



中华人民共和国国家标准

GB/T 29021—2023

代替 GB/T 29021—2012

石油天然气钻采设备 游梁式抽油机

Petroleum drilling and production equipment—Beam pumping unit

2023-11-27 发布

2024-06-01 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	V
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语、定义和符号	1
3.1 术语和定义	1
3.2 符号	3
4 产品的形式、型号表示方法及基本参数	6
4.1 形式及代号	6
4.2 型号表示方法	8
4.3 基本参数	8
5 零部件设计要求	9
5.1 通则	9
5.2 游梁式抽油机结构件	10
5.3 减速器	13
5.4 安全防护装置	26
6 整机及其零部件制造的技术要求	26
6.1 通则	26
6.2 重要连接要求	26
6.3 减速器	26
6.4 游梁式抽油机关键零件	27
6.5 游梁式抽油机整机	28
7 检验试验方法及检验规则	29
7.1 主要技术要求的检验方法	29
7.2 减速器试验方法	31
7.3 检验规则	32
7.4 出厂检验	34
7.5 判定规则	35
8 标志、包装和贮存	35
8.1 标志	35
8.2 包装	36
8.3 贮存	36
附录 A (资料性) 抽油机渐开线齿轮减速器齿轮组额定扭矩计算示例	37
A.1 抗点蚀性计算	37

A.2 抗弯强度实例计算	37
A.3 静扭矩	38
附录 B (资料性) 游梁式抽油机安装尺寸、主要零件配合尺寸	40
B.1 游梁式抽油机主要安装尺寸	40
B.2 常用游梁式抽油机主要零件配合尺寸	44
附录 C (资料性) 游梁式抽油机用原动机的匹配	51
C.1 概述	51
C.2 电动机装机容量的选配	51
C.3 用户对电动机容量的选配	51
C.4 抽油机用电动机容量选配计算实例	51
附录 D (资料性) 游梁式抽油机型式检验计算悬点载荷和减速器净扭矩的推荐公式	52
D.1 几何关系及几何关系计算式	52
D.2 悬点载荷计算式	55
D.3 减速器净扭矩计算式	55
附录 E (资料性) 游梁式抽油机计算表格式样	57
参考文献	64
图 1 游梁计算模型	11
图 2 热处理控制合格的斜齿轮和人字齿轮的载荷分布系数(C_m)	14
图 3 通过调质处理后斜齿轮和人字齿轮的最大许用接触应力(S_{ac})	15
图 4 通过调质处理的钢齿轮的许用弯曲疲劳应力(S_{at})	18
图 5 斜齿轮载荷分布系数(K_m)	19
图 6 钢及球墨铸铁的许用屈服应力(S_{ay})	20
图 7 火焰淬火或感应淬火齿轮的最小有效硬化层深度(h_c)	21
图 8 轮齿的火焰淬火和感应淬火形式	22
图 9 渗碳齿轮有效硬化层深度(h_c)	22
图 10 渗氮齿轮的最小总硬化层深度(h_c)	23
图 11 轴的许用应力	24
图 B.1 底座外形与地脚螺栓固定螺栓孔分布图(配三条腿支架)	40
图 B.2 底座外形与地脚螺栓固定螺栓孔分布图(配四条腿支架)	40
图 B.3 支架轴承座安装图	41
图 B.4 横梁轴承座安装图	42
图 B.5 减速器安装图	43
图 B.6 支架芯轴	44
图 B.7 横梁芯轴	45
图 B.8 曲柄销轴	46
图 B.9 曲柄销锥套	46

图 B.10	曲柄轴孔	47
图 B.11	减速器输出轴轴端	48
图 B.12	输入轴轴端	48
图 B.13	大带轮锥套	49
图 B.14	电动机带轮锥套	50
图 D.1	常规型游梁式抽油机几何关系	52
图 D.2	气动平衡游梁式抽油机几何关系	52
图 D.3	前置型游梁式抽油机几何关系	53
图 D.4	异相型游梁式抽油机几何关系	53
图 D.5	双驴头型游梁式抽油机几何关系	53
表 1	游梁式抽油机基本参数	8
表 2	游梁式抽油机典型规格	9
表 3	减速器参数	13
表 4	最大许用接触应力(S_{ac})(适用于非调质钢齿轮)	16
表 5	许用弯曲疲劳应力(S_{at})(适用于非调质钢齿轮)	16
表 6	不同材料大、小齿轮组合的弹性系数(C_p)	17
表 7	调质钢大齿轮与小齿轮配合的最小布氏硬度组合	17
表 8	屈服强度系数(K_y)	20
表 9	键的许用应力	25
表 10	紧固件最大的许用拉伸应力	25
表 11	残存杂物质量	27
表 12	允许带轮偏心距	27
表 13	关键零件的检验项目	28
表 14	游梁式抽油机支架顶部纵向振幅、横向振幅	28
表 15	整机噪声	28
表 16	驴头在任何位置时的悬点投影	29
表 17	曲柄剪刀差	29
表 18	主要技术要求的检验方法	29
表 19	型式运转试验	32
表 20	跑合运转试验	32
表 21	过程检验项目	32
表 22	整机型式检验项目	33
表 23	出厂检验项目	34
表 24	游梁式抽油机重要零部件	35
表 B.1	底座地脚螺栓固定螺栓孔分布尺寸(配三条腿支架)	41
表 B.2	底座地脚螺栓固定螺栓孔分布尺寸(配四条腿支架)	41
表 B.3	支架轴承座的安装尺寸	42

表 B.4	横梁轴承座的安装尺寸	42
表 B.5	常用减速器安装尺寸	43
表 B.6	常用支架芯轴的配合尺寸	44
表 B.7	常用横梁芯轴配合尺寸	45
表 B.8	常用曲柄销轴与曲柄销轴孔的配合尺寸	46
表 B.9	常用曲柄销锥套与曲柄销轴的配合尺寸	47
表 B.10	常用曲柄轴孔与减速器输出轴配合尺寸	47
表 B.11	常用减速器输出轴轴端配合尺寸	48
表 B.12	常用减速器输入轴轴端配合尺寸	49
表 B.13	常用减速器输入轴大带轮锥套与轴的配合尺寸	49
表 B.14	电动机带轮锥套与电动机轴的配合尺寸	50
表 B.15	游梁式抽油机用轴承	50
表 E.1	最大旋转平衡重扭矩表	57
表 E.2	游梁式抽油机光杆位置因数和扭矩因数表	57
表 E.3	减速器净扭矩计算表	59
表 E.4	减速器净扭矩计算表	60
表 E.5	减速器净扭矩计算表	61
表 E.6	制造厂用减速器数据表	62



前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件代替 GB/T 29021—2012《石油天然气工业 游梁式抽油机》，与 GB/T 29021—2012 相比，除结构调整和编辑性改动外，主要技术变化如下：

- 更改了术语和定义(见第 3 章,2012 年版的第 3 章)；
- 增加了“符号”(见 3.2)；
- 更改了型号及代号,增加了“游梁特征及代号”“游梁平衡调节的动力形式及代号”(见 4.1,2012 年版的 4.1)；
- 更改了型号表示方法(见 4.2,2012 年版的 4.2.2)；
- 更改了游梁式抽油机零部件设计要求(见 5.1,2012 年版的 5.1)；
- 更改了游梁最大许用应力及安全系数的规定,删除了表 4(见 5.2.4.2,2012 年版的 4.3.2)；
- 更改了轴的要求(见 5.2.5,2012 年版的 5.2.5)；
- 更改了悬绳器承载件的表述(见 5.2.6,2012 年版的 5.2.6)；
- 更改了“表 3”的内容(见 5.3.1 表 3,2012 年版的 4.3.2 表 3)；
- 更改了减速器齿轮硬度配合硬度差的要求(见 5.3.2.2,6.3.4,2012 年版的 5.3.2.2,6.3.4)；
- 更改了滚动轴承寿命的要求(见 5.3.4.2.2,2012 年版的 5.3.4.2.2)；
- 更改了键的性能要求(见 5.3.4.4,2012 年版的 5.3.4.4)；
- 更改了紧固件性能要求(见 5.3.4.5.1,2012 年版的 5.3.4.5.1)；
- 删除了“紧固螺栓”(见 2012 年版的 5.5)；
- 删除游梁加工的相关要求(见 2012 年版的 6.2.7)；
- 更改了带轮允许偏心矩的计算公式(见 6.3.8,2012 年版的 6.3.8)；
- 更改了游梁式抽油机整机的整机噪声指标(见 6.5.5,2012 年版的 6.5.5)；
- 更改了游梁式抽油机整机的驴头让位空间的要求(见 6.5.10,2012 版的 6.5.10)；
- 增加了悬绳器底端到底座底面的高度的要求(见 6.5.12)；
- 增加了悬绳器下端至抽油机底座底面高度的检验项目和检验方法(见表 18 序号 28、表 22 序号 18、表 23 序号 16)；
- 增加了“悬绳器与钢丝绳的连接强度”“驱动绳与预制头联接强度”型式试验和出厂检验的方法,更改了“曲柄销与锥套的锥面”“曲柄剪刀差”的检验方法；(见表 18 序号 4、序号 5、序号 7、序号 23,2012 年版的表 20 序号 4、序号 5、序号 7、序号 24)；
- 删除了减速器齿轮精度等级检验项目(见 2012 年版的表 20 序号 10)；
- 更改了减速器出厂检验的加载跑合试验时间(见表 20,2012 年版的表 22)；
- 增加了铸件的出厂检验项目(见表 23 序号 2)；
- 删除了铭牌中关生产许可证编号标注的内容[见 2012 年版的 8.1.3 b)]。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由全国石油钻采设备和工具标准化技术委员会(SAC/TC 96)提出并归口。

本文件起草单位：中国石油集团渤海石油装备制造有限公司、大庆石油管理局有限公司装备制造分公司、中国石油天然气股份有限公司勘探开发研究院、中石油江汉机械研究所有限公司、中国石油天然

GB/T 29021—2023

气股份有限公司长庆油田分公司、山东高原油气装备有限公司。

本文件主要起草人：葛利俊、樊建博、王雪玲、王敬平、石佳明、于振祥、于红业、曲永哲、胡勇、边洪伟、毕琳琳、王栋、王丽、邓阳、邢延方、夏秀文、郭云龙、洪涛、王洪星、张玉、陈俊峰、张帆、张玉树、曹佳、鱼岗、许丽、潜凌。

本文件于 2012 年首次发布，本次为第一次修订。



石油天然气钻采设备 游梁式抽油机

1 范围

本文件规定了石油天然气钻采设备游梁式抽油机的产品的形式、型号表示方法及基本参数、零部件设计要求、整机及其零部件制造的技术要求、检验试验方法及检验规则、标志、包装和贮存等要求,提供了游梁式抽油机的安装尺寸、易损件配合尺寸等相关内容。

本文件适用于游梁式抽油机的设计、制造、检验。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;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 2828.1 计数抽样检验程序 第1部分:按接收质量限(AQL)检索的逐批检验抽样计划

GB/T 3480.5 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第5部分:材料的强度和质量

GB/T 10095(所有部分) 圆柱齿轮

GB/T 13306 标牌

GB/T 13799 双圆弧圆柱齿轮承载能力计算方法

GB/T 15753 圆弧圆柱齿轮精度

SY/T 6518 抽油机防护推荐作法

NB/T 47014 承压设备焊接工艺评定

AGMA 908-B89 直齿轮、斜齿轮和人字齿轮抗点蚀和抗弯曲强度的几何系数(Geometry factors for determining the pitting resistance and bending strength of spur, helical and herringbone gear teeth)

3 术语、定义和符号

3.1 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

3.1.1

游梁式抽油机 beam pumping unit

把曲柄的旋转运动通过四连杆机构转变为抽油杆柱的往复直线运动,从而将动力传递到井下泵的设备。

3.1.2

游梁式抽油机结构件 beam pump structure

悬绳器和减速器输出轴之间的所有零部件。

3.1.3

减速器 speed reducer

位于带传动和曲柄之间或半直驱电动机和曲柄之间,在降低速度和增大扭矩时传递旋转动力的机械装置。

3.1.4

悬点载荷 polished rod load

悬绳器悬挂光杆处承受的光杆拉力。

3.1.5

额定悬点载荷 rated polished rod load

悬绳器悬挂光杆处承受的光杆拉力的额定值。

3.1.6

悬点最大冲程 maximum stroke of polished rod

调整抽油机冲程调节机构,使悬绳器悬挂光杆处能获得的最大位移。

3.1.7

最高冲次 maximum strokes per minute

抽油机每分钟所获得的最高冲数。

3.1.8

减速器扭矩 torque of reducer

减速器输出轴的实际扭矩。

3.1.9

减速器额定扭矩 rating torque of reducer

减速器输出轴允许的最大扭矩。

3.1.10

减速器输出轴设计转速 design rotary speed of reducer's output shaft

减速器输出轴设计所允许的最高转速。

3.1.11

曲柄平衡角 equilibrium angle of crank

减速器输出轴中心与曲柄平衡重重心连线和减速器输出轴中心与曲柄销中心连线之间的夹角。

注:又称曲柄异相角

3.1.12

游梁平衡角 equilibrium angle of walking beam

游梁平衡重重心和支架轴承中心连线与横梁轴承中心与支架轴承中心连线之间的夹角。

3.1.13

常规型游梁式抽油机 conventional beam pumping unit

驴头和曲柄连杆机构分别位于游梁支承轴前后,曲柄平衡角为零的游梁式抽油机。

3.1.14

前置型游梁式抽油机 front-mounted beam pumping unit

驴头和曲柄连杆机构均位于游梁支承轴前面的游梁式抽油机。

3.1.15

异相型游梁式抽油机 phased beam pumping unit

驴头和曲柄连杆机构分别位于游梁支承轴前后,曲柄平衡角不为零的游梁式抽油机。

3.1.16

双驴头型游梁式抽油机 dual horsehead beam pumping unit

在常规型游梁式抽油机的游梁后端安装一个曲率半径按一定规律变化的后驴头,在一个冲程过程中,游梁后臂长度和等效连杆长度不为常数的游梁式抽油机。

3.1.17

悬点投影 polished rod of horsehead project

在悬点最大冲程运行过程中,驴头悬点在水平面上的投影。

3.1.18

曲柄剪刀差 scissors difference between two crankshaft

距离旋转中心最远的两曲柄销孔中心线在垂直于曲柄轴中心线的游梁式抽油机中分面上的两交点之间的距离。

3.1.19

纯悬点载荷 net load on polished rod

悬点载荷减去结构不平衡重所获得的载荷。

3.1.20

结构不平衡重 structure unbalanced weight

曲柄以外其他部位用于抽油机平衡的可拆卸配重全部拆除后,在连杆和曲柄销脱开时,为保持游梁处于水平位置加在光杆上的力。

注:此力方向向下为正,方向向上为负。

3.1.21

纯悬点载荷扭矩 net load torque of polished rod

在给定曲柄转角时,由纯悬点载荷在减速器输出轴上产生的扭矩。

3.1.22

旋转平衡重扭矩 torque of rotary counterbalance

在给定曲柄转角时,由曲柄平衡重、曲柄及曲柄销在减速器输出轴上产生的扭矩。

3.1.23

扭矩因数 torque factor

在给定曲柄转角时,由四连杆机构尺寸决定的纯悬点载荷扭矩被纯悬点载荷去除所得的值。

3.1.24

光杆位置因数 coefficient of polished rod position

在给定曲柄转角时,由四连杆机构尺寸决定的悬点位置系数,即从下死点算起,以悬点位移占全冲程的百分数表示。

3.1.25

有效平衡重 counterbalance effect

曲柄处于水平位置(上冲程)时,曲柄平衡扭矩在光杆处产生的力(包括结构不平衡重)。

3.2 符号

下列符号适用于本文件。

A 游梁前臂长度,游梁支承轴中心线与光杆中心线间的距离,单位为毫米(mm)

