}{4}, Q/y = 3/4$ 。

$y = 4$, 为具有不同啮合状况的行星轮组数；

$N_{GP} = N_{CP}/y = 8/4 = 2$, 为每组的行星轮个数。

非因子分解百分比 $= y/N_{CP} \times 100\% = (4/8) \times 100\% = 50\%$ 。

图 7 具有部分因子分解齿数的行星齿轮传动

表 10 轮齿啮合的追逐特性

z_1 ——齿轮齿数; z_2 ——配啮合齿轮的齿数	z_1 应 $> z_2$
完全追逐: 每个齿轮上的每个轮齿均与另一个齿轮的每一个轮齿啮合	$\frac{z_1}{z_2} = \frac{ABC}{XYZ}$ } 式中 $A、B、C$ 和 $X、Y、Z$ 分别为齿数 $z_1、z_2$ 的因子。 公因子不得大于 1
部分追逐: z_2 上的所有轮齿均与另一个齿轮上的 z_1' 个轮齿啮合, z_1' 为齿数 z_1 除以最大公因子 A 后的值	$z_1 = \frac{z_1}{A}$ A ——最大公因子 $z_2 = \frac{z_2}{A}$ z_1 和 z_2 有大于 1 的公因子 A
不追逐: 当 R 为整数时,大齿轮上的各个轮齿均与小齿轮上的一个对应轮齿啮合。小齿轮上的所有轮齿均与大齿轮上的 R 个轮齿啮合,无限循环重复	$\frac{z_1}{z_2} = R$ R 为整数

5.5 复合行星齿轮传动的配齿和装配

5.5.1 概述

复合行星齿轮传动采用一种双联或多联型行星轮,两个双联行星轮的齿数不同。

复合行星齿轮传动应按表 8 的配齿公式配齿。为了避免轮齿标记的麻烦,可以用一些简单实用的配齿法则:如内齿圈和行星轮按因子分解式配齿,或者使复合行星轮两个齿轮的齿数比为整数。对不符合以上两个条件的,虽然也有可能实现成功配齿,但轮齿分数比行星轮个数小得越多,无法装配的可能性就越大。

5.5.2 可调式双联行星齿轮

如果双联行星轮的两个行星轮之间的相位角可以通过摩擦连接进行调整,则就可以采用任何数目的齿数组合。

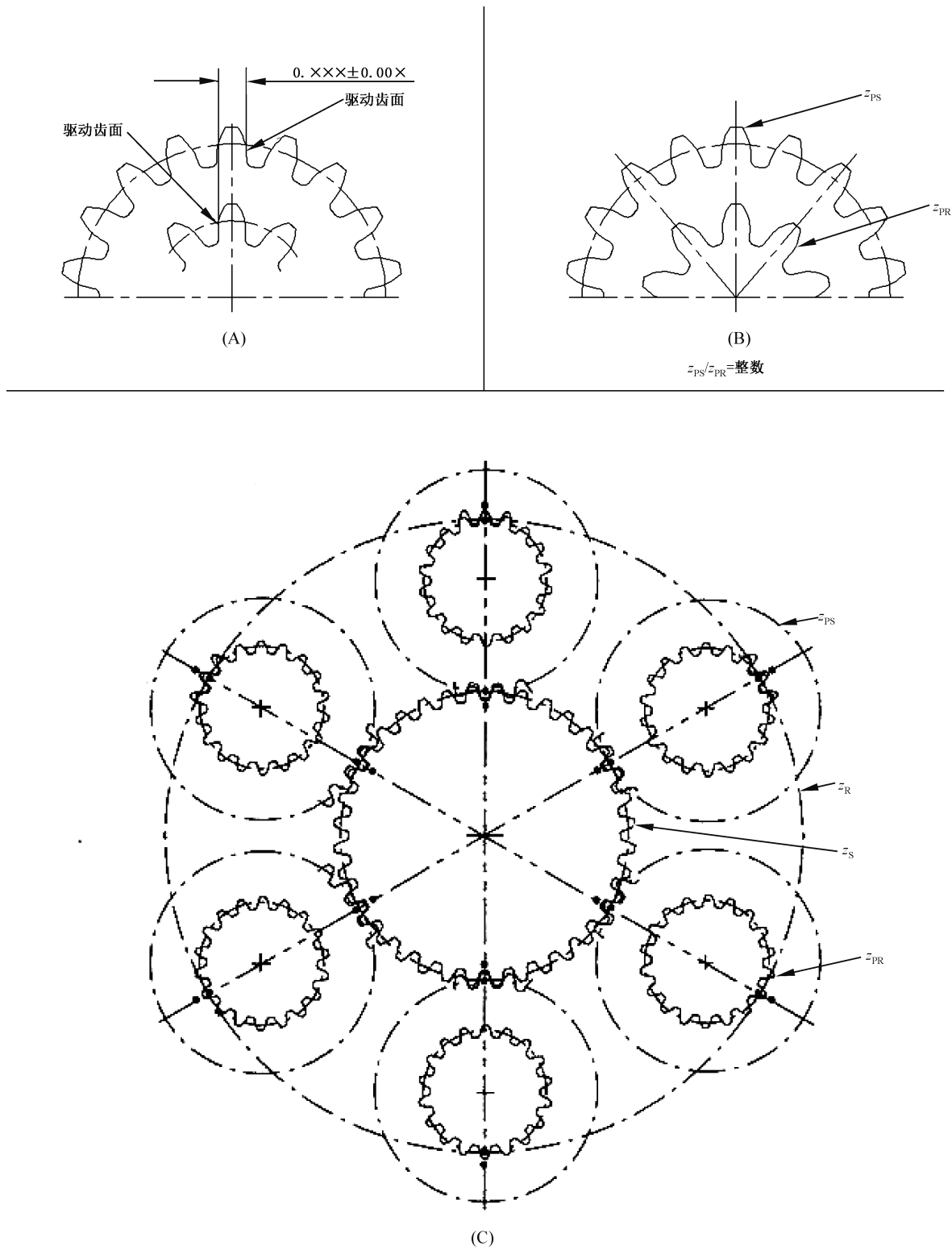
5.5.3 整体式双联行星轮

如果双联行星轮为整体式,则应精确地保证一个行星轮的驱动齿面与另一个行星轮的驱动齿面之间的相位角关系,并且应对这些轮齿进行标记,参见图 8(A)。要保持所要求的对齿精度是一个比较困难的制造问题。

如果一个行星轮的齿数是另一个行星齿轮齿数的倍数,轮系装配时,齿数较少的行星轮可以先放入啮合位置,则轮齿不需要作标记,参见图 8(B)。

如果太阳轮和内齿圈的齿数能够被行星轮的个数除尽(即因子分解式配齿),则两个行星轮可以采用任何齿数。在装配时,使行星轮齿上作标记的轮齿与太阳轮和内齿圈上的标记轮齿相啮合,参见图 8(C)。

如果两个行星轮的齿数比为分数,并且太阳轮和内齿圈的齿数不能被行星轮的个数除尽,则在一般情况下,装配时的啮合问题将成为一个复杂甚至无法做到的轮齿标记问题,可参考附录 C 中的特殊配齿方法进行详细的配齿校验。如果 P_s' 或 P_r' 是 2 或 3 等较小的数字,那么相关轮齿分数将为二分之一或者三分之几,并且只有两种或三种不同的分数情况。对需要作位置标记的轮齿,在图纸上一定要标识清楚。当分数的分母大于双联行星轮的个数时,装配会变得更加困难。



因子分解式配齿轮系 - 带标记齿。行星轮可为任意齿数

z_R/N_{CP} 和 z_S/N_{CP} = 整数

图 8 轮齿标记示例

5.5.4 多太阳轮和内齿圈的行星轮系

此类传动系统可以有多个太阳轮或者内齿圈。分析确定啮合要求时,可将系统分解成尽量简单的行星系统和组合,每个系统均须符合配齿啮合要求,见图 9。

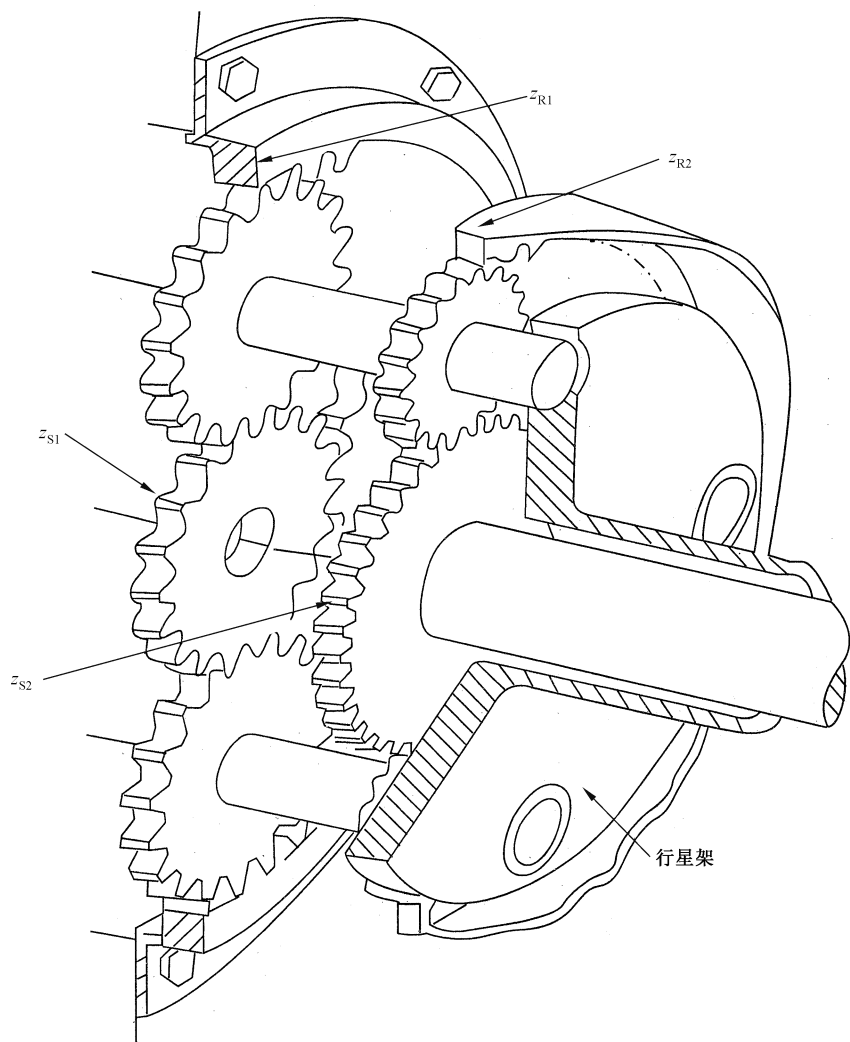


图 9 具有多太阳轮和内齿圈的复合行星轮系

5.6 非因子分解和追逐的理论效应

5.6.1 因子分解轮齿的组合效应

图 10 是仅考虑一个行星轮的情况,图中右侧的图是将转矩变动百分比的垂直坐标充分放大,从而明显表示出转矩变动的峰值,该峰值以一个齿距的间隔重复。轮齿变形和齿廓偏差的变化很容易在接触点通过节线时,使传递的转矩产生峰值。如果再加入其他行星轮,若也同时出现啮合峰值,将导致转矩叠加总量增大,但是传递转矩的变动周期百分比不变。当太阳轮处于行星轮间夹角内的齿数为整数时,即发生此情况。这种效应就是因子分解轮齿组合情况时会出现的效应。

如果太阳轮处于行星轮连接柱间夹角内的齿数为整数,那么内齿圈的齿数也为整数。

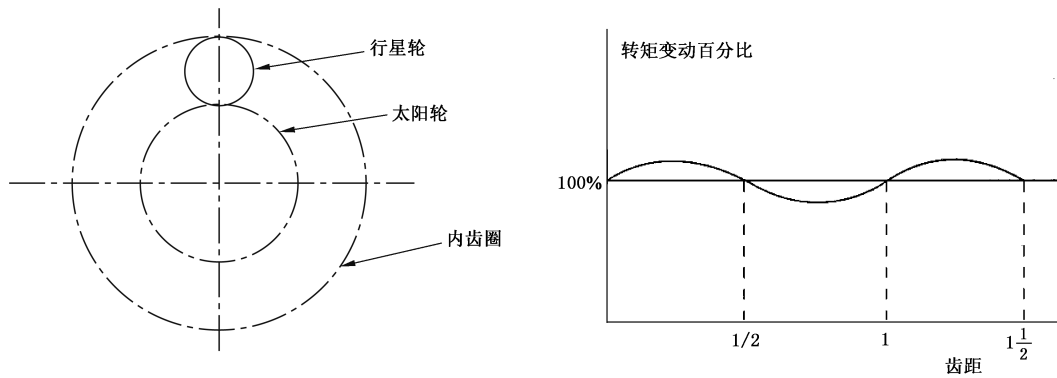


图 10 一个行星轮因子分解轮齿的组合效应

5.6.2 奇数行星轮齿的效应

行星轮的齿数为偶数时,行星轮所受的扭转激振较低,侧向激振较高。行星轮的齿数为奇数时,扭转激振较高而侧向激振较低。从转矩变动的角度来看,这一交变效应是有益的;当转矩冲击曲线对称时,几乎可以实现完美抵消。曲线不规则时,其效应是在频率的 2 倍时约为变动量的一半,如图 11 所示。

5.6.3 非因子分解轮齿配齿的效应

在图 10 一个行星轮的基础上,如果能够加入第二个行星轮,使得转矩冲击彼此不同步,其结果将如图 12 所示。转矩冲击至少按照行星架连接柱数的比例降低,并且频率按照相同的比例升高。此情况在行星架两个相邻连接柱间的夹角内,太阳轮(或内齿圈、或两者)的齿数为带分数。这和非因子分解式的配齿的提法是相同的。

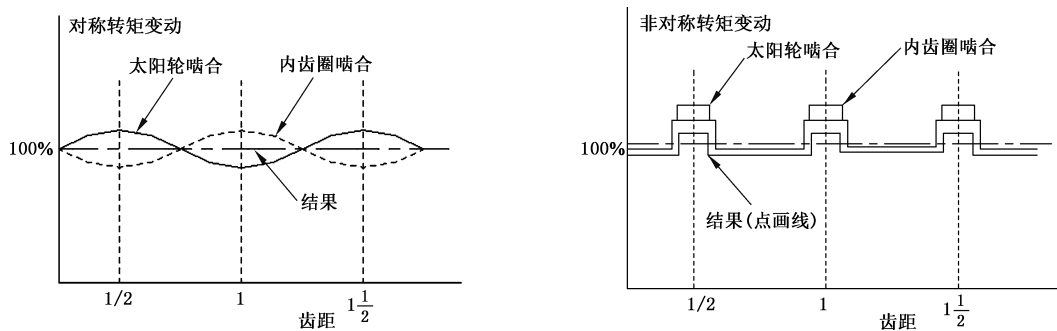


图 11 奇数齿的行星轮

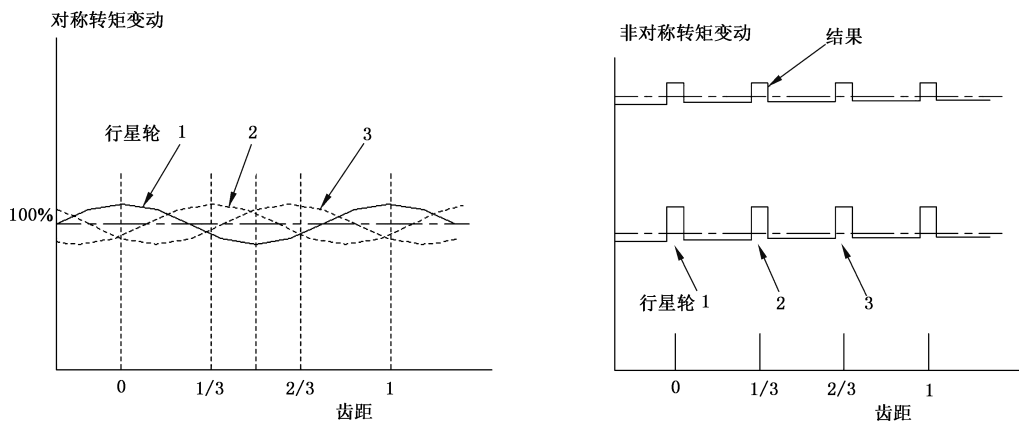


图 12 非因子分解三行星轮系

5.6.4 传动机构实例

作为一个特例,对于内齿圈有 107 个齿,太阳轮有 34 个齿,有 3 个行星轮的行星齿轮传动机构,行星轮之间有 $34/3$ 或 $11\frac{1}{3}$ 个齿,为非因子分解式配齿。实际获得的转矩变动可能是一条不规则曲线,类似于对称转矩变动和非对称转矩变动情况的平均值,转矩变动将为采用 108 和 33 的因子分解式配齿的三分之一或更小,频率为其 3 倍。

对于另一个行星齿轮传动机构,内齿圈和太阳轮有 121 和 71 个齿,8 个行星轮,每个行星轮有 25 个齿,则在行星轮之间太阳轮有 $71/8$ 或 $8\frac{7}{8}$ 个齿,为非因子分解式配齿。转矩变动为是因子分解式配齿的八分之一,频率为其 8 倍。

注:上述示例可能会引起轮齿产生振动。

5.6.5 部分因子分解式配齿

如果采用齿数为 122、26 和 70 的齿轮组合,就成为部分因子分解式配齿,参见图 7。 $70/8$ 得 $8\frac{6}{8}$ 或 $8\frac{3}{4}$ 。每个行星轮均与旁边的齿轮啮合四分之一齿距,并且对称于中心线另一侧的齿轮具有相同的啮合状况。因此,结果为转矩变动四分之一,频率为 4 倍。因子分解式配齿比非因子分解式配齿的频率更低。

5.6.6 轮齿追逐关系

追逐是一个与因子分解无关的不同特征,具有不同的效应。当一个 34 个齿的齿轮与一个 35 个齿的齿轮啮合时,先对一对啮合轮齿做好标记,一圈之后,相啮合的将变成一个无标记的轮齿。随着旋转进行,每个齿轮的每个齿均与另一个齿轮的每一个齿相啮合。如果一个轮齿存在轻微缺陷,例如微小的区域性凸起,并且轮齿硬度不是太高,那么凸起区域将最终被与其啮合的许多轮齿(本例为 34 齿)磨掉。这就降低了啮合轮齿的表面缺陷,并且能够更加完全地纠正制造偏差。啮合时轮齿上的显微表面将遇到大量状况不同的表面,从而产生磨合作用,因此齿轮越用越好。但是,对于硬化齿轮,高硬度的较小凸起缺陷的轮齿追逐组合可能会导致部分甚至所有啮合轮齿表面产生损伤或裂纹,而不会产生任何修正偏差或磨合的好效果。对于非追逐轮齿,具有微小凸起缺陷的硬化齿仅与有限数目的齿啮合发生磨合,也有可能不至于引起破坏性损伤。

再来讨论 107 个齿的齿轮和 34 个齿的齿轮的啮合。此时, $107/34 = 3\frac{5}{34}$ 。这意味着在 34 齿的齿轮旋转三圈之后,啮合将变动五个轮齿。在 107 齿的齿轮旋转七圈之后,啮合将变动 $7 \times 5 = 35$ 个齿。因此,在内齿圈旋转七圈之后,34 齿的齿轮与原始位置偏离一个齿。齿轮将再次进入完全追逐。

另一种方法也能够达到此结果。将两个齿数写成分数,将每个齿数进行因子分解;消掉公因子;分数线上方消掉数字的乘积即为重复发生点之间的齿数。

示例 1:

$$\frac{107}{34} = \frac{1 \times 107}{2 \times 17 \times 1}$$

1 为最大公因子,此组合是完全追逐。

示例 2:

$$\frac{108}{33} = \frac{2 \times 2 \times 3 \times 9}{3 \times 11}$$

消掉分子和分母中的公因子 3,结果为每隔 3 个齿进行重复追逐,有三分之一齿数的传动误差。

5.7 实用配齿程序和设计示例

配齿在行星齿轮传动实际设计过程中总是和参数设计和强度计算结合在一起进行的。

简单行星设计的配齿顺序通常是：

- 选定行星轮个数 N_{CP} ；
- 根据经验或采取类比的方法初步确定模数 m_n ；
- 初步确定太阳轮的齿数 z_S (或直径)、或内齿圈的齿数 z_R (或直径)；
- 按所需的传动比 $i_{SC}^R = 1 + \frac{z_R}{z_S}$ ，由 z_S 计算出 z_R ，且满足 $\frac{z_R + z_S}{N_{CP}}$ = 整数的条件；
- 按 $z_P = (z_R - z_S)/2 - \Delta z$ 确定行星轮的齿数 z_P 。

上式中： $\Delta z = 0 \sim 2$ ，是行星轮齿数 z_P 应减少的齿数。当 $z_R - z_S$ 等于偶数(可以被2整除)时，若取 $\Delta z = 0$ ，允许按变位系数等于0的标准齿轮设计；当 $z_R - z_S$ 等于奇数(不能被2整除)时，取整后 Δz 至少减0.5，齿轮一定按变位设计。行星轮 z_P 减少齿数的多少，主要影响中心距、变位系数、啮合角，对内、外啮合齿轮副的强度略有影响，影响内、外啮合齿轮是否有公因子，是否是无公约数啮合。

- 确定螺旋角 β ，变位系数 x_S, x_P ，计算并圆整中心距 a ，修正 x_S, x_P ，得出变位系数 x_R ；
- 校核邻接条件。

复合行星和简单行星设计的主要差异在于：复合行星的内啮合和外啮合在满足中心距相等的条件下，各自的模数、压力角、螺旋角、变位系数和齿宽等齿轮参数可以独立设计。通常，先求出一种齿轮副(如内啮合，满足 z_R/N_{CP} = 整数)的参数后，中心距 a 确定，再根据 a 设计另一种齿轮副(如外啮合，满足 z_S/N_{CP} = 整数)的参数。

如要进一步了解不同类型行星齿轮传动装置的设计步骤和计算方法，可参见：

附录 B 专用行星齿轮传动装置设计示例；

附录 C 复合行星齿轮传动装置设计计算示例和特殊配齿示例。

5.8 行星轮非等分布时安装角 θ 的确定

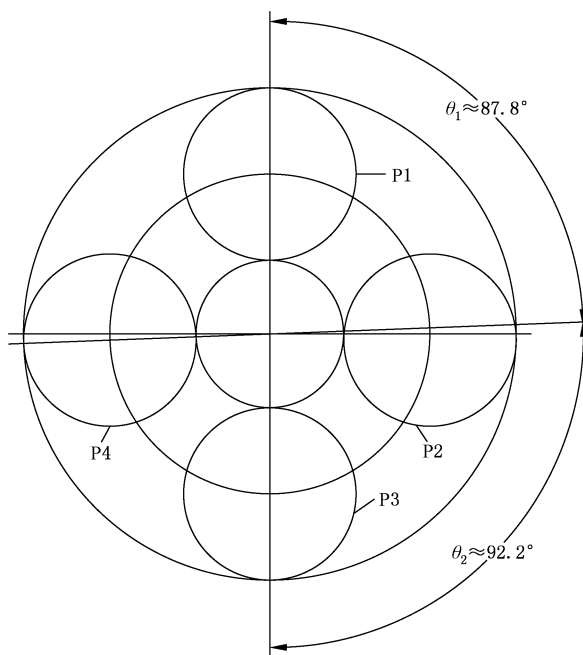


图 13 行星轮非等分布时的安装角 θ

特殊情况时,行星轮不能沿圆周等分布置。这时安装角 θ 可按以下步骤计算:

- 1) 当 $q = \frac{z_S + z_R}{N_{CP}} \neq \text{整数}$ 时,为了使行星轮的装配尽可能接近于等分布置,则取 q' 等于接近于 $\frac{z_S + z_R}{N_{CP}}$ 的整数值;
- 2) 安装角 θ_1 由式(19)计算:

$$\theta_1 = \frac{360^\circ}{z_S + z_R} q' \dots\dots\dots (19)$$

3) 校核邻接条件。

示例: 已知 $z_S = 22, z_R = 60$,行星轮个数 $N_{CP} = 4$,求行星轮间的安装角 θ 。

解:
$$\frac{z_S + z_R}{N_{CP}} = \frac{22 + 60}{4} = 20.5$$

由于行星轮为非等分布置,取 $q' = 20$,则安装角(行星轮 P_1 与 P_2 间的夹角见图 13)为

$$\theta_1 = \frac{360^\circ}{z_S + z_R} q' = \frac{360^\circ}{22 + 60} \times 20 = 87.8^\circ$$

而行星轮 P_2 与 P_3 间的夹角 $\theta_2 = 180^\circ - 87.8^\circ = 92.2^\circ$ 。

6 系统特性及特殊要求

6.1 啮合功率流

除定轴传动外,一般情况下的行星齿轮传动的齿轮啮合功率并不等于总的输入功率,往往行星架也传递一部分功率。一些类型的行星齿轮装置的啮合功率大于输入功率,甚至是输入功率很多倍,而另一些类型的啮合功率会低于输入或输出功率。对于封闭式行星机构(图 16 的差动机构为其中的一种类型)因为内部存在 2 条功率流,还要确定传动比与功率分配的关系、功率流的方向正负、功率的分流点和汇流点的位置。在选定行星齿轮传动方式时,应理清这些特性,因为它会直接影响齿轮和轴承的使用寿命、失效形式、摩擦损失大小、效率高低、工作温度是否会过高等问题。本条给出 3 个不同类型的示例,引导读者理解和掌握分析解决此类问题的方法。

示例 1:

本示例是啮合功率降低的情况。简单行星齿轮传动的啮合功率可能会低于输入或输出功率。这不仅有助于此类传动装置获得高效率,还额外增大了承载能力。本例的齿轮参数见图 14。

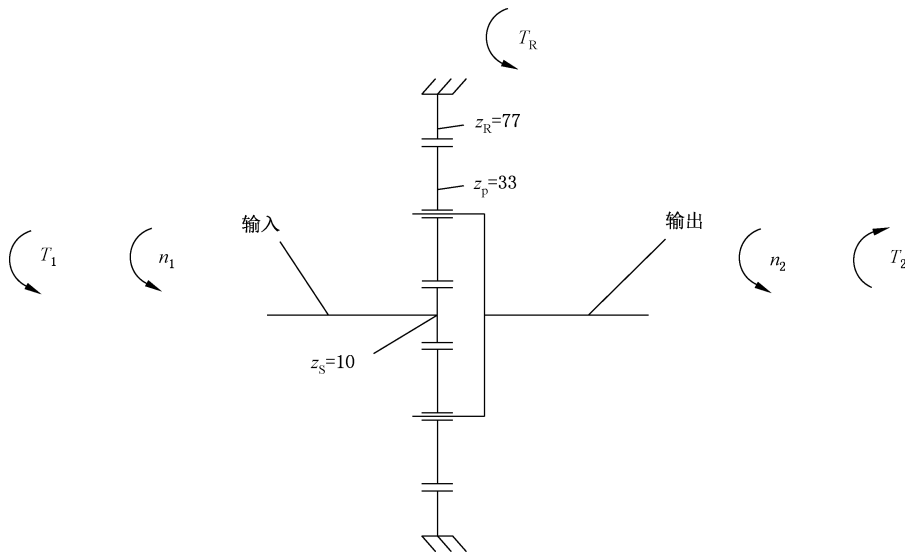


图 14 简单行星传动机构简图

传动比为 $i_{sc}^R = 1 + \frac{z_R}{z_s} = 1 + \frac{77}{10} = 8.7$ 。

当输入转速为 $n_1 = 1\,000\text{ r/min}$ 、输出转速为 $n_2 = 114.94\text{ r/min}$ 、输出转矩为 $T_2 = 1\,130\text{ N} \cdot \text{m}$ 时，输出功率为

$$P = \frac{T_2 n_2}{9\,549} = \frac{1\,130 \times 114.94}{9\,549} = 13.60\text{ kW}$$

忽略功率损失（总效率为 100%），按输入功率和输出功率相等分析，输入转矩 T_1 为

$$T_1 = \frac{T_2}{i_{sc}^R} = \frac{1\,130}{8.7} = 129.885\text{ N} \cdot \text{m}$$

3 个行星轮的总转矩为

$$T_p = T_1 \frac{z_p}{z_s} = 129.885 \times \frac{33}{10} = 428.621\text{ N} \cdot \text{m}$$

也可根据转矩平衡关系，求出内齿圈的转矩 $T_R = T_2 - T_1 = 1\,000.115\text{ N} \cdot \text{m}$ ，按 $T_p = T_R \frac{z_p}{z_R}$ 计算，一样可得出同样数值。

行星轮的相对转速为

$$n_p^c = (n_R - n_c) \frac{z_R}{z_p} = \left(0 - \frac{1\,000}{8.7}\right) \times \frac{77}{33} = -268.2\text{ r/min}$$

3 个行星轮与太阳轮之间，以及 3 个行星轮与内齿圈之间的总啮合功率为

$$P_{sp} = P_{pr} = \frac{T_p n_p^c}{9\,549} = \frac{428.621 \times 268.2}{9\,549} = 12.038\text{ kW}$$

与前面的 13.60 kW 输出功率比较： $\frac{13.6 - 12.038}{13.6} \times 100\% = 11.48\%$ ，即可得到啮合功率比输入或输出功率降低 11.48% 的结论。

示例 2：

本示例是啮合功率增高的情况。该行星齿轮传动机构如图 15 所示，它是在示例 1 简单行星的基础上，增加第二级双联行星轮加内齿圈的内啮合传动，改原来的行星架输出为内齿圈输出，使总传动比 i 增加到 87。输入转速为 $n_1 = 1\,000\text{ r/min}$ ，输出转速为 $n_2 = 11.49\text{ r/min}$ ，行星轮相对于行星架的转速为 $n_p^c = -268.2\text{ r/min}$ 。

设输出转矩为 $T_2 = 1\,130\text{ N} \cdot \text{m}$ ，则输入转矩为 $T_1 = \frac{T_2}{i} = \frac{1\,130}{87} = 12.987\text{ N} \cdot \text{m}$ 。

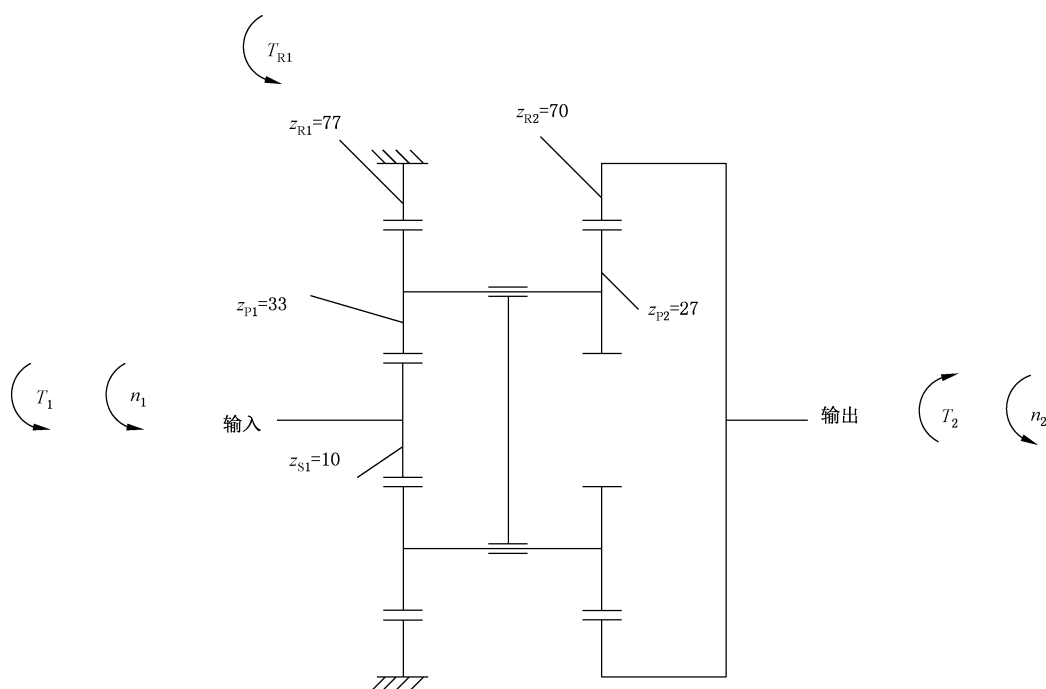


图 15 两级行星齿轮传动机构简图

二级 3 个行星轮 z_{P2} 的总转矩和为

$$T_{P2} = \frac{T_2 z_{P2}}{z_{R2}} = \frac{1\,130 \times 27}{70} = 435.857 \text{ N} \cdot \text{m}$$

行星轮转速 $n_P^C = -268.200 \text{ r/min}$ ，二级 3 个行星轮 z_{P2} 和二级内齿圈 z_{R2} 之间的啮合功率为

$$P_{P2-R2} = \frac{T_{P2} n_P^C}{9\,549} = \frac{435.857 \times 268.200}{9\,549} = 12.242 \text{ kW}$$

而当输出转矩为 $1\,130 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，输出转速为 11.49 r/min 时，实际输出功率只有

$$P = \frac{T_2 n_2}{9\,549} = \frac{1\,130 \times 11.49}{9\,549} = 1.360 \text{ kW}$$

分析时忽略功率损失（按总效率为 100% ），输入功率和输出功率相等。

二级行星轮的总转矩由第一级行星轮提供，第一级行星轮 z_{P1} 同时与输入太阳轮 z_{S1} 和第一级内齿圈 z_{R1} 啮合。输入太阳轮 z_{S1} 提供给第一级行星轮 z_{P1} 的转矩为

$$T_{S1-P1} = \frac{T_1 z_{P1}}{z_{S1}} = \frac{1\,130 \times 33}{87 \times 10} = 42.862 \text{ N} \cdot \text{m}$$

根据装置的转矩平衡关系，求出内齿圈的转矩 $T_{R1} = T_2 - T_1 = 1\,117.013 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

则第一级行星轮 z_{P1} 和第一级内齿圈 z_{R1} 啮合的转矩为

$$T_{P1-R1} = T_{R1} \frac{z_{P1}}{z_{R1}} = 1\,117.013 \times \frac{33}{77} = 478.720 \text{ N} \cdot \text{m}$$

第一级行星轮 z_{P1} 与输入太阳轮 z_{S1} 啮合的转矩，和第一级行星轮 z_{P1} 与第一级内齿圈 z_{R1} 啮合的转矩方向相反。其差值 $T_{P1-R1} - T_{S1-P1} = 478.720 - 42.862 = 435.858 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，和 3 个二级行星齿轮 z_{P2} 的总转矩大小相等且方向相反。

由上述转矩可以求出相应的啮合功率。

太阳轮 z_{S1} 和第一级行星轮 z_{P1} 的啮合功率为

$$P_{S1-P1} = \frac{T_{S1-P1} n_P^C}{9\,549} = \frac{42.862 \times 268.200}{9\,549} = 1.204 \text{ kW}$$

第一级行星轮 z_{P1} 和第一级内齿圈 z_{R1} 啮合功率为

$$P_{P1-R1} = \frac{T_{P1-R1} n_P^C}{9\,549} = \frac{478.720 \times 268.200}{9\,549} = 13.446 \text{ kW}$$

第一级行星轮 z_{p1} 两处啮合功率之差为 $P_{p1-R1} - P_{s-p1} = 13.446 - 1.204 = 12.242 \text{ kW}$,等于二级齿轮啮合功率。

在本示例中,除太阳轮 z_{s1} 和第一级行星轮 z_{p1} 的啮合功率 1.204 kW 低于输入功率 1.360 kW 外,第一级行星轮 z_{p1} 和第一级内齿圈 z_{r1} 啮合功率 13.446 kW ,是 1.360 kW 输出功率的 9.8 倍,第二级齿轮啮合功率 12.242 kW 是 1.360 kW 输出功率的 9 倍。

本示例的第一级虽然和示例1齿轮参数相同,输入转速和输出转矩也相同,虽然输入和输出功率都很低,但是因为增加第二级后使第一级内齿圈的转矩剧增至 $T_{r1} = 1\,117.013 \text{ N} \cdot \text{m}$,并使第一级行星轮 z_{p1} 的 2 个啮合形成巨大的转矩差,造成第二级传递的功率剧增。

这一剧增的内部功率传递导致功率损失成比例地加大,传动总效率会远低于正常情况下同样传动比的多级齿轮传动。另外,轮齿载荷和轴承载荷是根据啮合功率的值来计算的,装置的尺寸和重量也必然明显增大。

示例3:

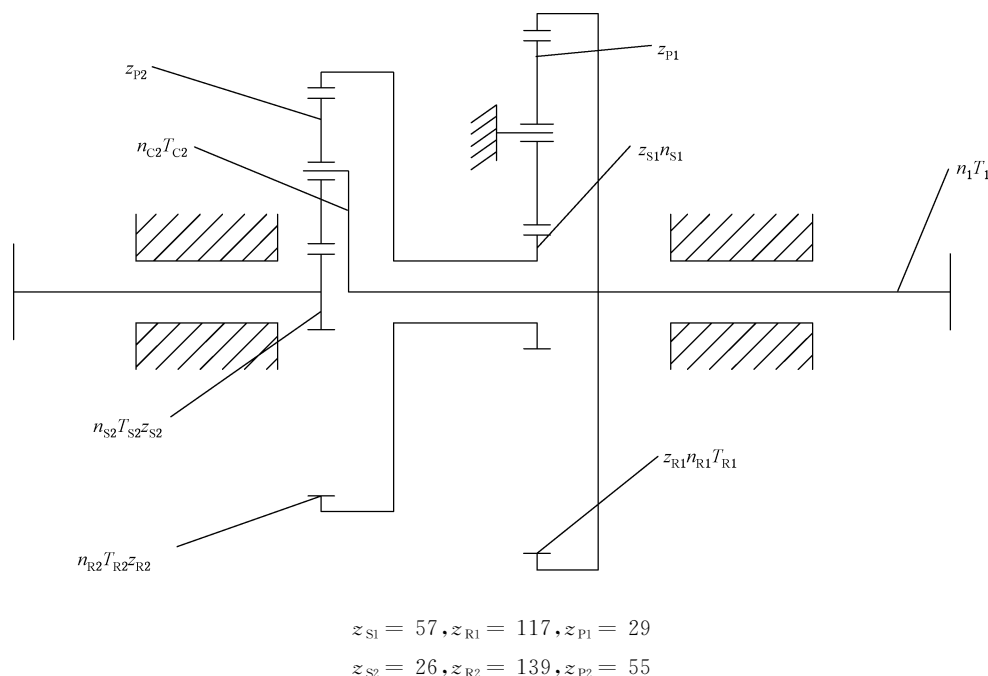


图 16 差动行星齿轮传动机构简图

本示例给出一种差动行星机构不同分支转矩和转速的关系式、功率分配的计算方法、及功率流径。图16为此差动行星增速传动简图,低速级为行星架固定的简单行星传动,6个行星轮;高速级为差动行星,3个行星轮。各齿轮的齿数如图中所示。输入转速 $n_1 = 13 \text{ r/min}$,输入功率 $P_1 = 2\,150 \text{ kW}$ 。