A_t 螺纹紧固件拉伸面积,单位为平方毫米(mm²)

a 横截面面积,单位为平方毫米(mm²)

B 结构不平衡重,单位为牛顿(N)

C 游梁后臂长度,游梁支承轴中心线与横梁轴承中心线间的距离;双驴头型游梁式抽油机游梁后臂长度等于游梁支承轴中心到柔性件与后驴头切点的距离,单位为毫米(mm)

C_b 轴承制造厂规定的基本额定动载荷,单位为牛顿(N)

C_m 抗点蚀载荷分布系数,无量纲

C_p 弹性系数,无量纲

- C_1 点蚀速度系数,无量纲
- C_2 点蚀接触宽度系数,无量纲
- C_3 外斜齿轮点蚀应力系数,无量纲
- C_5 抗点蚀速度系数,无量纲
- CB 有效平衡重,单位为牛顿(N)
- C_b 轴承生产厂规定的轴承的基本额定动载荷,单位为牛顿(N)
- CD 齿轮轴间的标准中心距,单位为毫米(mm)
- D 大齿轮的工作节圆直径,单位为毫米(mm)
- D_m 紧固件螺纹公称直径,单位为毫米(mm)
- d 小齿轮工作节圆直径,单位为毫米(mm)
- d_e 加大的小齿轮工作节圆直径,等于小齿轮外径减去2倍标准齿顶高,单位为毫米(mm)
- d_s 轴的直径(对于锥轴采用平均直径),单位为毫米(mm)
- E 弹性模量,单位为兆帕(MPa)
- E_g 齿轮的弹性模量,单位为兆帕(MPa)
- E_p 小齿轮材料弹性模量,单位为兆帕(MPa)
- e 允许带轮偏心距,单位为毫米(mm);
- F 齿轮副中最窄的净齿面宽度,对于人字齿轮或双斜齿轮,净齿面宽度是每个斜齿宽度之和,单位为毫米(mm)
- f_{cb} 最外端翼缘的最大许用压应力,单位为兆帕(MPa)
- $f_{s,b}$ 最大弯曲应力,单位为兆帕(MPa)
- $f_{s,t}$ 最大扭转应力,单位为兆帕(MPa)
- f_{tb} 最外端翼缘的最大许用拉应力,单位为兆帕(MPa)
- G 曲柄轴中心高,曲柄轴的中心线到抽油机底座底面的距离,单位为毫米(mm)
- G_τ 剪切弹性模量,单位为兆帕(MPa)
- H 游梁支承轴中心线与底座底面的距离,单位为毫米(mm)
- HB 布氏硬度,无量纲
- HB_g 大齿轮齿面的布氏硬度
- HB_p 小齿轮齿面的布氏硬度,无量纲
- $h_c, h_{c,1}, h_{c,2}$ 最小总硬化层深度,单位为毫米(mm)
- $h_e, h_{e,1}, h_{e,2}$ 最小有效硬化层深度,单位为毫米(mm)
- h_1 键埋入轴或毂上键槽中的深度(当轴及毂槽深度不同时,取较小者),单位为毫米(mm)
- I 游梁支承轴中心线与曲柄轴中心线间的水平距离,单位为毫米(mm)
- I_p 抗点蚀(磨损)几何系数,无量纲
- I_y 弱轴的第二惯性矩,单位为四次方毫米(mm⁴)
- J 曲柄销轴承中心线与游梁支承轴中心线间的距离,单位为毫米(mm)
- J_b 弯曲强度几何系数,无量纲
- $J_{b,g}$ 大齿轮的弯曲强度几何系数,无量纲
- $J_{b,p}$ 小齿轮的弯曲强度几何系数,无量纲
- J_t 扭转常数,单位为四次方毫米(mm⁴)
- K 极距,曲柄轴中心线与游梁支承轴中心线间的距离,单位为毫米(mm)
- K_m 斜齿轮载荷分布系数,无量纲
- K_{ms} 静扭矩载荷分布系数,无量纲
- K_y 屈服强度系数,无量纲

- K_1 弯曲速度系数,无量纲
- K_2 弯曲接触系数,无量纲
- K_4 弯曲几何系数,无量纲
- K_5 抗弯速度系数,无量纲
- k 轴承的额定值系数,无量纲
- k_h 热处理变形系数,齿轮未进行硬化处理,则 $k_h=1.0$;一对齿轮中的任意一个齿轮在切齿后进行了硬化处理,则 $k_h=0.95$;一对齿轮在切齿后都进行了硬化处理, $k_h=0.9$;无量纲
- L 键的长度,单位为毫米(mm)
- L_{\min} 接触区内接触线的最小总长度,单位为毫米(mm)
- l 立柱的无支承长度,单位为毫米(mm)
- M 最大旋转平衡扭矩,旋转平衡重、曲柄及曲柄销绕曲柄轴的最大力矩,即旋转平衡重扭矩最大值,单位为牛米($N \cdot m$)
- M_e 允许带轮的最大不平衡力矩,单位为牛米($N \cdot m$)
- m_e 带轮质量,单位为千克(kg)
- m_n 齿轮法向模数,单位为毫米(mm)
- n 端部约束常数,无量纲
- n_o 减速器输出轴转速,等于抽油机的冲次,单位为转每分(r/min)
- n_p 小齿轮转速,单位为转每分(r/min)
- N_g 大齿轮的齿数,无量纲
- N_p 小齿轮的齿数,无量纲
- P 等效连杆长度,横梁轴承中心线与曲柄销轴承中心线的距离;双驴头型游梁式抽油机等效连杆长度等于柔性件与后驴头切点与曲柄销轴承中心线间的距离,单位为毫米(mm)
- \overline{PR} 光杆位置因数,在给定曲柄转角时的光杆位置,从下死点算起,以悬点位移占全冲程的百分数表示,无量纲
- p 螺距,单位为毫米(mm)
- p_N 法向基圆节距,单位为毫米(mm)
- R 曲柄半径,曲柄轴中心线与曲柄销轴承中心线间的距离,单位为毫米(mm)
- R_1 轴承载荷比,无量纲
- r 截面的惯性半径,单位为毫米(mm)
- S_{ac} 最大许用接触应力,单位为兆帕(MPa)
- S_{at} 许用弯曲疲劳应力,单位为兆帕(MPa)
- S_{ay} 大齿轮或小齿轮材料的许用屈服应力,单位为兆帕(MPa)
- S_c 键的挤压应力,单位为兆帕(MPa)
- S_s 键的剪切应力,单位为兆帕(MPa)
- S_x 游梁的截面模量,单位为立方毫米(mm^3)
- S_y 材料的屈服强度,单位为兆帕(MPa)
- T 减速器额定峰值扭矩,单位为牛米($N \cdot m$)
- T_{ac} 以抗点蚀能力为基础的减速器输出轴传递许用扭矩,单位为牛米($N \cdot m$)
- $T_{as,i}$ 大齿轮或小齿轮的许用静扭矩,单位为牛米($N \cdot m$)
- T_{at} 以抗弯强度为基础的减速器输出轴传递许用扭矩,单位为牛米($N \cdot m$)
- T_n 减速器净扭矩,单位为牛米($N \cdot m$)
- T_t 轴传递的扭矩,单位为牛米($N \cdot m$)
- \overline{TF} 扭矩因数,纯悬点载荷与纯悬点载荷扭矩的比值,单位为米(m)

- v_t 节圆线速度,单位为米每秒(m/s)
- W 悬点载荷,单位为牛顿(N)
- W_r 额定悬点载荷,单位为牛顿(N)
- W_1 作用于轴承上的最大载荷,单位为牛顿(N)
- W_2 作用于柱上的最大载荷,单位为牛顿(N)
- w 键的宽度,单位为毫米(mm)
- Z 在横向平面内的作用线长度,单位为毫米(mm)
- α R 与 P 之间的夹角,顺时针方向从 R 到 P 测量,单位为度($^\circ$)
- β C 与 P 之间的夹角,单位为度($^\circ$)
- χ C 与 J 的夹角,单位为度($^\circ$)
- δ 游梁平衡重重心和支架轴承中心连线与横梁轴承中心与支架轴承中心连线之间的夹角,即游梁平衡角,单位为度($^\circ$)
- ϕ $\theta=0^\circ$ 时 K 与 R 的夹角。常规型和异相型及双驴头型游梁式抽油机等于 K 与曲柄中心线在时钟的 12 点钟位置时的夹角;前置型和气动平衡游梁式抽油机等于 K 与曲柄中心线在时钟的 6 点钟位置时的夹角,单位为度($^\circ$)
- ϕ_n 法向工作压力角,单位为度($^\circ$)
- ϕ_t 横向工作压力角,单位为度($^\circ$)
- γ 前置型游梁式抽油机曲柄平衡角,曲柄平衡重的前臂端中心线与曲柄中心线的偏移角,单位为度($^\circ$)
- θ 曲柄角,人面对抽油机,井口位于右手侧观察,常规型和异相型及双驴头型游梁式抽油机为曲柄中心线从时钟的 12 点钟位置开始,按顺时针方向的旋转角;气动平衡游梁式抽油机为曲柄中心线从时钟的 6 点钟位置开始,按顺时针方向的旋转角;前置型游梁式抽油机为曲柄中心线从时钟的 6 点钟位置开始,按逆时针方向的旋转角,单位为度($^\circ$)
- ρ K 与 J 之间的夹角, C, J 在 K 的两侧为正值,在 K 的同侧为负值,单位为度($^\circ$)
- τ 异相型游梁抽油机平衡角,曲柄平衡重重心与旋转中心连线与曲柄中心线的偏移角,单位为度($^\circ$)
- ψ C 与 K 之间的夹角,单位为度($^\circ$)
- ψ_g 工作螺旋角,单位为度($^\circ$)
- ψ_b 光杆在最低位置时, C 和 K 之间的夹角,单位为度($^\circ$)
- ψ_t 光杆在最高位置时, C 和 K 之间的夹角,单位为度($^\circ$)

4 产品的形式、型号表示方法及基本参数

4.1 形式及代号

4.1.1 类别及代号

游梁式抽油机按照其结构型式分为:

- a) 常规型游梁式抽油机,其代号为:CYJ;
- b) 前置型游梁式抽油机,其代号为:CYJQ;
- c) 异相型游梁式抽油机,其代号为:CYJY;
- d) 双驴头型游梁式抽油机,其代号为:CYJS。

4.1.2 规格代号

按额定悬点载荷十分之一、悬点最大冲程、减速器额定扭矩的序列,并在三项参数间采用连接号组

成规格代号。

示例：额定悬点载荷为 80 kN、悬点最大冲程为 3 m、减速器额定扭矩为 37 kN·m 的游梁式抽油机规格代号为 8-3-37。

4.1.3 齿形代号

齿轮减速器传动形式为分流式人字齿(双斜齿)或展开式斜齿圆柱齿轮传动。齿形可采用：

- a) 点啮合双圆弧齿形,标注符号为:H;
- b) 渐开线齿形,无标注符号。

4.1.4 平衡方式及代号

游梁式抽油机平衡方式分为：

- a) 游梁平衡,即在游梁上加平衡重的平衡方式,其代号为:Y;
- b) 曲柄平衡,即在曲柄上加平衡重的平衡方式,其代号为:B;
- c) 复合平衡,即同时用两种以上(含两种)平衡的平衡方式,其代号为:F;
- d) 气动平衡,即用气缸平衡的平衡方式,其代号为:Q。

4.1.5 游梁特征及代号

游梁式抽油机的按照游梁特征分为：

- a) 直游梁抽油机,无标注符号;
- b) 弯游梁抽油机,标注符号为:W;
- c) 下偏杠铃抽油机,标注符号为:X;
- d) 调径变距抽油机,标注符号为:T。