1) 求该差动行星传动装置的传动比

$$n_{r2} = n_{s1} = -\frac{n_1 z_{r1}}{z_{s1}} = -13 \times 117 / 57 = -26.684 \text{ r/min}。$$

$$n_{c2} = n_1 = 13 \text{ r/min}。$$

由式(4)

$$\begin{aligned} n_{s2} &= n_{c2} \left(1 + \frac{z_{r2}}{z_{s2}} \right) - n_{r2} \frac{z_{r2}}{z_{s2}} \\ &= n_1 \left(1 + \frac{z_{r2}}{z_{s2}} + \frac{z_{r1} z_{r2}}{z_{s1} z_{s2}} \right) \\ &= 13 \times \left(1 + \frac{139}{26} + \frac{117}{57} \times \frac{139}{26} \right) \\ &= 225.158 \text{ r/min}。 \end{aligned}$$

$$\text{总传动比 } i = \frac{n_{s2}}{n_1} = 17.320。$$

该机构传动比由式(20)计算:

$$i = n_{s2} / n_1 = 1 + \frac{z_{R2}}{z_{s2}} + \left(\frac{z_{R1}}{z_{s1}} \right) \left(\frac{z_{R2}}{z_{s2}} \right) \dots\dots\dots (20)$$

2) 求该差动行星各分支传递的功率和转矩

根据功率方程： $P_s = P_R + P_C$ 和转矩方程： $T_C = -T_s - T_R$ 可得差动行星(见图5)各分支传递的转矩计算式(21)和式(22)：

$$T_R = T_s (n_s - n_c) / (n_c + n_R) \dots\dots\dots (21)$$

$$T_C = T_s (n_s + n_R) / (n_c + n_R) \dots\dots\dots (22)$$

式中：

T_s ——太阳轮转矩,单位为牛米(N·m)；

T_R ——内齿圈转矩,单位为牛米(N·m)；

T_C ——行星架转矩,单位为牛米(N·m)。

式(21)和式(22)中的转矩用的是绝对值,转速也用正值,符号在公式中已经考虑。

对于本示例：

$$T_{s2} = 9\,549\,P_1 / n_{s2} = 9\,549 \times 2\,150 / 225.158 = 91\,182\,\text{N} \cdot \text{m}。$$

$$T_{R2} = T_{s2} (n_{s2} - n_{c2}) / (n_{c2} + n_{R2})$$

$$= 91\,182 \times (225.158 - 13) / (13 + 26.684) = 487\,475.8\,\text{N} \cdot \text{m}。$$

$$P_{R2} = n_{R2} T_{R2} / 9\,549$$

$$= 26.684 \times 487\,475.8 / 9\,549 = 1\,362.216\,\text{kW}, \text{此值等于输入功率} P_1 \text{的} 63.359\%。$$

$$T_{c2} = T_{s2} (n_{s2} + n_{R2}) / (n_{c2} + n_{R2})$$

$$= 91\,182 \times (225.158 + 26.684) / (13 + 26.684) = 578\,657.8\,\text{N} \cdot \text{m}。$$

$$P_{c2} = n_{c2} T_{c2} / 9\,549$$

$$= 13 \times 578\,657.8 / 9\,549 = 787.784\,\text{kW}; \text{此值等于输入功率} P_1 \text{的} 36.641\%。$$

在该传动中,输入的总功率 P_1 分2支传递,一支63.359%的功率 P_{R2} 经低速级齿轮啮合后驱动高速级的内齿圈;另一支36.641%的功率 P_{c2} 经低速级的中间轴穿越空心的低速级太阳轮轴后直接驱动高速级的行星架,最后由高速级太阳轮输出。

6.2 系统动态特性

6.2.1 概述

旋转机械系统设计中的一个关键阶段是分析系统对于激振力的动态(振动)响应。影响行星齿轮传动装置动态特性的因素包括制造偏差、元件装配等。这些因素会引起系统每个零件的载荷变动、振动和降低行星轮系的总效率。经验证明,最佳静态设计可能并不一定就是很好的动态设计。因此,在设计行星齿轮传动装置时,设计者应尽量多考虑动态特性,以确保成功运转。本条将讨论部分动态特性。

6.2.2 振动分析、动态载荷

所有振动分析都应考虑整个系统,包括原动机、齿轮装置、从动设备、联轴器和基础。齿轮装置所受动态载荷是整个系统的动态行为的结果,而非仅仅齿轮装置的单独影响。

系统的动态响应会导致系统承受附加载荷,以及系统相邻元件之间产生相对运动。某些动态特性的振动载荷额外附加在系统正常工作载荷之上后,就可能会导致零部件失效。

6.2.3 固有频率

只有有限数目的固有频率数等于齿轮传动装置的自由度数。在分析运动方程时,考虑的自由度阶数越多,分析也就越复杂。应特别注意内齿圈的固有频率。

当内齿圈的啮合频率与它的一个固有频率相重合时,即发生共振。随之,内齿圈发生弹性变形,所产生的位移与轮齿动载荷密切相关。

在特定应用设计时,应对所有内齿圈进行模态分析,确定它们的固有频率。绘制临界转速和禁用输入转速坎贝尔图,或使内齿圈固有频率远离工作转速。

当某个行星齿轮传动装置的固有频率与任一阶的啮合频率相重合时,轮齿载荷将发生变化,并且瞬态载荷分布亦产生变动。

6.2.4 系统的极端载荷

当系统存在有极端载荷的工况时的特别注意事项见 7.2.3.1。

6.2.5 均载

行星齿轮传动装置应有浮动元件,例如浮动内齿圈、行星架、太阳轮等,从而使各行星轮之间实现更好的载荷均分。浮动元件在运动期间发生加速和减速,以适应非浮动元件的制造偏差。推动这些加速所需要的力是轮齿和轴承上的附加动载荷,并且这些载荷在设计时应予以考虑。一般来说,动载荷的大小是制造精度、转速和浮动元件质量的函数。要进行详细的动态分析,需要知道每个零件各种偏差的量和位置,这些已超出本标准的范围。关于均载的更多信息,参见第 8 章。

6.2.6 转矩变动

转矩变动有高频和低频 2 种分量。高频转矩变动量由啮合误差产生。低频转矩变动量由每个齿轮的转速频率突增或突减的变化而产生,参见 5.6。

6.3 噪声

6.3.1 主要噪声源

与其他齿轮系统的情况相同,行星齿轮系统产生噪声的主要原因是受载齿轮的传动误差,该误差来自制造偏差、轮齿变形和振动。另外,齿轮和箱体的受力以及谐振也会加剧总体噪声。齿轮因振动产生的噪声,主要来源于轮齿啮合力导致的两类冲击,即节圆冲击和啮合冲击,参见图 17。

6.3.2 啮合冲击

制造偏差、受力元件的变形、运转产生的温度变形以及轮齿啮合过程中因单齿啮合和双齿啮合过度产生的载荷突变等因素均会引起齿轮的齿距改变(偏离理想齿距值)。当主动齿轮的齿距小于从动齿轮的齿距时,就会产生啮入冲击;当主动齿轮的齿距大于从动齿轮的齿距时,就会产生啮出冲击。啮入冲击力的大小与冲击速度成正比,即转速大小(高低)对振动噪声极其敏感。

5.6 讨论了其他情况的啮合冲击。

6.3.3 节圆冲击

当轮齿在承受载荷的情况下啮合时,法向力的作用点从主动齿轮的齿根移动至齿顶,从动齿轮的齿顶移动至齿根。每一啮合循环期间轮齿啮合摩擦力在节圆处由于突然反向而产生的冲击称为节圆冲击,此冲击的方向与啮合线垂直。

应考虑节圆冲击力和啮合冲击力的幅值。为控制噪声,应尽可能降低每个啮合处的传动误差,降低冲击速度,采用优化的轮齿刚度和齿端柔度,减小啮合过程中的载荷波动,并对轮齿的齿廓进行修正。

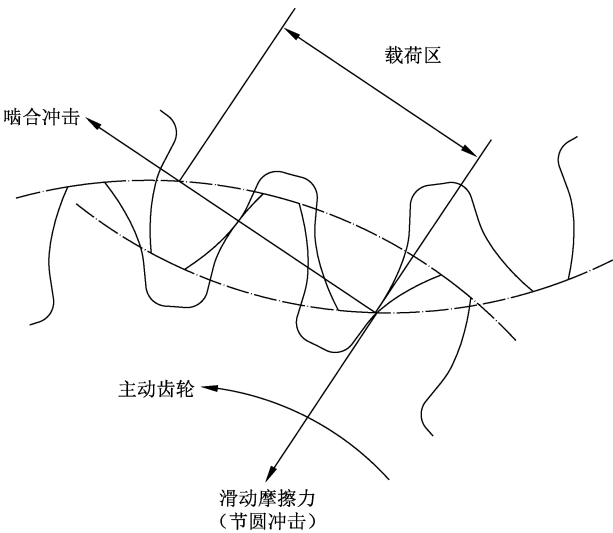


图 17 节圆冲击和啮合冲击

6.4 转速限制

6.4.1 节线速度

一般来说,对于具体应用,行星齿轮传动装置的节线速度比相同功率的平行轴装置的节线速度要低。行星齿轮装置功率分流使节圆直径减小,从而降低了节线速度。行星架转动使太阳轮与行星轮之间产生相对转动,进一步降低了节线速度。

然而,这一节线速度降低的特性并不一定能使行星齿轮装置比平行轴齿轮装置以更高的转速运转。随着转速增加,齿轮制造偏差导致的动载荷也增加。因此,对于转速较高的场合,应选择更高精度的许用偏差。影响动载荷的几何特征包括:

- 单个齿距偏差;
- 齿廓偏差;
- 径向跳动;
- 螺旋线偏差。

下面介绍一种确定所需齿轮精度的方法,它是根据节线速度来计算最大单个齿距允差。

由于太阳轮、行星轮和内齿圈的节线速度相同,所以可以利用第 4.5 所述相对转速来计算节线速度。以太阳轮为例,其节线速度计算式见式(23)和式(24):

$$v_t = \frac{\pi n_s d_{ws}}{60 \times 1\,000} \dots\dots\dots (23)$$

式中:

- v_t ——节线的绝对速度,单位为米每秒(m/s);
- n_s ——太阳轮的转速,单位为转每分(r/min);
- d_{ws} ——太阳轮的节圆直径,单位为毫米(mm)。

$$v = \frac{\pi n_s^c d_{ws}}{60 \times 1\,000} \dots\dots\dots (24)$$

式中:

- v ——节线的相对速度,单位为米每秒(m/s);
- n_s^c ——太阳轮相对于行星架的转速,单位为转每分(r/min)。

使用式(24)求出节线的相对速度 v , 再根据式(25)和式(26)来确定最大单个齿距的允差, 就可按 GB/T 10095.1 的规定确定单个齿距允差相对应的精度等级。其他所有检验项目的偏差值均根据此精度等级来确定。

外齿轮:

$$f_{ptT} = 76 \left(\frac{0.508}{v} \right)^{0.4337} \dots\dots\dots (25)$$

内齿轮:

$$f_{ptT} = 102 \left(\frac{0.508}{v} \right)^{0.4337} \dots\dots\dots (26)$$

上两式中:

f_{ptT} ——最大单个齿距允差, 单位为毫米(mm)。

6.4.2 转速

作为一条普遍性的经验准则, 工业(即非飞机、车辆或机床)行星齿轮装置的行星架转速很少超过 1 800 r/min。对于行星架转速超过 1 800 r/min 的应用场合, 一般采用固定行星架结构形式。固定行星架结构的速度限制值通常是内齿圈或者联轴器的外圆周弹性变形的函数。

另外, 行星传动的结构形式的固有特性还将加重离心应力、圆周应力和热应力。

一般来说, 齿轮的转速受到下述一个或多个因素的限制:

- 离心应力和变形;
- 热应力;
- 胶合;
- 轴承的承载能力;
- 变形。

行星架旋转产生的行星轮离心力将产生附加轴承载荷。内齿圈以及安装在内齿圈上的联轴器零件的外圆周弹性变形受到相关零件的尺寸、重量、形状和转速的影响。

6.4.3 热功率限制

当装置的许用热功率(见第 10 章)不能满足时, 工作转速就要受到限制。

6.5 抗微动磨损设计

承受交变载荷的行星齿轮传动装置(如车辆传动机构、隧道掘进机、摆环驱动机构和风力发电机等)中, 螺纹连结、花键连接和过盈配合连接等都容易在每个连接处发生微动磨损。

这些原本配合紧密的零件, 在载荷和一定的频率振动作用下, 较长时间后会产生松动, 这种松动只是微米级的相对滑动, 摩擦表面间的法向压力使表面上的微凸体粘着。粘合点被小振幅振动剪断成为磨屑, 磨屑接着被氧化。被氧化的磨屑在磨损过程中起着磨粒的作用, 使摩擦表面形成麻点或虫纹形伤疤。这些麻点或伤疤是应力集中的根源, 因而也是零件承受动载荷时失效的根源。

对于在受载时不该运动的静止连接, 例如内齿圈连接和箱体连接, 应用销固定, 或者用足够夹紧力的螺栓固定, 从而在任何可预见的工作载荷或静态载荷作用下都不会发生滑动。摩擦因数的保守假定值为 0.10。

对于受载时运动的连接, 例如太阳轮和行星架等铰接旋转元件之间的花键连接, 应该尽量提高表面硬度和减小粗糙度。这些连接处应用有充足的润滑剂以尽量减小微动磨损。

7 齿轮设计

7.1 齿轮几何参数设计

7.1.1 概述

配齿应满足的装配条件见第 5 章。本章提示设计者在齿轮几何参数设计时应重点考虑的一些因素。

7.1.2 压力角

当太阳轮与行星轮啮合处的啮合角较大而行星轮与内齿圈啮合处的啮合角较小时,可获得最佳的强度-重量比。当按减少行星齿轮的齿数、外啮合齿轮正变位、加大中心距设计时,行星轮与内齿圈啮合的啮合角较小,这时应注意避免出现用插齿刀加工内齿圈时有可能产生齿顶变尖的现象。

7.1.3 变位系数选择

齿轮变位除了可以在不改变齿数和传动比的情况下改变中心距外,还用于改善传动性能,如:防止根切,平衡齿面滑动率,降低胶合的闪点温度,降低齿根弯曲应力,提高齿根弯曲疲劳强度等。

一般来说,为了追求实现不同的目标,可能要选择不同的变位系数,但是,对于一个好的设计来说,所选的变位系数应在满足主目标的同时又都几乎可以兼顾其他所有条件。对于增速传动(例如风力发电齿轮装置)所用齿轮,通常最好按平衡齿面滑动率来选择变位系数。

变位应避免齿顶过尖。

7.1.4 啮合特性

当每一对啮合齿轮的啮入和啮出的齿面滑动率相同时,胶合温度可以降至最低,效率增至最高,对冷却的需求也会降低。但是,为了同时满足太阳轮与行星轮啮合以及行星轮与内齿圈啮合的齿面疲劳寿命和齿根弯曲疲劳寿命要求,以及空间限制,可能不会每对齿轮的啮合都按啮入和啮出滑动率相同进行设计。设计时还应考虑啮入和啮出滑动率对于反向转矩传动的啮合特性的影响。

7.1.5 啮合干涉验算

每种设计都应进行充分的齿根、齿廓和齿顶间隙检查。

在设计行星齿轮传动时,为了提高均载效果,一般至少使一个元件浮动。如果浮动元件的轴线不是竖直安装,那么轻载时,浮动元件的重量将由齿轮啮合来支撑。这种紧啮合状况可能会导致一个齿轮的齿顶和齿根过渡曲线干涉、产生噪声和导致轮齿损坏。要检查以确保在浮动元件的重量下沉造成的紧啮合情况下不会发生干涉。

7.1.6 侧隙

耦合级行星应具有足够大的齿侧间隙,才不致于出现邻近级发生贴紧啮合干涉的情况而影响均载。但过大的侧隙可能会对系统动态性能有不利影响。

7.1.7 行星轮轮缘厚度

齿轮箱体内的轴承座圈旋转可能会导致座圈蠕动磨损和轴承损坏。行星轮轮缘厚度应不小于齿轮模数的 3.5 倍,以防行星轮孔内的轴承外圈发生打滑。轴承外圈打滑会导致行星轮孔磨损,长期使用会导致轴承失效。可以通过加大过盈配合量,或者将轴承外环夹紧或销固到行星轮上来防止打滑。如果

加大过盈配合量,就应选用更大游隙的轴承,以抵消轴承游隙的减小。还可以通过对行星轮孔进行表面渗碳和硬化处理来降低发生磨损的危险。行星轮轮缘厚度的确定还需要考虑轮缘的强度、对于轮齿强度的影响,以及轴承外圈的最小位移量。

如果利用行星轮内孔作为行星轮轴承的外圈滚道,就可以允许采用更薄的轮缘厚度。

7.1.8 内齿圈轮缘厚度

当没有螺栓孔时,内齿圈轮缘厚度不得小于模数的 3.5 倍。对于带有螺栓孔的内齿圈,还应考虑应力集中的影响因素。

环形结构的大型内齿圈要增加轮缘厚度以利于保持圆度,或采用法兰、筋来支撑轮体。当内齿圈固定时,箱体或安装结构能够提供足够的支撑,并保持内齿圈的圆度。

当内齿圈的环截面上有螺栓孔时,轮缘厚度要大于 3.5 倍的模数。在对大量没有进行过有限元分析,已取得成功应用的风力发电行星齿轮传动装置设计经验数据是:在内齿圈轮缘厚度的中线上,螺孔直径小于 0.4 倍的轮缘厚度,轮缘厚度至少为 5 倍模数。这些装置是 4 个行星轮的简单行星,内齿圈通过螺栓夹紧在输入和输出箱体上,从而由这些箱体提供部分支撑。此研究是基于调质、渗碳淬火和氮化的内齿圈。没有考虑残余拉应力对于感应淬火内齿圈的潜在损坏效应。

影响轮缘厚度的因素尚有:行星轮个数少时在内齿圈产生的应力会高于行星轮个数多时产生的应力。

7.2 齿轮强度计算

7.2.1 基本准则

齿面接触强度和齿根弯曲强度应该根据 GB/T 3480 或 ISO 6336 来确定,也可以采用 AGMA、DIN 或其他国家或行业的有关标准进行计算。供需双方应在采用标准上达成一致。

与普通平行轴传动装置相比,行星齿轮传动装置具有高刚度、高功率密度和低转动惯量等特点,由于工作机的转速存在波动,导致驱动行星齿轮装置的轮齿载荷较高,所以设计时通常应采用比平行轴传动低一些的功率密度。

当采用 ISO 6336 时,有关行星齿轮传动装置的部分系数确定的建议,参见 ISO 9084 附录 B。

7.2.2 确定行星轮系的每分支啮合功率

以内齿圈固定的简单行星齿轮传动为例,参考第 4 章,可以得下述关系式:

行星齿轮传动的总传动比 i_{SC}^R 见式(27):

$$i_{SC}^R = 1 + \frac{z_R}{z_S} \quad \dots\dots\dots (27)$$

太阳轮转速 n_S 见式(28):

$$n_S = n_C i_{SC}^R \quad \dots\dots\dots (28)$$

太阳轮相对于行星架的转速 n_S^C 可根据式(14)计算:

$$n_S^C = n_S - n_C$$

太阳轮转矩 T_S 见式(29):

$$T_S = \frac{T_C}{i_{SC}^R} \quad \dots\dots\dots (29)$$

式中:

T_C ——行星架转矩,单位为牛米(N·m)。

内齿圈转矩 T_R 见式(30):

$$T_R = -T_S - T_C \quad \dots\dots\dots (30)$$

注意，上式的转矩代号本身带有正、负号。

每一支啮合传递的功率 P_M 见式(31)：

$$P_M = \frac{T_s n_s^c}{9\,549} \frac{K_\gamma}{N_{CP}} \dots\dots\dots (31)$$

式中：

K_γ ——均载系数，见式(32)。

7.2.3 特别关注的系数及提示

7.2.3.1 使用系数 K_A

使用系数显著影响齿轮的额定功率值。应按附录 A 所述的方法正确确定使用系数 K_A 值。

当遇到下述一种或多种情况的工况时，系统需要更高的可靠度，这时需要调整行星齿轮装置的使用系数或安全系数：

- 环境条件(极端温度和环境)；
- 润滑条件(不按照制造商的建议使用润滑剂)；
- 对中不良和产生对中变形；
- 反向使用；
- 涉及人身安全或重大财产损失的高风险应用；
- 外部径向载荷或轴向载荷较大。

在设计高瞬态转矩系统时，需要特别小心。这些系统包括(但不限于)同步电机、特定类型的高转矩感应电动机、发电机传动机构、往复式发动机等。

在启动期间，以及瞬时断开后重新启动时，同步和感应电动机均会产生极高的转矩。

当发电机与主系统不同相时，会产生极高的载荷。短路可能甚至会产生高达正常工作转矩 20 倍的转矩载荷。

行星齿轮传动装置的用户应确保获得与齿轮传动选择有关的最新系数资料。在选择确定使用系数时，应考虑所有特殊转矩条件和载荷强度信息。

7.2.3.2 动载系数 K_V

动载系数也显著影响齿轮的额定功率值。除非已被实践证明的多体动力学仿真进行的详细动态分析得出其他结果外，一般 K_V 的最小值不应小于 1.05。

7.2.3.3 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$

齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 反映载荷沿齿宽分布的不均匀程度，它显著影响齿轮的承载能力。载荷沿齿宽的分布受到许多因素的影响，例如弹性变形、制造偏差、热变形等，可以采用螺旋线修形来补偿这些偏差的有害影响，把 $K_{H\beta}$ 降低到设计要求的数值。

对于齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ ，已有许多计算法则。GB/T 3480、ISO 6336-1 和 ISO 9085 等文献提供了 $K_{H\beta}$ 的一些简化计算方法。

随着技术的进步，出现越来越多地用来确定 $K_{H\beta}$ 的先进的数值接触分析方法。这些方法至少应该考虑：

- 沿螺旋线和齿廓方向的载荷分布；
- 相邻啮合的影响；
- 在极端接触区，局部刚度不连续的影响。

当利用先进的数值接触分析方法来分析确定 $K_{H\beta}$ 时，若计算结果 $K_{H\beta} < 1.15$ 时，强度计算应采用

$K_{H\beta}=1.15$ 。自调整系统(例如行星轮安装在一个球面轴承上时)可以采用更低的数值。 $K_{H\beta}$ 值为1.15仅适用于GB/T 10095的6级或者6级以上精度,并且已经利用先进的数值接触分析方法来分析过的齿轮。对于不满足这些原则的齿轮,推荐最小值为1.4。如果没有详细分析设计, $K_{H\beta}$ 值有可能会超过2.0。

7.2.3.4 两点提示

- 正常情况下,行星齿轮传动装置的太阳轮和内齿圈每圈接触次数均要乘上行星轮个数。
- 许多行星齿轮传动的行星轮是承受双向弯曲载荷。

7.3 轮齿修形

7.3.1 综述

齿轮的螺旋线修形和齿廓修形用来补偿轮齿变形、装配偏差,以及轮齿和几何形状的制造偏差的不利影响。正确的齿廓修形可以减小啮合冲击和节圆冲击,提高轮齿的承载能力和降低噪声。螺旋线修形用于补偿齿轮在受载后发生的弹性变形,从而改善齿面的载荷分布。鼓形修整可以用来补偿载荷变动和制造偏差造成的偏载。对于高速齿轮的应用场合,可能还需要考虑工作温度不均匀导致的热变形。有些时候,可用修正行星轮装配来代替螺旋线修形。合并使用这些修形方式可以改善轮齿的载荷分布状态,延长齿轮使用寿命。

由于轮齿载荷在工作期间经常发生变化,但只能根据一个载荷工作点来计算修形量,所以应小心选择螺旋线修形和齿廓修形的设计点。修形过量可能会损害齿轮的使用寿命。修形目标是在设计载荷条件下,实现最优载荷分布。微点蚀和胶合一样是一种油膜不良现象,并且在计算轮齿修形量时应予以考虑。齿廓和螺旋线修形的设计载荷应该对应于最易导致表面疲劳的载荷。另外,应该对最大工作载荷和极端偏差组合时产生的接触应力进行校核,还应特别注意避免接触区在处于极端条件时发生的应力集中。

7.3.2 变形计算

在完成设计应力与强度分析,并确定了各元件的初始尺寸之后,要计算所有元件的变形。应该细心选择计算这些变形所用的载荷,因为最具破坏性的载荷常常比额定载荷大得多。在很多时候,这些变形量很大,在齿轮啮合处的变形已知之后,应根据这些变形量修正轮齿的螺旋线和压力角,以获得合理的载荷分布,将变形的不利影响降至最低。

主要元件须检查的要素为:

- 太阳轮的扭转变形;
- 行星轮销轴的弯曲变形;
- 行星架或行星轮销轴的扭转变形;
- 每个齿轮元件的轮齿弯曲变形;
- 行星架和太阳轮轴由于外部(非齿轮)载荷而产生的位移;
- 轴承变形;
- 轴承间隙;
- 轴的弯曲变形;
- 内齿圈变形。

可以采用有限元分析或者啮合分析软件来估算变形值。应采用螺旋线和渐开线齿廓修正的方法,优化受载时的啮合和轮齿接触。

当存在若干相互作用的载荷和变形时,可仅对一个元件进行修整,例如只修小齿轮,大齿轮不修形。

有时可制造几个接近理论值的理想齿形的、修形量逐渐增大的样件,逐一装在实际装置中,在受载荷的情况下,对每个样件进行测试。检查负载接触情况,选择具有最佳全齿接触的样件作为零件。使用硝酸酒精溶液蚀刻或镀铜的轮齿样件能够方便在短期运转之后进行负载接触计算。应注意传统方法涂的CT1之类的齿轮接触斑点着色剂可能会在启动或关闭期间在轻微受载的情况下被擦掉或洗掉,会给人以错误的负载接触假象。如果接触检查结果与理论计算变形相符,则对第二组修形量较大的元件进行测试,直到达到负载接触最优化目标为止。

此方法可验证修形设计是否适宜。然而,修形设计只是在对应的一种载荷条件下才是最优的。通常,对变载荷或循环载荷下运转的装置的修形载荷的确定原则是:对于通用齿轮装置,应该按90%额定功率的条件下对齿廓和螺旋线进行修整;对于专用齿轮装置,要根据导致最大疲劳损坏时的工作循环载荷来进行齿廓和螺旋线修整。

7.3.3 制造公差评估

应评估制造公差对齿轮啮合的影响,并进行足够的轮齿修形(齿廓的齿顶修整、齿根修整和螺旋线鼓形修整),以避免零件装配后在最大不对中情况下发生轮齿端部齿面硬接触。

7.3.4 样机型式试验验证

本条所述测试方法可用于对齿向载荷分布系数和修形效果进行验证。

对于样机型行星齿轮装置,应进行样机型式试验验证。对典型的行星齿轮传动设计,因为承载件非常复杂,难于精确建模,很难准确计算所有载荷和变形。对改善型设计和验证性能时,进行全尺寸、全载荷测试也是非常有益的。试验原则的选择应作为设计审查的一部分,以证明实际变形得到了足够的补偿,并且满足了轮齿接触、润滑、效率和噪声要求。另外,也可以采用样机型式试验来验证行星齿轮传动装置的热功率。

有时,通过在高于设计转速和载荷的条件下进行加速寿命试验来缩短试验时间。加速寿命试验需要精心选择载荷和转速,并具有丰富的类似齿轮装置的试验经验,因为过载和超速可能会产生在实际齿轮装置应用中不会出现的有代表性的其他失效模式。

对于仅单台或小批量生产的行星齿轮装置,不具备型式试验条件时,应在工业运行中对修形效果进行验证,该验证同样应作为设计评审的一部分。设计这种产品时,应在箱体上留出现场可以实施观察的检查孔。

8 均载

8.1 均载系数

行星齿轮传动通过多分支功率分流传递功率,不论设计成哪种结构形式,由于制造与安装精度高低不同等原因,会引起各分支切向速度大小不同,各分支传递的切向载荷总是不均匀的,其不均匀程度可以用均载系数 K_γ 来表示,见式(32)。 K_γ 定义为:载荷最大分支的转矩与每分支的平均转矩之比。

$$K_\gamma = \frac{T_{\text{Branch}}}{T_{\text{nom}}/N_{\text{CP}}} \dots\dots\dots (32)$$

式中:
 T_{Branch} ——载荷最大分支的转矩,单位为牛米(N·m);
 T_{nom} ——总额定转矩,单位为牛米(N·m);
 $K_\gamma \geq 1.0$ 。

K_γ 应尽量根据测量结果来确定。缺乏测量值或没有均载数据可用时,也可以根据表 11 估算取值。需提醒注意的是:对于不当的设计,表 11 所示的均载系数值可能并不保守。

表 11 重载简单行星齿轮传动的均载系数 K_γ

行星轮个数 N_{CP}	2	3	4	5	6	7	8	9	GB 10095 精度等级	柔性 支承
均载等级	均载系数 K_γ									
1	1.16	1.23	1.32	1.35	1.44	1.47	1.52	~	7 级或更低	无
2	1.00	1.05	1.25	1.35	1.38	1.47	1.52	1.61	5 级~6 级	无
3	1.00	1.00	1.15	1.19	1.23	1.27	1.30	1.33	4 级或更高	无
4	1.00	1.00	1.08	1.12	1.16	1.20	1.23	1.26	4 级或更高	有
均载等级 2 或更高时要求至少有一个浮动元件。 均载等级 3 或更高时要求采用柔性内齿圈。 对于浮动件的重量相对于浮动速度和加速所需径向力明显偏大时的应用场合,表中数值可能并不保守。 注 1: 均载等级分为 4 级: 1 级一般为低速齿轮、低精度的传动装置; 2 级为中等质量齿轮,如民用商船、风力发电用传动装置等; 3 级及 4 级为高精度齿轮,如高速、燃气轮机/发电机、军舰。 注 2: 行星轮柔性支撑指柔性轴或柔性销轴,柔性行星联轴器或柔性内齿圈等,以改善均载水平。										

8.2 浮动和自由度

8.2.1 浮动

浮动是指行星齿轮传动装置中一个或多个零件(内齿圈、太阳轮或装有行星轮的行星架组件)偏离理论位置在给定径向间隙内做径向自由运动,必然意味着浮动件不能用任何轴承支承以免限制其径向运动。可以利用和花键或齿轮的啮合来支撑浮动件,但应有足够大的径向间隙,以免出现零侧隙或摩擦限制浮动的现象。

近似的理论分析表明:使一个中心轮浮动,就可实现三个行星轮均载,其条件是浮动件具有足够的浮动间隙,行星轮均布在行星架上。耦合级的动态特性仍然可能会导致载荷不平衡,应通过详细的分析来解决。此动力学分析应考虑将浮动元件移至平衡位置所需要的加速力。浮动元件的均载效果取决于其浮动轨迹,该轨迹由所有元件的位置变动确定。

8.2.2 行星传动机构的自由度

设计新型行星传动机构时,要合理选择行星轮系各个运动副的类型,注意对机构自由度的分析,必要时,可应用空间机构自由度计算方法进行计算,判定机构是否达到静定状态。

8.3 常用均载方法

常用均载方法有:

- 使一个或多个元件径向浮动;
- 提高制造精度,包括
 - 提高齿轮精度;
 - 提高行星架的精度,控制行星轮轴承孔的中心距偏差;
 - 控制行星轮齿厚公差;
 - 采用选配行星轮组的办法提高双联行星轮轮齿对中精度(仅适用于复合行星齿轮);
 - 提高齿轮和轴的同轴度;

- 降低轴的径向跳动量；
- 提高轴承精度和同轴度(轴承在行星架中的真实位置)；
- 提高轴向剖分式行星架的装配(定位)精度；
- 利用元件弹性变形,如
 - 利用挠性内齿圈或太阳轮的弹性变形或者使两者同时产生弹性变形；
 - 利用挠性行星轮销轴的弹性变形；
 - 利用行星架的弹性变形；
 - 降低轮齿刚度；
 - 提高零部件的柔性(齿轮、轴、轴承、箱体)；
- 采用均载机构,如采用带随载荷变动旋转机构的偏心行星轮轴；
- 采用径向滑动轴承
 - 采用径向滑动轴承后,其油膜厚度使载荷对位移敏感；
 - 对径向滑动轴承采用随载荷变化调节流量的办法改变油膜厚度；
 - 行星轴滑动轴承采用耗损对载荷敏感的材料；
- 改善传动的动态性能(工作转速与共振频率)。

所有这些方法以及其他没有列入的方法都是试图通过降低制造偏差产生位置变动或者通过元件随载荷不平衡情况而移动的办法来降低不均载程度。如果行星齿轮传动装置的一个或两个元件允许浮动,需要考虑进行附加计算。

这些均载方法的效果取决于传动系统的应用场合、系统设计固有的物理和几何约束状况,以及其他许多要素。应根据经验或试验使用这些技术。

9 零部件设计

9.1 轴承

9.1.1 概述

轴承的功能为：

- 保持运动件与固定件之间的相对位置；
- 最大限度地降低摩擦损耗；
- 支持外载荷和重力载荷；
- 滑动轴承可以提供阻尼；
- 传递转矩。

在行星齿轮传动装置的设计过程中,轴承选型和齿轮设计是同样重要、同步进行的,凡是齿轮设计要考虑的因素在选择轴承时应同样要考虑。许多情况下,齿轮的承载能力可能是限制因素,自然先选择齿轮,再选择轴承;也有许多情况,行星轴承的选择决定了行星轮系的尺寸。对于风力发电等使用寿命要求较高的特殊行星齿轮传动装置,轴承选择更为重要,往往需要由轴承供应商采用更完善的方法计算并确认轴承的选择。

9.1.2 轴承类型

正常情况下,行星齿轮传动装置使用滑动或者滚动轴承,而大多数情况采用滚动轴承。

滚动轴承具有成本低、配置简单、功率损耗低、启动转矩低、径向和轴向定位不受转速影响、容易在断续工作时启动、对润滑剂流动性要求低且绝大多数产品为标准化产品等优点。当然滚动轴承的应用也受金属材料疲劳、磨损、滑动等不利因素的限制,对润滑及污染也有严格的要求。

9.1.3 轴承选择注意事项

应根据被支撑元件的载荷、速度和润滑情况确定轴承基本类型和尺寸。

轴承具体参数(例如轴承游隙的选择,轴承保持架类型等)的确定还需考虑更多相关影响因素(如与轴承相关零件的材料和配合公差,运行温度及各个件间的温度梯度等),详见附录 D。

轴承的配置和选择需最大可能地保证载荷的均匀分配。很多时候,仅仅靠齿轮啮合来支撑零部件(无轴承)可达到最佳的均载效果。

行星齿轮传动中轴承的定位,应以保证齿轮元件良好啮合和元件能够自由浮动为原则。

9.1.4 轴承载荷

轴承载荷包括:

- 重力载荷;
- 齿轮传递功率和制造偏差产生的载荷;
- 不平衡力;
- 离心力;
- 不对中载荷;
- 行星轮均载系数 K_γ 引起的载荷增大;
- 行星轮系变形引起的载荷;
- 联轴器产生的力;
- 外部载荷。

如果一个以上的元件固定或者安装在轴承内,轴承载荷计算应包含最大机加工公差所产生的载荷。

轴承载荷计算应包括轴承使用系数 K_A ,行星轴承载荷计算还应包含行星轮均载系数 K_γ 。

轴承使用系数 K_A 应该根据 Miner 法则,采用和所选轴承类型匹配的幂指数来计算。具体方法参见 ISO 281:2007。对于按照供需双方协议设计的专用行星齿轮传动装置,齿轮计算选用的 K_A 值,可能与轴承计算的 K_A 值不同。

在载荷以及转速确定之后,可以仔细考虑润滑方法并选择轴承。

9.1.5 转速

对于行星架旋转的行星齿轮传动装置,行星轮轴承的计算转速应采用相对转速。相对转速计算见 4.5。

9.1.6 轴承承载能力

9.1.6.1 滚动轴承的目标寿命和静态安全系数

对于通用行星齿轮装置,滚动轴承的寿命可以根据轴承制造商的建议,按实际载荷和产品目录上提供的额定功率(服务系数 1.0)两种载荷计算。

轴承的选择应根据轴承额定寿命方法进行,推荐对轴承按照 ISO 281:2007 规定的修正寿命方法进行校核。

对于专用行星齿轮装置,应由齿轮制造商与客户之间就轴承计算方法和寿命要求达成一致。

用修正寿命方法校核可保证在考虑到润滑和清洁度影响的情况下,算得的轴承寿命更符合实际,而选择更合理的轴承尺寸。仅仅进行轴承额定寿命 L_{10} 的计算,并不能反映运行条件下轴承的实际寿命,有可能导致设计严重不足或过度设计。

设计人员在选择轴承尺寸时应考虑相关的润滑和清洁度要求。另外,润滑条件(润滑油类型、清洁

度)应构成齿轮传动装置工艺组装控制计划的一部分,并应在用户和维护手册中明确说明。

针对某些特定的应用需求,在制造商与客户商定了输入值和假设条件之后,还可以对定制的行星齿轮传动装置进行更深入的轴承寿命计算(基于详细的轴承内部轮廓和接触应力计算,例如 ISO/TS 16281)。

疲劳寿命不是轴承尺寸选择的唯一标准,许多情况下,轴承尺寸应根据额定静载荷 C_0 和静载安全系数 S_0 选取,附录 D 给出选择指南和静载安全系数 S_0 的推荐值。

9.1.6.2 滑动轴承

滑动轴承用于不超过 3.5 MPa 的轴承压力,非压力润滑时的轴颈速度不得超过 7.6 m/s。压力润滑时,轴承压力不应超过 5.4 MPa,轴颈速度不得超过 76 m/s。

9.1.7 各轴系轴承的选型和配置设计

行星齿轮传动装置中不同轴承位置所具有的特定工作条件决定了对轴承的特殊要求。本标准附录 D 介绍了轴承配置设计的一般性指导原则,给出行星齿轮传动装置中特有轴系(行星轴,行星架,太阳轮轴系)中最常见与推荐的轴承配置方案。

9.1.8 轴承尺寸的确定

本标准根据 ISO 281:2007 轴承修正寿命理论,在考虑润滑、温度、环境因素的情况下,给出轴承尺寸和型号的选取准则、计算方法、应做的校核,及需要考虑或确定的其他参数,详见附录 D。

9.1.9 轴承的内部游隙或预载荷选择

针对行星齿轮传动装置的实际工况,本标准对轴承内部游隙或预载荷选择、工作游隙评估、角接触轴承的预载荷选择等给出指导意见,详见附录 D。

工作游隙计算参见附录 E。

9.1.10 轴承与箱体、轴承与轴的配合选择

轴、轴承座和轴承之间的配合选择原则参见附录 F。

9.1.11 轴承的润滑要求

见第 11 章。

9.2 齿式联轴器

9.2.1 应用

行星齿轮传动装置所用的大多数联轴器均为齿式联轴器。齿式联轴器在两个被连接零件之间起传递转矩和补偿对中偏差的作用,也用于高承载能力的刚性连接。齿式联轴器的内外齿可采用渐开线齿轮或渐开线花键。其他类型的联轴器不属于本标准的范围。

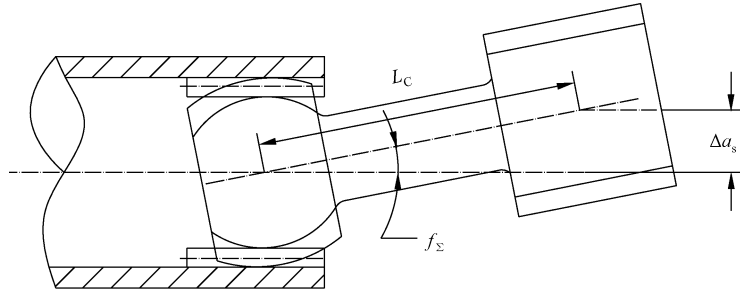
有时,使用联轴器是为了一些转矩传递件的装配方便。当用作滑动零件时,例如常用的多传动比换挡齿轮的花键传动轴就可以视为一种加长的联轴器。

齿式联轴器能够传递扭矩,不能传递推力或径向载荷。被连接件应通过其他零件进行轴向和径向定位。不对中的联轴器会产生一定的推力和径向力(参见 9.2.4),但是不能依靠这些力来定位零件。

9.2.2 型式和类别

1) 单铰式和双铰式齿式联轴器

行星齿轮传动中常用的齿式联轴器按结构型式划分有单铰式(图 18)和双铰式(图 19)两种,按齿的螺旋线划分有直齿和鼓形齿两类。



说明:

Δa_s —— 太阳轮运转时的偏心量;

f_Σ —— 联轴器的角度偏差;

L_C —— 联轴器的长度。

图 18 单铰式齿式联轴器

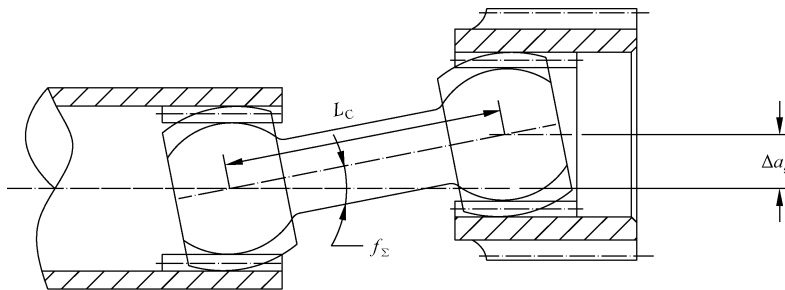


图 19 双铰式齿式联轴器

只有一组花键齿的联轴器称为单铰式齿式联轴器。这类联轴器只适用于被连结元件存在很小的角度偏差的情况,例如内齿圈等刚性组件的连接,或太阳轮和邻近件间的连接。可通过控制精度、增加联轴器长度、或装配调整等措施把联轴器有可能产生的角度偏差控制在合理的极限值之内。单铰式齿式联轴器角度偏差的合理极限值为 $f_{\Sigma\max} = 0.001 \text{ rad} = 0.057^\circ$,此数值是根据此偏差对于非花键一端的齿轮的轮齿接触精度的影响确定的。

在典型的车辆行星齿轮装置中,可通过对太阳轮或行星轮的轮齿进行鼓形修正来补偿单铰式齿式联轴器角度偏差造成的啮合偏差。鼓形量要根据最恶劣工作条件下的角度偏差来确定。在风电齿轮增速器及一些重要场合使用的工业齿轮传动装置更倾向于通过更精细的分析进行轮齿的螺旋线修正。

利用两端带外齿的双联齿套连接两对联轴器齿以补偿连接件的径向位移以及角度偏差的联轴器称为双铰式齿式联轴器。常用于将行星齿轮传动装置的某一级的输出与后续级的输入相连接。双铰式齿式联轴器的角度偏差不影响太阳轮和行星轮的接触精度。

2) 直齿和鼓形齿

当两个被连接件对中没有偏差或偏差较小时,可采用直齿联轴器;当偏差较大时,应采用外齿经过鼓形修正的鼓形齿联轴器,以避免轮齿端部的超载过高,改善轮齿的载荷分布。联轴器的鼓形修正量也应根据最大角度偏差来计算。在同样偏差下,对联轴器进行适当的鼓形修正会高于不修正时的承载能力,

延长使用寿命。

3) 太阳轮的最大偏心量

齿式联轴器不对中产生的角度偏差取决于太阳轮的偏心量 Δa_s 、联轴器的偏心量 ΔC 和联轴器长度 L_c 。此角度偏差影响联轴器内外花键齿的接触面积的大小和应力的分布状态。

太阳轮运转时的最大偏心量 Δa_{smax} 取决于制造偏差和受力后的变形。

制造偏差主要包括各行星轴承运行时轴心线的最大径向偏移量和齿轮精度决定的最大径向偏心量 Δa_g 两部分。行星轴承运行时轴心线的最大径向偏移量也主要由两个部分组成：各行星轴承最大径向工作游隙(可用初始游隙代用)的二分之一 Δa_b 和各行星轴承孔中心距极限偏差 Δa_a 。该偏移量为太阳轮的径向偏移提供了可能的空间。

齿轮精度决定的最大径向偏心量 Δa_g 主要取决于太阳轮和行星轮的径向综合总偏差 F_{is}'' 和 F_{ip}'' 综合作用后出现的最大值。为了可靠起见,可按太阳轮、行星轮的径向综合总偏差之和按式(33)计算:

$$\Delta a_g = F_{is}'' + F_{ip}'' \quad \dots\dots\dots (33)$$

式中:

F_{is}'' ——太阳轮的径向综合总偏差,单位为毫米(mm);

F_{ip}'' ——行星轮的径向综合总偏差,单位为毫米(mm)。

以上制造偏差,加上受力后的径向变形 Δa_f 即为太阳轮运转时的最大偏心量,见式(34):

$$\Delta a_{smax} = \Delta a_g + \Delta a_b + \Delta a_a + \Delta a_f \quad \dots\dots\dots (34)$$

当齿轮传动装置的刚度较大,变形量 Δa_f 所占比例较小,可以忽略;且中心距极限偏差 Δa_a 所占比例也较小,也可以忽略时,上式可简化成式(35):

$$\Delta a_{smax} = \Delta a_g + \Delta a_b \quad \dots\dots\dots (35)$$

当太阳轮运转时的最大偏心量 Δa_{smax} 已知时,如可以忽略联轴器的偏心量 ΔC ,则可按式(36)计算联轴器的最小极限长度 L_{min} 。

$$L_{min} = \Delta a_{smax} / \sin(f_{\Sigma max}) \quad \dots\dots\dots (36)$$

4) 齿数选择

因为花键轮齿模数的大小对于轮齿剪切应力没有明显的影响,花键齿数的选择主要取决于对成本和制造的要求,首先应考虑工艺性,尽量使花键齿的模数不要和太阳轮的模数相差太大。一般来说,轮齿越大,越能承受偏差,且小批量生产的经济性越好。对于较小的轮齿,大批量生产的经济性较好。

9.2.3 强度校核

齿式联轴器的失效形式主要是磨损和微动磨损,轮齿断齿则极少出现,减少磨损的主要措施是提高齿面硬度和改善润滑效果。

齿式联轴器的设计应从抗剪切强度、磨损和微动磨损及联轴器本体强度3个方面进行校核。

1) 抗剪切强度校核

联轴器的抗剪切强度是基于剪切区位于轮齿工作高度一半处,按该处的剪切面积、该处的直径、轮齿的有效啮合齿宽和轮齿芯部材料的许用剪切应力来校核的。

合金钢联轴器花键外齿考虑使用系数 K_A 后的剪切强度 S_s 可按式(37)校核。

$$S_s = \frac{8\,000\,K_A\,K_m\,T}{\pi\,d^2\,b'} \leq S_{SA} \quad \dots\dots\dots (37)$$

式中:

S_s ——花键外齿考虑使用系数 K_A 后的剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

K_m ——载荷分布系数;

$$K_m = 1 + f_{\Sigma} / 0.004$$

f_{Σ} ——联轴器的角度偏差,单位为弧度(rad);

T ——联轴器传递的额定转矩,单位为牛米(N·m);

b' ——轮齿的有效啮合齿宽,单位为毫米(mm); b' 的极限值为 $b'/d \leq 0.33$,超出此范围的联轴器需作专门分析,且不属于本标准的范围;

d ——工作高度一半处的直径,单位为毫米(mm);

$$d = \frac{d_{\text{OSP}} + d_{\text{ISP}}}{2}$$

d_{OSP} ——外花键的大径,单位为毫米(mm);

d_{ISP} ——内花键的小径,单位为毫米(mm);

S_{SA} ——芯部材料的许用剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

$$S_{\text{SA}} = 34.5 + 6.9 (H_{\text{C}})$$

H_{C} ——芯部硬度, HRC。

非合金钢的内花键轮齿的剪切强度校核不在本标准的范围之内,可采用其他计算方法。

2) 磨损和微动磨损校核

齿式联轴器的磨损和微动磨损的现象非常明显,本标准以校核承载能力为目的对两种现象一起阐述。内外齿的齿面之间由于在高载荷、润滑剂中有污染物和磨料颗粒,以及润滑不足的情况下发生相对运动是磨损和微动磨损的最重要原因。由于不对中减小了接触面积,增大了载荷强度以及耦合元件之间的滑动速度,因此不对中的联轴器会大大降低许用载荷。不对中导致实际接触的有效齿宽变窄,严重不对中时,即使增大齿宽也起不到明显增加有效齿宽的效果,使用鼓形齿花键也是如此,因此对严重不对中的联轴器应增加直径才能提高承载能力。

磨损和微动磨损的校核计算式是按假设所有轮齿都承担载荷得出的,考虑使用系数 K_{A} 后的齿面挤压应力可按式(38)校核。

$$S_{\text{C}} = \frac{8\,000 K_{\text{A}} K_{\text{m}} T}{z b' (d_{\text{OSP}}^2 - d_{\text{ISP}}^2)} \leq S_{\text{CA}} \quad \dots\dots\dots (38)$$

式中:

S_{C} ——考虑使用系数 K_{A} 后的齿面挤压应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

z ——花键齿数;

S_{CA} ——许用挤压应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

长期工作无磨损时,

$$S_{\text{CA}} = K_{\text{SCA}} H_{\text{S}}^2$$

H_{S} ——内、外花键齿面硬度较低的一个的齿面硬度, HRC;

K_{SCA} ——材料许用应力系数,正火或调质时, $K_{\text{SCA}} = 0.065$;齿部表面硬化时, $K_{\text{SCA}} = 0.057$ 。

在 10^8 循环次数以下工作时, S_{CA} 按表12选取。

表 12 在 10^8 循环次数以下工作时花键的许用挤压应力

齿面硬度 H_{S} /HRC	20	28	40	45	50
许用挤压应力 S_{CA} /(N/mm ²)	50	80	115	145	170

3) 联轴器本体强度校核

除了校核花键轮齿的强度之外,还应检查联轴器本体的强度。最常见的失效模式是在外花键的小直径处发生扭转失效,以及内花键筒壁的爆裂。

a) 外花键轴扭转失效校核

联轴器外花键轴的最大扭转剪切应力可按式(39)校核。

$$S_{SS} = \frac{16\,000\,d_{\min}T}{\pi(d_{\min}^4 - d_{\text{in}}^4)} \leq S_{SA} \quad \dots\dots\dots(39)$$

式中:

S_{SS} ——轴的最大扭转剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm^2);

$d_{\min}$ ——轴的最小直径,单位为毫米(mm);

d_{in} ——空心轴的内径,单位为毫米(mm)。

对于实心轴,当花键的齿宽小于节圆直径的三分之一,且轴的最小直径等于花键的齿根圆直径时,轴的承载能力将超过齿的剪切承载能力。

b) 内花键筒壁爆裂校核

内花键承受以下3种应力:

——啮合径向力产生的引起筒壁爆裂的应力 s_1 ;

——花键齿弯曲拉应力 s_2 ;

——离心力产生的圆周应力 s_3 。

内花键筒壁爆裂的强度按式(40)校核:

$$s_t = K_m(s_1 + s_2) + s_3 \leq s_{tA} \quad \dots\dots\dots(40)$$

式中:

s_t ——总拉应力,单位为牛每平方米(N/mm^2);

s_{tA} ——许用应力,单位为牛每平方米(N/mm^2);

$$s_{tA} = 6.9 \times (9 + H_C)$$

s_1 ——啮合径向力产生的引起筒壁爆裂的应力,单位为牛每平方米(N/mm^2),按式(41)计算;

s_2 ——花键齿弯曲拉应力,单位为牛每平方米(N/mm^2),按式(42)计算;

s_3 ——离心力产生的圆周应力,单位为牛每平方米(N/mm^2),按式(43)计算。

$$s_1 = \frac{1\,000T \tan \alpha_n}{\pi d t_w b'} \quad \dots\dots\dots(41)$$

式中:

α_n ——花键压力角,单位为度($^\circ$);

t_w ——内花键筒壁的壁厚,单位为毫米(mm)。

$$s_2 = \frac{4\,000T}{d^2 b' Y_S} \quad \dots\dots\dots(42)$$

式中:

Y_S ——齿形系数(30° 花键齿采用1.5)。

注:上式假设花键齿的一半高度处承受载荷。

$$s_3 = 8.85 \times 10^{-12} n^2 (2 d_{SO}^2 + 0.424 d_n^2) \quad \dots\dots\dots(43)$$

式中:

n ——联轴器转速,单位为转每分(r/min);

d_{SO} ——内花键筒壁的外径,单位为毫米(mm);

d_n ——内花键的齿根圆直径,单位为毫米(mm)。

9.2.4 不对中产生的附加力

由于联轴器轮齿间的摩擦力,以及旋转时为了适应不对中而产生的翻转和摆动运动,不对中的联轴器会产生一定的附加力。这些力与传递的转矩、摩擦因数成正比,不对中量和转速对它的影响极小。

这些力是周期性的力,对于偏差较大的联轴器,当运转处于轴频率时可能会成为重要的振动源。

1) 附加轴向力

不对中的齿式联轴器会由于相对滑动而产生轴向力。此力可以按式(44)估算：

$$W_a = \frac{4\,000 T \mu}{(d_{OSP} + d_{ISP}) \cos \alpha_n} \quad \dots\dots\dots (44)$$

式中：

W_a ——附加轴向力，单位为牛(N)；

μ ——摩擦因数，取 0.25。

试验表明，摩擦因数随着传递载荷的不同而不同，最大值可能会高达 0.25。保守设计以及估算推力和径向力时应采用此值。

理论上，如果双铰式齿式联轴器的两端直径相同，推力将抵消。但是实际并非如此，联轴器在一个方向上仍存在净推力，这可能和联轴器的两端在不同的角度下运转有关。

2) 附加径向力

图 20 表明：当不对中的联轴器旋转时，啮合的相对滑动产生的联轴器齿的摩擦阻力会引起一个弯矩。此弯矩会导致联轴器的另一端产生一个附加径向力，其幅值按式(45)计算：

$$W_r = \frac{1\,000 T \mu}{L_c} \quad \dots\dots\dots (45)$$

式中：

W_r ——联轴器另一端产生的附加径向力，单位为牛(N)；

L_c ——联轴器长度，单位为毫米(mm)。

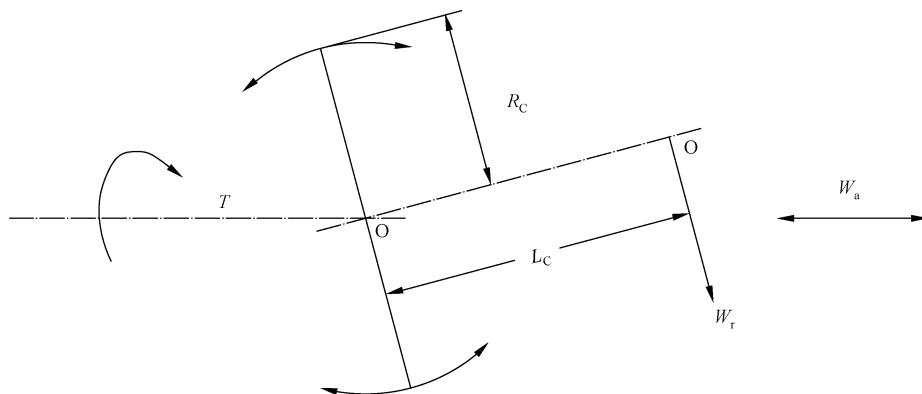


图 20 径向力和轴向力

联轴器的半径 R_c 按式(46)计算：

$$R_c = \frac{d_{OSP} + d_{ISP}}{4} \quad \dots\dots\dots (46)$$

联轴器在半径 R_c 处的切向摩擦力按式(47)计算：

$$W_f = 1\,000 \frac{T \mu}{R_c} = 4\,000 \left(\frac{T}{d_{OSP} + d_{ISP}} \right) \mu \quad \dots\dots\dots (47)$$

切向摩擦力 W_f 的方向和啮合面相差角度为 α_n ，所以在啮合面上的摩擦力为 $W_f / \cos \alpha_n = W_a$ ，计算结果即同式(44)。

9.2.5 花键润滑

为避免过早磨损，不对中的联轴器应进行正确的润滑。润滑剂可隔离花键齿廓，并冲掉所产生的磨

损性颗粒。由于存在滑动、面积减小的接触区要承受更高的载荷,所以不对中对磨损的影响非常大。

因为润滑剂受离心力的作用,所以很难为位于旋转中心的联轴器提供足够的飞溅润滑流量。这时可能需要采用刮板、泵吸或压力喷射等辅助措施为这些联轴器提供润滑。高转速和连续工作时此问题会更加突出。

通常,润滑剂的黏度是根据齿轮的情况选定的,但是对于要求使用寿命长的花键,条件允许时,可考虑采用低黏度润滑剂。

9.2.6 其他注意事项

- 1) 转矩锁紧力
即使联轴器完美对中,要移动它时也会遇到一个等于联轴器内部摩擦力大小的轴向阻力。移动联轴器所需最小轴向力与联轴器不对中时的力相同,参见式(44)。
- 2) 防卡死
不对中的联轴器应设计具有足够的径向间隙和圆周间隙,其结构设计要保证在出现允许的最大偏差情况下不会卡住。这通常要求侧隙以及配合比标准花键设计的推荐值更加宽松。
联轴器的最大径向位移量可按齿轮在最大侧隙时太阳轮的径向位移加上在极端载荷情况下的变形来计算。
- 3) 磨损发生后的使用
当联轴器发生磨损时,也存在会产生机械式自锁的可能性,因此设计时应考虑到允许不同的对中度,或者形成磨损台阶后的使用工况。

9.3 螺纹紧固件

9.3.1 设计依据

螺纹紧固件的用途是将两个或更多的被连接件固定在一起。紧固件应具有足够的抗拉强度和数量,以承受最大内部及外部载荷,并避免由于紧固件的拉伸造成夹紧力松弛而导致被连接件之间产生位移。另外,紧固件也可能会承受剪切载荷,这种情况要求作进一步分析,但不在本标准的范围之内。

本标准所提供的紧固件应力的计算方法已经考虑到以下因素:

- 螺栓的强度级别;
- 由于工作载荷引起连接件中初始夹紧力的减小;
- 由于嵌入现象引起初始夹紧力的减小;
- 拧紧过程中预紧力的分散;
- 交变载荷的疲劳强度;
- 螺栓头部或螺母引起的被夹紧零件的压缩应力。

9.3.2 紧固件预紧载荷

预紧载荷是为保持夹紧力而施加于紧固件的最初载荷。对于用于闭式齿轮传动装置所用的紧固件,推荐预紧拉应力 σ_M 按紧固件 0.2%残余变形非比例延伸强度 $R_{P0.2}$ 的 70%,即按式(48)计算,具体数值见见表 13。

$$\sigma_M = 0.7 R_{P0.2} \dots\dots\dots (48)$$

70%的数值是为了提供足够的安全系数,以防由于扭矩摩擦因数的变化导致过应力,保持组装精度所需要的紧固力矩,以及允许紧固件重复使用而确定的数值。

表 13 预紧拉应力

ISO 特性等级 ^a	紧固件的最大公称直径 $d_{\max}$ / mm	0.2%非比例延伸强度 ^a $R_{p0.2}$ / (N/mm ²)	预紧拉应力, σ_M / (N/mm ²)
8.8	39	640	448
9.8	16	720	504
10.9	39	940	658
12.9	39	1 100	770
^a ISO 特性等级根据 ISO 898-1。			

预紧拉力 F_M 作用于紧固件的拉伸区,可按式(49)计算:

$$F_M = A_S \sigma_M \quad \dots\dots\dots (49)$$

式中:

F_M ——预紧拉力,单位为牛(N);

A_S ——紧固件的拉伸截面积,单位为平方毫米(mm²),可按式(50)计算:

$$A_S = 0.785(D_f - 0.938 \ 2 \ P_f)^2 \quad \dots\dots\dots (50)$$

式中:

D_f ——紧固件的公称直径,单位为毫米(mm);

P_f ——紧固件螺距,单位为毫米(mm)。

一般通过对紧固件施加扭矩来获得预紧力,或者采用液压拉伸或加热等其他方法。紧固件获得预紧力所需要的紧固扭矩可按式(51)估算:

$$M_A = \frac{K_{tc} F_M D_f}{1 \ 000} \quad \dots\dots\dots (51)$$

式中:

M_A ——紧固扭矩,单位为牛米(N·m);

K_{tc} ——扭矩系数。一般取总摩擦因数为 0.12, $K_{tc} = 0.16$ 。

9.3.3 紧固件许用应力

许用拉伸应力 σ_{fa} 按式(52)计算:

$$\sigma_{fa} = 0.35 \sigma_M K_j \quad \dots\dots\dots (52)$$

式中:

K_j ——连接刚度系数,见表 14。

许用拉伸应力是基于下述条件(在此范围以外的应用场合要作详细分析):

——金属-金属连接;

——预紧拉伸载荷等于 $0.7 R_{p0.2}$,见表 13;

——基于连接界面处紧固件额定负荷时的应力为许用拉伸应力的 40%,在 200%的负荷时的安全系数为 1.25;

—— $l_g \geq 4 D_f$,见图 21。

表 14 连接刚度系数 K_j

连接刚度系数	被连接件材料	
	钢	铸铁
K_j	1.14	1.28

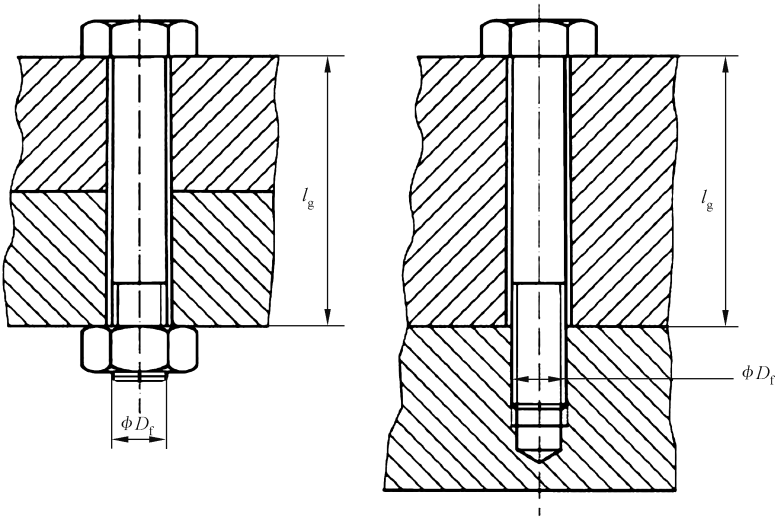


图 21 紧固件夹紧要求

9.3.4 紧固件的拉伸应力

施加在紧固件上的拉伸力应该根据齿轮传动装置的机械额定功率来计算。应按这些力作用在最不利的方向,包含所有的内部和外部载荷,例如悬臂载荷、推力载荷等来考虑,但是不应包含预紧载荷。按施加的拉伸力作用在紧固件的拉伸区内考虑。紧固件的拉伸应力可以根据式(53)计算:

$$\sigma_f = \frac{F_A}{A_s} \leq \sigma_{fa} \dots\dots\dots (53)$$

式中:
 σ_f ——紧固件拉伸应力的计算值,单位为牛每平方米(N/mm²);
 F_A ——施加的拉伸力,单位为牛(N)。

9.3.5 紧固件的锁紧

对于大多数工业应用场合,当箱体和盖板上的紧固件的预紧力达到本标准的要求时,紧固件不需要锁紧。

- 安装在轴上的紧固件应锁紧以确保安全。典型锁紧方法包括:
- 各类止动垫圈;
 - 螺纹咬合区的嵌入件;
 - 自锁型;
 - 防松剂;
 - 锁紧片;
 - 锁紧钢丝。

9.4 键连接

参见 GB/Z 19414。

9.5 行星架

9.5.1 行星架的作用

行星架把作用在每个行星轮上轮齿的作用力以转矩形式传递到轴(行星架旋转时)或者箱体(行星架固定时)上。

9.5.2 双侧板笼式行星架

这类行星架应用最广泛,它由两个平行的侧板和连接两侧板的均布连接柱组成。主侧板直接与轴或箱体相连,另一侧是次侧板。图 22 所示是一个典型实例。

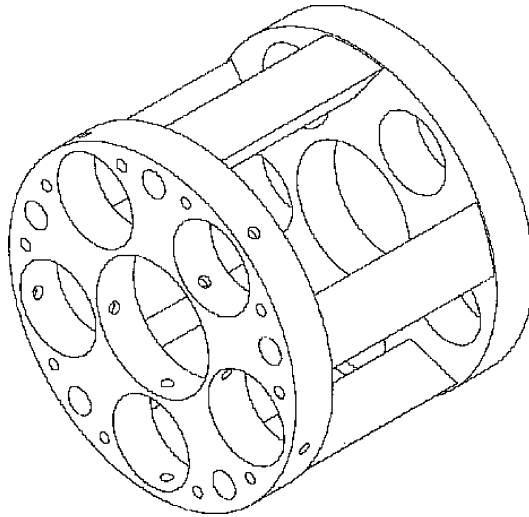


图 22 五个行星轮的双侧板笼式行星架

这种行星架的行星轮有两种安装方式。

方式 1:当行星轮的直径较大时,可在行星轮内孔装轴承,销轴穿过轴承孔支撑轴承并连接两侧板。该结构可以有效地使销轴、轴承和行星轮组成位于两个行星架侧板之间的简支安装单元。

方式 2:该结构在行星轮直径较小,或者采用复合行星轮,行星轮的内孔不能装轴承时采用。它是把轴承固定在行星架两端的侧板内,把行星轮装在销轴上,销轴两端装入两侧板轴承的内孔中。这种方式连接柱的横截面积可能会受到侧板内轴承外径的限制。

双侧板笼式行星架的每个侧板承受行星轮轴承一半的载荷和行星架二分之一的转矩。来自次侧板的载荷通过连接柱传递到主侧板上。连接柱作为悬臂梁或简支梁,应有足够大的尺寸,否则就会产生大的应力和变形。

行星轮个数、行星轮外径,以及内齿圈内径都会限制连接柱的横截面积。图 6 中示出一典型的连接柱横截面。

随着行星轮个数增加,连接柱的可用空间会减小,横截面积变小,导致变形量加大。此变形会使销轴、轴承和行星轮组件相对于行星架轴线产生一个小的扭转角,导致太阳轮与行星轮啮合和行星轮与内齿圈啮合出现轮齿啮合偏差。

应该把连接柱设计得尽可能大,以减小变形。应通过计算或有限元分析(FEA)精确地确定变形

量,通过测试验证,对行星轮的轮齿进行适量的修整来补偿这些变形。因为这些修整只能对应一个载荷水平才是最有效的,所以当载荷不恒定时,行星轮应进行鼓形修整。

9.5.3 单侧板销轴悬臂式行星架

这类行星架仅仅采用一个主侧板,通过装配到主侧板上的悬臂销轴来支撑内装轴承的行星轮。

应计算或采用有限元分析法精确地确定悬臂销轴的变形量,通过测试验证,对行星轮的轮齿适量的修整来补偿这些变形。行星轮内通常采用一个调心轴承,以便将轮齿螺旋线修形量降至最低,同时仍需进行鼓形修整。

此形式通常受到齿轮宽径比的限制。

9.6 箱体

箱体的基本功能是承受内外载荷;防止润滑油逸出;防止外界水、尘等异物侵入;散热和屏蔽噪声等。箱体的加工精度要保证安装在箱体内的组件精确对中,箱体要有足够的强度和刚度,以保持齿轮和轴承在运转以及承受最大内外载荷时处于对中状态。

箱体设计时应考虑可维修性、方便对内部观察等因素,应规定箱体上开孔的类型和尺寸要求。

通常,箱体设计要具体考虑下述方面:

- 贮油量;
- 阻挡污染物进入箱体的附件,例如密封件、通气帽等;
- 排油孔和加油孔,压力注油口;
- 油位指示器,油品取样口;
- 滤油器或磁性油塞;
- 观察孔和检查孔;
- 较大的表面散热面积;
- 是否采用水冷却;
- 高速齿轮要设防护罩;
- 安装垫、安装法兰;
- 电动机安装面;
- 对于较大的传动装置应设置水平调整面和找中面;
- 起吊孔或吊耳。

对于大传动比的行星齿轮传动装置(例如复合行星或耦合行星以及多级传动装置),应特别注意确保箱体具有足够的强度和刚度,因为输出转矩(或者增速器的输入转矩)会在箱体和安装法兰或安装垫处产生很大的反作用力。

9.7 轴

轴的设计应足够承受得起齿轮啮合产生的内部载荷与外部载荷,应有足够的强度以避免疲劳或塑性变形;应有足够的刚度以保持齿轮正确啮合和轴承的轴向对中。

轴的应力计算、许用应力和对材料的要求可见 GB/Z 19414。

为保证轮齿的正确啮合以及轴承的良好接触,应分析轴的变形。

9.8 行星轮销轴

普通行星齿轮传动装置中的行星轮销轴的功能是为行星轮轴承提供支撑,并提高行星架的扭转刚度。通常,行星轮销轴应沿着轴向进行装配,和行星架孔是紧配合。行星轮销轴和行星轴承的配合选用原则可参见附录 F。如果行星轮销轴与行星轴承之间的径向配合不足以防止行星轴承的内圈相对于行

星轮销轴的转动,就可能会使行星轮销轴发生磨损,导致行星轮不对中以及行星轮或行星轴承发生失效。行星轮销轴的表面应进行充分硬化,以尽量减少磨损。另一方面,行星轮销轴与行星轮轴承内圈之间的紧配合可能会导致行星轮轴承由于装配力而产生轴向预载荷。当行星轮使用多个非推力轴承时,在轴承之间应设置隔环以减少这类轴向预载荷的产生。

9.9 行星齿轮传动的转动惯量计算

行星齿轮传动的转动惯量计算包括 2 个步骤:

- 1) 计算各回转件绕自身轴线回转时的转动惯量,包括:
 - 太阳轮及太阳轮轴总成的转动惯量 J_S ;
 - 行星架和各行星轮轴总成(把它看成 N_{CP} 个集中质量绑定在行星架上不动)相对于行星架中心轴线回转的转动惯量 J_{C+P} ;
 - 每个行星轮轴总成相对于行星架绕自身轴线回转的转动惯量 J_P^C 乘上行星轮个数 N_{CP} ;
 - 内齿圈及其总成绕自身轴线回转时的转动惯量 J_R 。
- 2) 计算高速轴与各回转件的转速比,把各回转件绕自身轴线回转时的转动惯量折算成高速轴上的转动惯量:
 - 设高速轴转速为 n_H (某些类型的传动的高速轴不一定是太阳轮);
 - 太阳轮转速 n_S , 高速轴与太阳轮的转速比 n_H/n_S ;
 - 行星架转速 n_C , 高速轴与行星架的转速比 n_H/n_C ;
 - 行星轮相对于行星架的转速 n_P^C , 高速轴与行星轮的相对转速的转速比 n_H/n_P^C ;
 - 内齿圈转速 n_R , 高速轴与内齿圈的转速比 n_H/n_R 。

此行星传动轴系折算的高速轴上的总转动惯量按式(54)计算:

$$J_{\Sigma} = \frac{J_S}{(n_H/n_S)^2} + \frac{J_{C+P}}{(n_H/n_C)^2} + \frac{N_{CP} J_P^C}{(n_H/n_P^C)^2} + \frac{J_R}{(n_H/n_R)^2} \quad \dots\dots\dots (54)$$

上式中,当某元件固定时,转速为零,不计算传动比,该元件的转动惯量为零。

以简单行星齿轮传动(参见图 2)为例,当内齿圈 R 固定时,所有回转件的转动惯量都折算到高速太阳轮轴上。

由于:

$$\frac{n_S}{n_C} = i_{SC}^R = 1 + \frac{z_R}{z_S}$$

$$n_P^C = -(n_S - n_C) \frac{z_S}{z_P} = -\left(n_S - \frac{n_S}{1 + z_R/z_S}\right) \frac{z_S}{z_P} = -n_S \left(\frac{z_R/z_S}{1 + z_R/z_S}\right) \frac{z_S}{z_P}$$

$$\frac{n_S}{n_P^C} = -\left(\frac{z_S}{z_R} + 1\right) \frac{z_P}{z_S}$$

可得该简单行星轮系折算到高速轴上的总转动惯量计算式(55):

$$J_{\Sigma} = J_S + \frac{J_{C+P}}{(n_S/n_C)^2} + \frac{N_{CP} J_P^C}{(n_S/n_P^C)^2} = J_S + \frac{J_{C+P}}{(1 + z_R/z_S)^2} + \frac{N_{CP} J_P^C}{[(z_S/z_R + 1) z_P/z_S]^2} \quad \dots\dots\dots (55)$$

9.10 平衡

9.10.1 基本原则

行星齿轮传动装置元件的平衡是影响性能的非常重要因素。所有转速超过 200 r/min 的元件均应考虑进行平衡,但是并不强制。对小型元件、几何形状非常均匀的零件,有实践经验时,允许提高需平衡零件的转速规定。

GB/T 9239.1(ISO 1940-1)提供了平衡指导原则。

9.10.2 固定式行星架结构

行星架固定时,旋转元件应按照传统方式进行平衡。通常,平衡基准面为轴承配合面。

9.10.3 旋转式行星架结构

行星架转动时,旋转元件按照传统方式进行平衡。对于不带轴承的元件(浮动太阳轮、浮动行星架),应加工一个做平衡用的能代替节圆直径的基准面。

旋转式行星架上的行星轮不仅绕着自身轴线转动,而且还绕着行星架轴线转动,故需要特别注意。因为无法对装好的行星架部件进行动平衡,为了减小行星架部件的不平衡量,每组各行星轮组件的重量应尽可能相等。

行星架组件的最终不平衡量与行星轮个数、行星轮组件的重量差、中心距、运转速度等综合因素有关。计算得到的不平衡量应与齿轮传动装置其他元件选择的平衡精度相匹配。

9.11 安装

9.11.1 行星齿轮传动装置的内部零部件安装

在行星架旋转的行星齿轮传动装置中,行星架通常作为输入或输出元件,一般由轴承支撑,且具有定位功能。可以把内齿圈作为箱体的一部分,以刚性方式安装在箱体上,也可以使其在箱体内自由浮动。刚性安装的内齿圈应该相对于行星架轴线精确定位,以免行星轮和行星架轴承的超载过大。

行星架固定时与行星架旋转时的情况一样,需要一个或两个中心轮能够浮动。

通常是让太阳轮浮动,太阳轮不承受外部径向载荷,以自动定心、确保与行星轮之间合理的均载。常见做法是利用花键套筒轴连接自由浮动的太阳轮,或系统精确定位、将太阳轮安装到与啮合位置保持合理距离的一个轴承上,把太阳轮径向位移引起的螺旋线偏差控制在合理的极限值之内,以减小对轮齿接触精度的影响。