4.1.6 选择标注代号

4.1.6.1 驴头的让位方式及代号

游梁式抽油机驴头的让位方式分为：

- a) 上翻式,标注符号为:SF;
- b) 侧转式,标注符号为:CZ;
- c) 上挂式,标注符号为:SG;
- d) 低头式,标注符号为:DT。

4.1.6.2 底座的固定方式及代号

游梁式抽油机底座固定方式分为：

- a) 压杠固定,标注符号为:YG;
- b) 地脚螺栓固定,标注符号为:DJ;
- c) 无基础安装,标注符号为:WJ。

4.1.6.3 原动机形式及代号

游梁式抽油机原动机形式分为：

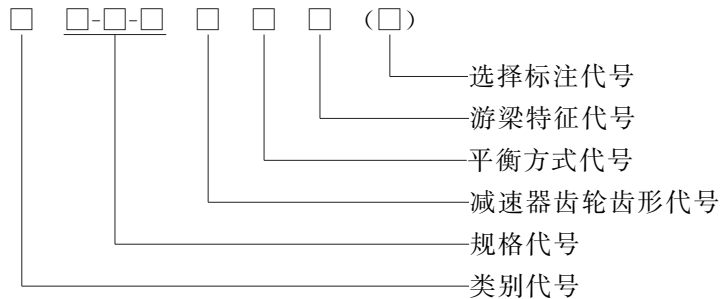
- a) 电动机,无标注符号;
- b) 内燃机,标注符号为:NR。

4.1.6.4 游梁平衡调节动力形式及代号

游梁式抽油机游梁平衡调节的动力形式分为：

- a) 人工调节,无标注符号;
- b) 电驱动调节,标注符号为:DQ;

4.2 型号表示方法



示例: 代号 CYJ8-3-37HFW 表示该抽油机为常规游梁式抽油机,额定悬点载荷为 80 kN,悬点最大冲程为 3 m,减速器额定扭矩为 37 kN·m,采用点啮合双圆弧齿形减速器,复合平衡弯游梁抽油机。

4.3 基本参数

游梁式抽油机基本参数宜符合表 1 的规定,允许有变化、有插值出现,游梁式抽油机典型规格应符合表 2 的规定。

表 1 游梁式抽油机基本参数

额定悬点载荷 ×10 ⁴ N	悬点最大冲程 m	减速器额定扭矩 ×10 ³ N·m
1	0.2	0.73
1.5	0.4	1.2
2	0.6	1.8
2.5	0.8	2.8
3	1.0	4.6
4	1.2	6.5
4.5	1.5	9
5	1.6	13
5.5	1.8	18
6	2.1	26
7	2.5	37
8	3.0	53
9	3.6	73
10	4.2	89
11	4.8	105
12	5.5	125
14	6.0	146
16		178
19		210
21		250
25		295
		356
		420

表 2 游梁式抽油机典型规格

序号	游梁式抽油机规格代号	额定悬点载荷 $\times 10^4$ N	悬点最大冲程 m	减速器额定扭矩 $\times 10^3$ N·m
1	2-0.6-2.8	2	0.6	2.8
2	3-1.2-6.5	3	1.2	6.5
3	3-1.5-6.5		1.5	
4	3-2.1-13		2.1	13
5	4-1.5-9	4	1.5	9
6	4-2.5-13		2.5	13
7	4-3-18		3.0	18
8	5-1.8-13	5	1.8	13
9	5-2.1-13		2.1	
10	5-2.5-18		2.5	18
11	5-3-26		3	26
12	6-2.5-26	6	2.5	
13	8-2.1-18	8	2.1	18
14	8-2.5-26		2.5	26
15	8-3-37		3.0	37
16	10-3-37	10	3.0	37
17	10-3-53		4.2	53
18	10-4.2-53			
19	12-3.6-53	12	3.6	73
20	12-4.2-73		4.2	
21	12-4.8-73		4.8	
22	14-3.6-73	14	3.6	73
23	14-4.8-73		4.8	
24	14-5.5-73		5.5	
25	16-4.8-105	16	4.8	105
26	16-6-105		6.0	
27	19-6-105	19		6.0
28	19-6-146		146	

5 零部件设计要求

5.1 通则

游梁式抽油机的三个基本参数为额定悬点载荷、减速器额定扭矩与最大冲程。额定悬点载荷和减速器额定扭矩是设计抽油机的主要依据,最大冲程决定了抽油机的大致轮廓尺寸。上述三个参数反映

抽油机的能力特性和使用范围,实际作用于抽油机上的最大载荷依据所采用的抽油参数而定,可能等于或低于额定悬点载荷。

设计文件应包括方法、假设、计算和设计要求,设计文件的评审和验证应由除设计本人之外的其他合格人员进行,设计文件自最后一次生产起应保存 10 年,至少应包括以下内容:

- a) 完整的图样、书面的技术规范或标准;
- b) 使用说明书。

5.2 游梁式抽油机结构件

5.2.1 一般要求

本文件只考虑由悬点载荷施加于结构件和/或齿轮减速器上的载荷,未考虑附加在减速器、游梁或者其他结构件上的辅助装置(包括诸如压缩机、冲程增长机构)作用在游梁式抽油机上的附加载荷。应根据使用地区环境温度,进行对游梁式抽油机结构件设计。

5.2.2 除游梁外所有结构件的设计载荷

某个游梁式抽油机结构件上的设计载荷,应是上冲程时曲柄每隔 15°位置时对应的最大悬点载荷。

5.2.3 除游梁、轴承轴、曲柄以外所有结构件的安全系数

承受简单拉伸、压缩及单向弯曲的结构件的安全系数不应小于 3.3。如果在受拉结构件的危险区存在应力集中,则结构件的安全系数不应小于 4。

承受扭转弯曲的结构件的安全系数不应小于 5。

所有起柱的作用的抽油机结构件,作用于柱上的最大载荷(W_2)按照公式(1)计算。

$$W_2 = (aS_y/4) [1 - (S_y/4n\pi^2 E) \cdot (l/r)^2] \dots\dots\dots (1)$$

式中:

W_2 ——作用于柱上的最大载荷,单位为牛顿(N);

a ——横截面面积,单位为平方毫米(mm^2);

S_y ——材料的屈服强度,单位为兆帕(MPa);

n ——端部约束常数,无量纲;

E ——弹性模量,单位为(MPa);

l ——立柱的无支承长度,单位为毫米(mm);

r ——截面的惯性半径,单位为毫米(mm);

l/r ——最大不应超过 90,对于 l/r 等于或小于 30 的柱,可以假设为受简单压缩。

5.2.4 游梁

5.2.4.1 游梁的设计载荷

游梁的额定悬点载荷(W_r)按照公式(2)计算,游梁组成部件见图 1。

$$W_r = f_{cb} \cdot S_x/A \dots\dots\dots (2)$$

式中:

W_r ——额定悬点载荷,单位为牛顿(N);

A ——游梁前臂长度,游梁支承轴中心线与光杆中心线间的距离,单位为毫米(mm);

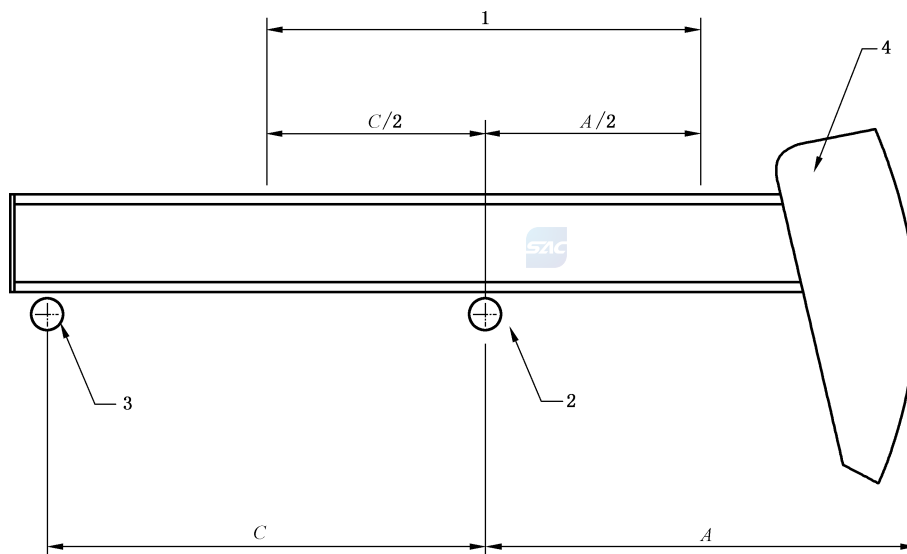
S_x ——游梁的截面模量,单位为立方毫米(mm^3);

f_{cb} ——弯曲时允许的压应力,单位为兆帕(MPa)(最大许用应力见 5.2.4.2)。

公式(2)是以使用单根轧制型钢材的常规游梁结构为基础的,截面模量可以由轧制梁的总截面来确

定,但是,在受拉翼缘的危险区应无孔眼或横向焊缝。(见图 1)

当游梁采用方箱梁等组合焊接构件时,为降低应力集中因素对它的影响,游梁的顶、底板切割边处的表面粗糙度 R_a 值不应大于 $125 \mu\text{m}$,且不应有尖锐刻槽和划痕。



标引序号说明:

- 1——受拉翼缘危险区;
- 2——游梁中轴;
- 3——游梁尾轴;
- 4——驴头;
- A——游梁前臂长度,游梁支承轴中心线与光杆中心线间的距离;
- C——游梁后臂长度,游梁支承轴中心线与横梁轴承中心线间的距离;双驴头型游梁式抽油机游梁后臂长度等于游梁支承轴中心到柔性件与后驴头切点的距离。

图 1 游梁计算模型

5.2.4.2 游梁的最大许用应力及安全系数

5.2.4.2.1 游梁式抽油机游梁材料的屈服强度 (S_y) 不应小于 235 MPa。

5.2.4.2.2 采用标准轧制材料或方箱结构的游梁弯曲时最外端翼缘的最大许用抗拉应力 (f_{tb}) 和最大许用压应力 (f_{cb}) 均为 $S_y/3.3$ 。

5.2.4.2.3 非标准轧制材料梁和组合截面的最大许用抗拉/压应力为 $S_y/4.0$ 。

5.2.4.2.4 对于其横截面与水平中性轴对称的游梁,其危险应力是受扭转和弯曲时下最外端翼缘的最大许用压应力 (f_{cb})。该应力值按照公式(3)计算,并与 5.2.4.2.3 要求的许用应力相比较,取两者中较小者。

$$f_{cb} = \sqrt{EI_y G_\tau J_t / S_x l} \dots\dots\dots (3)$$

式中:

- f_{cb} ——最外端翼缘的最大许用压应力,单位为兆帕(MPa)
- E ——弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- I_y ——弱轴的第二惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);
- G_τ ——剪切弹性模量,单位为兆帕(MPa);

- J_t —— 扭转常数, 单位为四次方毫米(mm^4);
- S_x —— 游梁的截面模量, 单位为立方毫米(mm^3);
- l —— 游梁横向最长的无支撑长度, 单位为毫米(mm)[C 或 A 的较大值(见图 1)];

5.2.5 轴

所有的相对转动或起支承作用的轴,其许用应力应符合 5.3.4.3.1 的要求。

5.2.6 悬绳器

驴头用钢丝绳的安全系数不应小于 5,计算时以钢丝绳的破断强度为依据。悬绳器承载件的安全系数应符合 5.2.3 的要求。

5.2.7 驴头

驴头在游梁上的安装应牢靠,在上部抽油杆断脱或其他突然的载荷变化情况下不致掉落。

5.2.8 曲柄

在曲柄上施加全部组合应力的情况下,曲柄的安全系数不应小于 6.67。

5.2.9 结构轴承

5.2.9.1 滚动轴承

对于摆动或转动轴承,轴承载荷比(R_1)按照公式(4)计算。

$$R_1 = kC_b/W_1 \dots\dots\dots(4)$$

式中:

- R_1 —— 轴承载荷比,无量纲;
- k —— 轴承的额定值系数;当轴承的速度额定值为 33.3 r/min 及运转时间为 500 h, $k=1.0$;当轴承的速度额定值为 500 r/min 及运转时间为 3 000 h, $k=3.86$;
- C_b —— 轴承生产厂规定的轴承的基本额定动载荷,单位为牛顿(N);
- W_1 —— 作用于轴承上的最大载荷,单位为牛顿(N)。

对于仅做摆动的轴承, R_1 值不应小于 2.0;对于转动轴承, R_1 不应小于 2.25。

5.2.9.2 滑动轴承

滑动轴承的设计应根据现有的试验数据及油田经验来完成,其性能应能与在同样工作载荷及速度下的滚动轴承的性能相当。

5.2.10 制动装置

游梁式抽油机的制动装置应具有足够的制动能力,能承受曲柄在任何位置、在抽油机允许的最大平衡力矩条件下所施加的扭矩。游梁式抽油机在正常工作条件下突然与抽油杆柱脱开时制动装置应能将抽油机停住。游梁式抽油机制动装置应配备安全挂钩。

注:游梁式抽油机的制动装置并不是用来作为安全制动的,只是用于工作中的制动。当在抽油机上或其周围进行作业或维修时,需要用链条或其他可接受的办法将曲柄及平衡重固定在某个位置。

5.3 减速器

5.3.1 通则

所有零部件承受的载荷取决于游梁式抽油机结构的几何性质及其额定载荷,在设计游梁式抽油机减速器时宜考虑工作时所遇到的异常外载。本文件确定的减速器额定扭矩的方法及影响仅限适用于游梁式抽油机的单级及多级减速器,减速器输出轴设计转速应符合表 3 的规定,同时宜考虑减速器输出轴在低速运转时对润滑因素的影响。

表 3 减速器参数

减速器输出轴设计转速 r/min	减速器额定扭矩 $10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$
20	≤ 37
16	53
	73
15	89
	105
14	125
	146
13	178
	210
11	250
	295
	365
	420

5.3.2 渐开线齿轮减速器

5.3.2.1 一般要求

减速器额定扭矩是通过公式(5)、公式(18)和公式(26)计算出的额定抗点蚀扭矩、额定抗弯扭矩和额定静扭矩中的最小值。某个尺寸已定的游梁式抽油机齿轮减速器按本文件所规定的计算方法算出的扭矩宜尽可能接近(但不能低于)表 1 中相应的规格。

表 4 和表 5 中的 S_{ac} 和 S_{at} 是基于一般黑色金属材料制造的惯用方法,材料的硬度、抗拉强度和微观组织是许用应力的关键,制造齿轮的材料和后续热处理工艺应满足表 4 和表 5 中所给的应力值。

5.3.2.2 额定抗点蚀扭矩

渐开线齿轮以抗点蚀能力为基础的减速器输出轴传递许用扭矩(T_{ac})按照公式(5)计算。

$$T_{ac} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \dots \dots \dots (5)$$

式中:

T_{ac} ——以抗点蚀能力为基础的减速器输出轴传递许用扭矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

C_1 ——点蚀速度系数,见公式(6);

C_2 ——点蚀接触宽度系数,见公式(9);

C_3 ——外斜齿轮点蚀应力系数,见公式(12)。

点蚀速度系数(C_1)按照公式(6)计算。

$$C_1 = n_p d_e^2 C_5 / 2\,000 n_0 \dots\dots\dots (6)$$

式中:

n_p ——小齿轮转速,单位为转每分(r/min);

n_0 ——减速器输出轴转速,单位为转每分(r/min);

d_e ——加大的小齿轮工作节圆直径,等于小齿轮的外径减去两倍的标准齿顶高,单位为毫米(mm);

C_5 ——抗点蚀速度系数,无量纲;

n_0 ——减速器输出轴转速,等于抽油机冲次,单位为转每分(r/min)。

抗点蚀速度系数(C_5)按照公式(7)计算。

$$C_5 = 78 / (78 + \sqrt{200 v_t}) \dots\dots\dots (7)$$

式中:

v_t ——节圆线速度,单位为米每秒(m/s)。

节圆线速度 v_t 按照公式(8)计算。

$$v_t = \pi \cdot d \cdot n_p / 60\,000 \dots\dots\dots (8)$$

式中:

d ——小齿轮工作节圆直径,单位为毫米(mm)。

点蚀接触宽度系数(C_2)按照公式(9)计算。

$$C_2 = F \cdot k_h / C_m \dots\dots\dots (9)$$

式中:

F ——齿轮副中最窄的净齿面宽度,对于人字齿轮或双斜齿轮,净齿面宽度是每个斜齿宽度之和,单位为毫米(mm);

k_h ——热处理变形系数,无量纲;齿轮未进行硬化处理,则 $k_h = 1.0$;一对齿轮中的任意一个齿轮在切齿后进行了硬化处理,则 $k_h = 0.95$;一对齿轮在切齿后都进行了硬化处理, $k_h = 0.9$;

C_m ——抗点蚀载荷分布系数,无量纲。

抗点蚀载荷分布系数(C_m)按照公式(10)和公式(11)计算,当 $F \leq 406$ mm 时,也可由图 2 查得。

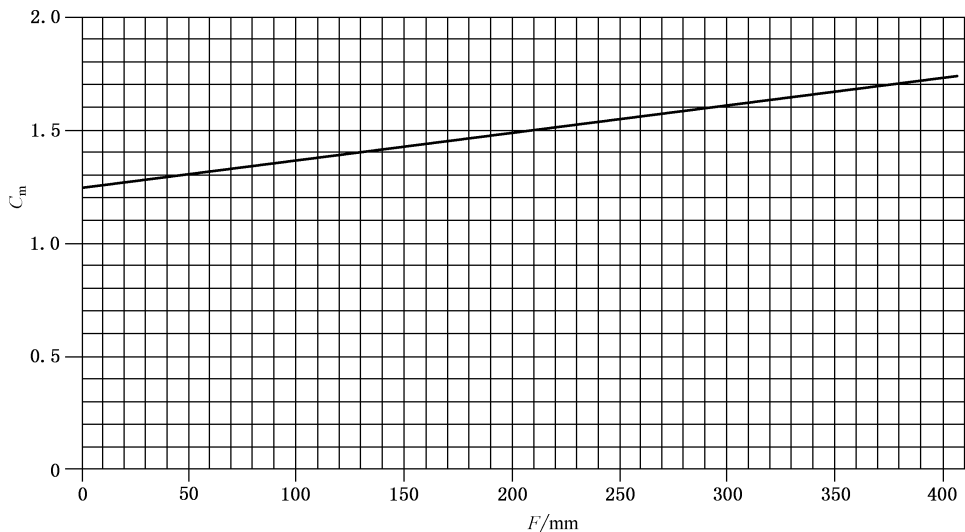


图 2 热处理控制合格的斜齿轮和人字齿轮的载荷分布系数(C_m)

$$C_m = 1.24 + 0.001\ 23F \quad F \leq 406 \text{ mm} \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$C_m = 0.039\ 4F / (0.017\ 7F + 2.0) \quad F > 406 \text{ mm} \quad \dots\dots\dots(11)$$

外斜齿轮的点蚀应力系数(C_3)按照公式(12)计算。

$$C_3 = 0.225 [N_g / (N_g + N_p)] \cdot (S_{ac} / C_p)^2 \quad \dots\dots\dots(12)$$

式中:

N_g ——大齿轮的齿数,无量纲;

N_p ——小齿轮的齿数,无量纲;

S_{ac} ——最大许用接触应力,单位为兆帕(MPa);

C_p ——弹性系数,无量纲;应在表 6 选取。

最大许用接触应力(S_{ac})可由图 3 或表 4 中得出,也可按照公式(13)计算。

$$S_{ac} = 176.5 + 2.379HB_g \quad \dots\dots\dots(13)$$

式中:

HB_g ——大齿轮齿面的布氏硬度,无量纲。

调质钢大齿轮与小齿轮配合的最小布氏硬度组合推荐在表 7 选取。

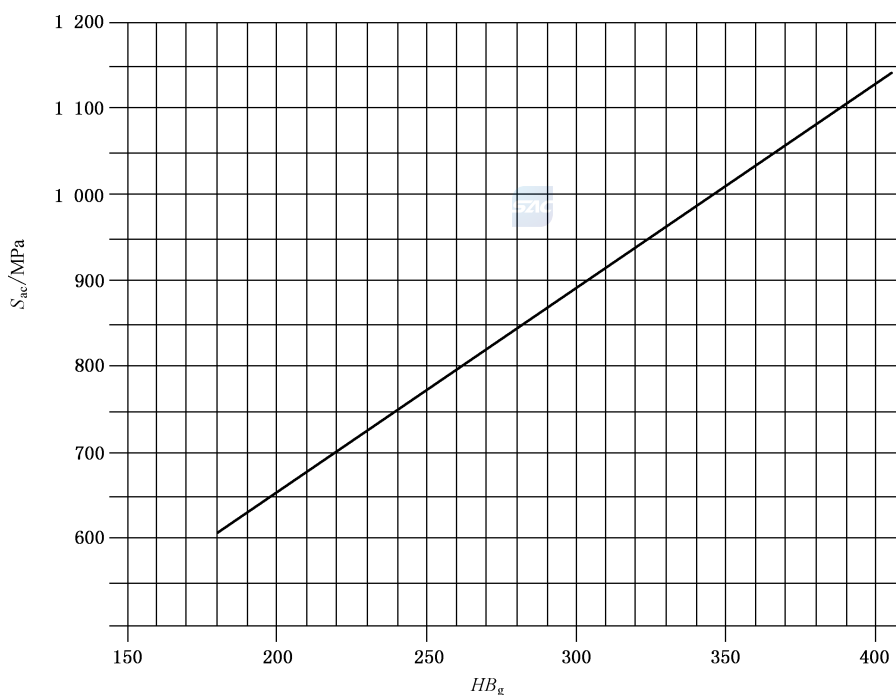


图 3 通过调质处理后斜齿轮和人字齿轮的最大许用接触应力(S_{ac})

通过公式(12)得到的 C_3 为齿轮设计的最小值。更精确的 C_3 值可按照公式(14)计算。

$$C_3 = I_p (S_{ac} / C_p)^2 \quad \dots\dots\dots(14)$$

式中:

I_p ——抗点蚀(磨损)几何系数,无量纲;

抗点蚀(磨损)几何系数(I_p)按照公式(15)计算(接触比不小于 1)。

$$I_p = \frac{\cos\phi_t \sin\phi_t}{2} \cdot \frac{N_g}{N_g + N_p} \cdot \frac{L_{min}}{F} \quad \dots\dots\dots(15)$$

式中:

ϕ_t ——横向工作压力角,单位为度($^\circ$);

L_{\min} ——接触区内接触线最小总长度,单位为毫米(mm);

横向工作压力角(ϕ_t)按照公式(16)计算。


$$\phi_t = \tan^{-1}(\tan\phi_n / \cos\psi_g) \dots\dots\dots(16)$$

式中:

ϕ_n ——法向工作压力角,单位为度(°);

ψ_g ——工作螺旋角,单位为度(°)。

表 4 最大许用接触应力(S_{ac})(适用于非调质钢齿轮)

材料名称	材料牌号	热处理工艺	表面最低硬度	S_{ac} MPa
钢	—	火焰或感应淬火 ^a	50 HRC 54 HRC	1 170 1 205
	—	渗碳及表面淬火 ^b	55 HRC 60 HRC	1 240 1 380
	42CrMo 40CrNiMo	氮化 ^c	48 HRC 46 HRC	1 070 1 070
铸铁	HT100 HT150 HT250	铸造状态	— 175 HB 200 HB	 395 480 550
球墨可锻铸铁	QT400-18 QT600-3 QT700-2 QT800-2 QT900-2	退火 淬火回火 淬火回火 淬火回火 淬火回火	140 HB 180 HB 230 HB 270 HB 300 HB	为具有相同硬度钢材的 S_{ac} 值的 90%~100% ^d (见图 3)
珠光体可锻铸铁	—	— — — —	165 HB 180 HB 195 HB 240 HB	470 510 545 615

^a 用于火焰或感应淬火的最小有效层深度,见图 7。
^b 渗碳的最小表面深度,见图 9。
^c 渗氮的最小表面深度,见图 10。
^d 视制造厂的控制冶金过程而定的球墨铸铁的最高许用应力。

表 5 许用弯曲疲劳应力(S_{at})(适用于非调质钢齿轮)

材料名称	材料牌号	热处理工艺	表面最小硬度 ^a	S_{at} MPa
钢	—	火焰或感应淬火 ^b	50~54 HRC	264
	—	渗碳及表面淬火 ^c	55 HRC 60 HRC	325 325
	42CrMo 40CrNiMo	氮化 ^d	48 HRC 46 HRC	200 215

表 5 许用弯曲疲劳应力(S_{at})(适用于非调质钢齿轮)(续)

材料名称	材料牌号	热处理工艺	表面最小硬度 ^a	S_{at} MPa
铸铁	HT100	铸造状态	—	30
	HT150		175 HB	50
	HT250		200 HB	75
球墨可锻铸铁	QT400-18	退火	140 HB	具有相同硬度的钢材 S_{at} 值的 90%~100% ^e
	QT600-3	淬火回火	180 HB	
	QT700-2	淬火回火	230 HB	
	QT800-2	淬火回火	270 HB	
	QT900-2	淬火回火	300 HB	
珠光体可锻铸铁	—	—	165 HB	60
	—	—	180 HB	75
	—	—	195 HB	95
	—	—	240 HB	125

^a 渗氮齿轮轮芯的硬度最低应达到 300 HB。表面硬化和经磨削的齿轮及小齿轮的轮芯硬度列在制造厂的齿轮减速器数据表中(见表 E.6)。

^b 最低火焰或感应淬火硬化模式可见图 7 和图 8,图 8a)方式只局限于径节(或模数)不大于 5 的齿轮,要获得正确的硬化层形式,工艺控制很重要。对于这种形式应予以仔细考察,因为其残余应力小于图 8b)形式的残余应力,齿轮的变形和韧性差会降低许用应力。

^c 渗碳的最小表面深度,见图 9。

^d 渗氮的最小表面深度,见图 10。

^e 视制造厂的控制冶金过程而定的球墨铸铁的最高许用应力。

表 6 不同材料大、小齿轮组合的弹性系数(C_p)

小齿轮材料名称和材料弹性模量 E_p		大齿轮材料名称和弹性模量 E_g			
材料名称	材料弹性模量 MPa	钢 2.06×10^5 MPa	可锻铸铁 1.72×10^5 MPa	球墨铸铁 1.65×10^5 MPa	铸铁 1.51×10^5 MPa
钢	2.06×10^5	191	181	179	174
可锻铸铁	1.72×10^5	181	174	172	168
球墨铸铁	1.65×10^5	179	172	170	166
铸铁	1.51×10^5	174	158	166	163

表 7 调质钢大齿轮与小齿轮配合的最小布氏硬度组合

大齿轮齿面的布氏硬度 HB_g	180	210	225	240	255	270	285	300	325	350	375
小齿轮齿面布的氏硬度 HB_p	210	245	265	280	295	310	325	340	365	390	415