内齿圈浮动时,太阳轮可以使用刚性支承。

对于单级传动装置的浮动内齿圈,最简单的一种设计是通过花键把内齿圈连接到输出轴的法兰上。具体形式有多种,常见的做法是利用内齿圈齿的外伸部分作为内花键。

上述的考虑只是一些的比较笼统的准则,并且仅仅是适用于直齿轮的单级设计。使用者可以根据这些准则,进行多种变型设计。对于多级行星、复合行星,或者其他结构形式的设计,基本准则都相同,即:为那些承受外部载荷的元件提供足够的支承,并使一个或多个元件浮动,以最大程度地降低动载荷和实现均载。

9.11.2 安装方式

行星齿轮传动装置的安装方式与其他齿轮传动装置基本相同。可以采用法兰安装、地脚安装、轴悬挂等不同安装方式。安装底座应具有足够的强度和刚度,保证齿轮和轴承的变形量不超过允许值。安装时应保证安装精度,以免产生附加载荷。

- 行星齿轮传动装置特别适用于法兰安装。法兰可以安装在主动端、从动端,或者两端。如果能够保证适当的同轴度,可以和配对的轴通过花键直接连接。
- 地脚安装的注意点与其他类型传动相同。
- 轴悬挂安装需要利用扭力臂承受传动转矩的反作用转矩。要对扭力臂的形式、位置和端部约束进行仔细分析,以避免扭力臂和齿轮传动装置内部元件的反作用载荷过大。

10 热功率计算

10.1 许用热功率

本标准把行星齿轮传动装置下部油池内润滑油的平均温度简称为油池温度。保持可接受的油池温度对于装置的寿命至关重要。因此,在选择传动装置时,不仅要考虑机械功率,还应考虑许用热功率。许用热功率定义为:齿轮传动装置在不超过润滑油池规定温度的情况下,能够连续传递的最大功率。除了最高油池温度之外,许用热功率还取决于具体行星齿轮传动装置的形式、冷却方式、周围环境和安装情况。在选择时,其许用热功率应等于或大于要传递的机械功率。在计算热功率时,不考虑使用系数。

在规定许用热功率的标准条件之后,许用热功率可以采用方法 A-测试法或者方法 B-计算法来确定。方法 B 需要计算散热量和发热量。如果所有发热源或者散热源均已考虑,则可确定行星齿轮传动装置的总效率。

10.2 许用热功率确定的标准条件

确定许用热功率的标准条件中最主要一条是规定最高允许油池温度。油池温度过高会降低润滑油黏度、加快氧化速度或油液分解,影响行星齿轮传动装置的运转。黏度降低会导致轮齿和轴承表面的油膜厚度减小,从而缩短这些元件的使用寿命。油液氧化会导致油液发生化学变化和添加剂分解,对齿轮和轴承的正常润滑不利。另外,高油温还可能会缩短接触式油封的使用寿命。因此,行星齿轮传动装置欲达到设计寿命,应限制油池工作温度。本标准根据 95 ℃ 的最高允许油池温度来确定行星齿轮传动装置的许用热功率。对于具体的行星齿轮传动装置的形式和安装方式,在给定工作转速、油品、油位、旋转方向和冷却方式之后,还需要根据工作循环和周围环境或者温度、空气流速和海拔高度等环境条件,来确定许用热功率。本标准所采用的许用热功率的标准确定条件是:

最高油池温度为 95 ℃;

周围空气温度为 25 ℃;

周围空气流速 >0.5 m/s,室内空间较大时为 ≤ 1.4 m/s;

海拔高度为海平面高度;

齿轮传动装置为连续运转。

对不符合上述标准条件的情况所进行的讨论和修正方法按 10.5 所述处理。

10.3 方法 A-测试法

热功率测试需要测量给定行星齿轮传动装置油池温度稳定时传递的载荷、安装方式、转速、油位、油品、旋转方向和冷却方法。一般来说,热功率测试应先做空载试验,再至少增加两次载荷做加载试验,许用热功率测试指导原则如下:

——在测试期间周围空气温度和流速应稳定和可测;

——行星齿轮传动装置达到稳定的油池温度所需时间取决于传动装置的尺寸以及冷却方式。当油池温度变化为每小时小于或等于 1 ℃ 时,即近似达到稳定状态;

——需要在正反两个旋转方向上进行测试,因为这两种情况下油池温度的温升会不同;

——至少在一个测试点,稳态油池温度应接近额定温度 95 ℃;

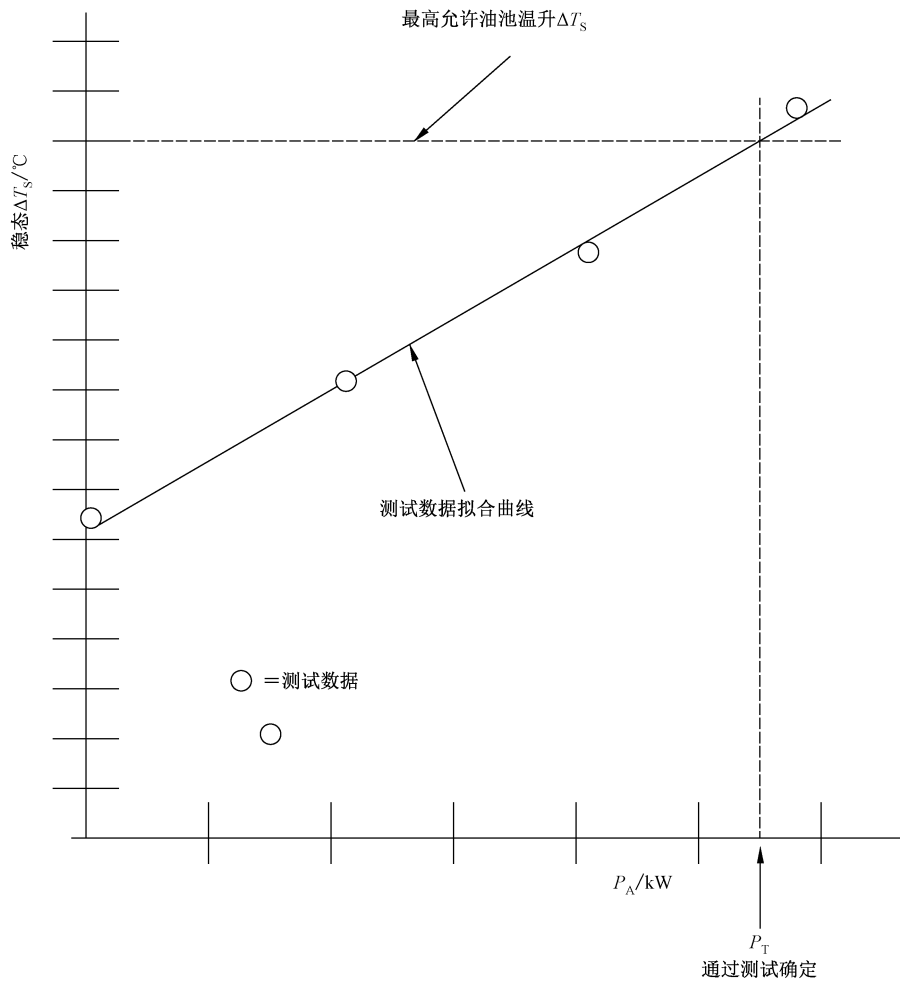
——油池温度应代表大部分区域的油温。在油池的多个不同位置测量有助于更准确的确定油池温度;

——箱体表面温度可能与油池温度明显不同,不能用来代替油池的温度;

——在热功率测试期间采集的其他数据包括箱体表面温度或者箱体附近的空气流速分布,以进行

传热分析；
——如果不进行加载测试，许用热功率就无法确定。空载测试可用于传热研究和确定空载功率损失。

图 23 说明了利用热功率测试结果来确定许用热功率的经验方法。要把周围空气温度波动 ($\pm 3\text{ }^{\circ}\text{C}$) 的影响降至最低，测量稳态油池温升值，油池与周围空气温度差，并绘制与输入功率之间的关系图。图 23 中，测试确定的许用热功率值位于最高允许油池温升与测试数据拟合曲线的交叉点上。另外，热功率测试还可用来验证热功率计算值，以及改进热功率计算所用的修正和经验系数。



- 说明：
- ΔT_s ——油池温升，单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$)， $\Delta T_s = T_{\text{sump}} - T_A$ ；
- T_{sump} ——油池温度，单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$)；
- T_A ——周围空气温度，单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$)；
- P_A ——输入功率，单位为千瓦(kW)；
- P_T ——许用热功率，单位为千瓦(kW)；
1. 绘制测试数据图形(ΔT_s 与 P_A 关系)。
 2. 确定测试数据的拟合曲线。
 3. 根据最高允许油池温度和测试得到的平均周围空气温度来确定最高允许 ΔT_s 。
 4. 最高允许 ΔT_s 与测试数据拟合曲线的交叉点即为许用热功率 P_T 。

图 23 通过测试确定许用热功率

10.4 方法 B-计算法

10.4.1 热平衡方程

当闭式行星齿轮传动装置在稳态油池温度下运转时,散热量 P_Q 等于发热量 P_V 。可以用热平衡方程式(56)来表示:

$$P_Q = P_V \quad \dots\dots\dots (56)$$

行星齿轮传动装置的发热量 P_V 包括空载功率损失 P_N 和负载功率损失 P_L 两部分,见式(57)。

$$P_V = P_N + P_L \quad \dots\dots\dots (57)$$

P_L 为齿轮啮合摩擦功率损失和轴承摩擦功率损失之和,取决于输入功率 P_A 。但是许用热功率计算不是简单的封闭式求解,而是根据式(56)中的散热项和发热项,通过改变 P_A 值,迭代求解,直到达到热平衡时的 P_A 值就是该装置的许用热功率 P_T 。

10.4.2 散热量 P_Q

影响行星齿轮传动装置的散热量的因素有:装置的外表面面积,流过外表面的空气流速,油温高出周围空气温度的温度差和总传热系数等。总传热系数取决于热从润滑油到箱体内部表面的传递,箱体壁的热传导性和箱体外表面到周围空气的散热性。在行星齿轮传热的一般设计应用中,内部的传热系数和箱壁的热传导可以忽略。因此,箱体外表面与周围环境的热对流和热辐射成为最主要的传热形式。同样,在实际行星齿轮传动装置应用中,由连接轴、联轴器和底座的热传导可以忽略。

本标准考虑的散热量 P_Q ,包括行星齿轮传动装置外表面受自然热对流和辐射,及轴装冷却风扇产生的强制热对流两部分,散热量按式(58)计算:

$$P_Q = h_T A_T \Delta T_s \quad \dots\dots\dots (58)$$

式中:

P_Q —— 散热量,单位为千瓦(kW);

h_T —— 装置的总传热系数,单位为千瓦每平方米摄氏度[kW/(m²·℃)],按式(60)计算;

A_T —— 箱体与空气的接触总面积,单位为平方米(m²);

ΔT_s —— 油池温升,单位为摄氏度(℃),按式(59)计算。

$$\Delta T_s = T_{\text{sump}} - T_A \quad \dots\dots\dots (59)$$

式中:

T_{sump} —— 油池的温度,单位为摄氏度(℃);

T_A —— 周围空气的温度,单位为摄氏度(℃)。

$$h_T = h_N \left(1 - \frac{A_F}{A_T}\right) + h_F \left(\frac{A_F}{A_T}\right) + h_R \quad \dots\dots\dots (60)$$

式中:

h_N —— 自然对流传热系数,单位为千瓦每平方米摄氏度[kW/(m²·℃)],按式(61)计算;

A_F —— 暴露在强制对流下的外表面积,单位为平方米(m²);

h_F —— 强制对流传热系数,单位为千瓦每平方米摄氏度[kW/(m²·℃)],按式(62)计算;

h_R —— 热辐射传热系数,单位为千瓦每平方米摄氏度[kW/(m²·℃)],按式(63)计算。

$$h_N = 0.035 \ 9(D^{-0.1}) \left(\frac{\Delta T_s}{T_A + 273}\right)^{0.3} \quad \dots\dots\dots (61)$$

式中:

D —— 内齿圈的最大外径,单位为毫米(mm)。

$$h_F = 0.007 \ 05(V^{0.78}) \quad \dots\dots\dots (62)$$

式中:

V ——冷却风扇产生的空气流速,单位为米每秒(m/s)。

$$h_R = (0.23 \times 10^{-9}) \epsilon \left(\frac{T_{\text{sump}} + T_A + 546}{2} \right)^3 \dots\dots\dots (63)$$

式中:

ϵ ——箱体外表面的热辐射系数。

如需要采用其他冷却方法,如采用外部的热交换器,其换热量可加入式(58)中。

10.4.3 发热量 P_v

10.4.3.1 总发热量的构成

在式(57)中,行星齿轮传动装置的发热量 P_v 包括空载功率损失 P_N 和负载功率损失 P_L 两部分。空载功率损失 P_N 包括接触式油封的摩擦功率损失 P_s , 滚动轴承的搅油功率损失 P_{BO} 和齿轮的搅油功率损失 P_{MO} , 见式(64)。

$$P_N = \sum P_s + \sum P_{BO} + \sum P_{MO} \dots\dots\dots (64)$$

负载功率损失 P_L 包括滚动轴承的摩擦功率损失 P_{BL} , 齿轮啮合的摩擦功率损失 P_{ML} 和滑动轴承的摩擦功率损失 P_{BS} , 见式(65)。

$$P_L = \sum P_{BL} + \sum P_{ML} + \sum P_{BS} \dots\dots\dots (65)$$

以上的每一个发热源所产生的热量都应计入行星齿轮传动的总发热量中。对于特殊的设计和应用,其他形式的空载功率损失也可以计入式(64)中,例如由轴或电机驱动的润滑油泵的功率损失。高速行星齿轮传动需考虑风阻损失。

10.4.3.2 油封功率损失 P_s

唇型油封产生的接触摩擦功率损失取决于轴的转速,轴的尺寸,油池温度,油的黏度,油封浸入深度和油封的设计特性。式(66)可以用来近似计算接触式油封的摩擦功率损失:

$$P_s = \frac{C_s D_s n_{sc}}{9\,549} \dots\dots\dots (66)$$

式中:

P_s ——接触式油封的摩擦功率损失,单位为千瓦(kW);

C_s ——接触式油封材料常数, $C_s = 0.003\,737$ (氟橡胶), $C_s = 0.002\,429$ (丁腈橡胶);

D_s ——和油封接触的轴直径,单位为毫米(mm);

n_{sc} ——和油封接触的轴的转速,单位为转每分(r/min)。

10.4.3.3 滚动轴承的搅油功率损失 P_{BO}

滚动轴承的搅油功率损失取决于轴承的速度,供油条件,油的运动黏度和油量,可按式(67)计算:

$$P_{BO} = \frac{M_O n_B}{9\,549} \dots\dots\dots (67)$$

式中:

P_{BO} ——轴承的搅油功率损失,单位为千瓦(kW);

M_O ——轴承的空载转矩,单位为牛米(N·m),可按式(68)计算;

n_B ——轴承绕自身轴线的转速,单位为转每分(r/min)。

$$M_O = 10^{-10} f_O (\nu n_B)^{0.667} d_M^3 \dots\dots\dots (68)$$

式中:

f_O ——轴承浸油系数;

ν ——在油池温度下油的运动黏度,单位为二次方毫米每秒(mm^2/s);

d_M ——轴承的平均直径,单位为毫米(mm),可按式(69)计算。

$$d_M = \frac{d_i + d_o}{2} \quad \dots\dots\dots (69)$$

式中:

d_i ——轴承的内径,单位为毫米(mm);

d_o ——轴承的外径,单位为毫米(mm)。

轴承浸油系数 f_o 是根据轴承相对于静止油面浸入的深度来反映对转矩的影响。表 15 给出了不同种类轴承的最小(未浸到油)和最大(完全淹没)浸油系数 f_{Omin} 和 f_{Omax} 。对于固定在轴上的轴承,可根据浸油深度 H 与 d_M 的比值,用线性插值方法按式(70)确定 f_o 的值。

$$f_o = f_{Omin} + \frac{H}{d_M}(f_{Omax} - f_{Omin}) \quad \dots\dots\dots (70)$$

对于浸油深度随行星架转动而变化的行星轮轴承, f_o 应按轴承相对于静止油位浸油系数的最小值和最大值的平均值计算。

该 P_{BO} 的计算不适用于带密封的轴承。

表 15 轴承浸油系数(油浴润滑)

轴承类型	f_{Omin}	f_{Omax}	轴承类型	f_{Omin}	f_{Omax}
深沟球轴承:			223、230、239 系列	4.5	9
单列	2	4	231 系列	5.5	11
双列	4	8	232 系列	6	12
调心球轴承	2	4	240 系列	6.5	13
角接触球轴承:			241 系列	7	14
单列	3.3	6.6	圆锥滚子轴承:		
双列,配对单列	6.5	13	单列	4	8
四点接触球轴承	6	12	配对单列	8	16
带保持架圆柱滚子轴承:			推力球轴承	1.5	3
10、2、3、4 系列	2	4	推力圆柱滚子轴承	3.5	7
22 系列	3	6	推力滚针轴承	5	11
23 系列	4	8	推力球面滚子轴承:		
满装圆柱滚子轴承:			292 E 系列	2.5	5
单列	5	10	292 系列	3.7	7.4
双列	10	20	293 E 系列	3	6
滚针轴承	12	24	293 系列	4.5	9
球面滚子轴承:			294 E 系列	3.3	6.6
213 系列	3.5	7	294 系列	5	10
222 系列	4	8			

10.4.3.4 齿轮搅油功率损失 P_{MO}

行星齿轮传动中齿轮搅油功率损失是由太阳轮、行星轮绕自身轴线旋转及行星架旋转引起的。这些损失取决于零件的速度和尺寸、供油条件、润滑油运动黏度。具体行星轮系中的每个零件的搅油损失可用式(71)计算。

$$P_{MO} = P_{CS} + P_{CP} + P_{CC} \quad \dots\dots\dots (71)$$

式中:

P_{MO} ——齿轮搅油功率损失,单位为千瓦(kW);

P_{CS} ——太阳轮搅油功率损失,单位为千瓦(kW),可按式(72)计算;

P_{CP} ——行星轮搅油功率损失,单位为千瓦(kW),可按式(74)计算;

P_{CC} ——行星架搅油功率损失,单位为千瓦(kW),可按式(75)计算。

$$P_{CS} = \frac{A_C f_S \nu n_S^3 d_{OS}^{4.7} b_{WS} \left(\frac{R_f}{\sqrt{\tan \beta}} \right)}{10^{26}} \dots\dots\dots (72)$$

式中:

A_C ——行星架布置常数;

f_S ——太阳轮浸油系数;

n_S ——太阳轮转速,单位为转每分(r/min);

d_{OS} ——太阳轮外径,单位为毫米(mm);

b_{WS} ——太阳轮全齿宽,单位为毫米(mm);

R_f ——粗糙度系数,可按式(73)计算;

β ——分度圆螺旋角,单位为度(°);如果 β 小于 10° ,在式(72)和式(74)中采用 10° 。

$$R_f = 7.93 - \frac{4.648}{m_t} \dots\dots\dots (73)$$

式中:

m_t ——齿轮端面模数,单位为毫米(mm)。

$$P_{CP} = \left[\frac{A_C f_P \nu n_P^{C3} d_{OP}^{4.7} b_{WP} \left(\frac{R_f}{\sqrt{\tan \beta}} \right)}{10^{26}} \right] N_{CP} \dots\dots\dots (74)$$

式中:

f_P ——行星轮浸油系数;

n_P^C ——行星轮相对于行星架的转速,单位为转每分(r/min);

d_{OP} ——行星轮外径,单位为毫米(mm);

b_{WP} ——行星轮全齿宽,单位为毫米(mm);

N_{CP} ——行星轮个数。

$$P_{CC} = \frac{A_C f_C \nu n_C^3 D_C^{4.7} W_C}{10^{26}} \dots\dots\dots (75)$$

式中:

f_C ——行星架浸油系数;

n_C ——行星架转速,单位为转每分(r/min);

D_C ——行星架外径,单位为毫米(mm);

W_C ——行星架宽度,单位为毫米(mm)。

太阳轮、行星轮及行星架的浸油系数是基于每个零件相对于静态油位的浸油深度。因为工业行星齿轮传动的风阻功率损失相对于这些零件的搅油功率损失可以忽略不计,如果零件没有浸到油,则 f_S , f_C , f_P 都等于 0;如果零件全部浸入油中,则 f_S , f_C , f_P 都等于 1.0;如果零件部分浸入油中,则 f_S , f_C , f_P 为 0 和 1 的线性插值。例如,如果零件的浸油深度在它的中心线上,则 f_S , f_C , f_P 都等于 0.5。行星轮的浸油系数按行星架旋转一圈的行星轮浸油极限深度的平均值计算。

一般情况下,行星架布置常数是一个针对给定行星轮系的经验常数。它的值可通过空载热功率测试得到,测试可采用本标准提供的测量散热油池温度和空载功率损失的相关数学模型。

10.4.3.5 滚动轴承摩擦功率损失 P_{BL}

轴承摩擦功率损失取决于摩擦因数、载荷、规格和转速,可按式(76)计算:

$$P_{\text{BL}} = \frac{(M_1 + M_2) n_{\text{B}}}{9\,549} \dots\dots\dots (76)$$

式中：

P_{BL} ——轴承摩擦功率损失，单位为千瓦(kW)；

M_1 ——轴承载荷的摩擦力矩，单位为牛米(N·m)，可按式(77)计算；

M_2 ——轴承轴向载荷的摩擦力矩(仅适用于圆柱滚子轴承)，单位为牛米(N·m)，可按式(78)计算。

$$M_1 = \frac{f_1 P_1^{e_1} d_{\text{M}}^{e_2}}{1\,000} \dots\dots\dots (77)$$

式中：

f_1 ——轴承摩擦因数，见表 16；

e_1, e_2 ——指数，见表 17；

P_1 ——轴承动载荷，单位为牛(N)，见表 16。

$$M_2 = \frac{f_2 F_{\text{a}} d_{\text{M}}}{1\,000} \dots\dots\dots (78)$$

式中：

f_2 ——轴承轴向摩擦因数，见表 18；

F_{a} ——轴承动载荷的轴向分量，见表 16。

表 16 计算 M_1 的系数

轴承类型	f_1	P_1^{a}
深沟球轴承	轻型轴承 $0.000\,6 (P_{\text{O}}/C_{\text{O}})^{0.55}$ 重型轴承 $0.000\,9 (P_{\text{O}}/C_{\text{O}})^{0.55}$	$3 F_{\text{a}} - 0.1 F_{\text{r}}$
自调心球轴承	$0.000\,3 (P_{\text{O}}/C_{\text{O}})^{0.4}$	$1.4 Y_2 F_{\text{a}} - 0.1 F_{\text{r}}$
角接触球轴承：		
单列	$0.001 (P_{\text{O}}/C_{\text{O}})^{0.33}$	$F_{\text{a}} - 0.1 F_{\text{r}}$
双列，配对单列	$0.001 (P_{\text{O}}/C_{\text{O}})^{0.33}$	$1.4 F_{\text{a}} - 0.1 F_{\text{r}}$
四点接触球轴承	$0.001 (P_{\text{O}}/C_{\text{O}})^{0.33}$	$1.5 F_{\text{a}} + 3.6 F_{\text{r}}$
带保持架圆柱滚子轴承：		
10 系列	0.000 2	F_{r}
2 系列	0.000 3	F_{r}
3 系列	0.000 35	F_{r}
4、22、23 系列	0.000 4	F_{r}
满装圆柱滚子轴承	0.000 55	F_{r}
滚针轴承	0.002	F_{r}
球面滚子轴承：		
213 系列	0.000 22	若 $F_{\text{r}}/F_{\text{a}} < Y_2$: $1.35 Y_2 F_{\text{a}}$ 若 $F_{\text{r}}/F_{\text{a}} \geq Y_2$: $F_{\text{r}} [1 + 0.35 (Y_2 F_{\text{a}}/F_{\text{r}})^3]$ (适用于所有系列)
222 系列	0.000 15	
223 系列	0.000 65	
230、241 系列	0.001	
231 系列	0.000 35	
232 系列	0.000 45	
239 系列	0.000 25	
240 系列	0.000 8	

表 16（续）

轴承类型	f_1	P_1^a
圆锥滚子轴承：		
单列	0.000 4	$2 Y F_a$
配对单列	0.000 4	$1.2 Y_2 F_a$
推力球轴承	$0.000\ 8\ (F_a/C_O)^{0.33}$	F_a
推力圆柱滚子轴承、推力滚针轴承	0.001 5	F_a
推力球面滚子轴承：		$F_a\ (F_{rmax} \leq 0.55 F_a)$
292 E 系列	0.000 23	(适用于所有系列)
292 系列	0.000 3	
293 E 系列	0.000 3	
293 系列	0.000 4	
294 E 系列	0.000 33	
294 系列	0.000 5	
注：		
P_O ——轴承当量静载荷,单位为牛(N)(参见制造商轴承样本)；		
C_O ——轴承基本额定静载荷,单位为牛(N)(参见制造商轴承样本)；		
F_a ——轴承动载荷的轴向分量,单位为牛(N)；		
F_r ——轴承动载荷的径向分量,单位为牛(N)；		
$Y、Y_2$ ——轴向载荷系数(参见制造商轴承样本)。		
^a 如果 $P_1 < F_r$,则采用 $P_1 = F_r$ 。		

表 17 计算 M_1 的指数

轴承类型	指数	
	e_1	e_2
所有类型(除球面滚柱轴承外)	1	1
球面滚柱轴承：		
213 系列	1.35	0.2
222 系列	1.35	0.3
223 系列	1.35	0.1
230 系列	1.5	−0.3
231、232、239 系列	1.5	−0.1
240、241 系列	1.5	−0.2

表 18 圆柱滚子轴承轴向摩擦因数 f_2

轴承类型	f_2	
	润滑方式	
	脂润滑	油润滑
带保持架轴承：		
EC 设计	0.003	0.002
其他轴承	0.009	0.006
满装轴承：		
单列	0.006	0.003
双列	0.015	0.009

表 18 给出的 f_2 基于以下假设条件：润滑剂黏度足够高；轴向载荷与径向载荷之比对于 EC(E—增加滚子,C—开式挡边)设计轴承和单列满装圆柱滚子轴承不超过 0.50,对于其他带保持架的轴承不超过 0.40,对于双列满装圆柱滚子轴承不超过 0.25。

对于圆锥滚子轴承,在计算轴承动载荷时,应计算所产生的轴向力。表 16 所用的 F_a 计算公式见表 19。

表 19 圆锥滚子轴承载荷计算

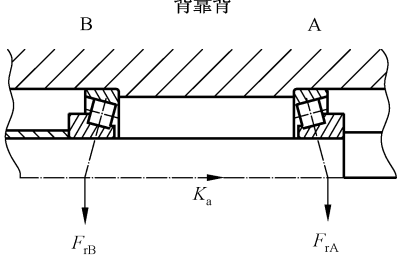
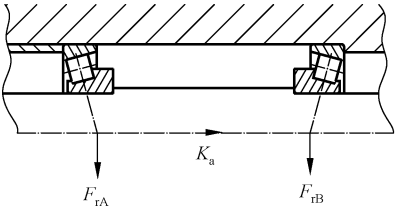
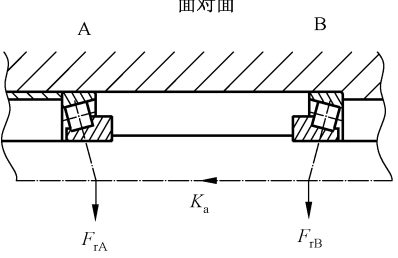
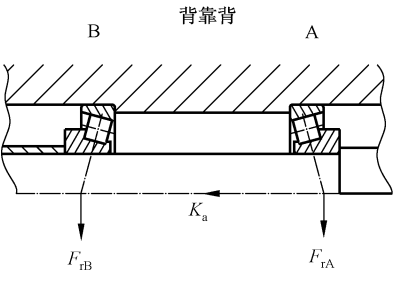
布置形式	载荷情况		轴向载荷
背靠背  面对面 	1a)	$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0.5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1b)	$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0.5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0.5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1c)	$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0.5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$ $F_{aB} = \frac{0.5 F_{rB}}{Y_B}$

表 19 (续)

布置形式	载荷情况		轴向载荷
面对面  背靠背 	2a)	$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0.5 F_{rB}}{Y_B}$
	2b)	$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0.5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0.5 F_{rB}}{Y_B}$
	2c)	$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0.5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = \frac{0.5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} - K_a$
注：表中各符号的下标 A、B 分别代表轴承 A、B 处的参数，如：Y _A 为轴承 A 的 Y 值，F _{rA} 为轴承 A 的 F _r 值。			

10.4.3.6 滑动轴承摩擦功率损失P_{BS}

采用圆柱滑动轴承时，油膜剪切力会产生流体摩擦功率损失和止推环摩擦功率损失，滑动轴承摩擦功率损失可按式(79)计算：

$$P_{BS} = P_{Bh} + P_{BT} \dots\dots\dots (79)$$

式中：

- P_{BS}——滑动轴承摩擦功率损失，单位为千瓦(kW)；
- P_{Bh}——滑动轴承液力功率损失，单位为千瓦(kW)，可按式(80)计算；
- P_{BT}——止推环摩擦功率损失，单位为千瓦(kW)，可按式(81)计算。

$$P_{Bh} = \frac{1.723 \times 10^{-17} \mu_{oil} n_B^2 d_b^3 L j}{c} \dots\dots\dots (80)$$

式中：

- μ_{oil}——出油口润滑油动力黏度，单位为兆帕秒(MPa·s)；
- d_b——滑动轴承内径，单位为毫米(mm)；
- L——滑动轴承的接触宽度，单位为毫米(mm)；
- j——轴承功率损失系数，(见图 24)；
- c——轴承的径向间隙，单位为毫米(mm)。

$$P_{BT} = \frac{1.723 \times 10^{-17} \mu_{oil} n_B^2 (r_o^4 - r_i^4)}{t} \dots\dots\dots (81)$$

式中：

- r_o——止推环外半径，单位为毫米(mm)；

r_i ——止推环内半径,单位为毫米(mm);

t ——油膜厚度,单位为毫米(mm)。

图 24 所用表示滑动轴承承载能力的无量纲因数 Sommerfield 数 S_o 按式(82)计算:

$$S_o = \frac{10^{-6} d_b^2 \mu_{oil} n_B}{60 c^2 \tau \omega} \dots\dots\dots (82)$$

式中:

ω ——单位面积上的载荷,单位为千帕(kPa)。

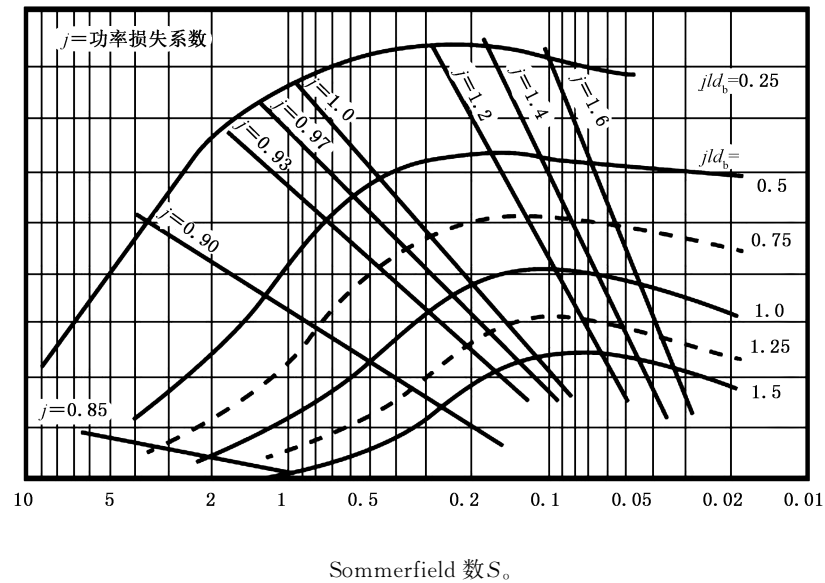
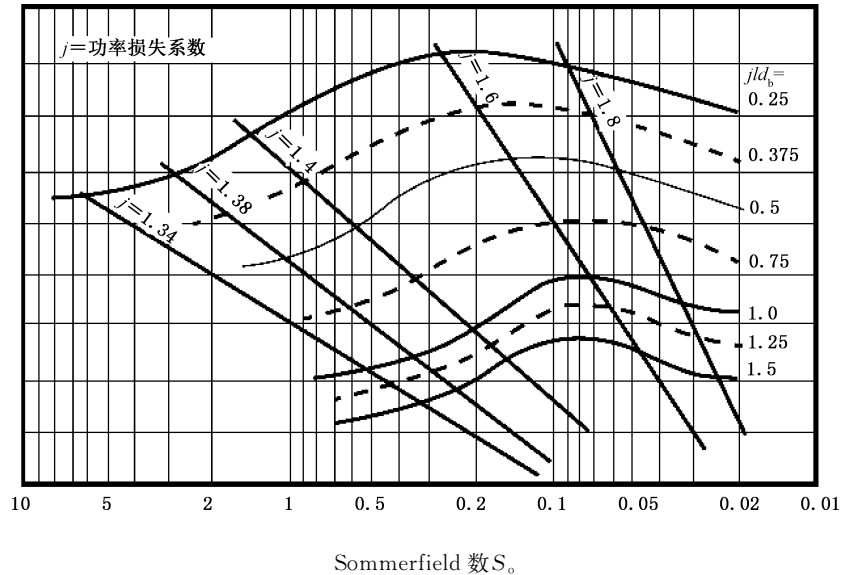
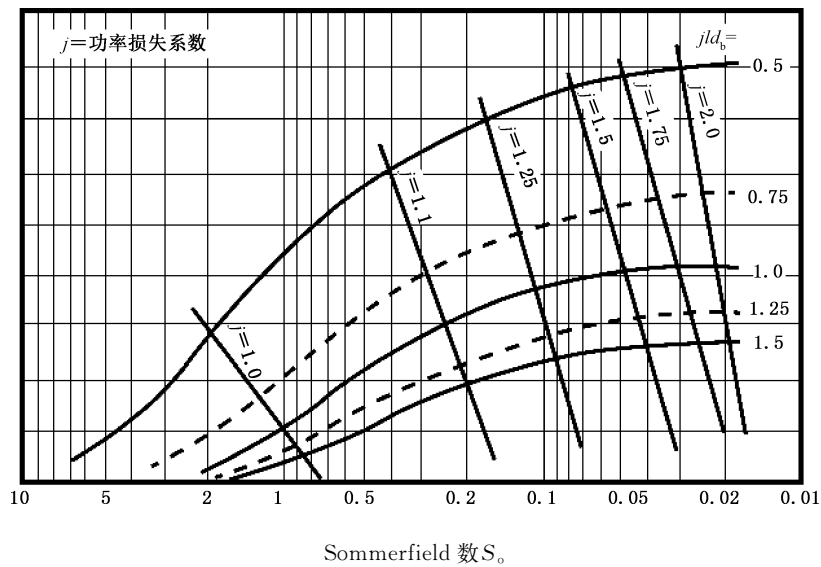


图 24 三种滑动轴承的功率损失系数 j



c) 四油楔轴承 j 图

图 24 (续)

10.4.3.7 齿轮啮合摩擦功率总损失 P_{ML}

轮齿摩擦损失是轮齿运动机理、摩擦因数、转速和传递转矩的函数。轮齿运动涉及被油膜隔离啮合轮齿之间的相对滑动。摩擦因数取决于润滑剂性能、载荷强度和转速。对某级具体的行星齿轮传动，啮合摩擦功率总损失 P_{ML} 可用式(83)表示：

$$P_{ML} = (P_{MLE} + P_{MLI}) N_{CP} \dots\dots\dots (83)$$

式中：

- P_{ML} ——该级齿轮啮合摩擦功率总损失，单位为千瓦(kW)；
- P_{MLE} ——每一支太阳轮和行星轮(外)啮合的摩擦功率损失，单位为千瓦(kW)，可按式(84)计算；
- P_{MLI} ——每一支行星轮和内齿圈(内)啮合的摩擦功率损失，单位为千瓦(kW)，可按式(91)计算。

$$P_{MLE} = \frac{f_e T_e n_S^C \cos^2 \beta_{we}}{9\,549 M_e} \dots\dots\dots (84)$$

式中：

- f_e ——外啮合摩擦因数，可按式(85)计算；
- T_e ——每一支啮合的太阳轮转矩，单位为牛米(N·m)；
- β_{we} ——太阳轮和行星轮啮合的节圆螺旋角，单位为度(°)；
- M_e ——外啮合机械效益，可按式(87)计算。

$$f_e = \frac{v^{-0.223} K_e^{-0.40}}{3.239 V_e^{0.70}} \dots\dots\dots (85)$$

式中：

- K_e ——外啮合载荷强度，单位为牛每平米毫米(N/mm²)，可按式(86)计算；
- V_e ——太阳轮和行星轮啮合的节线速度，单位为米每秒(m/s)。

$$K_e = \frac{1\,000 T_e (z_S + z_P)}{2 b_{we} r_{ws}^2 z_P} \dots\dots\dots (86)$$

式中：

- b_{we} ——太阳轮和行星轮啮合的齿宽，单位为毫米(mm)；
- r_{ws} ——太阳轮节圆半径，单位为毫米(mm)。

$$M_e = \frac{2 \cos \alpha_{we} (H_{se} + H_{te})}{H_{se}^2 + H_{te}^2} \quad \dots\dots\dots (87)$$

式中:

α_{we} ——太阳轮和行星轮啮合的端面啮合角,单位为度($^\circ$);

H_{se} ——啮入时太阳轮和行星轮啮合的滑动率,可按式(88)计算;

H_{te} ——啮出时太阳轮和行星轮啮合的滑动率,可按式(90)计算。

$$H_{se} = (u_e + 1) \left[\left(\frac{r_{OP}^2}{r_{wP-S}^2} - \cos^2 \alpha_{we} \right)^{0.5} - \sin \alpha_{we} \right] \quad \dots\dots\dots (88)$$