对于轴向重合度为 2(也可放宽到 1)或更大的斜齿轮, L_{min}/F 的值按照 公式(17)计算。

$$L_{min}/F = 0.95Z/p_N \dots\dots\dots(17)$$

式中：

Z ——在横向平面内的作用线长度,单位为毫米(mm)；

p_N ——法向基圆节距,单位为毫米(mm)。

5.3.2.3 额定抗弯扭矩

斜齿轮及人字齿轮以抗弯强度为基础的减速器输出轴传递许用扭矩(T_{at})按照公式(18)计算。

$$T_{at} = K_1 \cdot K_2 \cdot S_{at} \cdot K_4 \quad \dots\dots\dots (18)$$

式中：

T_{at} ——以抗弯强度为基础的减速器输出轴传递许用扭矩,单位为牛米(N·m)；

K_1 ——弯曲速度系数,无量纲；

K_2 ——弯曲接触系数,无量纲；

S_{at} ——许用弯曲疲劳应力,单位为兆帕(MPa)；

K_4 ——弯曲几何系数,无量纲。

许用弯曲疲劳应力(S_{at}),由图 4 或表 5 得出,由图 4 查得的 S_{at} 也可按照公式(19)计算。

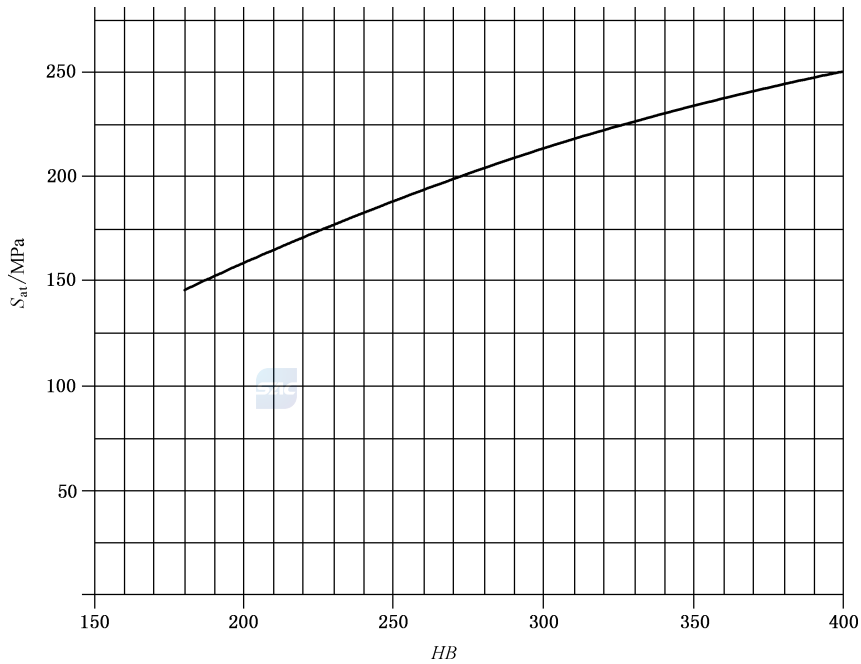


图 4 通过调质处理的钢齿轮的许用弯曲疲劳应力(S_{at})

$$S_{at} = 0.979 HB - 8.96 \times 10^{-4} HB^2 \quad \dots\dots\dots (19)$$

式中：

HB ——布氏硬度,无量纲。

弯曲速度系数(K_1)按照公式(20)计算。

$$K_1 = n_p d K_5 / 2\ 000 n_0 \quad \dots\dots\dots (20)$$

式中：

n_p ——小齿轮转速,单位为转每分(r/min)；

d ——小齿轮工作节圆直径,单位为毫米(mm)；

K_5 ——抗弯速度系数,无量纲；

抗弯速度系数 K_5 按照公式(21)计算。

$$K_5 = \sqrt{78 / (78 + \sqrt{200v_t})} \quad \dots\dots\dots (21)$$

式中:

v_t ——节圆线速度,单位为米每秒(m/s)。

弯曲接触系数(K_2)按照公式(22)计算。

$$K_2 = Fk_h / K_m \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中:

k_h ——热处理变形系数,无量纲; k_h 的取值与按照公式(9)计算时取值保持一致;

K_m ——斜齿轮载荷分布系数,无量纲。

斜齿轮载荷分布系数(K_m)按照公式(23)或公式(24)计算。当 $F \leq 406$ mm 时,也可由图 5 查出。

$$K_m = 1 / (0.872 - 6.93 \times 10^{-4} F) \quad F \leq 406 \text{ mm} \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$K_m = 1.7 \quad F > 406 \text{ mm} \quad \dots\dots\dots (24)$$

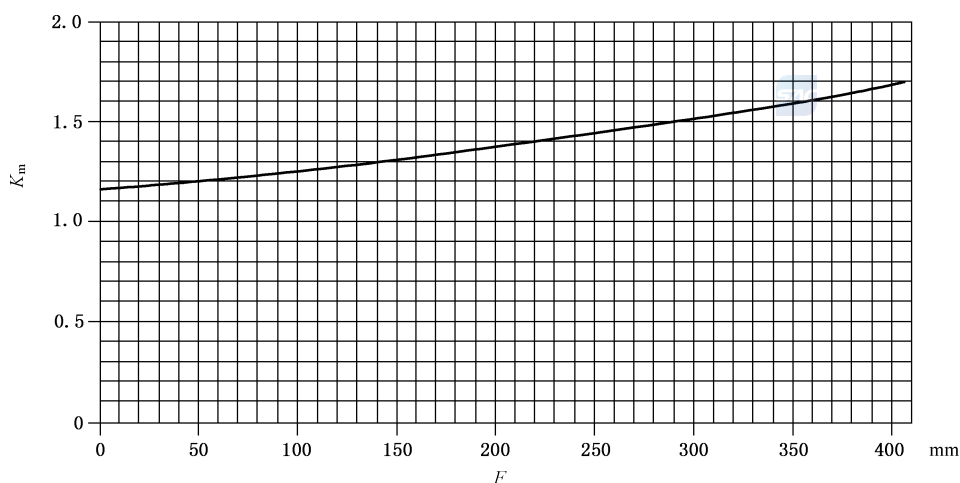


图 5 斜齿轮载荷分布系数(K_m)

弯曲几何系数(K_4)按照公式(25)计算。

$$K_4 = J_b \times m_n / \cos\psi_g \quad \dots\dots\dots (25)$$

式中:

J_b ——弯曲强度几何系数,无量纲;取值应符合 AGMA 908-B89 的规定;

m_n ——齿轮法向模数,单位为毫米(mm);

ψ_g ——工作螺旋角,单位为度($^\circ$)。

小齿轮及大齿轮的抗弯强度都要计算,取其中较低者作为齿轮副的额定抗弯强度。

5.3.2.4 额定静扭矩

齿轮减速器的额定静扭矩不应小于减速器铭牌上额定扭矩的 5 倍。当抽油机的工况恶劣时,额定静扭矩的安全系数要适当加大。

大齿轮或小齿轮的许用静扭矩($T_{as,i}$)按照公式(26)计算。

$$T_{as,i} = (D/2\ 000) \cdot (J_b \cdot m_n / \cos\psi_g) \cdot (F/K_{ms}) \cdot S_{ay} \cdot K_y \quad \dots\dots\dots (26)$$

式中:

$T_{as,i}$ ——大齿轮或小齿轮的许用静扭矩,单位为牛米($N \cdot m$);

注 1: $T_{as,1}$ 是第一级减速; $T_{as,2}$ 是第二级减速; $T_{as,n}$ 是第 n 级减速。

注 2: 减速器输出轴扭矩 $T_{as,2} = T_{as,i+1} = T_{as,i} \cdot m_{gi+1}$ 。

D ——大齿轮的工作节圆直径,单位为毫米(mm);

K_{ms} ——静扭矩载荷分布系数,无量纲;

K_y ——屈服强度系数,无量纲;应符合表 8 的规定;

大齿轮或小齿轮材料的许用屈服应力 S_{ay} ,对于钢及球墨铸铁材料(S_{ay})由图 6 查出,更精确值宜按照公式(27)计算。对于表面硬化(火焰、感应、氮化、渗碳)材料,采用制造厂的数据表 E.6 中的芯部硬度来确定屈服应力。

$$S_{ay} = 3.323HB - 226 \quad \dots\dots\dots(27)$$

静扭矩载荷分布系数 K_{ms} 按照公式(28)和公式(29)计算。

$$K_{ms} = 5.67 \times 10^{-4}F + 1.07 \quad F \leq 406 \text{ mm} \quad \dots\dots\dots(28)$$

$$K_{ms} = 1.3 \quad F > 406 \text{ mm} \quad \dots\dots\dots(29)$$

抽油机渐开线齿轮减速器齿轮组额定扭矩计算示例见附录 A。

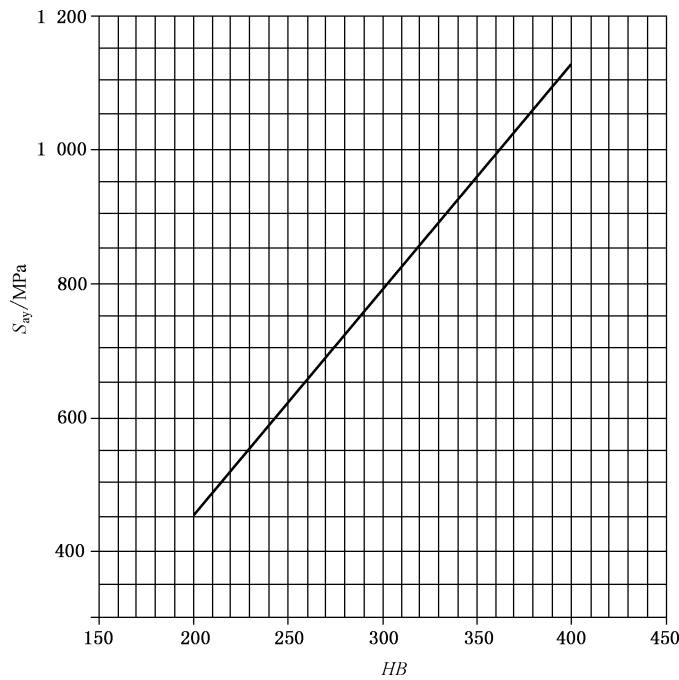


图 6 钢及球墨铸铁的许用屈服应力(S_{ay})

表 8 屈服强度系数(K_y)

材料名称(热处理工艺)	K_y
钢(整体淬火)	1.0
球墨铸铁	1.0
钢(火焰淬火或感应淬火)	0.85
钢(渗碳)	1.20
钢(氮化)	0.85
铸铁	0.75
可锻铸铁	1.0

5.3.2.5 残余应力

任何表面硬度与芯部硬度有差别的材料都有残余应力。如果处理妥善,这些应力就以压应力形式出现,会加强齿轮轮齿的抗弯强度。喷丸硬化、表面渗碳、渗氮、感应淬火都是在轮齿表面产生残余压应力的常用方法。

在热处理后磨削轮齿表面会降低残余压应力,磨削齿根的圆角区域会使齿根产生拉应力。在磨削过程中应避免在显微结构上产生变化,在磨削之后使用喷丸硬化以确保存在残余压应力。

5.3.2.6 硬化层深度

5.3.2.6.1 有效硬化层深度和最小有效硬化层深度

有效硬化层深度定义为洛氏硬度不低于 50 HRC 的硬化层深度。最小有效硬化层深度(h_e)是(m_n)的函数,其定义是零件表面下其洛氏硬度降到 50 HRC 或者比表面硬度低 5 点的深度值中的小值。

5.3.2.6.2 火焰淬火和感应淬火齿轮

对于火焰淬火和感应淬火的齿轮,最小有效硬化层深度(h_e)由图 7 查出,更精确数值应按照公式(30)计算。

$$h_e = 0.176\ 77 \times m_n^{1.124\ 81} \dots\dots\dots (30)$$

式中:

h_e ——最小有效硬化层深度,单位为毫米(mm)。

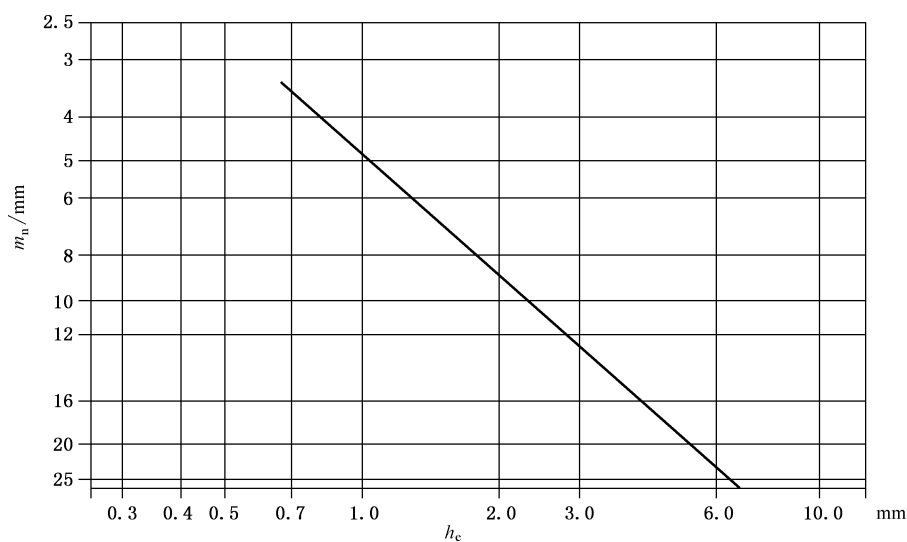


图 7 火焰淬火或感应淬火齿轮的最小有效硬化层深度(h_e)



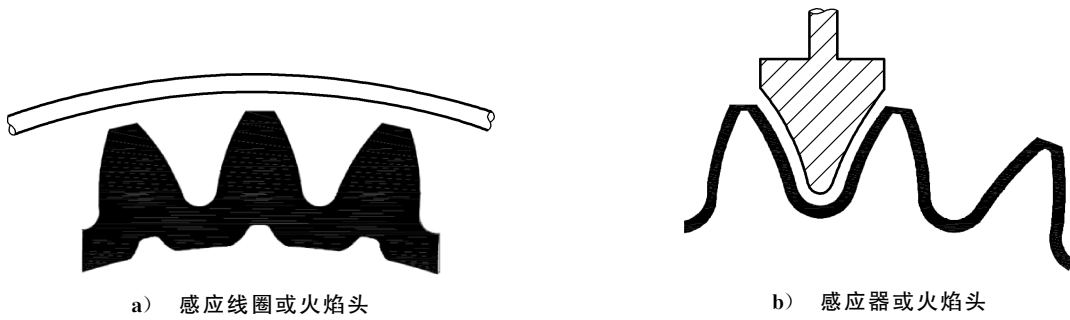


图 8 轮齿的火焰淬火和感应淬火形式

5.3.2.6.3 渗碳齿轮

渗碳齿轮的最小有效硬化层深度应在公式(31)和公式(32)定义的范围之内,见图 9:

$$h_{e,1} = 0.188m_n^{0.861\ 05} \dots\dots\dots(31)$$

$$h_{e,2} = 0.176\ 77m_n^{1.124\ 81} \dots\dots\dots(32)$$

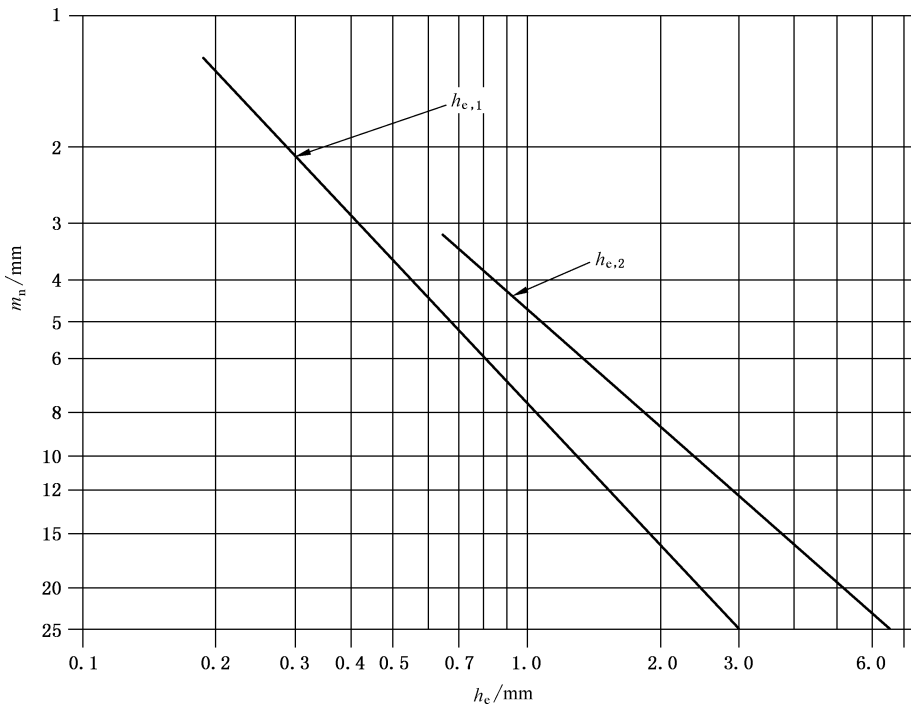


图 9 渗碳齿轮有效硬化层深度(h_e)