式中:

u_e ——行星轮和太阳轮的齿数比,按式(89)计算;

$$u_e = \frac{z_P}{z_S} \quad \dots\dots\dots (89)$$

r_{OP} ——行星轮齿顶圆半径,单位为毫米(mm);

r_{wP-S} ——行星轮和太阳轮啮合的节圆半径,单位为毫米(mm)。

$$H_{te} = \left(\frac{u_e + 1}{u_e} \right) \left[\left(\frac{r_{OS}^2}{r_{wS}^2} - \cos^2 \alpha_{we} \right)^{0.5} - \sin \alpha_{we} \right] \quad \dots\dots\dots (90)$$

式中:

r_{OS} ——太阳轮齿顶圆半径,单位为毫米(mm);

$$P_{MLI} = \frac{f_i T_i n_P^C \cos^2 \beta_{wi}}{9\,549 M_i} \quad \dots\dots\dots (91)$$

式中:

f_i ——内啮合摩擦因数,可按式(92)计算;

T_i ——每一支啮合的行星轮转矩,单位为牛米(N·m);

β_{wi} ——行星轮和内齿圈啮合的节圆螺旋角,单位为度($^\circ$);

M_i ——内啮合机械效益,可按式(94)计算。

$$f_i = \frac{v^{-0.223} K_i^{-0.40}}{3.239 V_i^{0.70}} \quad \dots\dots\dots (92)$$

式中:

K_i ——内啮合载荷强度,单位为牛每平方毫米(N/mm²),可按式(93)计算;

V_i ——行星轮和内齿圈啮合的节线速度,单位为米每秒(m/s)。

$$K_i = \frac{1\,000 T_i (z_R - z_P)}{2 b_{wi} r_{wP-R}^2 z_R} \quad \dots\dots\dots (93)$$

式中:

z_R ——内齿圈齿数;

b_{wi} ——行星轮和内齿圈的啮合齿宽,单位为毫米(mm);

r_{wP-R} ——行星轮和内齿圈啮合的节圆半径,单位为毫米(mm)。

$$M_i = \frac{2 \cos \alpha_{wi} (H_{si} + H_{ti})}{H_{si}^2 + H_{ti}^2} \quad \dots\dots\dots (94)$$

式中:

α_{wi} ——行星轮和内齿圈啮合的端面啮合角,单位为度($^\circ$);

H_{si} ——啮入时行星轮和内齿圈啮合的滑动率,可按式(95)计算;

H_{ti} ——啮出时行星轮和内齿圈啮合的滑动率,可按式(97)计算。

$$H_{si} = (u_i - 1) \left[\sin \alpha_{wi} - \left(\frac{r_{iR}^2}{r_{wR}^2} - \cos^2 \alpha_{wi} \right)^{0.5} \right] \quad \dots\dots\dots (95)$$

式中：

u_i ——内齿圈和行星轮的齿数比，按式(96)计算；

$$u_i = \frac{z_R}{z_P} \dots\dots\dots (96)$$

r_{iR} ——内齿圈的齿顶圆半径，单位为毫米(mm)；

r_{wR} ——内齿圈的节圆半径，单位为毫米(mm)。

$$H_{ti} = \left(\frac{u_i - 1}{u_i} \right) \left[\left(\frac{r_{OP}^2}{r_{wP-R}^2} - \cos^2 \alpha_{wi} \right)^{0.5} - \sin \alpha_{wi} \right] \dots\dots\dots (97)$$

10.5 非标准条件时的修正法则

10.5.1 修正法则

当实际工作条件与标准条件不同时，应对该应用的许用热功率进行测量或计算。如果做不到，可以按式(98)采用近似的修正系数对标准许用热功率 P_{TS} 做修正。

$$P_{TA} = B_{ST} B_{AT} B_V B_A B_D P_{TS} \dots\dots\dots (98)$$

式中：

P_{TA} ——修正后的许用热功率，单位为千瓦(kW)；

B_{ST} ——最高允许油池温度系数；

B_{AT} ——环境温度系数；

B_V ——空气流速系数；

B_A ——海拔高度系数；

B_D ——运转周期系数；

P_{TS} ——根据标准条件确定的许用热功率，单位为千瓦(kW)。

当工作条件超过表 20 至表 24 给出的极限值，或者因采取自然冷却或轴装风扇冷却之外的冷却方式需要对许用热功率进行修正时，应咨询行星齿轮传动装置的制造商。

10.5.2 最高允许油池温度系数 B_{ST}

根据齿轮制造商的经验或者具体应用要求，可以采用修正系数 B_{ST} (见表 20)计算出低于或高于 95 ℃时的最高允许油池温度时的许用热功率。低于 95 ℃的油池温度将使许用热功率降低，高于 95 ℃将增加许用热功率。

表 20 最高允许油池温度系数 B_{ST}

最高油池温度/℃	B_{ST}
65	0.60
85	0.81
95	1.00
105	1.13

有时，虽然计算结果可能是需要较大的行星齿轮传动装置或者采取附加冷却措施才能满足热功率要求，但实际并没采用而工作温度仍然可能会低于 95 ℃。在某些应用中，行星齿轮传动装置在超过 95 ℃的工作温度时性能仍是可以接受的。然而应认识到在超过 95 ℃的温度下工作可能会缩短润滑剂、油封、齿轮和轴承的寿命，导致维护频率增加。当考虑提出超过 95 ℃的最高允许油池温度时，应咨

询齿轮制造商。

10.5.3 环境温度系数 B_{AT}

当环境温度低于 25 ℃ 时,可增大许用热功率,系数 B_{AT} 增大;反之,当环境温度高于 25 ℃ 时,许用热功率降低,系数减 B_{AT} 小,见表 21。

在确定环境温度时,应用于室外时应采用最高温季节的最高温度值。应用于室内时的最高环境温度可能会受到附近机械或热加工工序的影响。

表 21 环境温度系数 B_{AT}

环境温度, $T_A/^\circ\text{C}$	B_{AT}
10	1.17
15	1.12
20	1.06
25	1.00
30	0.94
35	0.88
40	0.81
45	0.74
50	0.66

10.5.4 空气流速系数 B_V

当在自然风或在风场内,周围空气的稳定速度超过 1.4 m/s 时,对流传热增大,可以增大许用热功率,系数 B_V 增大;反之,当周围空气速度低于 0.5 m/s 时,许用热功率降低,见表 22。

表 22 空气流速系数 B_V

周围空气速度, $v_A/(\text{m/s})$	B_V
$v_A \leq 0.50$	0.75
$0.50 < v_A \leq 1.4$	1.00
$1.4 < v_A \leq 3.7$	1.40
$v_A > 3.7$	1.90

空气流动受限的狭窄空间要降低许用热功率。对于较大的室内空间,通常采取 $B_V = 1.00$ 。当 $B_V > 1.00$ 时,许用热功率增加(一般在室外),周围空气的持续流速应是直接通过行星齿轮传动装置的连续空气流。如果空气流不能持续,那么应采用 $B_V = 1.00$ 。 B_V 仅用于自然冷却。

10.5.5 海拔高度系数 B_A

B_A 是在海拔较高处,因空气密度降低使许用热功率降低的系数,见表 23。

表 23 海拔高度系数*B_A*

海拔/m	<i>B_A</i>
0 =海平面	1.00
750	0.95
1 500	0.90
2 250	0.85
3 000	0.81
3 750	0.76
4 500	0.72
5 250	0.68

10.5.6 运转周期系数*B_D*

*B_D*是当行星齿轮传动装置为非连续工作,间断的冷却时间使许用热功率提高的系数,见表 24。

表 24 运转周期系数*B_D*

每小时运转时间百分比	<i>B_D</i>
100/%	1.00
80	1.05
60	1.15
40	1.35
20	1.80

10.6 效率

当给定输入功率*P_A*时的总发热量*P_v*按式(57)算得结果后,可以按式(99)计算总损失和效率 *η*:

$$\eta = \left[1 - \left(\frac{P_N + P_L}{P_A} \right) \right] \times 100\% \quad \dots\dots\dots (99)$$

当达到热平衡,并且*P_A*等于许用热功率*P_T*时,则*P_Q*和*P_T*可按式(100)和式(101)求得:

$$P_Q = P_N + P_L \quad \dots\dots\dots (100)$$

$$P_T = \frac{P_Q}{1 - \eta} \quad \dots\dots\dots (101)$$

11 润滑

11.1 概述

在润滑设计中,选择适当的润滑剂、润滑方法和恰当的润滑维护同等重要。

必须特别注意齿轮和轴承的最高和最低环境温度和工作温度、齿轮和轴承的运转速度以及载荷的大小等,这些因素均影响油膜厚度。水和固态颗粒的污染会影响齿轮和轴承的性能。此外,高工作温度和污染还会缩短润滑剂及其添加剂的使用寿命。

同一个行星齿轮传动装置的不同部件存在不同的润滑要求,这增加了设计者选择最佳润滑方法和润滑剂的难度。通常情况下,润滑的选择必须既适合齿轮又适合轴承。另外,行星齿轮传动装置中各个轴承的运行工况常常大不相同。一种对于高转速、轻载荷轴承来说是最佳选择的润滑方法,可能不适合低转速、重载荷轴承。运行温度对润滑质量有重大影响,它不仅取决于载荷和转速,也随环境温度变化而改变。为了找到最佳的折中方法,必须权衡考虑关于润滑和润滑剂性质的所有要求。

11.2 润滑剂的选择

除少数特殊位置的轴承有可能需要采用润滑脂外,绝大多数闭式行星齿轮传动装置都采用油润滑,并且齿轮和轴承使用同一种润滑油。

所有商用润滑油都含有添加剂,以达到特定的性能要求。润滑油的基础油可以是矿物油、合成油、合成油的混合油或半合成油的混合油。选择润滑油时,除考虑黏度、载荷承受能力等因素外,应首先考虑以下特性:

- 抗腐蚀及抗氧化性能;
- 抗泡沫和抗乳化性能;
- 抗磨损能力;
- 抗胶合能力;
- 抗微点蚀能力。

同时还需要考虑以下多种因素:润滑油的黏度指数和倾点、润滑剂与密封件和轴承材料的相容性、是否处于潮湿的环境中、基础油和添加剂的组分对润滑成本的影响等。在选择合适的润滑剂时,还必须考虑满足内置离合器和制动器对于摩擦的要求。

黏度是润滑油最重要的物理特性,应根据工作和启动条件综合选择。

润滑油的最高黏度由冷启动时的油温决定。采用飞溅润滑和浸油润滑时,润滑油的倾点必须比启动时的最低环境温度至少低 5℃。有时可采用在油池内安装加热器、或循环油加热等方式来满足此项要求。采用压力润滑时,可规定启动时的润滑油最高油黏度,并通过设定启动时的油温来控制。

确定润滑油最低黏度的基本依据,是润滑油在最高工作温度时的最小油膜厚度。通常是通过设定在最高工作温度时的润滑油最低黏度来控制。有时可采用一定的辅助冷却措施,如风扇、油池内置油冷却器或循环油压力润滑等方式降低最高工作温度来满足此要求。

应在齿轮装置的所有工作温度范围内保持较低的黏度,以将液力损失降至最低,并减小起泡沫和夹带空气的可能性。

一般来说,合成油的黏度指数比矿物油更高(黏度随温度变化较小)。当工作环境温度的变化较大时,可能采用合成油对传动更有利。而矿物油比合成油廉价,并且不大容易与油漆、塑料和密封材料发生反应。

11.3 润滑方法

11.3.1 特别注意事项

润滑方法取决于行星传动装置的设计和应用工况。每个齿轮啮合和轴承所需要的润滑油流量通常按照冷却要求来确定。有关热功率的计算方法,见第 10 章。

行星齿轮传动装置润滑系统的设计必须特别注意:

- 行星轮轴承的润滑较难通过飞溅或压力润滑来实现,因此必须精心设计供油系统。
- 卧式行星齿轮传动装置必须采取措施,确保与行星轮啮合的太阳轮、太阳轮上的花键、以及高速轴承的润滑和冷却。因为离心力往往会导致润滑油膜脱离润滑面,供油系统的设计应能保证及时补充足够的润滑油;

——立式行星齿轮传动装置必须为油位以上(高于油位)的轴承、齿轮和花键的润滑和冷却提供可靠措施。对于高速轴的润滑,这一点尤其重要。

11.3.2 飞溅润滑

飞溅润滑是最简单、初始成本最低的齿轮装置润滑方式。对于闭式行星齿轮传动装置,飞溅式润滑系统通常只适合节线速度低于 15 m/s 的闭式齿轮传动装置。而经过精心设计后,飞溅式润滑系统也有可能用于具有更高节线速度的闭式齿轮传动装置。

低速行星齿轮的浸油深度至少应为两个齿高的深度,以便为齿轮和轴承提供足够的飞溅润滑油。对于轴承,建议油位应保持在轴承静止时最低滚动体的中心位置。高油位往往导致油摩擦损失的增加。允许采用低油位,但必须保证润滑油能够源源不断地供给齿轮和轴承。

在飞溅式润滑的行星传动装置中,油位对于其传动性能至关重要。飞溅润滑的效果不但和齿轮的浸油深度有关,还和润滑油在工作温度时的黏度及齿轮的节线速度有关。润滑系统的设计应保证为所有轴承和齿轮提供充分润滑的同时,尽量减少搅油损失,并通过原型试验在高、低油位处进行验证。齿轮箱体上可设油槽,收集沿箱壁流下的润滑油并导流至轴承处。飞溅润滑系统由于没有过滤器等污物去除装置,为防止污染物聚集在轴承与端盖之间的油槽内,应在其下方设回油孔,使油在油位压差作用下及搅动中流动。

11.3.3 浸油润滑

对运行速度较低、特别是间歇运行的小型行星齿轮装置,也可以采用把整个齿轮装置都充满油的浸油润滑方式。此方式简单可靠,虽然搅油损失有所增加,但温升仍可控制在允许范围内。该结构一般要设置一个高位润滑油(热膨胀)补偿器,通过两根油管与齿轮装置箱体的上、下部位连通,形成回路,利用温差造成的比重差异驱使润滑油流动。为了防止轴封处漏油,这种设计通常要采用 2 个唇形密封,或更可靠的其他形式密封。

11.3.4 压力润滑

压力润滑系统通常由油泵、油管、喷油嘴以及过滤器、热交换器、油温油量测量及其监控装置等组成。系统必须正确地进行设计,应能够提供足够的润滑油来充分润滑所有的旋转元件,充分考虑润滑油的黏度、流量、供油压力、喷油嘴的规格、数量、位置和喷油的方向、以及清洁度等级等。所有未浸到油池工作油位及浸油深度不够的轴承都必须强制供油润滑。油量应按照需要带走的热量进行计算并精确控制。

11.3.5 脂润滑

在一些特殊情况下,某些位置的轴承可以采用脂润滑。例如在竖立轴应用中,油难以到达的上部位的轴承。对于一些小型的传动机构(包括水平轴、竖立轴和倾斜轴传动机构),可考虑采用脂润滑。

选择润滑脂必须考虑以下特性:

- 稠度;
- 极限压力和耐磨性;
- 工作温度范围;
- 防腐蚀能力;
- 与其他润滑剂,部件(如密封件)的相容性;
- 基础油黏度。

采用脂润滑的轴承必须防止润滑脂混入润滑油中。

11.4 润滑维护

11.4.1 清洁度

为达到齿轮和轴承的设计寿命,润滑油必须保持清洁。保持行星齿轮传动装置清洁度的指导原则为:

- 新的润滑油在向齿轮装置加注之前,应先过滤;
- 首次运转之后,应分析其清洁度,以确保新齿轮装置内部是清洁的;
- 在使用期间,应进行监视,及时发现润滑油是否发生污染或者其他不利变化。

采用飞溅润滑的齿轮传动装置应在首次使用 250 h 后更换润滑油,之后每 2 000 h 或者至少每年更换一次。

带过滤装置的压力润滑系统的污染物去除能力应高于污染物聚集能力,应能够去除被过滤的油中粒径大于或等于 10 μm 的颗粒。应安装传感器和控制器,监测过滤器组件的性能。

行星齿轮传动装置润滑油的污染等级和过滤等级的划分,及其测试方法应符合 ISO 4406 的有关规定。

11.4.2 工作温度

建议用户与齿轮传动装置制造商一起确定具体应用的工作温度极限值。工作温度与油池温度是不同的概念,指的是齿轮啮合处和轴承滚道处的润滑油温度,一般高于油池的温度。

11.4.3 开孔

11.4.3.1 开孔类型

应规定齿轮传动装置开孔的类型和尺寸要求。开孔类型可能包括排油口、压力供油口、油位指示器接口、油压接口、滤油器接口、通气孔和磁性油塞孔。

11.4.3.2 排油口和加油口

排油口和加油口应该安排在易于连接管路的位置。排油口应在斜坡油槽的底部,以放尽润滑油。排油口直径的大小应以在较为合理的时间内放尽润滑油为宜。

11.4.3.3 油位指示器孔

应提供带密封的金属量油尺,以用于油位的现场检查。量油尺的位置应能精确获得读数,并且在常规维护期间不易损坏。油位刻度线应该永久性地标记在量油尺上。另外,小型机也可以使用油位塞或油位观测镜。

11.4.3.4 磁性油塞孔

磁性油塞应该处于油液循环区域内易于装拆的位置。对于压力供油系统,推荐使用在入口处配备可拆卸磁性元件的油过滤器。

11.4.3.5 通气帽孔

如果指定了带过滤元件的通气帽,那么在设计和定位时,应防止油液排入大气,并阻挡灰尘和异物进入。通气帽应为一次性或者可维护型,带有尺寸恰当的螺纹或法兰安装端口,从而在油位由于发热和机械原因发生变化时,空气能够畅通地进出。对于极其潮湿的环境,推荐使用阻潮型(吸湿)通气帽。

11.4.3.6 润滑油采样口

如果指定了要设置油液采样口,其位置:对飞溅润滑应在齿轮传动机构的箱体两侧,相当于工作油位中点的位置设螺纹接口,每个接口均应处于油池内润滑油能够自由循环的地方;对压力润滑系统应设两个油液采样口,一个位于油泵和过滤器之间,另一个位于过滤器后方。

11.4.4 脂润滑维护

终身自润滑的轴承无需润滑维护。短期或较短期使用的小型设备,可能无需进行润滑脂维护,是润滑脂终身润滑。在其他情况下,则需要补充润滑脂。

附 录 A
(规范性附录)
两类行星齿轮传动装置的设计

A.1 目的

本标准区分了两类工业行星齿轮传动装置的设计:

- 专用行星齿轮传动装置,工作条件已知或者能够在设计时具体规定;
- 通用行星齿轮传动装置,根据公称载荷按标准的设计条件进行系列化设计,按照产品样本进行选型和销售。

A.2 专用行星齿轮传动装置

A.2.1 概述

通常,专用行星齿轮传动装置的设计是根据用户规定的设计寿命和给定的载荷谱,采用供需双方都认可的累积疲劳损伤计算方法,例如 ISO 6336-6 规定的采用 Miner 法则进行设计。当载荷谱已知时,此方法优于通过选择确定使用系数 K_A 的方法。车辆和风力发电等大功率齿轮装置通常采用此方法进行设计。

供需双方应在载荷和额定功率值的确定方法上达成协议(例如按 GB/T 3480 或 ISO 6336)。本类型的设计示例可参见附录 B。应达成协议的关键系数还包括:动载系数 K_V 、齿面接触强度安全系数 S_H 、齿根弯曲强度安全系数 S_F 、齿面接触强度寿命系数 Z_{NT} 、齿根弯曲强度的寿命系数 Y_{NT} 和齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 等。当不使用载荷谱时,各方应就使用系数 K_A 的取值达成协议。

对于具体应用,这些系数的选择对应用能否获得成功起决定性作用。选择这些系数时,应研究已有设计的成功经验。例如,风电行业在研究以往的经验后达成一致意见是:当采用 ISO 6336 时, $S_H \geq 1.25$, $S_F \geq 1.56$ (参见 GB/T 19073)。

A.2.2 载荷谱的选择和建立

为行星齿轮传动装置确定具有代表性的载荷谱是设计成功的关键。应尽量根据正常运行的类似或相同机械来确定载荷谱;载荷谱的采集的时间要足够长,以确保采集到最大载荷。根据用应变片方法采集的数据计算出载荷,然后把它们划分成有限的载荷级数进行分析。两个相邻载荷级的间距通常是可变的,载荷谱高载荷端的间距可较小,低载荷端的间距应较大,因为低载荷端应力对零件的损伤性较小。

A.2.3 确定当量转矩 T_{eq}

A.2.3.1 当量转矩法

作为 Miner 法则的一种可供选择的分析方法,可以采用当量转矩法。对于每一种转矩的啮合,均可折算成齿面接触强度和齿根弯曲强度两种当量转矩时的载荷循环次数。对每一种不同的热处理方法,均有不同的指数 p 和持久寿命循环次数 N_{Lref} ,以用于计算当量转矩,见表 A.1。

表 A.1 钢制齿轮的指数 p 和持久寿命循环次数 N_{Lref}

齿轮热处理	齿面接触强度		齿根弯曲强度	
	P^a	N_{Lref}	p^a	N_{Lref}
渗碳,感应淬火	6.610	5×10^7	8.738	3×10^6
调质	6.610	5×10^7	6.225	3×10^6
渗氮	5.709	2×10^6	17.035	3×10^6
碳氮共渗	15.715	2×10^6	84.003	3×10^6
^a 本表中齿面接触强度用的数值 p 是只适用于转矩计算;当用于应力计算时,需将这些数值乘以 2。				

采用此计算程序,应已知载荷谱、Wöhler-损伤曲线(S-N 曲线)的斜率 p ,以及持久寿命循环次数 N_{Lref} 作为参考点。

A.2.3.2 方法的原理

下述方法是一种对 Wöhler 损伤曲线进行简化的处理方法,它忽略低于某极限值的应力对损伤的影响。它基于下述事实,对给定的材料,Wöhler 损伤曲线的斜率 p 和载荷的持久寿命循环次数 N_{Lref} 是固定不变的,不随齿轮设计而改变,不论是有限寿命设计还是无限寿命设计,所有低于疲劳极限的应力对损伤的影响都予以忽略。

该方法的求解步骤可描述为:第 i 级载荷的转矩 T_i 可以用新的一级 j 的转矩 T_j 来代替,而转矩 T_i 导致的损伤与转矩 T_j 导致的损伤相同。此情况如图 A.1 所示,并且可按式(A.1)计算。

$$T_i^p n_i = T_j^p n_j \dots\dots\dots (A.1)$$

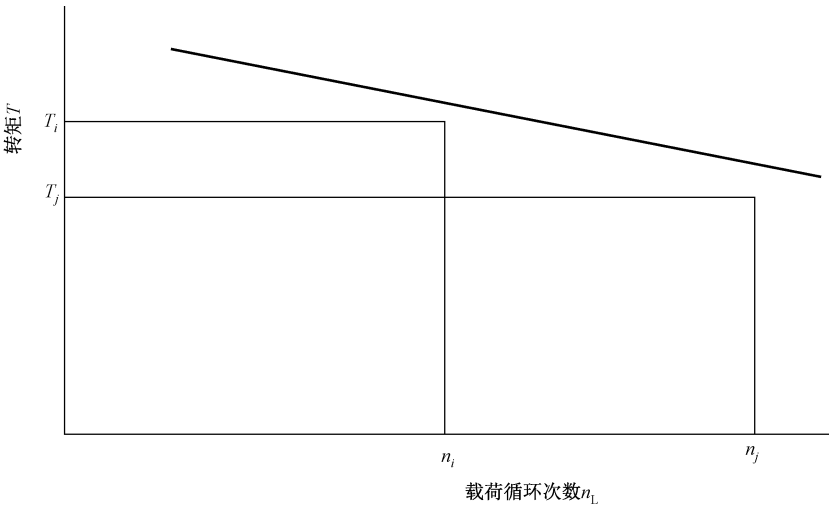


图 A.1 具有相同损伤特性的载荷级

A.2.3.3 计算过程

把各载荷级命名为 (T_i, n_i) ,并按照转矩的降序进行编号,其中 T_1 为最高转矩。
根据式(A.1),载荷级 1 转矩 T_1 循环次数 n_1 的损伤等价于载荷级 2 较低转矩 T_2 处的较大循环次数 n_{1a} 的损伤,见式(A.2):

$$n_{1a} = n_1 \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^p \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

令 $n_{2e} = n_2 + n_{1a}$, 则载荷级 1 和载荷级 2 两个载荷级所造成的总损伤可以用较低转矩 T_2 的一个载荷级的较大的当量循环次数 n_{2e} 的损伤来代替 (参见图 A.2)

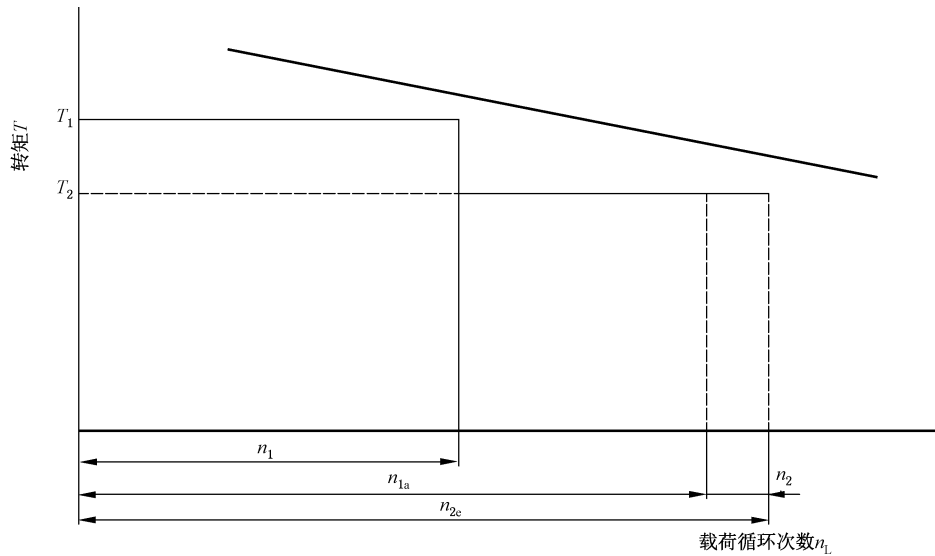


图 A.2 用载荷级 (T_2, n_{2e}) 代替载荷级 (T_1, n_1) 和 (T_2, n_2)

类似地, 转矩 T_2 处的循环次数 n_{2e} 相当于第 3 级载荷 T_3 处的当量循环次数 n_{2a} , 见式 (A.3):

$$n_{2a} = n_{2e} \left(\frac{T_2}{T_3} \right)^p \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

同样可写成 $n_{3e} = n_3 + n_{2a}$, 则载荷级 1、2 和 3 所造成的总损伤可以用一个载荷级 (T_3, n_{3e}) 所造成的损伤来代替。

当 n_{ie} 达到持久寿命循环次数 N_{Lref} 时, 计算过程就应结束。

至此, 按式 (A.4) 可得出所求当量转矩 T_{eq} :

$$T_i < T_{eq} < T_{i-1} \quad (i > 1) \quad \dots\dots\dots (A.4)$$

或按式 (A.5) 得出使用系数 K_A :

$$\frac{T_i}{T_n} < K_A < \frac{T_{i-1}}{T_n} \quad \dots\dots\dots (A.5)$$

式中:

T_n ——额定转矩, 单位为牛米 (N·m);

K_A ——使用系数。

上述计算所用的斜率指数 p 和持久寿命循环次数 N_{Lref} 按表 A.1 的规定。

A.2.4 最大载荷

最大(极限)载荷具有最强的损伤力, 并且可能会决定齿轮传动装置元件的尺寸, 因此对于设计分析至关重要。这些载荷经常通过原动机或工作机的物理限值来确定。典型实例包括:

- 最大车辆重量和最大摩擦因数时的车轮打滑转矩;
- 直流电动机转矩的极限值;
- 液压系统减压阀的设定值;
- 发电机或电动机的堵转转矩;

——制动器打滑转矩。

A.2.5 零部件安全系数校核

当按照载荷谱选择齿轮传动装置时,应检查每个机械元件,确保在指定载荷谱下的累积疲劳损伤不会导致产品在规定的寿命内发生失效。在不同机械元件之间(例如齿轮和轴承)以及不同失效模式之间(例如齿轮的弯曲疲劳和接触疲劳),计算方法和应力-寿命曲线(S-N 曲线)形状均不同。每种疲劳模式和每个关键机械元件均应单独进行校核。

A.3 通用行星齿轮传动装置

A.3.1 额定功率值的确定条件

通用行星齿轮传动装置内所有静态及动态元件的总机械功率的额定值,由零部件额定功率最低的一个(包含按照轮齿、轴、螺栓连接、箱体等最薄弱环节)来决定。

通用行星齿轮传动装置的额定功率是按照服务系数等于 1 的标准设计条件设计的。该标准条件如下:

- 齿面接触强度和齿根弯曲强度的使用系数 K_A 等于 1;
- 在设计转速下,按所规定的材料和热处理的质量控制水平,齿面接触强度和齿根弯曲强度的寿命系数 Z_{NT} 和 Y_{NT} 按 10 000 小时计算;
- 齿面接触强度和齿根弯曲强度的可靠度为 99%。

齿轮额定功率按照第 7 章规定的齿面接触强度和齿根弯曲强度的计算方法来确定。

如果采用 GB/T 3480 或 ISO 6336 规定的方法,在齿轮额定功率下算得的齿面接触强度的最小安全系数应为 $S_{Hmin} = 1.0$,齿根弯曲强度的最小安全系数应为 $S_{Fmin} = 1.2$ 。

轴应力、键应力和紧固件应力应符合第 9 章的规定。滚动轴承或者滑动轴承的设计应符合本标准第 9 章规定的极限值要求。如果因用户的要求或者规格原因而需要采用其他设计准则,例如要求轴承有更长的设计寿命,则应在合同中写清楚。

另外,齿轮传动装置的额定值还可能包含允许悬臂载荷的值,悬臂载荷通常按作用在二分之一的轴伸长度处来计算。这些悬臂载荷产生的应力和变形应符合本标准第 9 章规定的极限值要求。

根据本标准确定的齿轮传动装置的额定功率能够满足下述尖峰载荷条件:

- 每一尖峰载荷均不得超过齿轮传动装置额定功率的 200%;
- 尖峰载荷下的应力循环次数低于 10^4 。

对于超过这些条件的应用,应另选择适当的服务系数。

某些应用可能需要选择具有更高额定功率的齿轮装置,以承受环境条件、热功率、外部载荷,或者一些综合因素(例如悬臂、横向和纵向载荷等)的不良影响。

A.3.2 根据服务系数选择规格

A.3.2.1 基本方法

选用时,对不同的应用,应正确选择根据实际数据或经验得到的服务系数 K_{AH} 和 K_{AF} ,再折算成服务系数等于 1 的实际载荷,使所选齿轮传动装置的额定功率(即各零部件的最小额定功率 P_{mc})与实际使用条件相匹配,进而从标准系列中选出能满足该工况使用条件的适当规格。

所选规格的额定功率应满足式(A.6)及式(A.7):

$$P_{mcH} \geq K_{AH} P_a \dots\dots\dots (A.6)$$

$$P_{mcF} \geq K_{AF} P_a \dots\dots\dots (A.7)$$

式中:

P_a ——行星齿轮传动装置的负载功率,单位为千瓦(kW);

P_{mcH} ——服务系数 K_{AH} 等于1时的齿面接触强度允许传递的功率(即样本的额定功率),单位为千瓦(kW);

K_{AH} ——齿面接触强度服务系数;

P_{mcF} ——服务系数 K_{AF} 等于1时的齿根弯曲强度允许传递的功率(即样本的额定功率),单位为千瓦(kW);

K_{AF} ——齿根弯曲强度服务系数。

实际应用时,往往不区分齿面接触强度服务系数 K_{AH} 和齿根弯曲强度服务系数 K_{AF} ,而通称为服务系数 K_{SF} ;不区分齿面接触强度允许传递的功率 P_{mcH} 和齿根弯曲强度允许传递的功率 P_{mcF} ,而通称为样本的额定功率 P_A 。 P_A 取 P_{mcH} 和 P_{mcF} 二者中的较小者。则(A.6)和式(A.7)可用式(A.8)替代:

$$P_A \geq K_{SF} P_a \quad \dots\dots\dots (A.8)$$

建议将服务系数刻印在齿轮传动装置的铭牌上。

供需双方应商定在选择齿轮传动装置时所用的 P_a 是按原动机额定功率还是工作机的负载功率。为确定此额定功率,还应规定预期寿命。采用GB/T 3480或ISO 6336规定的方法做强度校核时所用的寿命系数 Z_{NT} 和 Y_{NT} 就是根据此预期寿命确定的。

A.3.2.2 服务系数表

服务系数值可参见GB/Z 19414的附录A,这些服务系数值是齿轮装置的制造者与使用者根据一般应用场合的实践经验得到的。按照本标准规定的方法选择齿轮装置所需的额定功率,能够满足所列工业应用场合的一般性要求。建议用户和齿轮制造商就服务系数的取值达成协议。GB/Z 19414附录A表列的所有服务系数均大于或等于1.0。对于某些用户有规定并且制造商同意的场合,也可以采用低于1.0的服务系数。

注:本标准的服务系数在GB/Z 19414中称“选用系数”,符号用 K_{sf} 表示。

A.3.2.3 服务系数的确定

除了GB/Z 19414附录A中列出的数值之外,还可以采用类似Miner法则的分析方法来确定服务系数,参见第本附录A.2.3。一些可能会影响服务系数大小的使用特性有:

- 原动机类型:不同类型的原动机,例如电动机、液压马达、蒸汽轮机或燃气轮机、单缸或多缸柴油机。
- 启动条件:当峰值载荷超过200%额定载荷并且频繁启动和停止时,需要进行特别载荷分析。当原动机与行星齿轮装置之间采用软启动联轴器时,可以按照齿轮装置制造商的应用分析来选择服务系数。
- 过载:超过额定载荷称为过载。过载可能表现为瞬时、周期性、半稳态或固有振动等特性。应力循环的幅值和次数需要进行特别分析,以防发生低频疲劳或屈服失效。当齿轮传动装置承受高启动转矩、极端重复冲击,或者应吸收高能载荷,例如堵转时,需要进行特别的考虑。
- 超速:超速对外部载荷和动载荷的影响,也需要进行特别的分析。
- 应用制动器:当行星齿轮传动装置配备有工作制动器来减慢系统运动速度时,根据制动器的额定功率或者应用功率的较大者,来选择传动装置。如果制动器仅用于止动,并且在系统停止运转之后才施加止动,则制动功率的额定功率应低于200%齿轮传动装置的额定功率。如果制动器额定功率应超过齿轮传动装置额定功率的200%,或者制动器位于齿轮传动装置的输出轴上,那么应进行特别的分析。

——可靠性与寿命要求:对于要求高可靠度或超长寿命的应用,用户和齿轮制造商应在规定服务系数之前仔细进行考虑。一般来说,服务系数越高,可靠度也越高,并且使用寿命也越长。

A.3.3 液压驱动的工程机械及附件的服务系数

因样本上规定的服务系数 $K_{sf}=1$ 时的额定功率,可以满足200%起动转矩的典型AC感应电动机的使用工况需求。短期工作所用的液压驱动传动装置通常根据其堵转(减压阀压力设定值)转矩来进行选择,它可以采用电动机的最大极限转矩。另外,液压驱动工程机械传动装置通常是用于提供车轮打滑转矩,这限制了输出转矩并且只有很少的使用次数。此应用场合,有时候甚至可能会采用0.5的服务系数。本附录A.3.2.3所述“应用制动器”即适合此情况。

注:采用0.5服务系数的情况应用需谨慎,要防止某些零件有可能发生塑性变形,最好经齿轮制造商校核。

附 录 B

(资料性附录)

专用行星齿轮传动装置设计示例

B.1 目的

本附录所述示例是按用户提供的要求和条件设计一台风力发电用两级行星齿轮增速器,以引导读者了解已知载荷谱时的专用行星齿轮传动装置主要零件的设计步骤和计算方法。

B.2 输入数据

B.2.1 基本参数

- 叶轮额定转速 57.3 r/min;
- 叶轮额定转矩 50 kN·m;
- 发电机额定转速 1 500 r/min (允许误差 $\pm 0.5\%$);
- 叶轮与发电机转向为同方向;
- 齿轮增速器的设计寿命为 20 年。

B.2.2 载荷谱

齿轮增速器的输入转矩和总转数见表 B.1 的载荷谱。因为反向载荷较低,齿轮的强度计算和轴承寿命计算可不予考虑,故该载荷谱未列反向载荷。

表 B.1 载荷谱

转矩/(kN·m)	20 年总循环次数	转矩/(kN·m)	20 年总循环次数
95.0	0	50.0	3.66×10^7
92.5	0	47.5	4.64×10^7
90.0	3	45.0	4.05×10^6
87.5	40	42.5	3.21×10^5
85.0	1.25×10^2	40.0	4.10×10^6
82.5	2.05×10^3	37.5	5.20×10^6
80.0	2.21×10^4	35.0	3.03×10^5
77.5	3.85×10^4	32.5	3.15×10^4
75.0	2.88×10^5	30.0	4.05×10^3
72.5	1.02×10^6	27.5	3.21×10^6
70.0	1.25×10^4	25.0	4.10×10^5
67.5	4.75×10^6	22.5	5.20×10^4
65.0	1.06×10^7	20.0	3.03×10^3
62.5	2.68×10^7	17.5	3.15×10^3
60.0	1.62×10^6	15.0	56
57.5	2.12×10^2	10.0	16
55.0	4.15×10^3	5.0	0
52.5	4.75×10^6	0.0	0

B.2.3 环境数据

- 齿轮增速器安装在机舱内；
- 齿轮增速器的输入端上倾 5°；
- 最高环境温度为 45℃；
- 最低环境温度为 -30℃。

B.2.4 润滑条件

- 齿轮和轴承都采用压力润滑；
- GB/T 3141 320 矿物油；
- 油冷却器由外部空气冷却；
- 带仅用于冷起动的外部油加热器；
- 润滑油需过滤至 ISO 4406-/17/14 规定的清洁度等级。