注:有效硬化层深度的定义是零件表面下其洛氏硬度降到 50 HRC 的深度,硬化层总深度约等于 1.5 乘以有效硬化层。

5.3.2.6.4 渗氮齿轮

渗氮齿轮的最小总硬化层深度(h_c)按照公式(33)和公式(34)计算,见图 10。

$$h_{c,1} = 1.099\ 555\ 8 - 6.245\ 89m_n^{-1} + 19.694\ 8m_n^{-2} - 28.292\ 1m_n^{-3} + 14.496\ 4m_n^{-4} \dots\dots\dots(33)$$

式中：

h_c ——最小总硬化层深度，单位为毫米(mm)。

$$h_{c,2} = 1.676\ 63 - 10.466\ 0m_n^{-1} + 34.308\ 1m_n^{-2} - 49.013\ 3m_n^{-3} + 24.650\ 3m_n^{-4} \dots\dots\dots(34)$$

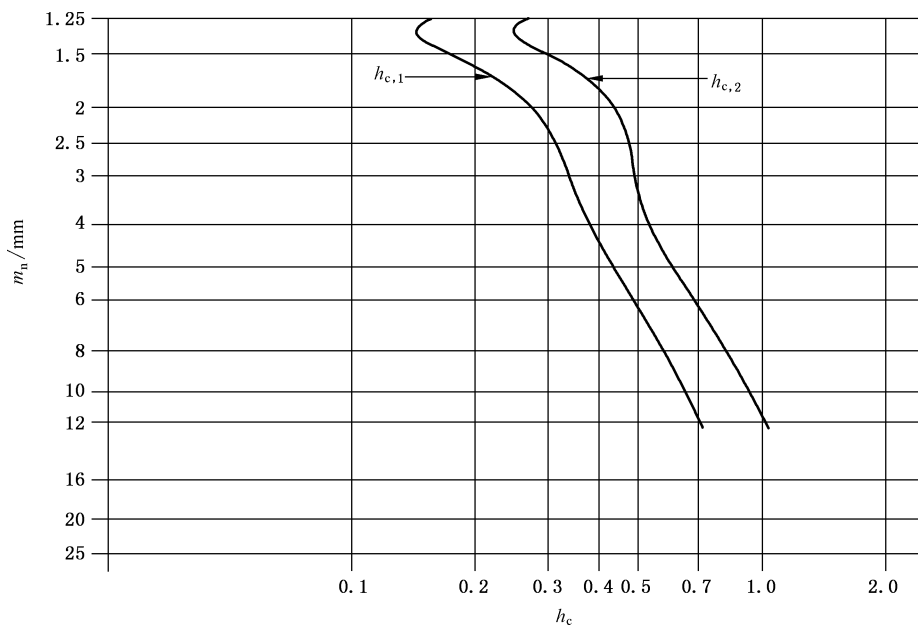


图 10 渗氮齿轮的最小总硬化层深度(h_c)

5.3.3 双圆弧齿轮减速器

双圆弧圆柱齿轮齿面接触强度和轮齿弯曲强度计算应符合 GB/T 13799 的规定，大齿轮和小齿轮硬度组合应符合表 7 的规定。

5.3.4 零部件

5.3.4.1 壳体

壳体应有足够的刚度，能在最大齿轮载荷及结构载荷下保证轴的位置，其结构型式不限。

5.3.4.2 轴承

5.3.4.2.1 滑动轴承

在设计滑动轴承时，应使在额定扭矩时的实际载荷(内载荷及外载荷)下轴承投影面积上的压力不超过 5.2 MPa。

5.3.4.2.2 滚动轴承

滚动轴承应根据制造厂的推荐进行选择，在额定扭矩及额定转速时的实际载荷(内载荷及外载荷)下， L_{10} 寿命不低于 36 000 h。

5.3.4.3 轴

5.3.4.3.1 许用应力

对于钢轴,其最大扭转应力($f_{s,t}$)及最大弯曲应力($f_{s,b}$)均不应超过图 11 中所示的值(在抽油机的额定扭矩下)。这些许用应力的极限值考虑了由键槽、台肩、槽等引起的有效应力集中系数不超过 3.0 的情形。如果有效应力集中系数超过 3.0(考虑到缺口敏感性)、采用压力装配或变形异常大时,则需要详细的分析。

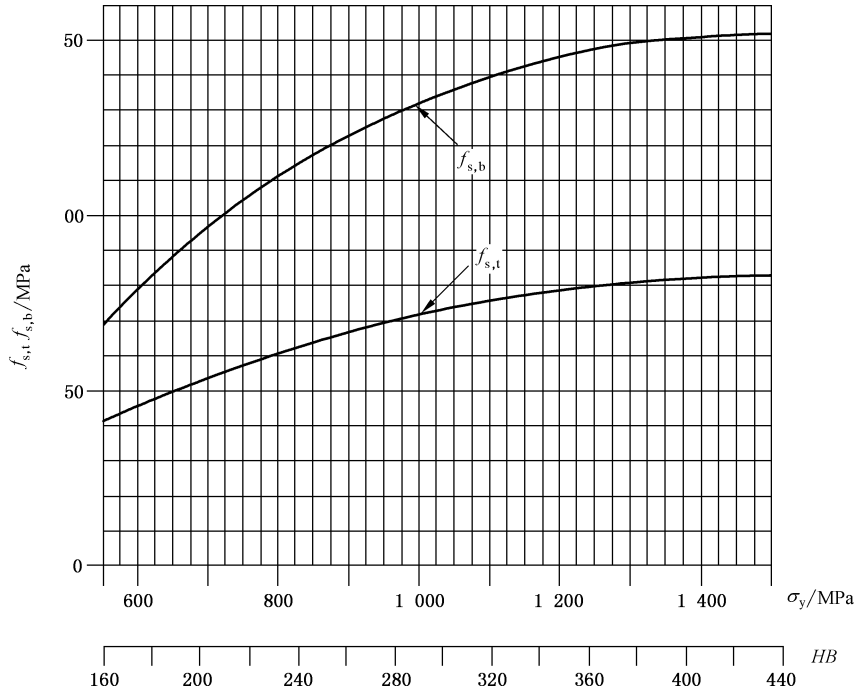


图 11 轴的许用应力

5.3.4.3.2 变形

为保证轮齿及轴承的良好接触,无论应力多大,都应分析轴的变形,以保证达到所要求的齿接触状况,从而保证计算齿轮额定值时所用系数 C_m 和 K_m 的正确性。

5.3.4.4 键

键的剪切及挤压应力分别按照公式(35)和公式(36)计算。

$$s_s = \frac{2T_t \times 10^3}{d_s \cdot w \cdot L} \dots\dots\dots (35)$$

$$S_c = \frac{2T_t \times 10^3}{d_s \cdot h_1 \cdot L} \dots\dots\dots (36)$$

式中:

S_s ——键的剪切应力,单位为兆帕(MPa),取值应符合表 9 的规定;

S_c ——键的挤压应力,单位为兆帕(MPa),取值应符合表 9 的规定;

T_t ——轴传递的扭矩,单位为牛米(N·m);

d_s ——轴的直径(对于锥轴采用平均直径),单位为毫米(mm);

- w —— 键的宽度,单位为毫米(mm);
 L —— 键的长度,单位为毫米(mm);
 h_1 —— 键埋入轴或毂上键槽中的深度(当轴及毂槽深度不同时,取较小者),单位为毫米(mm)。

表 9 键的许用应力

键的硬度 HB	许用剪切应力 MPa	许用挤压应力 MPa
—	68.9	138
225~265	103.4	207
265~305	138	276
310~360	207	345

在减速器额定峰值扭矩条件下键的最大许用应力应符合表 9 的规定。表 9 中所列的许用应力值是在假设不采用过盈配合条件下键承担全部载荷时确定的,当使用其他连接方法时,则应进行详细的应力分析。

5.3.4.5 紧固件

5.3.4.5.1 应力

紧固件的应力仅考虑在减速器额定扭矩下所产生的力。

螺纹紧固件(螺栓、双头螺栓、螺母等)的拉伸面积上的最大许用应力不应超过表 10 给出的值。

表 10 紧固件最大的许用拉伸应力

紧固件性能等级	紧固件螺纹公称直径 D_m mm	硬度 HB	保证应力 MPa	抗拉强度 MPa	最大许用拉伸应力 MPa
4.6	$\geq 5 \sim 36$	114~209	225	400	68
4.8	$\geq 1.6 \sim 16$	124~209	310	420	93
5.6	$\geq 1.6 \sim 36$	147~209	280	500	84
5.8	$\geq 5 \sim 24$	152~209	380	520	114
6.8	$\geq 3 \sim 20$	181~238	440	600	132
8.8	≤ 16	245~316	580	800	117
8.8	$> 16 \sim 36$	250~331	600	830	180
9.8	$\geq 1.6 \sim 16$	286~355	650	900	195
10.9	$\geq 5 \sim 36$	316~375	830	1 040	250
12.9	$\geq 1.6 \sim 36$	380~429	970	1 220	290

注:表中所列的最大许用拉伸应力值,是基于紧固件的扭矩在拉伸面积上所产生的预载荷为保证应力的 75% 情况下,并且是以在 2.5 倍额定峰值扭矩条件下,防止联接件开裂为依据得到的。如使用试验或经验数据,数据需要大于上述百分比。

螺纹紧固件拉伸面积(A_t)按照公式(37)计算。

$$A_t = 0.785 (D_m - 0.938p)^2 \quad \dots\dots\dots (37)$$

式中：

A_t —— 螺纹紧固件拉伸面积，单位为平方毫米(mm^2)；

D_m —— 紧固件螺纹公称直径，单位为毫米(mm)；

p —— 螺距，单位为毫米(mm)。

5.3.4.5.2 预拉伸载荷

螺栓、双头螺柱或螺钉等的预拉伸载荷应等于材料屈服强度的 70% (以螺栓受拉面积计算)。

5.3.4.6 特殊密封件及通气装置

由于游梁式抽油机是在户外恶劣条件下工作，因此应配备为这些条件而设计的密封件及通气装置。

5.4 安全防护装置

抽油机安全防护装置的设计应符合 SY/T 6518 的要求。

6 整机及其零部件制造的技术要求

6.1 通则



6.1.1 除本文件做出规定外，碳素钢和普通合金钢铸件、灰铸铁件、球墨铸铁件、锻件、焊接件、机械加工、装配、涂漆和包装等其他要求应符合相应技术标准。

6.1.2 焊缝应成形均匀、平整，无目视可见裂纹、烧穿、咬边、夹渣、弧坑和间断等缺陷。应将焊缝处焊渣和金属飞溅等异物清除干净。

6.1.3 铸件质量不应有影响游梁式抽油机外观质量和降低强度的缺陷，减速器铸造齿轮轮缘上的疏松、缩孔及成型面上的缺陷不应补焊，减速器箱体上不应有导致渗漏现象的缺陷。

6.1.4 外露螺栓应整齐，外露螺栓高出螺帽端面 2 个~3 个螺距。

6.1.5 涂漆应均匀，色泽光亮，漆面平整；无裂纹、无流挂、无气泡、无自然脱落现象；无漏漆。

6.1.6 同一种型号的游梁式抽油机，其安装尺寸、主要零件宜能互换，安装尺寸、主要零件配合尺寸见附录 B。

6.1.7 游梁式抽油机原动机类型和功率的选择见附录 C。

6.2 重要连接要求

6.2.1 在使用楔键时，连接曲柄与减速器输出轴的楔键上、下接触面积均不应小于 80%，并且每平方米上均应有接触斑点。

6.2.2 曲柄上的曲柄销连接孔与减速器输出轴连接孔之间范围内及该两孔周围应无影响强度的缺陷。

6.2.3 悬绳器与钢丝绳的连接强度应进行型式试验验证。

6.2.4 双驴头型游梁式抽油机用驱动绳预制头与钢丝绳连接强度应进行型式试验验证。

6.2.5 采用两根或多根钢丝绳作一组悬绳时(含双驴头型游梁式抽油机的后驱动绳)，在其承受额定工作载荷 25% 的拉力时所测出的钢丝绳长度偏差，不应大于绳长的 0.05%。

6.2.6 曲柄销锥面与锥套或曲柄锥面接触面积接触面积不少于 80%。

6.3 减速器

6.3.1 减速器箱体与箱盖合箱后，边缘应平齐。相互错位每边不应大于总长的 1.5%。

6.3.2 减速器箱体与箱盖自由结合后,应用 0.05 mm 塞尺检查剖分面接触的密合性,塞尺塞入深度不应大于剖分面宽度的三分之一。

6.3.3 减速器的双圆弧齿轮精度按 GB/T 15753 中的 8-8-7 级制造;渐开线齿轮精度按 GB/T 10095 (所有部分)中的 8-8-7 级制造。

6.3.4 对于圆柱齿轮传动的减速器,每对齿轮的齿面硬度组合应符合表 7 的规定,且大小齿轮齿面硬度差应在 30 HB~60 HB 范围内。

6.3.5 减速器在空载试验后应检查齿轮副接触迹线偏差、接触斑点面积和齿侧间隙,点啮合双圆弧齿轮按 GB/T 15753 的规定检验、渐开线齿轮按 GB/T 10095(所有部分)的规定检验。

6.3.6 减速器应在加载试验后进行检验,检验结果应符合以下要求:

- a) 轴承温升不超过 40 °C,油池温升不超过 15°C,并且最高温度均不超过 70 °C;
- b) 各密封处、接合处无漏油、渗油现象;
- c) 运转应平稳,无冲击、振动和异常的响声;
- d) 齿轮齿面无破坏性点蚀。

6.3.7 减速器内应清洁无杂物,出厂前检查排出的残存杂物质量不应超过表 11 的规定值。

表 11 残存杂物质量

减速器总中心距 mm	≤650	>650~1 000	>1 000~1 200	>1 200
残存杂物质量 mg	400	1 000	1 600	2 000

6.3.8 对于表面没有经过全部机械加工的带轮,应做带轮静平衡试验,其不平衡力矩不应大于按照公式(38)计算的值。

$$M_e = m_e \times g \times e \times 10^{-3} \quad \dots\dots\dots(38)$$

式中:

M_e ——允许带轮的最大不平衡力矩,单位为牛米(N·m);

m_e ——带轮质量,单位为千克(kg);

e ——允许带轮偏心距,单位为毫米(mm)。

带轮在不同转速下允许偏心距应不超过表 12 的规定。

表 12 允许带轮偏心距

带轮转速 r/min	≤300	>300~500	>500~700	>700~900	>900
允许偏心距 mm	0.55	0.38	0.26	0.18	0.10

6.4 游梁式抽油机关键零件

游梁式抽油机关键零件的技术要求应符合表 13 的规定。

表 13 关键零件的检验项目

序号	关键零件	检验项目	技术要求
1	减速器输入轴	材料的力学性能 热处理硬度 金相组织	1. 材料的力学性能和热处理硬度均不应低于设计图样规定。 2. 对金相组织的要求： a) 轴、销及软齿面钢齿轮要求调质处理，热处理后金相组织为回火索氏体； b) 软齿面齿轮如果采用球墨铸铁、可锻铸铁等材料，可通过正火、等温淬火、淬火加回火等热处理工艺使其达到力学性能要求，热处理后金相组织为：珠光体、回火索氏体、下贝氏体等，由于材料特性，允许有一定量的碎块铁素体、团絮状石墨组织； c) 硬齿面钢齿轮热处理后表面金相组织为马氏体或回火马氏体，允许有一定量的合金碳化物和少量残余奥氏体组织； d) 钢制的轴、销及齿轮材料的金相组织晶粒度不应低于 5 级
2	减速器中间轴		
3	减速器输出轴		
4	减速器左、右旋齿轮		
5	减速器人字齿轮		
6	曲柄销		
7	连杆	焊缝质量	焊缝及热影响区的强度不应低于杆体的设计强度
8	悬绳	预制绳头的连接强度	预制绳头处，应承受钢丝绳破断拉力的 80%，无松动现象

6.5 游梁式抽油机整机

6.5.1 整机运转应平稳，不应有异常冲击、振动和响声，悬绳不应有打扭现象。

6.5.2 整机运转过程中驴头应平稳，不应抖动。

6.5.3 游梁式抽油机各连接部位应可靠，不应有任何松动。

6.5.4 整机运转时，游梁式抽油机支架顶部的纵向振幅和横向振幅不应超过表 14 的规定。

表 14 游梁式抽油机支架顶部纵向振幅、横向振幅

悬点最大冲程 m	≤1.5	>1.5~2.5	>2.5~3	>3~3.6	>3.6~6
纵向振幅 mm	3	4	5	6	7
横向振幅 mm	2	3	4	5	6

6.5.5 由电动机驱动的游梁式抽油机在出厂检验时，整机噪声不应超过表 15 的规定。

表 15 整机噪声

减速器额定扭矩 kN·m	<37	≥37
噪声 dB(A)	83	85

6.5.6 在额定载荷试验后，悬挂光杆的驴头在任何位置时，悬点投影均应在表 16 规定的投影直径范围内。

表 16 驴头在任何位置时的悬点投影

悬点最大冲程 m	≤1.5	>1.5~2.5	>2.5~3	>3~3.6	>3.6~6
投影圆直径 mm	10	14	18	22	28

6.5.7 曲柄剪刀差不应超过表 17 的规定值。

表 17 曲柄剪刀差

悬点最大冲程 m	≤1.5	>1.5~2.5	>2.5~3	>3~3.6	>3.6~6
曲柄剪刀差 mm	3	4	5	6	7

6.5.8 在切断游梁式抽油机动力源后,曲柄在任何位置时,制动装置制动均应平稳、可靠,并且制动操作力不超过 150 N,紧急制动除外。

6.5.9 曲柄平衡块在调节时应平稳、无阻滞现象。

6.5.10 悬挂光杆的驴头应具有让位功能保证修井作业,让位距离不应小于 700 mm。驴头采用侧转、上翻让位结构时,驴头铰链处转动应灵活、无阻滞现象;采用上挂驴头让位时,驴头应便于摘挂。

6.5.11 整机型式检验中除按额定值检验外,还应进行超额定值检验。在超额定值检验中或检验后应检查游梁式抽油机动作的正确性、整机及部件强度,不应有屈服变形和焊缝开裂。

6.5.12 悬绳器下端至抽油机底座底面的高度尺寸不应小于 1 200 mm。

7 检验试验方法及检验规则

7.1 主要技术要求的检验方法

主要技术要求的检验方法应符合表 18 的规定。

表 18 主要技术要求的检验方法

序号	检验项目	对应文件条款	检验方法
1	外观(焊缝、铸件、螺栓外露、涂漆等)	6.1.3 6.1.4 6.1.5 6.1.6	目检
2	连接曲柄与减速器输出轴的楔键上、下接触面积	6.2.1	目检,涂一层彩色薄粉,充分配合好后拔出,检验接触面积
3	曲柄上缺陷	6.2.2	目检

表 18 主要技术要求的检验方法 (续)

序号	检验项目	对应文件条款	检验方法
4	悬绳器与钢丝绳的连接强度	6.2.3 6.4	可只抽取原件进行试验,也可用相同加工工艺制成的试件进行试验。在专用的拉力试验台上,达到试验拉力后保持拉力 3 min,进行目检。在型式检验时按单根钢丝绳破断拉力 80%进行静拉试验;出厂检验时,按额定悬点载荷的 0.75 倍进行单根钢丝绳静拉试验或按额定悬点载荷的 1.5 倍进行两根钢丝绳(共同承受)静拉试验。各种试验均不应出现滑脱或松动
5	驱动绳与预制头联接强度	6.2.4 6.4	可只抽取原件进行试验,也可用相同加工工艺制成的试件进行试验。在专用的拉力试验台上,达到试验拉力后保持拉力 3 min,进行目检。在型式检验时按单根钢丝绳破断拉力 80%进行静拉试验;出厂检验时,按额定悬点载荷的 0.75 倍进行单根钢丝绳静拉试验或按额定悬点载荷的 1.5 倍进行两根钢丝绳(共同承受)静拉试验。各种试验均不应出现滑脱或松动
6	钢丝绳尺寸精度	6.2.5	在专用的拉力试验台上,达到试验拉力后保持拉力 1 min,用卷尺测量
7	曲柄销与锥套的锥面	6.2.6	在被检验面上涂一层彩色薄粉,与标准环规充分配合后拔出,检验接触面积应不小于 80%
8	减速器箱体与箱盖合箱处边缘平齐性	6.3.1	用高度尺检验
9	减速器剖分面接触的密合性	6.3.2	用塞尺检验
10	齿轮精度	6.3.4	有质量争议时,交由专业机构按相关标准检验。
11	啮合大小齿轮齿面硬度差	6.3.5	在齿轮圆周方向均匀取不少于 3 个齿测量硬度,取平均值
12	减速器齿轮齿面接触迹位置偏差和接触斑点	6.3.5	圆弧圆柱齿轮按 GB/T 15753 的规定、渐开线齿轮按 GB/T 10095(所有部分)的规定目检检验
13	减速器齿轮齿侧间隙	6.3.5	压铅方法检验
14	减速器轴承、油池温升	6.3.6	用点温计或红外线测温仪进行检验
15	减速器密封性、减速器运转平稳性、减速器齿面质量	6.3.6	目检
16	减速器清洁度	6.3.7	在额定载荷检验后放干润滑油,将不少于润滑油体积 50% 的煤油注入减速器内,清洁内腔和所有零部件,用 SSW 0.063/0.045 的铜丝网过滤,剩余物在 200 °C 烘干 0.5h,然后称其质量
17	带轮静平衡	6.3.8	应在专用的静平衡试验台上进行检验

表 18 主要技术要求的检验方法（续）

序号	检验项目	对应文件条款	检验方法
18	关键零件	6.4	连杆焊缝应进行无损检测,对于不能采用无损检测方法检验内部缺陷的连杆焊缝,应按 NB/T 47014 的要求制作型式试验件进行焊接工艺评定 用硬度计检验轴、销及齿轮的硬度 对轴及齿轮材料的力学性能和金相组织按 GB/T 3480.5 的规定检验 预制绳头的破坏性试验在专用的拉力试验台上进行试验,达到试验拉力后保持拉力 3 min,进行目检
19	整机运转平稳性	6.5.1	在额定载荷运转过程中目检、耳闻
20	驴头稳定性	6.5.2	在额定载荷运转过程中目检、耳闻
21	成品各部位联接的可靠性	6.5.3	在额定载荷运转过程中目检、耳闻
22	支架顶部振幅	6.5.4	在额定载荷运转过程中,在支架顶部适当位置贴坐标纸,用经纬仪观测
23	噪声	6.5.5	在额定载荷运转过程中,测点分布在减速器输出轴两端,距轴端面 1 m 远,距游梁式抽油机底面 1.5 m 高处,用声级计 A 声级(慢档)测取算术平均值
24	悬点投影	6.5.6	在额定载荷运行完成后,1.驴头悬挂额定载荷,在驴头悬重中心主轴上沿抽油机纵向和横向方向贴(附)带刻度的标签(如钢板尺、阶梯圆锥),也可采用其他等效的方法。2.用经纬仪进行检验(两台经纬仪成 90°同时测量)
25	曲柄剪刀差	6.5.7	在额定载荷试验后,用制造精度不低于 6 级的芯轴或合像水平仪借助于钢板尺检验
26	制动装置的平稳性、可靠性和制动操作力	6.5.8	平稳性、可靠性在整机检验时进行操作检查;制动操作力用拉力计检验
27	曲柄平衡块移动的平稳无阻滞性	6.5.9	目检,在整机检验时进行操作检查
28	驴头让位灵活性、摘挂驴头的方便性	6.5.10	目检,在整机检验时进行操作检查
29	在超额定值检验中或检验后,游梁式抽油机动作的正确性、整机及部件强度	6.5.11	目检
30	悬绳器下端至抽油机底座底面高度	6.5.12	将驴头停到下死点,用钢卷尺检验

7.2 减速器试验方法

7.2.1 型式试验方法

总装合格后,应在减速器输出轴设计转速下进行空载荷试验,正、反两个方向运转时间均不少于 0.5 h。

空载荷试验后,按 6.3.5 检查合格后,应在减速器输出轴设计转速下,按表 19 的规定各进行正、反两个方向的加载试验,减速器加载试验时应符合 6.3.6 的要求。

表 19 型式运转试验

额定扭矩的百分数 %	30	75	100	125
运转时间 h	16	48	32	0.25

7.2.2 出厂试验方法

总装合格后,应在减速器输出轴设计转速下进行空载荷试验,正、反两个方向运转时间均不少于 0.5 h。

空载荷试验后,按 6.3.5 项目检查合格后,应在减速器输出轴设计转速下,按表 20 的规定各进行正、反两个方向的跑合试验,减速器加载试验时应符合 6.3.6 的要求。

表 20 跑合运转试验

额定扭矩的百分数 %	50	100
运转时间 h	2	2

7.3 检验规则

7.3.1 关键零件的检验

关键零件的检验项目按表 13 要求进行。批量生产时,制造厂应进行关键零件的检验,符合要求后方可装机。用户有要求时,由制造厂提供检验记录。

7.3.2 过程检验

游梁式抽油机在生产过程中应按表 21 规定项目逐件检验,检验合格后方可装配。

表 21 过程检验项目

序号	检验项目	对应条款
1	铸件质量	6.1.3
2	连接曲柄与减速器输出轴的楔键上、下接触面积	6.2.1
3	钢丝绳长度偏差	6.2.5
4	曲柄销锥面与锥套或曲柄锥面接触面积	6.2.6
5	带轮静平衡	6.3.8

7.3.3 减速器型式检验

对减速器各型新产品和转厂生产的产品或当材料、结构、工艺有较大改变时,应用不少于 2 台的样机进行型式检验,合格后方可定型投入批量生产。

在专用的减速器型式试验台上按 7.2.1 规定进行减速器型式检验。

7.3.4 整机型式检验

对游梁式抽油机各型新产品和转厂生产或当材料、结构、工艺有较大改变时,应用不少于 2 台的样机进行型式检验,合格后方可定型投入批量生产。

整机型式检验分额定值检验和超额定值检验两类,均在悬点处吊挂重物加载状态下进行。

额定值检验要求产品在额定悬点载荷、减速器额定扭矩、最大冲程、最高冲次状态下运转到规定时间,在同一种检验参数下不能同时达到悬点载荷和扭矩的额定值时,可在多种检验参数下分别达到。

超额定值检验只要求产品在超额定悬点载荷 25% 和超减速器额定扭矩 25% 的状态下运转。

整机型式检验前要进行额定值检验和超额定值检验的检验参数计算及其选择。

若产品有 x 种冲程、 y 种冲次时,则有 $x \cdot y$ 种冲程冲次组合,即共有 $x \cdot y$ 种型式检验参数,在不超过额定悬点载荷和不超过减速器额定扭矩的前提下,每种型式检验参数应有吊挂物质量和合理平衡位置等数据。