B.3 齿轮参数和传动结构形式

所设计的增速器为两级简单行星齿轮传动，两级行星都是内齿圈固定、行星架输入、太阳轮输出。低速级的太阳轮通过单铰式齿式联轴器 and 高速级行星架连接。图 B.1 所示为其结构简图。

两级太阳轮和行星轮都采用渗碳淬火材料，内齿圈采用调质。齿轮精度 GB/T 10095.1 的 6 级。齿轮的基本参数如表 B.2 所示。

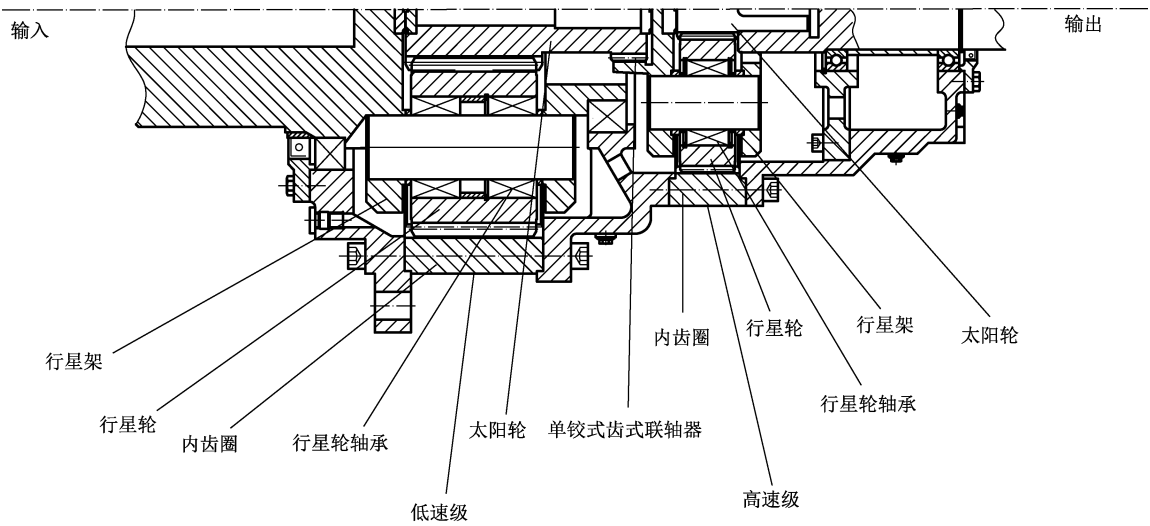


图 B.1 300 kW 风电行星齿轮增速器

表 B.2 齿轮的基本参数

参数	低速级	高速级
中心距, a	185 mm	130 mm
齿宽, b	130 mm	60 mm
法向模数, m_n	8 mm	4 mm

表 B.2 (续)

参数	低速级	高速级
压力角, α	20°	20°
螺旋角, β	0.0°	0.0°
太阳轮齿数, z_s /变位系数, x_s	17/0.632	26/0.538
行星齿轮齿数, z_p /变位系数, x_p	27/0.679 6	37/0.570 5
内齿圈齿数, z_R /变位系数, x_R	73/0.807	103/0.100 7
行星轮个数, N_{CP}	3	3

B.4 齿轮和轴承的计算过程

B.4.1 确定齿轮等零件的相对转速

低速级(参见 4.5):

该级的传动比

$$i_L = i_{SC}^R = \frac{z_s + z_R}{z_s} = \frac{17 + 73}{17} = 5.294$$

行星架转速(输入)

$$n_C = 57.3 \text{ r/min}$$

太阳轮的转速(内齿圈固定)

$$n_S = n_C i_{SC}^R = 57.3 \times 5.294 = 303.35 \text{ r/min}$$

太阳轮相对于行星架的转速

$$n_S^C = n_S - n_C = 303.35 - 57.3 = 246.05 \text{ r/min}$$

行星轮相对于行星架的转速

$$n_P^C = n_S^C \left(\frac{z_S}{z_P} \right) = 246.053 \times \left(\frac{17}{27} \right) = 154.92 \text{ r/min}$$

同样,对于高速级:

$$i_H = 4.945$$

$$n_C = 303.35 \text{ r/min}$$

$$n_S = 1\,505.10 \text{ r/min}$$

$$n_S^C = 1\,201.74 \text{ r/min}$$

$$n_P^C = 844.47 \text{ r/min}$$

齿轮传动装置总传动比

$$i = i_L i_H = 26.178$$

B.4.2 确定齿轮和轴承的使用系数 K_A 值

B.4.2.1 齿轮的使用系数 K_A

按表 B.1 的载荷谱,采用 A.2.2 的方法,按齿轮渗碳时的齿面接触强度的指数 p 和持久寿命条件循环次数 N_{Lref} 计算得 K_A 值如下:

低速级, $K_A = 1.25$;

高速级, $K_A = 1.34$ 。

B.4.2.2 轴承的使用系数 K_A

采用基于 Miner 法则的分析,按 ISO 281 规定的方法计算,对此载荷谱时的滚子轴承, $K_A = 0.79$ 。

B.4.3 确定均载系数 K_γ 值

对于低速级,太阳轮与高速级行星架是单绞式齿式联轴器连接,有一定浮动效果。参考第 8 章表 11,取 $K_\gamma = 1.05$ 。

对于高速级,太阳轮固定,行星架浮动。因为浮动件的质量较大并且转速较高,所以 K_γ 值高于低速级,参考表 11,取 $K_\gamma = 1.11$ 。

B.4.4 确定齿轮和轴承的转矩

对低速级:

行星架输入转矩

$$T_C = 50 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

太阳轮转矩

$$T_S = \frac{T_C}{i_L} = \frac{50}{5.2941} = 9.444 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

每一支啮合传递的功率

$$P = \frac{T_S n_S^c K_\gamma}{9549 N_{CP}} = \frac{9444 \times 246.05}{9549} \times \frac{1.05}{3} = 85.17 \text{ kW}$$

同样,对于高速级:

$$T_C = 9.444 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$T_S = 1.910 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$P = 88.9 \text{ kW}$$

B.4.5 确定齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 值

通过对低速级和高速级轮齿进行螺旋线修整和鼓形修整,使得按照 ISO 6336 的 B 法算得的 $K_{H\beta} = 1.20$ 。

B.4.6 校核太阳轮与行星轮啮合的齿轮强度

按 GB/T 3480 规定的方法计算:

低速级:

齿面接触强度安全系数, $S_{HS} = 1.32, S_{HP} = 1.32$;

齿根弯曲强度安全系数, $S_{FS} = 2.63, S_{FP} = 2.28$ 。

高速级:

$S_{HS} = 1.68, S_{HP} = 1.68; S_{FS} = 2.98, S_{FP} = 2.39$

按 GB/T 19073 的规定:风电齿轮的齿面接触强度最小安全系数 $S_H = 1.25$, 齿根弯曲强度最小安全系数, $S_F = 1.56$ 。实际两个齿轮的齿面接触强度安全系数和齿根弯曲强度安全系数都大于此规定值,都满足要求。

B.4.7 根据 ISO 281 检查行星轮轴承 L_{10} 寿命

B.4.7.1 计算行星轮的离心力

对于低速级:

根据提供的齿轮几何尺寸、行星轮的质量 $m_P=21.8\text{ kg}$ (按 140 mm 的行星轮孔径):
行星轮销轴的转速

$$\omega_P = \frac{2\pi n_C}{60} = \frac{2\pi \times 57.3}{60} = 6\text{ rad/s}$$

行星轮销轴的径向加速度

$$\alpha_{rP} = \frac{\omega_P^2 a}{1\,000} = \frac{6^2 \times 185}{1\,000} = 6.66\text{ m/s}^2$$

行星齿轮的离心力

$$F_P = m_P \alpha_{rP} = 21.8 \times 6.66 = 145.2\text{ N}$$

同样,对于高速级:

$$F_P = 367.3\text{ N}$$

B.4.7.2 确定行星轮轴承的载荷

对于低速级:

根据载荷谱得到的轴承使用系数: $K_A=0.79$ 。

每个行星轮的切向力

$$W_2 = \frac{1\,000 T_C}{a} \frac{K_\gamma}{N_{CP}} K_A = \frac{1\,000 \times 50\,000}{185} \times \frac{1.05}{3} \times 0.79 = 74\,729\text{ N}$$

轴承总载荷

$$P_2 = (W_2^2 + F_P^2)^{0.5} = (74\,729^2 + 145.2^2)^{0.5} = 74\,729\text{ N}$$

按 GB/T 19073 的规定,行星轮轴承要求的 L_{10} 寿命要达到 $100\,000\text{ h}$ 。

轴承额定动载荷 C 应满足

$$C \geq \left(\frac{60 n_P^C L_{10}}{10^6} \right)^{3/10} P_2 = \left(\frac{60 \times 154.9 \times 10^5}{10^6} \right)^{3/10} \times 74\,729 = 580\,698\text{ N}$$

同样,对于高速级:

$$K_A=0.79; W_2=20\,087\text{ N}; P_2=20\,087\text{ N}; C \geq 259\,619\text{ N}$$

B.4.7.3 校核轴承寿命

按以上计算得到的 C 值,各行星轮上所选的轴承型号为:

低速级,两个双列满装圆柱滚子轴承#5017; $C=2 \times 315\text{ kN}$,算得实际 $L_{10}=132\,000\text{ h}$;高速级,一个调心滚子轴承#22311; $C=270\text{ kN}$,算得实际 $L_{10}=113\,000\text{ h}$ 。

对风电齿轮增速器,经以上初选轴承型号后,通常需要进一步由轴承供应商用更精确地方法计算轴承寿命和应力,及计算在极限载荷时的静强度安全系数,并最终对轴承选型予以确认。

B.5 其他元件的部分计算程序

B.5.1 校核轮缘厚度

本示例仅列出低速行星轮和内齿圈的轮缘厚度计算结果。

低速行星轮:

模数 $m_n=8\text{ mm}$ 。

根据 7.1.7 规定的最小轮缘厚度 $S_{\text{rim-min}}=3.5 m_n=3.5 \times 8=28\text{ mm}$ 。

行星轮的齿根圆直径 $d_f=206.8\text{ mm}$ 。

行星轮的孔径 $d_i=130\text{ mm}$ 。

行星轮的轮毂厚度

$$S_{\text{rim}} = \frac{d_f - d_i}{2} = \frac{206.8 - 130}{2} = 38.4 \text{ mm} > S_{\text{rim-min}}$$

符合标准要求。

低速内齿圈：

根据 7.1.8 规定内齿圈的最小轮缘厚度 $S_{\text{rim-min}} = 5 m_n = 5 \times 8 = 40 \text{ mm}$ 。

内齿圈的齿根圆直径 $d_f = 613.31 \text{ mm}$ 。

内齿圈的外圆直径 $d_o = 710 \text{ mm}$ 。

内齿圈的轮缘厚度

$$S_{\text{rim}} = \frac{d_o - d_f}{2} = \frac{710 - 613.31}{2} = 48.3 \text{ mm} > S_{\text{rim-min}}$$

符合标准要求。

B.5.2 确定联轴器参数,校核花键与高速行星架的耐磨性

单铰式齿式联轴器一端为低速级太阳轮,另一端为渐开线花键。

太阳轮分度圆直径 $d_s = 136 \text{ mm}$ 。

太阳轮径向综合总偏差 $F_{is}'' = 0.064 \text{ mm}$ 。

行星轮分度圆直径 $d_p = 216 \text{ mm}$ 。

行星轮径向综合总偏差 $F_{ip}'' = 0.064 \text{ mm}$ 。

齿轮精度决定的最大偏心量 $\Delta a_g = F_{is}'' + F_{ip}'' = 0.128 \text{ mm}$ 。

低速级行星轮轴承最大径向游隙 0.085 mm , $\Delta a_b = 0.085/2 = 0.0425 \text{ mm}$ 。

太阳轮的最大偏心量 $\Delta a_{s\max} = \Delta a_g + \Delta a_b = 0.128 + 0.0425 = 0.1705 \text{ mm}$ 。

按联轴器角度偏差的极限值 $f_{\Sigma\max} = 0.001 \text{ rad}$ 。

联轴器最小长度 $L_{\min} = \Delta a_{s\max} / \sin(f_{\Sigma\max}) = 0.1705 / \sin(0.057^\circ) = 171.4 \text{ mm}$ 。

取联轴器长度 $L_c = 172 \text{ mm}$ 。

渐开线花键的齿数 $z = 20$, 模数 $m_n = 6 \text{ mm}$, 压力角 $\alpha_n = 30^\circ$, 齿宽 $b = 30 \text{ mm}$, 外花键大径 $d_{os} = 128.8 \text{ mm}$, 内花键小径 $d_{is} = 116.8 \text{ mm}$ 。

行星架铸造, 感应淬火, 内花键齿面的硬度 $H_s = 42 \text{ HRC}$ 。

许用挤压应力 S_{CA} 按长期工作无磨损计算

$$S_{CA} = 0.057 H_s^2 = 0.057 \times 42^2 = 100.5 \text{ N/mm}^2$$

载荷分布系数 K_m

$$K_m = 1 + \frac{f_{\Sigma}}{0.004} = 1 + \frac{0.001}{0.004} = 1.25$$

计算考虑使用系数 K_A 后的齿面挤压应力, 按式(38)

$$S_c = \frac{8000 K_A K_m T}{z b' (d_{OSP}^2 - d_{ISP}^2)} = \frac{8000 \times 1.25 \times 1.25 \times 9444}{20 \times 30 \times (128.8^2 - 116.8^2)} = 66.7 \text{ N/mm}^2$$

计算安全系数 S_F

$$S_F = \frac{S_{CA}}{S_c} = \frac{100.5}{66.7} = 1.51$$

B.5.3 计算内齿圈螺栓连接要求

本示例仅提供低速内齿圈连接螺栓的分析。

低速内齿圈螺栓分布圆直径 $d_{bc} = 665 \text{ mm}$ 。

取摩擦因数 $\mu=0.10$, 参见 9.3。

由表 B.1 载荷谱, 确定最大输入转矩 $T_{\max}=90 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。

内齿圈的最大转矩

$$T_{\text{Rmax}} = T_{\max} - T_{\text{Smax}} = \left(1 - \frac{1}{i_L}\right) T_{\max} = \left(1 - \frac{1}{5.2941}\right) \times 90 = 73 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

低速内齿圈的要求夹紧力

$$P_{1\min} = \frac{T_{\text{Rmax}} \times 2 \times 1\,000}{\mu d_{\text{bc}}} = \frac{73 \times 2 \times 1\,000}{0.1 \times 665} = 2\,195.5 \text{ kN}$$

选 M18, 10.9 级螺栓 $N_1=24$ 个, 螺栓公称直径 $D_f=18 \text{ mm}$, 螺距 $P_f=2.5 \text{ mm}$ 。

按 9.3.2 表 13 的规定, 预紧拉应力 $\sigma_M=658 \text{ N/mm}^2$ 。

每个螺栓受应力面积

$$A_s = 0.785 (D_f - 0.9382 P_f)^2 = 0.785 \times (18 - 0.9382 \times 2.5)^2 = 192.37 \text{ mm}^2$$

每个螺栓的夹紧力

$$F_M = A_s \sigma_M = 192.37 \times 658 = 126.6 \text{ kN}$$

内齿圈的总夹紧力

$$P_1 = N_1 F_M = 24 \times 126.6 = 3\,038.4 \text{ kN}$$

内齿圈夹紧力的安全系数

$$S_F = P_1 / P_{1\min} = 3\,038.4 / 2\,195.5 = 1.38$$

附 录 C
(资料性附录)

复合行星齿轮传动装置设计计算示例和特殊配齿示例

C.1 目的

本附录所述示例介绍了一个内齿圈固定的复合行星齿轮传动装置的齿轮参数、传动比、转速、功率和载荷的计算方法。因为有附录 B 可参考,本示例不再介绍齿轮强度和轴承的载荷以及寿命的计算过程。本示例的行星架转速相对较低,计算行星轴承寿命时可以忽略行星轮的离心力。当行星架转速较高时,计算行星轴承载荷和寿命应考虑此离心力。

有时虽然复合行星的太阳轮齿数和内齿圈齿数不能都被行星轮个数整除,但若齿数能满足一定的条件时仍然可以把行星轮旋转一定的角度使轮齿进入啮合完成装配,本附录即对此问题进行详细分析,并给出特殊配齿装配验算程序及示例。参见图 3、第 5 章和表 8 中的讨论。

C.2 复合行星齿轮传动装置设计示例

图 C.1 为一复合行星齿轮传动增速装置示例,行星架输入,太阳轮输出,“固定式”内齿圈和太阳轮都浮动。

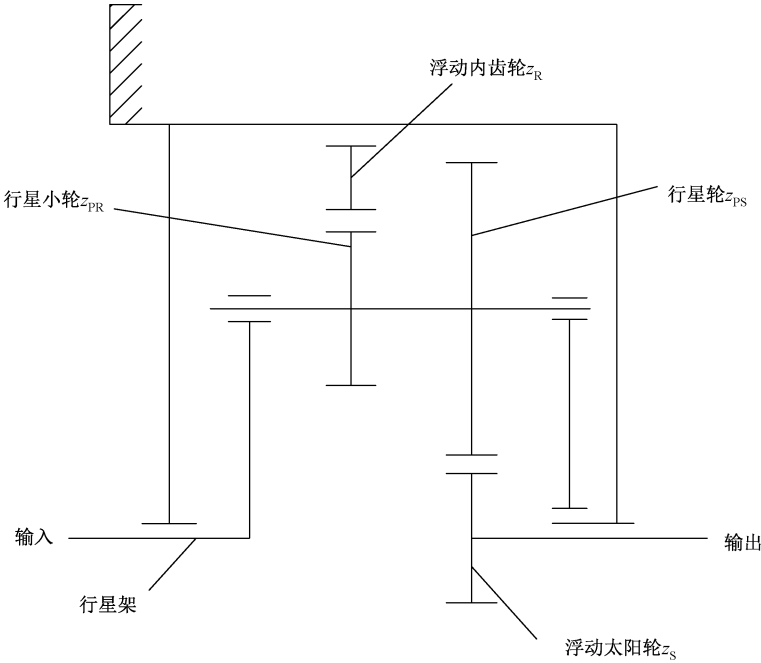


图 C.1 增速复合行星齿轮传动装置

已知参数:
额定功率 $P = 500 \text{ kW}$;
输入转速(行星架,顺时针方向) $n_C = 20 \text{ r/min}$;
双联行星轮个数 $n_{CP} = 3$ 。

经配齿,得该传动的主要参数,见表 C.1。

表 C.1 复合行星齿轮传动主要参数

外啮合		内啮合	
齿形角 α_n	20°	齿形角 α_n	20°
模数 m_n	6 mm	模数 m_n	8 mm
螺旋角 β	0°	螺旋角 β	0°
太阳轮齿数 z_s	21	行星小轮齿数 z_{PR}	21
行星大轮齿数 z_{PS}	99	内齿圈齿数 z_R	111
太阳轮变位系数 x_s	0.46	行星小轮变位系数 x_{PR}	0.5
行星大轮变位系数 x_{PS}	0.415	内齿圈变位系数 x_R	1.156 3
中心距 a	365 mm	中心距 a	365 mm
太阳轮分度圆直径 d_s	126 mm	行星小轮分度圆直径 d_{PR}	168 mm
行星大轮分度圆直径 d_{PS}	594 mm	内齿圈分度圆直径 d_R	888 mm

因为太阳轮的齿数与内齿圈的齿数都可以被行星齿轮个数除尽,所以配齿满足装配条件。

该装置齿轮的一般计算及转矩和受力计算(只列出计算式和计算结果)如下:

基本传动比(行星架固定)

$$i_{SR}^C = -\frac{z_R z_{PS}}{z_{PR} z_S} = -24.982$$

总传动比

$$i_{SC}^R = 1 - i_{SR}^C = 25.982$$

输入转矩

$$T_C = 9\,549 P / n_C = 238\,725 \text{ N} \cdot \text{m}$$

输出转速(顺时针方向)

$$n_s = i_{SC}^R n_C = 518.37 \text{ r/min}$$

输出转矩

$$T_s = T_C / i_{SC}^R = 9\,210.65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

或

$$T_s = 9\,549 P / n_s = 9\,210.65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

行星轮绝对转速(逆时针方向)

$$n_{PR} = -n_C (Z_R / Z_{PR} - 1) = -85.71 \text{ r/min}$$

或

$$n_{PS} = -z_S / z_{PS} (n_s - n_C) + n_C = -85.71 \text{ r/min}$$

行星轮相对转速(逆时针方向)

$$n_{PR}^C = n_{PR} - n_C = -105.71 \text{ r/min}$$

$$n_{PS}^C = n_{PR}^C = -105.71 \text{ r/min}$$

通过每一支行星齿轮的啮合功率(假设均载系数 $K_\gamma = 1$)

$$P_{PR} = T_s (n_s - n_C) / (9\,549 N_{CP}) = 160.2 \text{ kW}$$

其余功率通过行星架传递。

每一支行星小轮传递的转矩

$$T_{PR} = 9\,549 P_{PR} / n_{PR}^C = -14\,474.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

作用于行星小轮的切向力

$$F_{PR} = 2\,000\, T_{PR} / d_{PR} = 172\,310.5\, \text{N}$$

太阳轮相对于行星架转速

$$n_S^C = n_S - n_C = 498.37\, \text{r/min}$$

作用于行星大轮上的转矩

$$T_{PS} = -T_{PR} = 14\,474.1\, \text{N} \cdot \text{m}$$

作用于行星大轮上的切向力

$$F_{PR} = 2\,000\, T_{PS} / d_{PS} = 48\,734.3\, \text{N}$$

C.3 特殊配齿装配验算程序及示例

C.3.1 已知数据:

太阳轮齿数 z_S ;

内齿圈齿数 z_R ;

行星轮个数 N_{CP} ;

与太阳轮啮合的行星轮 P_S 的齿数 z_{PS} ;

与内齿圈啮合的行星轮 P_R 的齿数 z_{PR} 。

按第 5 章表 8 所述方法:如果齿数 z_{PS} 和 z_{PR} 有公因子 F_C , 则令 $P_S' = \frac{z_{PS}}{F_C}$, $P_R' = \frac{z_{PR}}{F_C}$ 。

如果没有公因子, 则 $F_C = 1$ 。把 P_S' 和 P_R' 作为实际齿数用于下面的分析。

C.3.2 验算第一配齿条件

首先按式(C.1)计算装配整数 I_{va} 值

$$I_{va} = \frac{(z_R P_S') + (z_S P_R')}{N_{CP}} = \text{整数} \quad \dots\dots\dots (C.1)$$

I_{va} 值应为整数, 这是应满足的第一配齿条件, 但不是唯一条件。第一配齿条件满足后才有可能进行特殊配齿装配验算, 如果能满足, 才可以装配。

C.3.3 特殊配齿装配验算程序

计算 z_R / N_{CP} 。如果 z_R / N_{CP} 为整数, 则令 $I_R = z_R / N_{CP}$ 。如果 z_R / N_{CP} 不是整数, 则令 I_R 等于下一个更大的整数。

计算 z_S / N_{CP} 。如果 z_S / N_{CP} 为整数, 则令 $I_S = z_S / N_{CP}$ 。如果 z_S / N_{CP} 不是整数, 则令 I_S 等于下一个更小的整数。

如有一个整数值 L_2 , 使较小行星轮 P_R 在对齿装配转动 M 个齿时, 刚好较大行星轮 P_S 转动 L_2 个齿, 那么齿轮组可以装配。

L_2 是与太阳轮啮合的行星轮 P_S 相对于对准基线要转动的齿数, 此位置与太阳轮上的第 I_S 齿啮合。

M 是与内齿圈啮合的行星轮 P_R 距对准基线的齿数。

数学关系见式(C.2)、式(C.3)、式(C.4)、式(C.5)和式(C.6):

$$I_{va} = \frac{(z_R P_S') + (z_S P_R')}{N_{CP}} \quad \dots\dots\dots (C.2)$$

$$I_{va} = (I_R - M) P_S' + (I_S + L_2) P_R' \quad \dots\dots\dots (C.3)$$

$$(I_S + L_2) P_R' = I_{va} - (I_R - M) P_S' \quad \dots\dots\dots (C.4)$$

$$(I_S + L_2) = \frac{[I_{va} - (I_R - M) P_S']}{P_R'} \quad \dots\dots\dots (C.5)$$

$$L_2 = \frac{[I_{va} - (I_R - M) P_S']}{P_R'} - I_S \quad \dots\dots\dots (C.6)$$

对于要装配的行星齿轮组,应有一个整数值 M 产生 L_2 整数值。

一个整数值 L_2 确定之后,即可确定该组行星轮可以装配。首先对每组行星轮用作对准的轮齿作装配标识,然后再进行依次装配。第一步是把第一组行星轮按对准位置装配在太阳轮与内齿圈之间,使轮齿处于正确的啮合状态。装配第二组行星轮时,把行星轮 P_S 相对于对准基线旋转 L_2 个齿即可进行装配。装配第三个行星齿轮时,对准的轮齿要沿反向旋转。

甚至当 L_2 是满足 $M=0$ 的整数时也可以装配。如果太阳轮的齿数除以行星轮的个数不是整数,装配时使太阳轮上第一组行星轮与第二组行星轮之间的齿数等于第一组行星轮与第三组行星轮之间的齿数,且使第二组和第三组行星轮沿相反方向旋转一个较小的角度即可实现装配。

C.3.4 特殊配齿装配验算示例

表 C.2~表 C.3 给出了 2 个特殊配齿装配验算示例。其中,示例 1 未能通过第一配齿条件,示例 2 配齿成功。

示例 1:

表 C.2 未能通过第一配齿条件,不能等分度布置装配

已知参数				
外啮合		内啮合		
太阳轮齿数 z_s	16	行星小轮齿数 z_{PR}	21	
行星大轮齿数 z_{PS}	36	内齿圈齿数 z_R	73	
固定行星架		总传动比	7.821	
行星轮数目 N_{CP}	3			
配齿计算				
行星轮齿数公因子 F_C	3			
$P_S'=z_{PS}/F_C$	12			
$P_R'=z_{PR}/F_C$	7			
z_s/N_{CP}	5.333 33	I_S	5	$I_S\leqslant z_s/N_{CP}$
z_R/N_{CP}	24.333 33	I_R	25	$I_R\geqslant z_R/N_{CP}$
第一配齿条件: $(z_R P_S'+z_s P_R')/N_{CP}=329.333\ 3$,不满足(应为整数)				
结论:配齿失败,不能装配3个等分度布置的复合行星齿轮				

示例 2:

表 C.3 行星轮齿数无公因子、通过特殊配齿装配验算, 可以等分度布置装配

已知参数				
外啮合		内啮合		
太阳轮齿数 z_s	15	行星小轮齿数 z_{PR}	20	
行星大轮齿数 z_{PS}	39	内齿圈齿数 z_R	74	
		总传动比	9.62	

表 C.3 (续)

已知参数		
外啮合		内啮合
行星轮数目 N_{CP}	3	
配齿计算		
行星轮齿数公因子 F_C	1	
第一配齿条件: $(z_R P_S' + z_S P_R')/N_{CP} = 1\ 062$, 是整数, 满足		
两个行星齿轮没有公因子, 因此需要检查从 0 至 19 的所有 M 值		
特殊配齿装配验算	M	L_2 (应达到 L_2 为整数才可装配)
$z_R/3 = 24.667\ I_R = 25$ $z_S/3 = 5\ I_S = 5$	0	-0.65
	1	1.30
	2	3.25
	3	5.20
	4	7.15
	5	9.10
	6	11.05
	7	13.00
结论: 因为 $M = 7$ 可使 L_2 为整数, 所以齿轮组可以装配。在第一组行星轮对准齿装配后 (见图 C.2), 第二组行星轮顺时针方向旋转 13 个齿, 第三组行星轮沿逆时针方向旋转 13 个齿, 两组齿轮都可以装配 (见图 C.3)。		

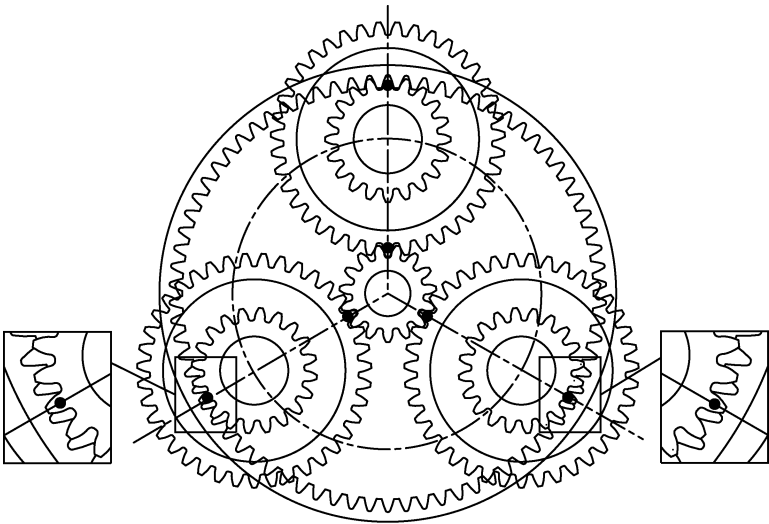


图 C.2 装配前的对齿标记, 下方第二、第三组行星轮因轮齿干涉无法装配

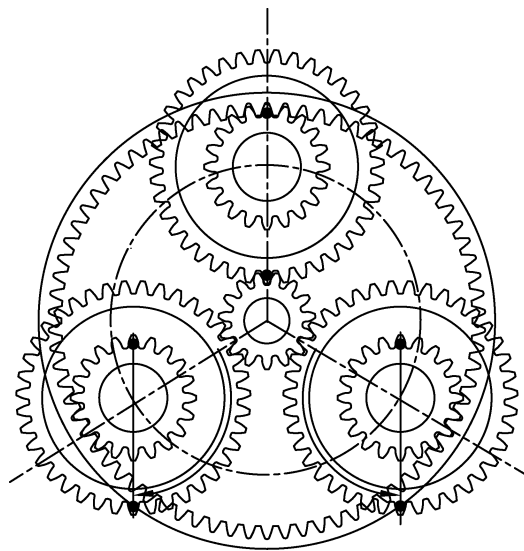


图 C.3 装配时第二、第三组行星轮沿箭头方向各转动 13 齿后进入装配位置

附录 D
(规范性附录)
轴承配置设计和尺寸规格选择

D.1 目的

本附录介绍了如何根据轴承在行星齿轮传动装置中的位置对其进行配置设计的一般性指导原则，给出行星齿轮传动装置中特有轴系(行星轴,行星架,太阳轮轴系)中最常见与推荐的解决方案(但这些导则和推荐方案不应替代在设计阶段对各个轴承及其配置进行的具体分析);给出轴承尺寸和型号的选取准则和计算方法、应做的校核,轴承的允许转速、径向加速度、内部游隙或预载荷选择、工作游隙评估和角接触轴承的预载荷选择等选型时需要考虑或确定的其他参数的设计准则或计算方法。

D.2 轴承配置设计

D.2.1 轴承类型

表 D.1 列出了行星齿轮传动装置常用的轴承类型及其主要特点。

表 D.1 行星齿轮传动装置常用轴承类型及其主要特点

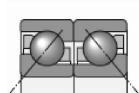
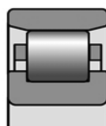
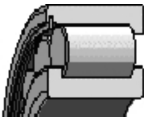
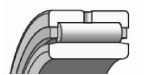
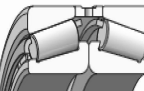
轴承类型	特点
深沟球轴承	 能够同时承受轻、中径向载荷和较小的双向轴向载荷,适合在较高的转速下工作。可采用弹簧进行预紧,以减少噪音
角接触球轴承	 能够同时承受径向载荷和轴向载荷,但只能承受单向轴向载荷。
	 可以配对使用,以承受径向载荷和双向轴向载荷。为达到期望的游隙或预载荷,也可选择通用配对轴承
圆柱滚子轴承	 可以外圈带双挡边、内圈无挡边或内圈带双挡边、外圈无挡边。带保持架的轴承适合高速应用,具有较高的径向承载能力。轴承采用分离式设计,安装方便。 此类轴承也可以采用无外圈设计和多列滚子设计
	 外圈带双挡边、内圈带单挡边。 选用此类轴承承受轴向载荷时,应对内、外圈挡边的散热性及强度进行评估,包括弯曲疲劳强度、冲击载荷强度。挡边应采用合理的设计以实现挡肩良好的支撑

表 D.1 (续)

轴承类型	特点
圆柱滚子轴承	 满装圆柱滚子轴承与带保持架的轴承相比,具有更大的承载能力,但摩擦力更大。仅当离心力不会导致滚子之间产生较大的接触力时,才可使用满装圆柱滚子轴承。当选用此类轴承承受轴向载荷时,应对内、外圈的挡边强度进行评估,包括散热性及弯曲疲劳强度、冲击载荷强度。 此类轴承也可采用无外圈的设计
	 双列满装圆柱滚子轴承进一步提高了载荷承受能力。增加滚子列数可以提高载荷能力,但也会增大摩擦力。 此类轴承也可以采用无外圈的设计
滚针轴承	 横截面小、载荷承受能力高是此类轴承的特点。 可采用带内外圈设计,无内圈或无外圈设计
	 多列设计,此类轴承能提供更高的承载能力
	 带保持架的滚针组件或(只供)滚针 此类轴承包括两种类型:带保持架的滚针组件,滚针。配套部件作为滚道,从而使结构更加紧凑
圆锥滚子轴承	 能够同时承受径向载荷和轴向载荷,但只能承受单向轴向载荷。 交叉定位配置时,仅适用于在通常的工况下能够将游隙控制在容许范围之内
	 配对使用时可以成对安装。应根据具体应用场合判断是否需要成对安装,以达到指定的工作游隙
球面滚子轴承	 能够承受较大的径向载荷和双向轴向载荷,并容许一定的对准误差,有利于行星齿轮啮合
圆环滚子轴承	 具有非常高的径向载荷承受能力,并容许一定的角度偏差和轴向位移。 圆环相对于各个外圈的轴向位移会影响轴承的径向游隙,应在选用轴承时对径向游隙进行评估。此类轴承也有较小横截面的设计
四点接触球轴承	 能够同时承受轴向载荷和较小的径向载荷,但多数情况下仅用于承受轴向载荷。交变轴向载荷会导致接触点振荡和保持架过度磨损。因此,在高频交变载荷下,应避免使用四点接触球轴承

D.2.2 轴承配置设计

D.2.2.1 轴承配置

一根轴通常需要两个轴承支撑,并且实现相对于设备静止部件(如轴承座)径向和轴向的定位。根据应用场合、位置、载荷、旋转精度要求和成本考虑,可以选用以下三种轴承配置:

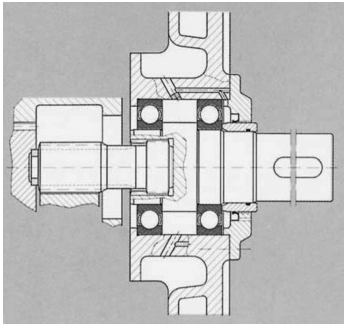
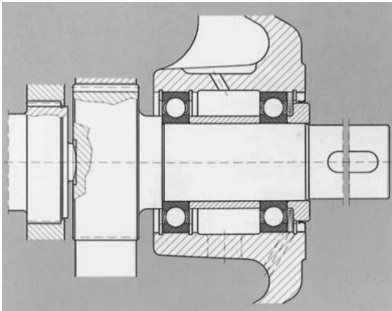
- 一端固定、一端浮动的轴承配置;
- 经过预调整的轴承(交叉定位)配置;
- “浮动式”轴承配置。

D.2.2.2 太阳轮轴承配置

太阳轮与多个行星轮啮合,将动力分配给各行星轮,多数情况是通过联轴器传递输入或输出动力。太阳轮轴承的典型工况包括:

- 因均匀分布的齿轮啮合力相互抵消,轴承的载荷轻;
 - 采用斜齿轮时,轴承要承受齿轮啮合产生的轴向力;
 - 应考虑联轴器和外部载荷产生的力;
 - 可能因为轴的尺寸较小,及轴承座冷却效果较好等原因,轴承在启动过程中会产生较大温差。太阳轮轴承选择和配置应遵循以下原则:
 - 应尽量选用摩擦力小的轴承,并应进行尺寸优化以延长使用寿命;
 - 应避免采用尺寸过大的轴承,减少轻载荷工况下导致的粘着磨损。应认真评估轴承的最低载荷要求;
 - 轴承内部游隙应足够满足启动时温度梯度的要求。通常选择大于标准组游隙的轴承。
- 太阳轮轴可采用多种轴承配置,常用轴承配置见表 D.2。

表 D.2 太阳轮典型轴承配置

轴承配置		说明
	交叉定位深沟球轴承	适用于直齿轮,2个轴承间距较小。属于经济型轴承配置。若采用斜齿轮,应进行评估。通常,轻载型轴承适合在极轻载荷和高转速工况下使用
	采用深沟球轴承和弹簧预紧的一端固定、一端浮动的轴承配置	可以采用一端固定、一端浮动的深沟球轴承配置。由于轴承通常处于轻载状态,作用于浮动端轴承外圈的弹簧使两个轴承同时承受轴向载荷,使轴承运行更平稳、更安静,尤其在高转速下

D.2.2.3 行星轮轴承配置

行星轮承受较大的径向载荷,包括两处齿轮啮合产生的啮合力,以及径向加速度及其质量惯性力产生的影响。

行星轮轴承的典型工况包括:

- 两处齿轮啮合产生大的径向载荷;
- 采用斜齿行星轮时,可能产生力矩载荷;
- 轴承外圈上作用的是旋转载荷,内圈上作用的是点载荷;
- 受行星轮围绕太阳轮轴转动产生的径向加速度的影响;
- 行星轮轴承容易出现润滑不良的情况。

行星轮轴承选择和配置应遵循以下原则:

- 应选用高承载能力的滚子轴承,以满足对使用寿命的要求;
- 轴承寿命应按照部件的相对转速计算;
- 保持架应力应通过计算质量惯性力来估算,计算轴承使用寿命时应考虑保持架应力;
- 应使用热稳定性好的润滑油,确保充分润滑和冷却;
- 满装轴承在此应用中受限于恶劣润滑条件并具有很大的质量惯性力;
- 通常情况下,外圈应采用过盈配合;应选用有足够内部游隙的轴承,以适应更紧的配合和温度梯度;通常选用大于标准组游隙的轴承;
- 对于轮缘厚度小于 3 倍模数的薄壁行星轮,由于对称置于两侧的两处齿轮啮合会导致行星轮变形,应对其对轴承载荷区的影响进行适当评估(有限元法计算)。

常用行星轮轴承配置见表 D.3。

表 D.3 行星轮轴承的典型配置

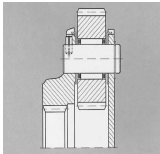
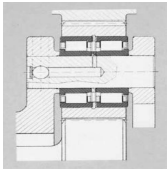
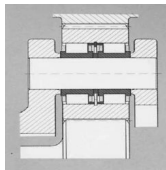
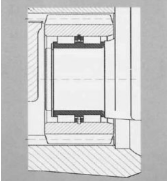
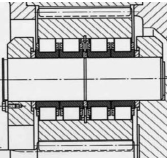
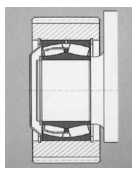
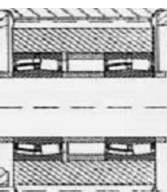
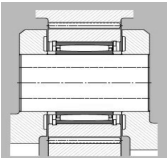
轴承配置		说明
	滚针和保持架组件	占用空间小,常用于轴承长度不超过 50 mm 的小型装置。通常在轻载荷和运行时间较短的情况下使用,是一种经济型轴承配置。 通常行星轮需要使用推力垫圈实现轴向导向。 关于滚道硬度和设计的建议,可参阅 F.4.2,并咨询轴承制造商
	预调整圆柱滚子轴承	具有很高的承载能力,轴承的挡边提供轴向导向。 应注意保留足够的轴向游隙,防止轴承在轴向上卡住。 配组轴承应使用现代制造工艺实现二列轴承横截面偏差最小
	无外圈圆柱滚子轴承	能够在有限的空间内实现更大的承载能力。 轴承和行星轮装配时需要轴向导向。 关于滚道硬度和设计的建议,可参阅 F.4.2,并咨询轴承制造商

表 D.3 (续)

轴承配置		说明
	无外圈的满装圆柱滚子轴承	可在有限的空间内进一步提高承载能力——具有更高的功率密度。 满装轴承摩擦大,易磨损,因此应保证润滑充分。 不适合在径向加速度较大的工况下使用,相比连续稳定的运行,更适用于短时具重冲击载荷的运行工况
	多列圆柱滚子轴承	通常用于很宽的行星轮啮合。进行轴承计算时,应考虑滚子组上的载荷分布。 应控制内部游隙差异,避免载荷分布不均匀。参数的设置可以同轴承制造商协商
	单球面滚子轴承	可用于直齿行星轮。 轴承的自调心特性,使齿轮能够按照啮合面进行调节。采用悬臂式轴承销轴时,由于行星架可能变形,最好使用单个球面滚子轴承。当齿轮较宽时,啮合面容易调整。 此类配置不可用于斜齿行星轮
	交叉定位的双球面滚子轴承	可实现非常大承载能力的刚性轴承配置。 设计时须考虑轴承便于装卸
	圆环滚子轴承	与横截面较小的其他滚子轴承相比,承载能力非常大。有带保持架和满装两类设计。在径向加速度很大的工况下,应限制满装圆环滚子轴承的使用。 行星轮可以自调心,使其在整个齿轮宽度上能够均匀啮合。 该类轴承不能实现轴向定位,行星轮应在外部进行轴向定位

D.2.2.4 行星架轴承配置

为使动力均匀地分布于各行星轮,当满足以下条件时,行星架不需要另外安装轴承支撑:

- 行星架不承受输出轴或扭矩支座产生的载荷;
- 行星架的重量可以忽略不计。

行星架轴承的典型工况包括:

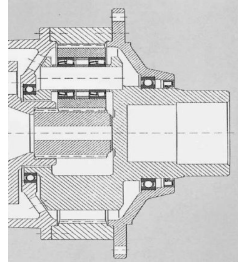
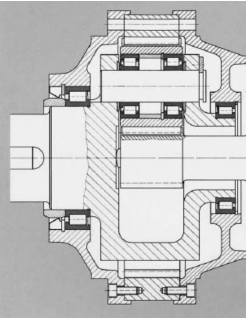
- 行星架的轴承通常以中速或极低速运转,因此容易润滑不良;
- 除了支撑行星架的重量,输出轴行星架的支座还可能承受来自传动装置的其他载荷,这些载荷在选择轴承时应予以考虑。

轴承选择和配置应遵循以下原则:

- 低转速行星架,应选用横截面小的轴承;
- 中等转速行星架,带保持架的轴承比满装轴承更适合;
- 容易润滑不良的行星架,应尽量提高轴承的静态安全系数;

——若选用薄壁轴承,应评估安装后的内部游隙是否足够大。
常用行星架轴承配置见表 D.4。

表 D.4 行星架轴承的典型配置

轴承配置		说明
	交叉定位 深沟球轴承	轴承受力较小时,通常选用交叉定位的深沟球轴承配置。球轴承的承载能力通常能够满足载荷和转速要求
	交叉定位带保持架或满装圆柱滚子轴承	行星架用于动力输出时,动力输出产生的力需由行星架支承。 当系统传递的载荷较大时,可选用圆柱滚子轴承。圆柱滚子轴承的挡边可承受有限的轴向负荷

D.3 轴承尺寸规格的选择

D.3.1 轴承尺寸选择准则

轴承尺寸选取的准则是:首先应根据不同的轴承润滑条件下的不同黏度比 k (见 D.3.2.2)按表 D.5 的规定进行疲劳寿命和(或)静态安全系数计算。
轴承的黏度比 k 应尽可能选择大于 1,当黏度比 k 小于 1 时,应尽量选择带极压添加剂的润滑剂。
黏度比 k 应避免选择小于 0.5,当工况无法达到该要求时,只能选择更大尺寸的轴承。

表 D.5 轴承尺寸选取首先应进行的计算

黏度比 k 范围	轴承疲劳寿命计算值 L_{10} 或 $L_{10 m}$	静态安全系数 S_0 (ISO 76)
$k < 0.1$	0	+
$0.1 \leq k \leq 0.5$	+	+
$0.5 < k \leq 4$	+	0
注: L_{10} ——基本额定寿命,百万转; $L_{10 m}$ ——ISO 281:2007 规定的修正额定寿命,百万转; + ——应进行计算的项目; 0 ——不需要计算的项目。		

同时,还应校核:
——轴向载荷能力;

- 最小载荷。
- 在轴承尺寸和型号选定后,还需要考虑或确定的其他参数有:
- 摩擦力和冷却性能;
- 允许转速,加速度;
- 内部游隙和预载荷。

D.3.2 按照疲劳寿命选择轴承尺寸

D.3.2.1 轴承的修正额定寿命 $L_{10\text{ m}}$

轴承寿命计算是基于疲劳寿命的计算。引入了基本额定寿命以来,随着对轴承寿命认识的深化,人们认识到杂质、润滑、安装导致的内部应力、硬化导致的应力、材料的疲劳极限等因素都影响轴承寿命。现已发现:采用现代的优质轴承钢,在较好的运行条件下以及特定的滚动体赫兹接触应力以内,只要不超出轴承钢的疲劳极限,轴承可以达到非常长的寿命(与 L_{10} 相比)。另一方面,当运行条件不利时,轴承寿命可能比 L_{10} 短。

轴承的修正额定寿命 $L_{10\text{ m}}$ 按式(D.1)计算:

$$L_{10\text{ m}} = a_{\text{ISO}} L_{10} \dots\dots\dots (D.1)$$

式中:

a_{ISO} ——寿命修正系数。

寿命修正系数 a_{ISO} 考虑以下影响:

- 润滑(润滑剂类型、黏度、轴承转速、轴承规格、添加剂);
- 环境(污染等级、密封);
- 杂质颗粒(硬度、颗粒相对于轴承规格的尺寸、润滑方法、过滤);
- 安装(安装过程中的清洁度,例如,对润滑油进行仔细冲洗和过滤)。

a_{ISO} 和各影响因素之间的函数关系如式(D.2)所示,其数值可按图 D.1 查取或按表 D.6 中的公式计算。

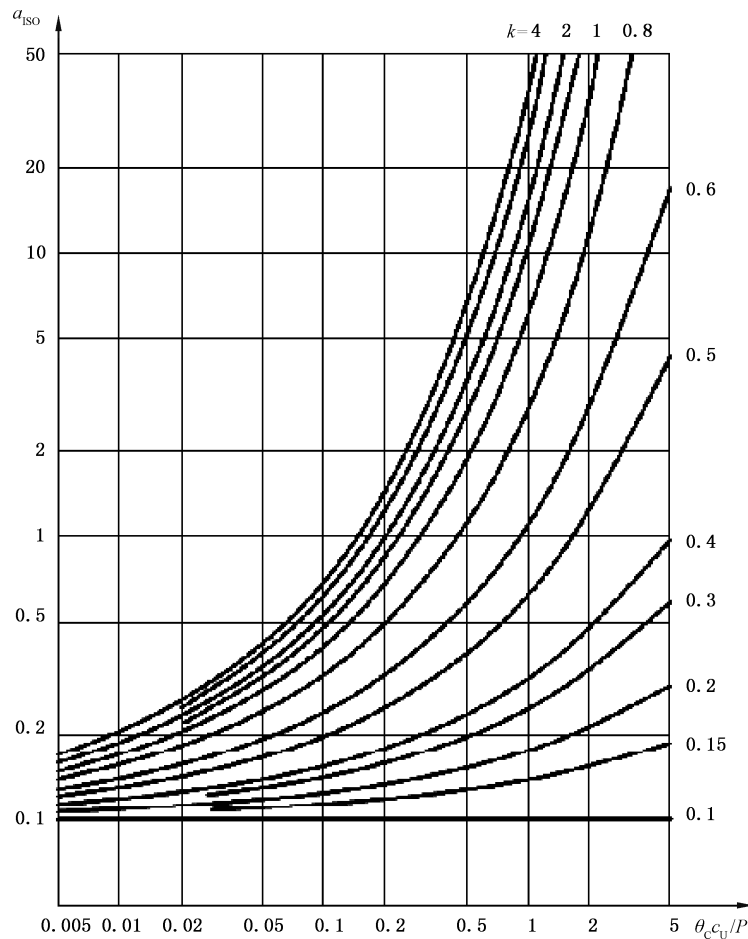
$$a_{\text{ISO}} = f\left(\frac{e_c C_U}{P}, k\right) \dots\dots\dots (D.2)$$

式中:

- e_c ——污染系数,见 D.3.2.3;
- C_U ——轴承的疲劳载荷极限,单位为牛(N);
- P ——轴承的当量动载荷,单位为牛(N);
- k ——黏度比,见 D.3.2.2。

表 D.6 a_{ISO} 计算公式

黏度比 k 范围	a_{ISO} 计算公式
$0.1 \leq k < 0.4$	$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(1.585 \ 9 - \frac{1.399 \ 3}{k^{0.054 \ 381}} \right) \left(\frac{e_c C_U}{P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185}$
$0.4 \leq k < 1$	$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(1.585 \ 9 - \frac{1.234 \ 8}{k^{0.190 \ 87}} \right) \left(\frac{e_c C_U}{P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185}$
$1 \leq k \leq 4$	$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(1.585 \ 9 - \frac{1.234 \ 8}{k^{0.071 \ 739}} \right) \left(\frac{e_c C_U}{P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185}$

图 D.1 径向轴承 a_{ISO} 取值

D.3.2.2 黏度比

润滑剂的有效性主要取决于滚动接触面之间的表面分离程度。要形成一层足以把两个表面分开的润滑膜,润滑剂达到正常工作温度时应具有一定的最低黏度。润滑剂分离状态用黏度比 k 表示,它定义为实际运动黏度 ν 与参考运动黏度 ν_1 之比,见式(D.3):

$$k = \nu / \nu_1 \quad \dots\dots\dots (D.3)$$

式中:

ν ——工作温度下的实际运动黏度,单位为二次方毫米每秒(mm^2/s);

ν_1 ——达到充分润滑条件所需的参考运动黏度,单位为二次方毫米每秒(mm^2/s)。

轴承寿命可以通过提高运行黏度得以延长。参考运动黏度 ν_1 可以按表 D.7 中的公式计算或图 D.2 确定。详见 ISO 281:2007。

表 D.7 ν_1 计算公式

轴承转速	ν_1 计算公式
$n < 1\,000 \text{ r/min}$	$\nu_1 = 45\,000 n^{-0.83} D_{\text{pw}}^{-0.5}$
$n \geq 1\,000 \text{ r/min}$	$\nu_1 = 4\,500 n^{-0.5} D_{\text{pw}}^{-0.5}$
注: D_{pw} ——轴承球体或滚子的节圆直径,mm(可查找轴承样本或咨询轴承供应商)。	

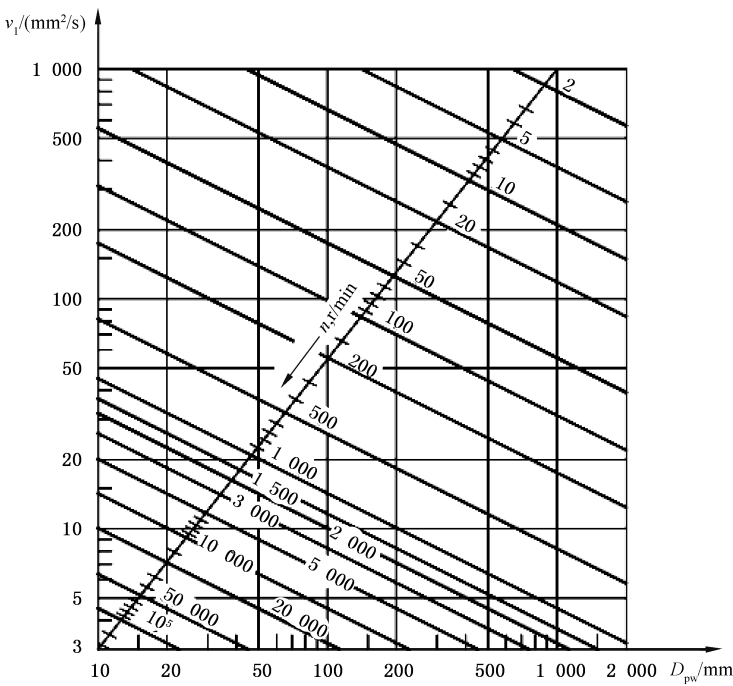


图 D.2 最低(参考)黏度要求 v_1

D.3.2.3 污染系数和轴承寿命

当润滑剂被固体颗粒污染后,颗粒受到碾压时会在滚道上产生永久性压痕。这些压痕处的局部应力会增大,导致滚子轴承寿命缩短。因润滑膜中的杂质导致的寿命缩短量用污染系数 e_c 来反映。

e_c 取决于以下因素:

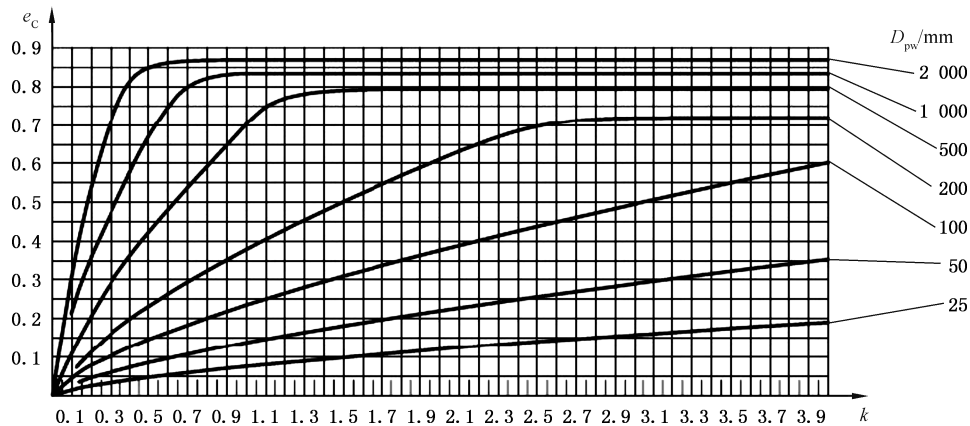
- 颗粒的类型、尺寸、硬度和数量;
- 润滑膜的厚度(见黏度比 k);
- 轴承尺寸。

表 D.8 给出了轴承典型污染等级时的污染系数。更精确、更详细的推荐值,可参考 ISO 281:2007。

表 D.8 污染系数 e_c 的推荐值

污染等级	球体或滚子的节圆直径 D_{pw}/mm	
	< 100	≥ 100
	e_c	
极清洁——颗粒尺寸与润滑膜厚度相当;实验室条件	1	1
高度清洁——润滑油用极细的过滤器过滤;终身润滑的密封轴承的典型情况	0.8~0.6	0.9~0.8
正常清洁——润滑油用细过滤器过滤;终身润滑、带防尘盖的轴承的典型情况	0.6~0.5	0.8~0.6
轻度污染——润滑剂轻度污染	0.5~0.3	0.6~0.4
典型污染——无整体式密封件的轴承的典型情况;润滑油粗过滤;有磨粒从周围环境侵入	0.3~0.1	0.4~0.2
严重污染——轴承环境高度污染,轴承配置密封不良	0.1~0	0.1~0
极严重污染	0	0

也可以根据轴承尺寸和过滤条件进行更具体的评估。图 D.3 为应用示例。按照工业齿轮装置的惯例,对于中等尺寸的齿轮装置(用于新产品和维护)通常建议采用 ISO 4406-/17/14 清洁度标准,因为过松的取值会对轴承寿命产生不利影响。



注:本标准不考虑水或其他流体的污染。

图 D.3 循环油的污染系数 e_c [过滤器 $\beta(25) \geq 75$, ISO 4406 -/17/14]

图中的污染系数 e_c 也可按式(D.4)计算:

$$e_c = 0.0288 k^{0.68} D_{pw}^{0.5} \left(1 - \frac{1.6329}{D_{pw}^{1/3}} \right) \dots\dots\dots (D.4)$$

在严重污染等级下 (e_c 趋向于 0), 轴承可能由于磨损导致失效, 因此, 轴承寿命可能远远短于计算寿命。

关于润滑剂黏度和清洁度的更多信息, 见本标准第 11 章以及 ISO 281:2007。

D.3.2.4 疲劳负荷极限 C_u

通常情况轴承制造商的样本中提供轴承疲劳负荷极限 C_u 。如果样本中没有该参数, 可根据 ISO 281:2007 中简单法计算该值。即:

- 球轴承: 当 $D_{pw} \leq 100$ mm 时, $C_u = C_O / 22$;
 当 $D_{pw} > 100$ mm 时, $C_u = C_O / 22 (100 / D_{pw})^{0.5}$ 。
 滚子轴承: 当 $D_{pw} \leq 100$ mm 时, $C_u = C_O / 8.2$;
 当 $D_{pw} > 100$ mm 时, $C_u = C_O / 22 (100 / D_{pw})^{0.3}$ 。

D.3.2.5 无整体式套圈轴承的特殊考虑

对于轴承内圈或外圈滚道非轴承制造商提供的轴承, 其寿命计算应特殊考虑。若滚道形状、粗糙度和硬度未按照适当的规范, 则应根据滚道硬度和形状, 对照产品目录上的标称值, 使用惩罚因子对额定动载荷进行修正。所用惩罚因子可能很大。有关滚道规范的导则, 可参见附录 F。对于无外圈的轴承, 建议向轴承制造商进行详细的分析并协商规范。

D.3.3 根据允许变形量和静态安全系数选择轴承规格

疲劳寿命不是唯一要考虑的标准, 许多情况下, 轴承尺寸取决于其可以承受的允许永久变形量。当出现以下情况之一时, 轴承尺寸宜根据额定静载荷 C_O 和静态安全系数 S_O 选取。

- 轴承是静止的, 并承受连续或间歇(冲击)载荷;
- 轴承在载荷作用下进行缓慢的摆动或找正运动;
- 轴承在载荷作用下以很低的转速 ($n < 10$ r/min) 旋转, 目标寿命较短。也就是说, 对于给定的

当量载荷 P ，按照轴承寿命公式计算所获得的基本额定动载荷 C 较小，使得按照寿命选择的轴承在运行中严重过载。

轴承转动，除了承受正常的工作载荷外，还承受很大的冲击载荷。在所有这些情况下，轴承的最大允许载荷为在滚动体或滚道不发生永久变形的前提下，轴承能够承受的最大载荷。

- 永久变形通常由以下原因导致：
- 轴承静止或缓慢摆动时，作用在轴承上的重载荷；
 - 轴承旋转时，作用在轴承上的重冲击载荷。

静态安全系数 S_0 按式 (D.5) 计算：

$$S_0 = C_0 / P_0 \quad \dots\dots\dots (D.5)$$

式中：

C_0 ——基本额定静载荷，单位为牛 (N)；

P_0 ——轴承当量静载荷，单位为牛 (N)。

表 D.9 和表 D.10 提供了不同轴承类型和工作条件下的典型安全系数。

表 D.9 旋转轴承的静态安全系数推荐值

运行条件	正常性能要求		高性能要求	
	球轴承	滚子轴承	球轴承	滚子轴承
正常	1	1.5	2	3.5
显著的冲击载荷	≥ 1.5	> 3	> 2	> 4
当冲击载荷未知时，应尽量使用最大值；当冲击载荷已知时，可以使用较小值。				

表 D.10 极低转速和润滑不良条件 ($n \leq 10 \text{ r/min}$) 下的静态安全系数推荐值

运行条件	球轴承	滚子轴承
$k < 0.1$	10	10
$0.1 < k < 0.5$	5	5

D.3.4 圆柱滚子轴承承受轴向载荷能力

内外圈带挡边的圆柱滚子轴承除承受径向载荷之外，还可承受一定的轴向载荷，对于双列满装圆柱滚子轴承 F_a 不得超过 $0.25 F_r$ 。对于其他不同的设计， F_a 不得超过 $0.5 F_r$ 。

对于正常工况 (黏度比 $k \geq 2$ ，不对中角度偏差 $\leq 0.95^\circ$) 工作的内外圈带挡边的圆柱滚子轴承允许轴向承载能力 F_{ap} 可按式 (D.6)～式 (D.8) 计算；为防止挡边断裂， F_{ap} 的最大值应满足式 (D.9) 和式 (D.10) 的规定。

当 $\pi B (D + d) \leq 50\,000 \text{ mm}^2$ 时，

$$F_{ap} = \frac{10^4 k_1 C_0}{n (d + D)} - k_2 F_r \quad \dots\dots\dots (D.6)$$

当 $\pi B (D + d) > 50\,000 \text{ mm}^2$ 时，

$$F_{ap} = \frac{7.5 \times 10^4 k_1 C_0^{2/3}}{n (d + D)} - k_2 F_r \quad \dots\dots\dots (D.7)$$

采用循环油润滑时，

$$F_{ap\text{ oil}} = F_{ap} + \frac{1.5 \times 10^4 k_1 \Delta T_s V_s}{n (d + D)} \quad \dots\dots\dots (D.8)$$

为防止挡边断裂：

2 系列的轴承应满足，
$$F_{ap\text{ max}} \leq 0.004\,5 D^{1.5} \quad \dots\dots\dots (D.9)$$

其他系列的轴承应满足, $F_{ap \max} \leq 0.002 \ 3 \ D^{1.7}$ (D.10)

式(D.6)~式(D.10)中:

- F_{ap} ——允许轴向承载能力,单位为千牛(kN);
 $F_{ap \ oil}$ ——采用循环油润滑时的允许轴向承载能力,单位为千牛(kN);
 B ——轴承宽度,单位为毫米(mm);
 C_0 ——基本额定静载荷,单位为千牛(kN);
 d ——轴承内径,单位为毫米(mm);
 D ——轴承外径,单位为毫米(mm);
 F_r ——径向载荷,单位为千牛(kN);
 k_1, k_2 ——润滑系数,见表 D.11;
 n ——转速,单位为转每分(r/min);
 V_s ——油流量,单位为升每分(L/min);
 ΔT_s ——进油流和出油流之间的温度差,单位为摄氏度(°C)。

表 D.11 润滑系数

轴承类别	k_1	k_2
单列圆柱滚子轴承	1.5	0.15
单列满装圆柱滚子轴承	1	0.3
双列满装圆柱滚子轴承	0.35	0.3

D.3.5 最小载荷

为使轴承良好运行,球轴承和滚子轴承应始终承受给定的最小载荷。根据一般的经验,滚子轴承的最小载荷约为 0.02 C,球轴承约为 0.01 C。在有较大的加速度或快速启停、转速超过轴承极限转速 50% 的应用场合,施加最小载荷更为重要。

在大多数齿轮传动装置应用中,轴承的最小载荷并不是问题,但是需要核实。

D.4 转速和加速度、游隙和预载荷

D.4.1 轴承允许转速

D.4.1.1 概述

滚动轴承的转速有极限限制。通常,润滑剂温度限制或轴承零件材料决定着轴承的转速极限。

轴承达到其运行温度极限时的转速取决于轴承中产生的热量、外来热量(例如,齿轮啮合),以及从轴承传递走(例如,通过轴承座和润滑油)的热量。

在轴承制造商的产品型录中,通常列出两种转速:(热)参考转速和(机械)极限转速。通常情况下,轴承的极限转速大于参考转速。在任何情况下,即使在最有利的运行条件下,都应关注极限转速的要求。

D.4.1.2 (热)参考转速

(热)参考转速源自 ISO 15312,主要宗旨是根据热流密度的标准参考值对轴承的转速能力进行快速评价。

ISO 参考转速基于开式轴承按照以下运行条件定义:

——轻载荷;

- 径向轴承,径向载荷 $P = 0.05 C_0$;
- 推力轴承,轴向载荷 $P = 0.02 C_0$;
- 润滑油选用 ISO VG 32;
- 温升 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ (环境参考温度为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$,轴承温度 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- 良好的润滑和清洁条件;
- 足够大的工作游隙。

当载荷或黏度值大于以上参考值时,摩擦阻力增加,应调整参考转速。相反,在低黏度或轻载荷下,可提高参考转速。

根据轴承制造商产品型录,可估计载荷和运动黏度对参考转速的影响。式(D.11)给出校正式。
$$n_{ar} = n_r f_P f_V \dots\dots\dots (D.11)$$

式中:
 n_{ar} ——校正参考转速,单位为转每分(r/min);
 n_r ——公称参考转速,单位为转每分(r/min),按产品目录;
 f_P ——轴承载荷 P 的校正系数,见图 D.4;
 f_V ——油黏度校正系数,见图 D.4。

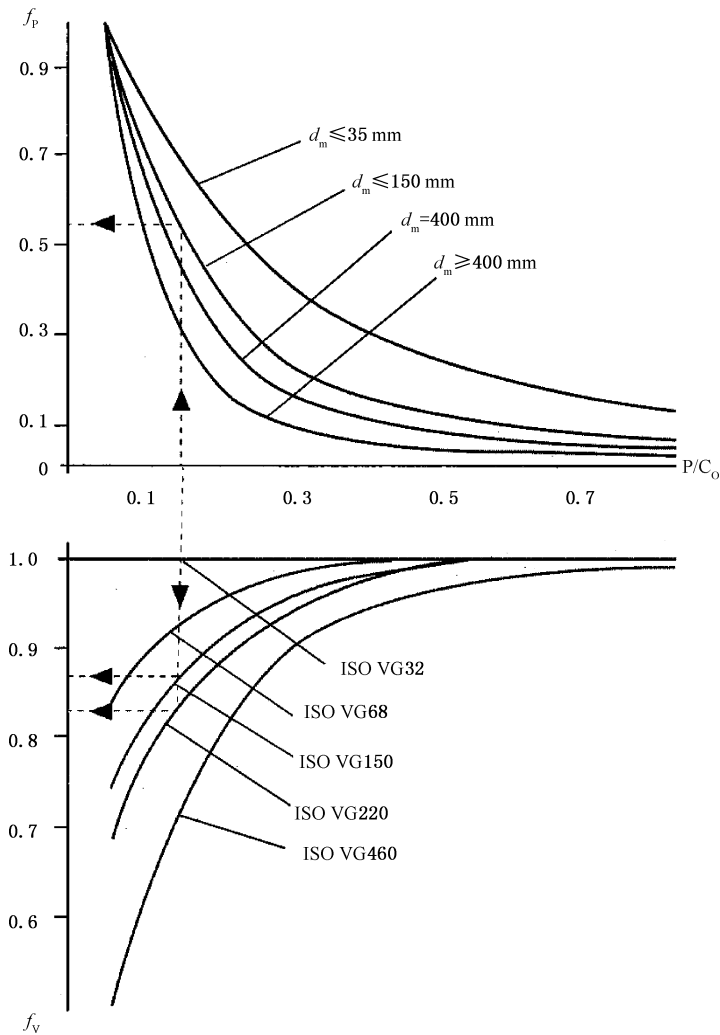


图 D.4 径向滚子轴承的载荷校正系数 f_P 和黏度校正系数 f_V

轴承高于参考转速或校正参考转速的运行条件下运行时的应对措施：

- 对于重载荷和高润滑油黏度下工作的齿轮传动装置，通常将轴承参考转速降至标称参考转速的 30%~50%；
- 允许高于参考转速运行，但需要特别注意良好的润滑和适当的冷却，关键是控制工作温度不要对轴承或者齿轮传动装置产生不利的影响。热可以通过多种方式从轴承中带走，比较常用的润滑油冷却方法是采用风扇、辅助冷却器和循环油系统。

高于参考转速运行时，应谨慎选择轴承的游隙和预载荷。通常此时的内外圈之间存在高于正常水平的温差。因此，可能需要增加最初确定的轴承内部游隙。

D.4.1.3 极限转速

（机械）极限转速额度的准确定义可能因制造商而异。因为它取决于很多因素，如：保持架结构的稳定性或强度、保持架引导面的润滑条件、作用在滚动体上的离心力和回转力、轴承座制造精度，以及密封及密封轴承润滑等其他转速限制因素。但无论如何，即使在最有利的运行条件下，也应关注极限转速的要求。

D.4.2 径向加速度

行星轮上的径向加速度导致行星轮轴承承受额外的惯性力。由于行星轮及轴承套圈质量正常的导向加速度（轴承配置也应承受该加速度）产生的力应由轴承配置承受。这个加速度还意味着，滚动体、保持架以及轴承本身的质量会施加额外的力。最大径向加速度取决于轴承类型、保持架设计、局部润滑条件等。有关建议请咨询轴承制造商。

D.4.3 内部游隙或预载荷选择

D.4.3.1 选择的依据

轴承的工作游隙或预载荷根据以下条件选择：

- 安装前的初始内部游隙；
- 实际配合；
- 形状偏差的影响；
- 轴承安装后形成的内部游隙或预载荷；
- 因工作温度导致的尺寸变化。

轴承的工作游隙或预载荷影响摩擦力、载荷区域的大小和疲劳寿命。图 D.5 显示了轴承游隙和预载荷与轴承主要参数的关系。该图是基于承受径向载荷的滚动轴承。关于如何考虑运行中的轴承的径向游隙的额外影响以及因轴承不对中导致的非均匀滚道压应力的理论解释，可参阅 ISO/TS 16281。

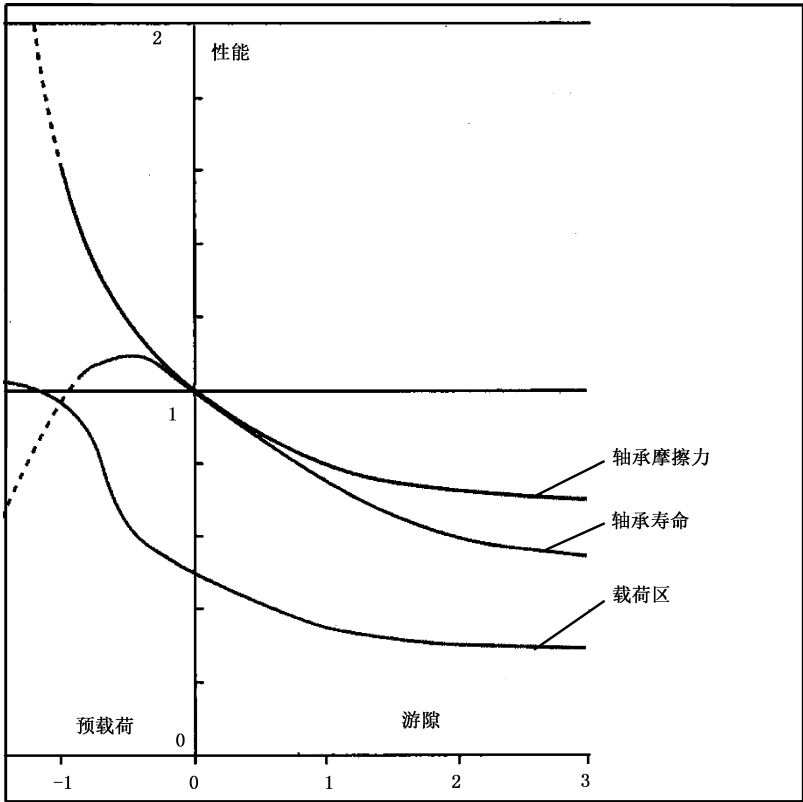


图 D.5 游隙/预载荷对轴承寿命、摩擦力和载荷区的影响

轴承工作游隙的计算,参见附录 E。如需采用先进的计算机软件并考虑整个系统,可咨询轴承制造商。

通常情况下,当轴承达到工作温度时,应考虑以下导则:

- 对于齿轮传动装置中的径向滚子轴承,轴承及其配套部件(轴、壳体)选择较小的径向游隙以提高径向刚度;
- 对于单列圆锥滚子轴承,尽管它们具有很大的径向刚度,但只要轴承壳壁在轴向上发生变形可以避免出现过载,则轴向预载荷通常是允许的;
- 对于球轴承,最好采用零游隙,可施加轻微的预载荷(预载荷的必要性不及刚度大得多的径向滚子轴承)。

若采用本标准推荐的轴承配合且运行条件正常,则按照标准组游隙设计即可保证足够的工作游隙。在齿轮传动装置中,异常的运行条件(例如,在下列情况下)通常需要使用内部游隙比标准游隙大的 C3 或 C4 游隙的轴承。在下列情况下,建议检查工作游隙:

- 轴承安装在齿轮中,轴承外圈与齿轮需要过盈配合,内部游隙将进一步减小时;
- 轴承安装在高速轴上,轴的温升速度远高于壳体(如细轴或带冷却装置的轴),轴承上分布的温差特别大时。

D.4.3.2 工作游隙评估

可以与轴承制造商一起对轴承径向工作游隙进行评估。

评估应考虑以下影响:

- 轴承套圈之间的温度梯度;
- 启动效应。

建议齿轮传动装置生产厂对实际温度进行测试,或是根据相类似齿轮传动装置的经验得出。

当无法根据经验或测量获得温差值 ΔT 时,可采用以下推荐值:

对于低转速的齿轮轴, $\Delta T = 5 \sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$;

对于中间轴和中速轴以及行星齿轮, $\Delta T = 5 \sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$;

对于较细的高速轴, $\Delta T = 10 \sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;

对于箱体做了特殊冷却设计的齿轮传动装置, $\Delta T > 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

轴承启动过程中,各部件之间的温差远远大于稳态工况下的温差,从而产生不必要的预载荷。为了避免产生过大的热量和预载荷,一种方法是慢速启动,然后逐渐提高转速或载荷。

D.4.3.3 角接触轴承的预载荷选择

单列角接触轴承(圆锥滚子轴承、角接触球轴承)在安装时需进行轴向调整。同样,调整值(轴向游隙或预载荷)应根据轴承在载荷状态下达到其工作温度时的工况确定。建议齿轮传动装置的轴承采用较小的预载荷,这样具有以下好处:

- 轴导向精确;
- 刚度增大;
- 计算和使用寿命延长;
- 噪声降低;
- 补偿运行中的沉降。

由于轴承是在安装时(即在环境温度和无载荷条件下)进行调整,在确定调整值时应考虑轴承在运行中发生的变化,主要是温度和变形的影响。

鉴于预载荷选择对于系统和整体性能的重要性,对于重要设计,建议联系轴承制造商基于整个系统的刚度、载荷和温度等因素对建议的预载荷进行详细的分析。

附 录 E
(资料性附录)
轴承径向工作游隙计算

E.1 目的

本附录给出轴承径向工作游隙的计算方法和示例。

E.2 轴承安装后的理论工作游隙计算

E.2.1 计算方法

轴承径向工作游隙是由轴承自有的内部初始游隙，轴承外圈与箱体(行星轮)的配合，轴承内圈与轴的配合，轴承、箱体(行星轮)、轴的材料特性以及工作时的温升所决定。

轴承安装后的径向游隙变化量 ΔG_r 由安装在轴上的轴承内圈外径的增长量 Δs 和轴承与箱体(行星轮)配合所造成的间隙减少量 Δh 两部分组成,按式(E.1)计算:

$$\Delta G_r = -\Delta s - \Delta h \quad \text{..... (E.1)}$$

式中:

- ΔG_r ——轴承安装后的径向游隙变化量,单位为毫米(mm);
- Δs ——轴承与轴配合造成的间隙减少量,单位为毫米(mm);
- Δh ——轴承与箱体(行星轮)配合造成的间隙减少量,单位为毫米(mm)。

轴承安装后的径向游隙 G_{ri} 按式(E.2)计算:

$$G_{ri} = G_r + \Delta G_r \quad \text{..... (E.2)}$$

式中:

G_r ——轴承自有的内部初始径向游隙,单位为毫米(mm)。

轴承工作时的径向游隙变化量 ΔG_{rw} 是在轴承安装后的径向游隙变化量 ΔG_r 的基础上,加上齿轮传动装置运行时由于热膨胀所引起的径向膨胀量 ΔT_r ,按式(E.3)计算:

$$\Delta G_{rw} = \Delta T_r - \Delta s - \Delta h \quad \text{..... (E.3)}$$

式中:

- ΔG_{rw} ——轴承径向工作游隙变化量,单位为毫米(mm);
- ΔT_r ——齿轮传动装置运行时热膨胀所引起的径向膨胀量,单位为毫米(mm)。

轴承的径向工作游隙 G_{rw} 按式(E.4)计算:

$$G_{rw} = G_r + \Delta G_{rw} \quad \text{..... (E.4)}$$

E.2.2 轴承与轴配合造成的间隙减少量 Δs

图 E.1 为轴承内圈与轴配合示意图。

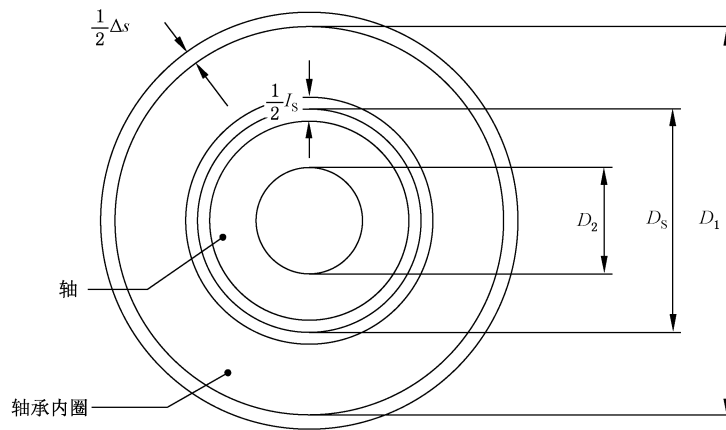


图 E.1 轴承内圈与轴配合示意图

轴承与轴配合造成的间隙减少量 Δs 可按式(E.5)计算：

$$\Delta s = \frac{2 I_s (D_s / D_1)}{[1 - (D_s / D_1)^2] \left\{ \left[\frac{1 + (D_s / D_1)^2}{1 - (D_s / D_1)^2} + \nu_b \right] + \frac{E_b}{E_s} \left[\frac{1 + (D_2 / D_s)^2}{1 - (D_2 / D_s)^2} - \nu_s \right] \right\}} \quad \dots\dots\dots (E.5)$$

式中：

- I_s ——轴承与轴配合的过盈量,单位为毫米(mm)；
- D_1 ——轴承内圈外径,单位为毫米(mm),见图 E.1；
- D_s ——轴承内圈公称直径,单位为毫米(mm),见图 E.1；
- D_2 ——轴的内孔直径,单位为毫米(mm),见图 E.1；
- E_b ——轴承材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa)；
- E_s ——轴材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa)；
- ν_b ——轴承材料的泊松比；
- ν_s ——轴材料的泊松比。

当轴承内圈与轴采用同一种材料时,式(E.5)可以简化成式(E.6)。

$$\Delta s = I_s \left(\frac{D_s}{D_1} \right) \left[\frac{1 - (D_2 / D_s)^2}{1 - (D_2 / D_1)^2} \right] \quad \dots\dots\dots (E.6)$$

当轴为实心轴($D_2 = 0$)时,式(E.6)可以简化成式(E.7)。

$$\Delta s = I_s \left(\frac{D_s}{D_1} \right) \quad \dots\dots\dots (E.7)$$

E.2.3 轴承与箱体(行星轮)配合造成的间隙减少量 Δh

图 E.2 为轴承外圈与箱体(行星轮)相配合示意图。

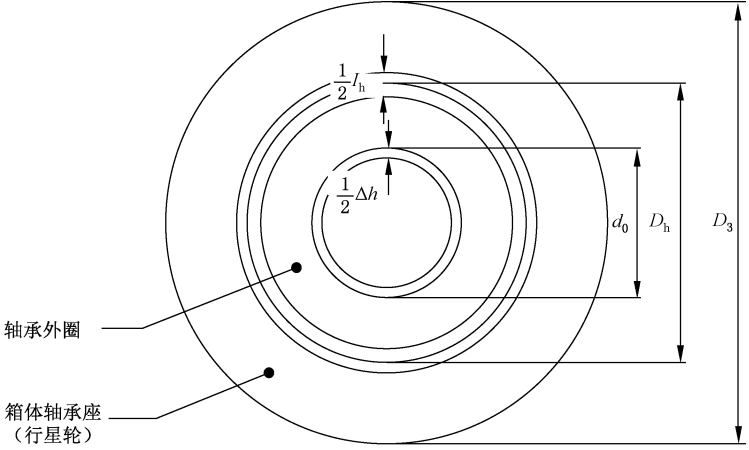


图 E.2 外圈与箱体(行星轮)配合示意图

当轴承外圈安装于箱体(行星轮)内时,轴承外圈内径的收缩量 Δh 可按式(E.8)计算:

$$\Delta h = \frac{2 I_h (d_o / D_h)}{[1 - (d_o / D_h)^2] \left\{ \left[\frac{1 + (d_o / D_h)^2}{1 - (d_o / D_h)^2} - \nu_b \right] + \frac{E_b}{E_h} \left[\frac{1 + (D_h / D_3)^2}{1 - (D_h / D_3)^2} + \nu_h \right] \right\}} \quad \dots\dots\dots (E.8)$$

式中:

- Δh ——轴承与箱体(行星轮)配合所造成的间隙减少量,单位为毫米(mm);
- I_h ——轴承与箱体(行星轮)配合的过盈量,单位为毫米(mm);
- D_h ——轴承外圈外径,单位为毫米(mm),见图 E.2;
- d_o ——轴承外圈滚道直径,单位为毫米(mm),见图 E.2;
- D_3 ——箱体轴承座外径(行星轮齿根圆直径),单位为毫米(mm),见图 E.2;
- E_h ——箱体轴承座(行星轮)材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- ν_h ——箱体轴承座(行星轮)材料的泊松比。

当轴承外圈和箱体(行星轮)使用同一种材料时,式(E.8) 可以简化成式(E.9)。

$$\Delta h = I_h (d_o / D_h) \left[\frac{1 - (D_h / D_3)^2}{1 - (d_o / D_3)^2} \right] \quad \dots\dots\dots (E.9)$$

E.2.4 齿轮传动装置运行时热膨胀所引起的径向膨胀量 ΔT_r

在齿轮传动装置运行时,由热膨胀所引起的径向膨胀量 ΔT_r 可分别按式(E.10)和式(E.11)计算。
当不考虑轴承滚动体的尺寸变化所引起的游隙减少时

$$\Delta T_r = \alpha_b [d_o (T_o - T_{amb}) - D_1 (T_i - T_{amb})] \quad \dots\dots\dots (E.10)$$

当包含轴承滚动体的尺寸变化所引起的游隙减少时

$$\Delta T_r = \alpha_b \left[d_o (T_o - T_{amb}) - D_1 (T_i - T_{amb}) - 2 D_{re} \left(\frac{T_i + T_o}{2} - T_{amb} \right) \right] \quad \dots\dots\dots (E.11)$$

式中:

ΔT_r ——齿轮传动装置运行时,由于热膨胀所引起的径向膨胀量,单位为毫米(mm);

- α_b ——线膨胀系数,单位为每摄氏度($1/^\circ\text{C}$);
- D_1 ——内圈滚道直径,单位为毫米(mm);
- T_{amb} ——安装时环境温度,单位为摄氏度($^\circ\text{C}$),通常以室温 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 作为参考依据;
- T_i ——工作状态下的内圈温度,单位为摄氏度($^\circ\text{C}$);
- T_o ——工作状态下的外圈温度,单位为摄氏度($^\circ\text{C}$);
- D_{re} ——滚动体直径,单位为毫米(mm)。

E.3 计算示例

本算例根据给定配合及可能的温度变化,计算轴承工作游隙。

已知数据:

行星轮轴承型号 22314 (70 mm×150 mm×51 mm);

轴承初始径向游隙 $G_r=0.065\text{ mm}$;

轴承配合 与轴配合的过盈量 $I_s=0.03\text{ mm}$,与行星轮内孔配合的过盈量 $I_h=0.03\text{ mm}$;

轴承内圈公称直径 $D_s=70\text{ mm}$;

轴承内圈滚道直径 $D_1=93.7\text{ mm}$ (咨询轴承供应商);

轴承外圈滚道直径 $d_o=134.3\text{ mm}$ (咨询轴承供应商);

滚动体直径 $D_{\text{re}}=20.8\text{ mm}$ (咨询轴承供应商);

行星轮齿根圆直径 $D_3=220\text{ mm}$;

行星轮和行星轮销轴材料 钢, $E_s=E_b=210\ 000\text{ MPa}$, $\nu_s=\nu_b=0.3$;

行星轮销轴为实心轴 $D_2=0\text{ mm}$;

钢的线膨胀系数 $\alpha_b=0.000\ 012\ 1/^\circ\text{C}$ 。

计算步骤:

轴承与轴配合造成的间隙减少量 Δs 按式(E.7)计算:

$$\Delta s = I_s \left(\frac{D_s}{D_1} \right) = 0.030 \times \left(\frac{70}{93.7} \right) = 0.022\text{ mm}。$$

轴承与行星轮配合所造成的轴承外圈外径收缩量按式(E.9)计算:

$$\Delta h = I_h (d_o/D_h) \left[\frac{1 - (D_h/D_3)^2}{1 - (d_o/D_3)^2} \right] = 0.030 \times \left(\frac{134.3}{150} \right) \times \left[\frac{1 - (150/220)^2}{1 - (134.3/220)^2} \right] = 0.023\text{ mm}。$$

轴承安装后的径向游隙变化量按式(E.1)计算:

$$\Delta G_r = -\Delta s - \Delta h = -0.022 - 0.023 = -0.045\text{ mm}。$$

轴承安装后(内外圈温度差为0时)的径向游隙 G_{rf} 按式(E.2)计算:

$$G_{\text{rf}} = G_r + \Delta G_r = 0.065 - 0.045 = 0.020\text{ mm}。$$

在运行中,当内外圈温度差为 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 时, $T_{\text{amb}}=20\text{ }^\circ\text{C}$, $T_i=90\text{ }^\circ\text{C}$, $T_o=70\text{ }^\circ\text{C}$ 。

齿轮传动装置运行时热膨胀所引起的径向膨胀量 ΔT_r 按式(E.11)计算:

$$\begin{aligned} \Delta T_r &= \alpha_b \left[d_o (T_o - T_{\text{amb}}) - D_1 (T_i - T_{\text{amb}}) - 2 D_{\text{re}} \left(\frac{T_i + T_o}{2} - T_{\text{amb}} \right) \right] \\ &= 0.000\ 012 \times \left[134.3 \times (70 - 20) - 93.7 \times (90 - 20) - 2 \times 20.8 \times \left(\frac{90 + 70}{2} - 20 \right) \right] \\ &= -0.028\text{ mm} \end{aligned}$$

轴承径向工作游隙变化量 ΔG_{rw} 按式(E.3)计算:

$$\Delta G_{\text{rw}} = \Delta T_r - \Delta s - \Delta h = -0.028 - 0.022 - 0.023 = -0.073\text{ mm}。$$

轴承的径向工作游隙 G_{rw} 按式(E.4)计算：

$$G_{rw}=G_r+\Delta G_{rw}=0.065-0.073=-0.008\text{ mm}。$$

当内外圈温度差为 10℃时， $T_{amb}=20\text{℃}$ ， $T_i=90\text{℃}$ ， $T_o=80\text{℃}$ ，同样可得：

$$\Delta T_r=-0.014\text{ mm}；$$

$$\Delta G_{rw}=-0.060\text{ mm}；$$

$$G_{rw}=0.005\text{ mm}。$$

实际应用中，由于通常往往只能知道轴承游隙组别以及轴承内外配合的公差带，例如轴的公差 m5、行星轮内孔的公差 J6；轴承径向游隙 CN 组(0.05 mm~0.08 mm)。这时应按公差带的极限偏差和平均值分别计算，计算结果见表 E.1。轴承径向游隙变化和预紧状态(游隙值为负时表示有预紧)的图示见图 E.3。

由于 m5 和 J6 的配合，使轴承内部 0.05 mm~0.08 mm 的初始径向游隙在安装后室温下减小 0.008 mm~0.034 mm。运行中的轴承径向游隙因各部件的温度升高进一步减小，当轴承内外圈温差为 10℃时，游隙减小 0.022 mm~0.048 mm；当温差为 20℃时，游隙减少 0.036 mm~0.062 mm。该例的轴承在 20℃温升下有可能会出现-0.012 mm 的径向预紧状态。

表 E.1 示例计算

状态		安装前	安装后	轴承内外圈温差 10℃	轴承内外圈温差 20℃
轴的公差		—	m5	m5	m5
行星轮内孔的公差		—	J6	J6	J6
轴承初始径向游隙/mm		—	0.050 ~ 0.080	0.050 ~ 0.080	0.050~ 0.080
温度		20℃	20℃	轴承内圈温度 90℃， 外圈温度 80℃	轴承内圈温度 90℃， 外圈温度 70℃
表面处理		—	无	无	无
径向游隙 减少量 /mm	最小值	—	0.008	0.022	0.036
	中间值	—	0.019	0.032	0.046
	最大值	—	0.034	0.048	0.062
总游隙 /mm	最大值	0.080	0.072	0.058	0.044
	中间值	0.065	0.046	0.033	0.019
	最小值	0.050	0.016	0.002	-0.012

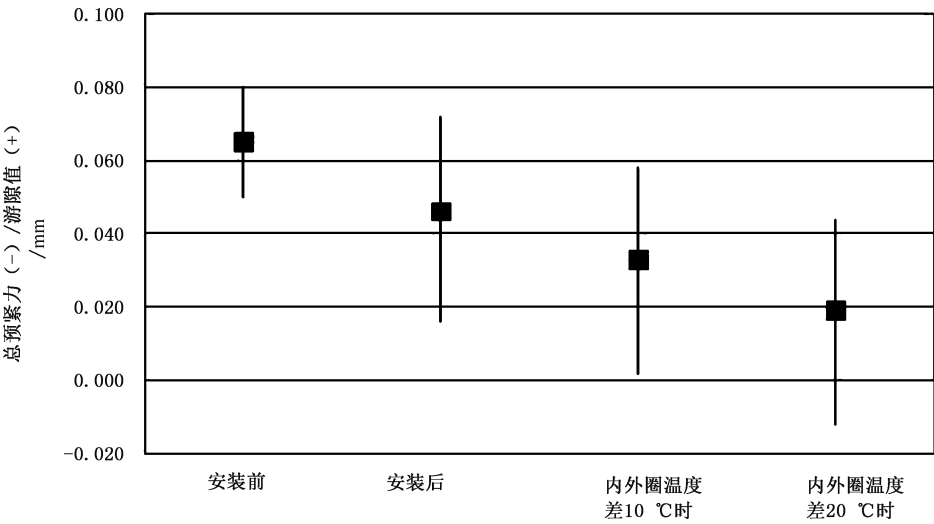


图 E.3 J6/m5 配合下轴承径向游隙的可能变化值及实际工作游隙值

附 录 F
(资料性附录)
轴、轴承座和轴承之间的配合

F.1 目的

本附录给出轴、轴承座和轴承之间的配合选择原则。

F.2 轴承的径向固定

要使轴承圈径向固定并获得足够的支承,安装时应保证合适的过盈量。轴承圈固定不充分或不正确常会导致轴承系统损坏。但是,当存在需要轴向移动或便于装卸的要求时,通常就不能采用过盈配合。在需要间隙配合时,应采取特殊措施以限制因打滑导致的不可避免的磨损。这些措施包括:对轴颈和挡肩进行表面硬化处理、通过专门的润滑油槽对配合面进行润滑、或者在轴承圈侧面开设定位槽以容纳定位键或其他定位装置。

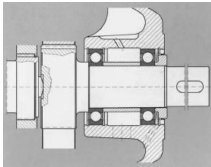
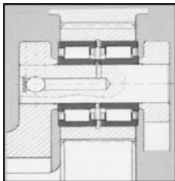
F.3 推荐配合

F.3.1 轴承的固定

滚动轴承根据其功能要求,需在轴上和轴承座中沿径向、轴向和切向固定。轴承的径向和切向固定通常可以通过力锁定(即,与轴承圈紧密配合)实现,轴向固定通常通过几何锁定实现。

F.3.2 轴承配合的选择标准

表 F.1 载荷情况与配合要求

转动情况	载荷方向	载荷情况	示意图	示例	配合等级
内圈转动 外圈静止	不变	内圈承受旋转载荷 外圈承受静载荷		太阳轮轴轴承 	内圈过盈配合 外圈可以间隙配合
内圈静止 外圈转动	不变	内圈承受静载荷 外圈承受旋转载荷		行星轮轴承 	内圈可以间隙配合 外圈过盈配合

配合等级的选择应考虑以下因素:
——转动情况 考虑载荷的作用方向与转动轴承圈之间的关系,参见表 F.1。

——载荷大小 轴承圈与相配合的轴颈之间的过盈量应根据轴承上承受的载荷大小选择。通常，轴承圈的变形量与载荷大小成正比。变形会导致轴承圈与配合件之间的过盈量减小，造成轴承圈在轴颈上打滑。载荷越大，过盈配合应越紧密。另外，还需考虑冲击载荷和振动，因为在这些情况下可能需要更紧的配合。

为了避免轴承外圈打滑所需的过盈量可按式(F.1)核算：

$$\Delta_F = 0.25 \left(\frac{F_r D}{10b} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (F.1)$$

为了避免轴承内圈打滑所需的过盈量可按式(F.2)核算：

$$\Delta_F = 0.25 \left(\frac{F_r d}{10b} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (F.2)$$

式(F.1)和式(F.2)中：

Δ_F ——为了避免打滑所需的过盈量，单位为微米(μm)；

F_r ——轴承所受径向力，单位为牛(N)；

D ——轴承外径，单位为毫米(mm)；

d ——轴承孔径，单位为毫米(mm)；

b ——轴承宽度，单位为毫米(mm)。

F.3.3 轴和轴承座公差

轴承配合可按照轴和轴承座的尺寸公差(ISO 286)(GB/T 1800)，结合轴承内孔和外径的公差来确定。

轴和轴承座的公差取决于轴承类型和载荷情况。

具体配合公差可参照轴承制造商的样本推荐，或是参照设计手册的规定。

F.4 轴颈面的几何公差

F.4.1 径向总跳动公差和轴向总跳动公差

和轴承配合的轴和壳体除有严格的尺寸公差要求外，还需严格控制其形位公差。

根据具体的应用要求，轴颈面径向总跳动公差(按照 GB/T 1182)宜比规定的尺寸公差高 1~2 个 IT 等级，轴承圈挡肩的轴向总跳动公差(按照 GB/T 1182)宜至少比配套的圆柱轴颈的尺寸公差高一个 IT 等级。

F.4.2 无整体式套圈轴承相关推荐公差

无内圈或外圈的轴承由于把同其相配的轴或轴承座作为轴承的滚道，因此其将直接影响到轴承的运行状态。

轴作为轴承内滚道，或是轴承座作为轴承的外滚道时的具体公差要求可参照 ISO 3030:2011 附录 A 的规定。

对于无整体式套圈的轴承设计要求，包括轴及轴承座材料及热处理的详细规范方面的内容，建议向轴承制造商咨询，获得详细的分析以及一致认可的滚道详细设计规范。

F.5 轴承的轴向固定

通常情况下，过盈配合本身不足以使轴承圈轴向固定在圆柱轴颈上。在载荷和挠曲的作用下，轴承圈可能会在轴颈上移动。因此，需要采取适当的轴向固定措施，例如：

- 对于固定轴承,内外圈宜在两侧都进行轴向固定;
- 对位于浮动位置的非分离式轴承,如球面滚子轴承,过盈配合的套圈宜在两侧进行轴向固定。
另一个套圈应能够在轴颈上沿轴向自由移动,以实现轴向位移;
- 对于浮动位置的分离式轴承,如圆柱滚子和滚针轴承,内外圈都应在两侧轴向固定;
- 对于交叉定位的轴承系统,每个轴承圈只需在一侧轴向固定即可。

F.6 偏离设计规范的处理原则

对于偏离设计规范造成公差带增宽的情况,轻载荷、低转速的情况不太敏感,而重载荷、高转速的情况则较敏感。应针对具体应用进行分析,并向轴承供应商核实。

附 录 G
(资料性附录)
许用热功率计算示例

本示例的目的是说明按 10.4 所述方法 B-算法来确定许用热功率的程序。

所述示例为典型的工业两级行星齿轮传动装置(输入 1 000 r/min,总传动比 35.259,直齿轮啮合)。两级减速均为简单行星,级间采用单铰式齿式联轴器连接,参见图 G.1。所需输入数据见表 G.1,变量计算所用公式见第 10 章及表 G.6。

在进行热功率计算之前,先给出或者计算出基本齿轮参数和运行数据。许用热功率确定准则如 10.2 所述。散热量计算考虑空气自然对流、辐射和强制对流(轴装风扇冷却)。发热量计算包括接触式油封、滚动轴承油阻、啮合油阻、滚动轴承摩擦和啮合摩擦产生的功率损失。分别计算每一级的功率损失,然后求和以获得总功率损失。

每个行星级均有三个行星齿轮和一个浮动元件(第 1 级是行星架,第 2 级是太阳轮),因此,轴承和齿轮的载荷和功率损失计算按假设在行星齿轮之间为相等的载荷分担($K_v=1.0$),齿轮精度为 6 级或更高。假设输入和输出轴的轴承没有内部或外部的附加载荷。行星齿轮轴承摩擦功率损失计算包括转矩和离心载荷。本示例没有滑动轴承,因此轴承的液力损失为零。

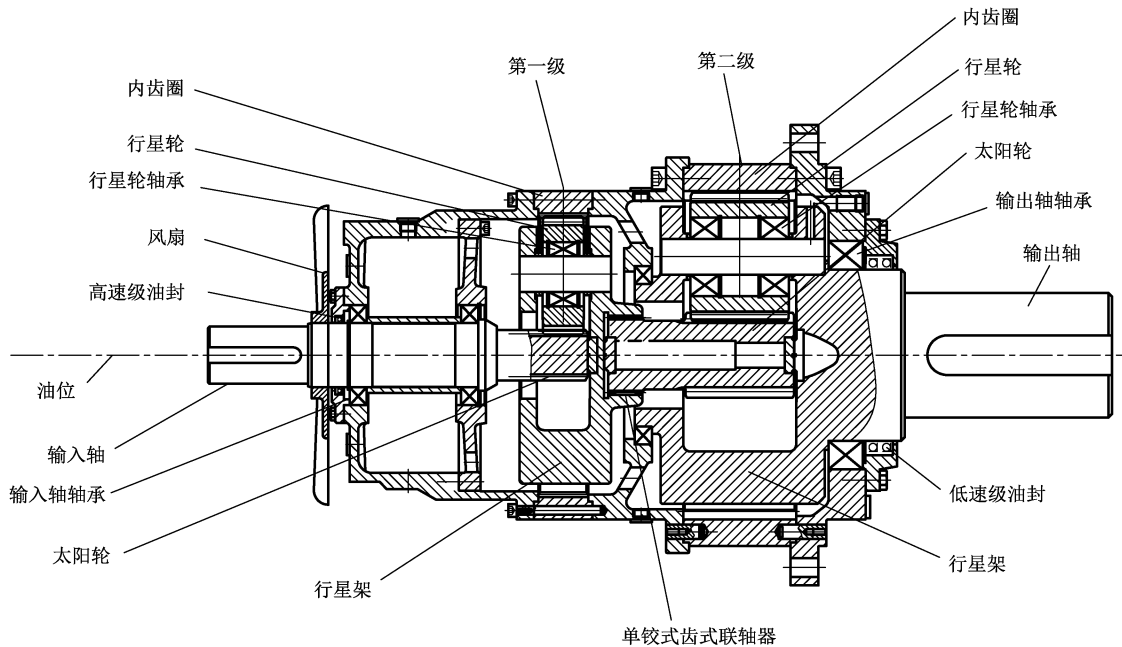


图 G.1 典型工业两级行星齿轮传动装置

该装置在输入功率 288.051 kW 时实现热平衡,散热量计算值为 12.15 kW,总发热量计算值为 12.15 kW,因此,许用热功率为 288.051 kW。288.051 kW 输入功率时的效率计算值为 95.78%。具体计算参见表 G.1~表 G.5。

本计算结果是通过改变输入功率经迭代求出的。建议使用软件对方法 B 的许用热功率计算进行编程。

表 G.1 许用热功率计算用输入数据

参数		符号/单位	第 1 级		第 2 级	
			输入	计算值	输入	计算值
行星轮数目		N_{CP}	3		3	
太阳轮齿数		z_s	17		20	
行星轮齿数		z_p	37		33	
内齿圈齿数		z_R	94		88	
传动比		u_s		6.529		5.4
工作中心距		a/mm	250		300	
有效齿宽		b_w/mm	102		257	
节圆直径	太阳齿轮	d_{wS}/mm	157.407		266.415	
	行星轮(和太阳轮啮合)	d_{wP-S}/mm	342.593		373.585	
	行星轮(和内齿圈啮合)	d_{wP-R}/mm	324.561		360	
	内齿圈	d_{wR}/mm	824.561		960	
压力角		$\alpha/(^{\circ})$	20°		20°	
法向模数		m_n/mm	9		11	
端面压力角		$\alpha/(^{\circ})$	20.000		20.000	
端面啮合角	太阳轮-行星轮	$\alpha_{we}/(^{\circ})$	24.023 1		24.067 2	
	行星轮-内齿圈	$\alpha_{wi}/(^{\circ})$	15.393 7		18.644	
齿顶圆直径	太阳轮	d_{oS}/mm	178.395		250.414	
	行星轮	d_{oP}/mm	356.216		391.88	
内齿圈齿顶圆直径		d_{iR}/mm	821.606		949.58	
转速	太阳轮	$n_s/(\text{r}/\text{min})$	1 000			153.15
	行星轮(相对于行星架)	$n_P^C/(\text{r}/\text{min})$		389.09		75.63
	行星架	$n_C/(\text{r}/\text{min})$		153.15		28.36
	太阳轮(相对于行星架)	$n_S^C/(\text{r}/\text{min})$		846.85		124.79
节线速度	太阳轮-行星轮	$V_e/(\text{m}/\text{s})$		6.98		1.48
	行星轮-内齿圈	$V_i/(\text{m}/\text{s})$		6.61		1.43

表 G.2 工作条件

参数	符号/单位	输入
油池温度	$T_{\text{sump}}/^{\circ}\text{C}$	95
环境温度	$T_A/^{\circ}\text{C}$	25
润滑油品	ISO VG 220	
润滑油运动黏度(T_{sump} 时)	$\nu/(\text{mm}^2/\text{s})$	22.5
输入功率	P_{Λ}/kW	288.051

表 G.3 发热计算

参数		符号/ 单位	第 1 级		第 2 级		总计算值
			输入	计算值	输入	计算值	
接触式 油封功 率损失	油封处轴径	D_s/mm	150		410		
	油封类型		丁腈橡胶		丁腈橡胶		
	油封材料常数(参见 10.4.3.1)	C_s	0.002 429		0.002 429		
	接触式油封功率损失式(66)	P_s/kW	$n_{sc}=n_s$	0.038 16	$n_{sc}=n_c$	0.002 96	
	接触式油封总功率损失	$\Sigma P_s/\text{kW}$					0.041 1
轴承搅油功率损失	固定轴轴承	类型	输入轴单列圆锥滚子		输出轴单列圆锥滚子		
		内径	d_i/mm	210	405		
		外径	d_o/mm	320	550		
		平均直径 式(69)	d_M/mm		265.00	477.50	
		浸油深度	H/mm	132.50	238.80		
		浸油系数(表 15)式(70)	f_{Omin}	4	4		
			f_{Omax}	8	8		
			f_o		6.000 00	6.000 42	
		轴承空载转矩式(68)	$M_o/\text{N} \cdot \text{m}$		8.93	4.85	
		轴承数目	z_{BF}	2	2		
		轴承搅油功率损失[式(67)乘 z_{BF}]	P_{BO}/kW	$n_B=n_s$	1.87	$n_B=n_c$	0.028 8
	行星轮轴承	型号	球面滚子轴承 22320		球面滚子轴承 22324		
		内径	d_i/mm	100	120		
		外径	d_o/mm	215	260		
		平均直径 式(69)	d_M/mm		157.50	190.00	
		平均浸油深度	H/mm	78.75	95.00		
		浸油系数(表 15)式(70)	f_{Omin}	4.5	4.5		
			f_{Omax}	9	9		
			f_o		6.75	6.75	
		轴承空载转矩式(68)	$M_o/\text{N} \cdot \text{m}$		1.124	0.662	
		轴承数目	z_{BF}	3	6		
		轴承搅油功率损失[式(67)乘 z_{BF}]	P_{BO}/kW	$n_B=n_p^c$	0.137 4	$n_B=n_p^c$	0.031 4
	轴承搅油总功率损失		$\Sigma P_{BO}/\text{kW}$				2.067 7

表 G.3 (续)

参数			符号/ 单位	第 1 级		第 2 级		总计算值
				输入	计算值	输入	计算值	
齿轮搅油功率损失	太阳轮	行星架布置常数	A_c	1.75		1.75		
		浸油系数	f_s	0.5		0.5		
		全齿宽	b_{ws}/mm	107		283		
		端面模数	m_t		9		11	
		粗糙度系数式(73)	R_f		7.41		7.51	
		搅油功率损失式(72)	P_{CS}/kW		0.014 2		0.000 67	
	行星轮	平均浸油系数	f_P	0.5		0.5		
		总齿宽	b_{wP}/mm		102		257	
		搅油功率损失式(74)	P_{CP}/kW		0.061 7		0.001 81	
	行星架	浸油系数	f_c	0.5		0.5		
		外径	D_C/mm	726		840		
		宽度	W_C/mm	140		387		
		搅油功率损失式(75)	P_{CC}/kW		0.002 77		0.000 096	
	齿轮搅油功率损失式(71)		P_{MO}/kW		0.078 61		0.002 578	
	齿轮搅油总功率损失		$\sum P_{MO}/\text{kW}$					0.081
轴承摩擦功率损失	行星轮轴承	输入转矩	$T_{in}/\text{N} \cdot \text{m}$		2 751		17 960	
		输出转矩	$T_{out}/\text{N} \cdot \text{m}$		17 960		96 983	
		转矩载荷	F_T/N		23 946		53 879	
		行星架角速度	$\omega_c/(\text{rad/s})$		16.081		2.978	
		行星轮密度	$\rho/(\text{kg}/\text{mm}^3)$	0.000 007 85		0.000 007 85		
		行星轮体积	V_P/mm^3		5 699 444		14 526 080	
		行星轮质量	M_P/kg		44.74		144.03	
		离心载荷	F_C/N		2 892		152	
		轴承动载荷	P_1/N		24 120		53 880	
		轴承摩擦因数(表 16)	f_1	0.000 65		0.000 65		
		载荷指数(表 17)	e_1	1.35		1.35		
		直径指数(表 17)	e_2	0.1		0.1		
		轴承摩擦力矩式(77)	$M_1/\text{N} \cdot \text{m}$		0.888 92		2.680 47	
		轴承摩擦功率损失式(76)	P_{BL}/kW		0.108 66		0.127 38	
	轴承摩擦总功率损失		$\sum P_{BL}/\text{kW}$					0.236 04

表 G.3 (续)

参数			符号/ 单位	第 1 级		第 2 级		总计算值
				输入	计算值	输入	计算值	
啮合摩擦功率损失	太阳轮-行星轮(外啮合)	太阳轮节圆半径	r_{wS}/mm		78.7		133.21	
		太阳轮齿顶圆半径	r_{oS}/mm		89.198		125.207	
		行星轮和太阳轮的齿数比 式(89)	u_e		2.18		1.65	
		太阳轮和行星轮啮合的啮出滑动率 式(90)	H_{te}		0.385		0.347	
		行星轮节圆半径	r_{wP-S}/mm		171.296		186.792	
		行星轮齿顶圆半径	r_{oP}/mm		178.108		195.94	
		太阳轮和行星轮啮合的啮入滑动率 式(88)	H_{se}		0.285		0.288	
		机械效益 式(87)	M_e		5.333		5.7	
		太阳轮转矩	$T_e/\text{N} \cdot \text{m}$		917		5 987	
		啮合齿宽	b_{we}/mm		102		257	
		载荷强度 式(86)	$K_e/(\text{N}/\text{mm}^2)$		1.059		1.460	
		摩擦因数 式(85)	f_e		0.038 7		0.100 8	
		每一支啮合的摩擦功率损失 式(84)	P_{MLE}/kW		0.589 6		1.383	
	行星轮-内齿圈(内啮合)	内齿圈和行星轮的齿数 式(96)	u_i		2.54		2.67	
		行星轮节圆半径	r_{wP-R}/mm		162.28		180	
		行星轮和内齿圈啮合的啮出滑动率 式(97)	H_{ti}		0.157 0		0.135 1	
		内齿圈节圆半径	r_{wR}/mm		412.281		480	
		内齿圈齿顶圆半径	r_{iR}/mm		410.803		474.79	
		行星轮和内齿圈啮合的啮入滑动率 式(95)	H_{si}		0.021 3		0.059 6	
		机械效益 式(94)	M_i		13.692 6		16.920 2	
		输出传动载荷	F_D/N		23 946		107 759	
		太阳轮和行星轮啮合的圆周力	F_{SP}/N		11 650		52 882	
		行星轮和内齿圈啮合的圆周力	F_{PR}/N		12 297		54 877	
		行星轮和内齿圈啮合转矩	$T_i/\text{N} \cdot \text{m}$		1 996		9 878	
		啮合齿宽	b_{wi}/mm		102		257	
		载荷强度 式(93)	$K_i/(\text{N}/\text{mm}^2)$		0.225 2		0.370 7	
		摩擦因数 式(92)	f_i		0.074 6		0.178 9	
		每一支啮合的摩擦功率损失 式(91)	P_{MLI}/kW		0.443 0		0.827 3	
		单级啮合总摩擦损失 式(83)	P_{ML}/kW		3.097 9		6.630 8	
		总啮合摩擦功率损失	$\Sigma P_{ML}/\text{kW}$					9.728 8

表 G.4 散热计算

参数	符号/单位	输入	计算值
油池温升 式(59)	$\Delta T_s/^{\circ}\text{C}$	—	70
箱体与空气的接触总面积	A_T/m^2	5.35	—
传动装置最大内齿圈外径	D/mm	1 150	—
暴露在强制对流下的外表面积	A_F/m^2	2.30	—
冷却风扇空气速度	$V/(\text{m/s})$	10.0	—
传动机构外表面热辐射系数	ϵ	0.9	—
自然对流传热系数 式(61)	$h_N/[\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})]$	—	0.011 5
强制对流传热系数 式(62)	$h_F/[\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})]$	—	0.042 5
热辐射传热系数 式(63)	$h_R/[\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})]$	—	0.007 64
装置的总传热系数 式(60)	$h_T/[\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})]$	—	0.032 5
散热量 式(58)	P_Q/kW	—	12.15

表 G.5 热平衡和效率

参数	符号/单位	计算值
空载功率损失 式(64)	P_N/kW	2.19
负载功率损失 式(65)	P_L/kW	9.96
总发热量 式(57)	P_V/kW	12.15
热平衡[式(56),当 $P_Q - P_V = 0$ 时, $P_A = P_T$]	$P_Q - P_V/\text{kW}$	0.00
效率 式(99)	η	95.78%

表 G.6 参考公式

$u_s = 1 + \left(\frac{z_R}{z_s}\right)$	$F_T = \frac{T_{\text{out}}}{N_{\text{CP}} (a/1\ 000) (z_{\text{BP}}/N_{\text{CP}})}$	$T_e = \frac{T_{\text{in}}}{N_{\text{CP}}}$
$n_P^C = n_s \left(\frac{u_s - 1}{u_s}\right) \left(\frac{z_s}{z_P}\right)$	$\omega_C = 0.105\ n_C$	$b_{\text{we}} = b_{\text{wi}} = b_w$
$n_C = \frac{n_s}{u_s}$	$V_P = \left(\frac{\pi}{4}\right) (d_{\text{WP-S}}^2 - d_o^2) b_{\text{WP}}$	$r_{\text{PR}} = \frac{d_{\text{PR}}}{2}$
$n_S^C = n_s - n_C$	$M_P = \rho\ V_P$	$r_{\text{wPR}} = \frac{d_{\text{WP-R}}}{2}$
$V_e = \frac{n_P^C d_{\text{WP-S}} \pi}{60\ 000}$	$F_C = \left(\frac{a}{1\ 000}\right) (\omega_C^2) \left[\frac{M_P}{z_{\text{BP}}/N_{\text{CP}}}\right]$	$r_{\text{iR}} = \frac{d_{\text{iR}}}{2}$
$V_i = \frac{n_P^C d_{\text{WP-R}} \pi}{60\ 000}$	$P_1 = \sqrt{(F_T^2 + F_C^2)}$	$F_D = \frac{T_{\text{out}}}{[N_{\text{CP}} (a/1\ 000)]}$

表 G.6 (续)

$m_{\text{t}}=m_{\text{n}}/\cos\beta$	$r_{\text{wS}}=\frac{d_{\text{wR}}}{2}$	$F_{\text{SP}}=\frac{T_{\text{e}}}{(r_{\text{wS}}/1\,000)}$
$b_{\text{wP}}=b_{\text{w}}$	$r_{\text{oS}}=\frac{d_{\text{oS}}}{2}$	$F_{\text{PR}}=F_{\text{D}}-F_{\text{SP}}$
$T_{\text{in}}=\frac{9\,549\,P_{\text{A}}}{n_{\text{S}}}$	$r_{\text{wP-S}}=\frac{d_{\text{wP-S}}}{2}$	$T_{\text{i}}=\frac{r_{\text{wP-R}}F_{\text{PR}}}{1\,000}$
$T_{\text{out}}=u_{\text{S}}T_{\text{in}}$	$r_{\text{oP}}=\frac{d_{\text{oP}}}{2}$	