在 $x \cdot y$ 种型式检验参数中选择最佳检验参数作为整机型式检验的检验参数,选择要符合以下要求:

- 悬点最大冲程、最高冲次和减速器额定扭矩允许的最大悬点载荷条件下连续运转时间不少于 50 h。若减速器额定扭矩允许的最大悬点载荷不小于额定悬点载荷,则按额定悬点载荷进行运转,可不进行工况 b) 的试验;否则,正常进行工况 b) 的试验;
- 额定悬点载荷、最高冲次和减速器额定扭矩允许的最大冲程条件下连续运转时间不少于 50 h;
- 超额定悬点载荷 25%、超减速器额定扭矩 25% 的检验,在一种检验参数条件下不能同时达到时,可在两种检验参数中分别达到,每种检验参数运转时间为 10 min。

一种产品的整机型式检验参数最少为两种,最多为四种。

悬点载荷和减速器净扭矩的计算方法见附录 D。

整机型式检验应检验的项目应符合表 22 的规定。

表 22 整机型式检验项目

序号	检验项目	对应文件条款
1	焊缝成形	6.1.2
2	铸件质量	6.1.3
3	外露螺栓	6.1.4
4	涂漆	6.1.5
5	驱动绳悬绳器与钢丝绳的连接强度	6.2.3
6	预制头与钢丝绳连接强度*	6.2.4
7	齿轮副接触迹线偏差、接触斑点面积和齿侧间隙	6.3.5
8	减速器轴承和油池温升、密封性、平稳性及齿面破坏性点蚀	6.3.6
9	减速器残存杂物质量	6.3.7
10	支架顶部的纵向振幅和横向振幅	6.5.4
11	整机噪声	6.5.5
12	悬点投影	6.5.6

表 22 整机型式检验项目（续）

序号	检验项目	对应文件条款
13	曲柄剪刀差	6.5.7
14	制动装置的平稳性、可靠性和制动操作力	6.5.8
15	曲柄平衡块调节	6.5.9
16	驴头让位	6.5.10
17	超额定值检验	6.5.11
18	悬绳器下端至抽油机底座底面的高度	6.5.12
^a 游梁式抽油机无此零部件时不检验。		

7.4 出厂检验

7.4.1 减速器出厂检验

在专用的减速器试验台上按 7.2.2 规定进行减速器出厂检验。在无专用的减速器试验台条件下,可和整机一起按 7.2.2 规定进行出厂检验。

7.4.2 整机出厂检验

游梁式抽油机应经质量检验部门进行整机出厂检验,符合要求后方可出厂。

每台游梁式抽油机均应进行整机空载荷检验和载荷检验。

前置型空载荷检验悬点不需吊挂重物;其他型空载荷检验是在曲柄两边无平衡块条件下进行。此时如果由于不平衡使整机还不能连续运转,可在悬点处吊挂适当重物使之平衡整机可连续运转。空载荷运转时间不少于 10 min。

载荷检验按 7.3.4 a) 的检验参数进行载荷检验,运转时间不少于 2h。

出厂检验应检验的项目应符合表 23 的规定。

表 23 出厂检验项目

序号	检验项目	对应文件条款	备注
1	焊缝成形	6.1.2	逐台检验
2	铸件质量	6.1.3	逐台检验
3	外露螺栓	6.1.4	逐台检验
4	涂漆	6.1.5	逐台检验
4	整机噪声	6.5.5	逐台检验
6	悬点投影	6.5.6	逐台检验
7	曲柄剪刀差	6.5.7	逐台检验
8	齿轮副接触迹线偏差、接触斑点面积和齿侧间隙	6.3.5	逐台检验
9	减速器轴承和油池温升、密封性、平稳性及齿面破坏性点蚀	6.3.6	逐台检验
10	制动装置的平稳性、可靠性和制动操作力	6.5.8	抽检
11	曲柄平衡块调节	6.5.9	抽检

表 23 出厂检验项目 (续)

序号	检验项目	对应文件条款	备注
12	驴头让位	6.5.10	抽检
13	减速器残存杂物质量	6.3.7	抽检
14	驱动绳悬绳器与钢丝绳的连接强度	6.2.3	抽检
15	预制头与钢丝绳连接强度	6.2.4	抽检
16	悬绳器下端至抽油机底座底面的高度	6.5.12	抽检

对抽检项目进行抽检时,应按照 GB/T 2828.1 计数抽样检验程序执行,采用一次正常检查抽样方案,检查水平为 II,接收质量限 AQL 不大于 2.5,进行产品批质量检验。

7.5 判定规则

出厂检验中,应逐台检验的项目,凡有一项不合格则该产品判为不合格;抽检则应根据批量查出 GB/T 2828.1 计数抽样检验程序中的抽样方案,结合样本中的不合格品数判别批是否合格。型式检验中,有一台、有一项不合格则判为不合格。

8 标志、包装和贮存

8.1 标志

8.1.1 游梁式抽油机的重要零部件应(按技术文件规定位置)打印标志,游梁式抽油机重要部件应符合表 24 的规定。

表 24 游梁式抽油机重要零部件

序号	游梁式抽油机重要零部件
1	减速器
2	支架轴
3	横梁轴
4	曲柄销轴
5	悬绳
6	连杆

8.1.2 在底座端部横撑上应提供表示游梁中心线垂直投影的标记,标记用凿子、冲子或其他适用的工具做出。

8.1.3 每台游梁式抽油机和减速器上应分别装配一块铭牌。制造厂也可根据需要在铭牌上标出与下列内容冲突的内容,例如润滑说明等,减速器铭牌上表示的规格应符合表 1 的规定,铭牌应符合 GB/T 13306 的规定。铭牌内容包括:

- a) 执行标准;
- b) 游梁式抽油机(或减速器)名称、型号及商标;
- c) 游梁式抽油机(或减速器)主要技术参数;
- d) 结构不平衡重(减速器无此内容);

- e) 制造厂名称；
- f) 出厂编号；
- g) 出厂日期；
- h) 厂址。

8.1.4 在游梁式抽油机的危险地方应有警示标志。

8.2 包装

8.2.1 游梁式抽油机的主机裸装,其他所有零散附件、工具、随机文件及配套件应包装在合适的包装箱内。

8.2.2 游梁式抽油机包装前,各外露加工表面应涂防锈油或防锈脂,轴径部分用油纸或塑料薄膜加以捆裹。

8.2.3 游梁式抽油机出厂时附带文件上应保存在防水防潮的密封袋中。附带文件应包含以下文件:

- a) 产品合格证;
- b) 使用说明书,宜包括有填好数据的最大旋转平衡重扭矩表(见附录 E 中表 E.1)、游梁式抽油机光杆位置因数表和扭矩因数表(见表 E.2),以及供使用单位填写的减速器净扭矩计算表(见表 E.3、表 E.4、表 E.5),另外对采用渐开线齿轮减速器的游梁式抽油机还宜提供齿轮减速器数据表(见表 E.6);
- c) 油封、轴承等易损件代号;
- d) 产品装箱清单。

8.3 贮存

8.3.1 产品宜贮存在通风良好、排水良好的水泥地面之上。贮存非水泥地面之上时,地面与产品之间时应加垫防水物。

8.3.2 产品贮存期超过 12 个月,投入使用前应进行检查。



附录 A

(资料性)

抽油机渐开线齿轮减速器齿轮组额定扭矩计算示例

A.1 抗点蚀性计算

以下列第 1 级减速器斜齿轮组的抗点蚀性为基础计算在减速器输出轴上允许传递的扭矩。小齿轮的转速是 588 r/min, 减速器输出轴设计转速是 20 r/min。假设齿轮组的数据为以下数据:

$$\begin{aligned} d &= 80.44 \text{ mm} & \phi_n &= 17.495^\circ \\ D &= 427.57 \text{ mm} & \phi_g &= 30^\circ \\ N_p &= 19 & n_p &= 588 \text{ r/min} \\ N_g &= 101 & n_o &= 20 \text{ r/min} \\ m_n &= 3.67 \text{ mm} & \text{小齿轮最低硬度} &= 340 \text{ HB(钢)} \\ F &= 76.2 \text{ mm} & \text{大齿轮最低硬度} &= 300 \text{ HB(钢)} \end{aligned}$$

确定抗点蚀性扭矩的方法如下:

按照公式(8)计算

$$v_t = \frac{\pi \times 588 \times 80.44}{60\,000} = 2.476$$

按照公式(7)计算

$$C_5 = \frac{78}{78 + \sqrt{200 \times 2.476}} = 0.778$$

按照公式(6)计算

$$C_1 = \frac{(588)(80.44)^2(0.778)}{2\,000 \times 20} = 74.00$$

通过图 2 查得, $C_m = 1.33$

按照公式(9)计算

$$C_2 = \frac{76.2}{1.33} \times 1 = 57.13$$

由图 3 查得, $S_{ac} = 890.1 \text{ MPa}$

按照公式(12)计算

$$C_3 = 0.225 \times \frac{101}{101 + 19} \left(\frac{890.1}{191} \right)^2 = 4.11$$

按照公式(5)计算

$$T_{ac} = 74.00 \times 57.13 \times 4.11 = 17\,376$$

A.2 抗弯强度实例计算

A.2.1 假定条件

以第 1 级减速器斜齿轮组的抗弯强度为依据计算在减速器输出轴上允许传递的扭矩。小齿轮的转速是 588 r/min, 减速器输出轴设计转速是 20 r/min。

注: 假定条件是与在 A.1 中抗点蚀计算实例中所使用的相同齿轮组。

A.2.2 小齿轮抗弯额定扭矩

确定小齿轮抗弯额定扭矩的方法如下:

按照公式(8)计算

$$v_t = \frac{\pi \times 588 \times 80.44}{60\,000} = 2.476$$

按照公式(21)计算

$$K_5 = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200 \times 2.476}}} = 0.882$$

按照公式(20)计算

$$K_1 = \frac{588 \times 80.44 \times 0.882}{2\,000 \times 20} = 1.043$$

由图 5, $K_m = 1.22$

按照公式(22)计算

$$K_2 = \frac{76.2}{25.4 \times 1.22} \times 1 = 2.46$$

由图 4, $S_{at} = 229.3$ MPa

$J_b = 0.437$, 按照 AGMA 908-B89 计算和按表 E.6 的记录。

按照公式(25)计算

$$K_4 = \frac{0.437 \times 3.67}{\cos 30^\circ} = 1.850$$

按照公式(18)计算

$$T_{at} = 1.043 \times 62.46 \times 229.29 \times 1.85 = 27\,633 \text{ (小齿轮)}$$

A.2.3 大齿轮抗弯额定扭矩

按以下步骤计算大齿轮抗弯额定扭矩:

按照公式(20)计算

$$K_1 = 1.043$$

按照公式(22)计算

$$K_2 = \frac{76.2}{1.22} \times 1 = 62.46$$

由图 4, $S_{at} = 213.06$ MPa

$J = 0.387$ 按照 AGMA 908-B89 计算和按表 E.5 的记录。

按照公式(25)计算

$$K_4 = \frac{0.387 \times 3.67}{\cos 30^\circ} = 1.638$$

按照公式(18)计算

$$T_{at} = 1.043 \times 62.46 \times 213.06 \times 1.638 = 22\,735 \text{ (大齿轮)}$$

注: 这对齿轮副的抗弯额定扭矩取小齿轮和大齿轮抗弯额定扭矩值中的小值, 即 22 735 N·m, 计算抗点蚀额定扭矩 T_{ac} 为 17 376 N·m, 在表 1 中所列出的最接近于该值的额定值为 13 kN·m, 因此这对齿轮副的公称(铭牌)额定扭矩为 13 kN·m。

A.3 静扭矩

以下列第 1 级减速器斜齿轮组的抗弯强度为依据来计算允许的静扭矩的额定值。小齿轮的转速是 588 r/min。

注: 这是与在抗点蚀计算实例和抗弯强度计算实例中所使用的相同的齿轮组。

$$D = 427.56 \text{ mm}$$

$$J_b = 0.387$$

$$m_{g^2} = 5.53$$

$$m_n = 3.67 \text{ mm}$$

$$F = 76.2 \text{ mm}$$

由图 6, $S_{ay} = 772 \text{ MPa}$

按表 8 查得, $K_y = 1.0$

按照公式(28)计算

$$K_{ms} = 5.67 \times 10^{-4} \times 76.2 + 1.07 = 1.113$$

按照公式(26)计算

$$T_{as,1} = \frac{427.56}{2\,000} \times \frac{0.387 \times 3.67}{\cos 30^\circ} \times \frac{76.2}{1.113} \times 772 \times 1.0 = 18\,506 \quad (\text{在高速齿轮上})$$

在减速器输出轴上允许的静扭矩应是上面计算的值(18.5 kN·m)乘以输出齿轮组的比。

$$T_{as,2} = T_{as,1} m_{g^2} = 18\,506 \times 5.53 = 102\,338 \quad (\text{在减速器输出轴})$$

该值仅用于高速级齿轮,对于减速器的每一对大、小齿轮应重复上述步骤。然后取 T_{as} 值中最小的一个值作为最大许用静扭矩,此值应等于或大于表 1 中所列的适用的铭牌额定值的 5 倍。在本例中,第一级减速的铭牌额定值为 13 kN·m(见 A.2 抗弯强度实例计算)。因此静扭矩额定值应等于 $5 \times 13\,000 = 65\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$,而计算得出的扭矩额定值为 102 338 N·m,满足这个条件,因此该值便是第一级减速器齿轮组额定扭矩。

附录 B

(资料性)

游梁式抽油机安装尺寸、主要零件配合尺寸

B.1 游梁式抽油机主要安装尺寸

B.1.1 常用游梁式抽油机的底座外形与地脚螺栓固定螺栓孔分布尺寸分别见图 B.1、图 B.2 和表 B.1、表 B.2, d 为所配螺栓大小。表 B.1 和表 B.2 中 L 的尺寸为参考值, 可根据机型的特点进行缩短或延长。

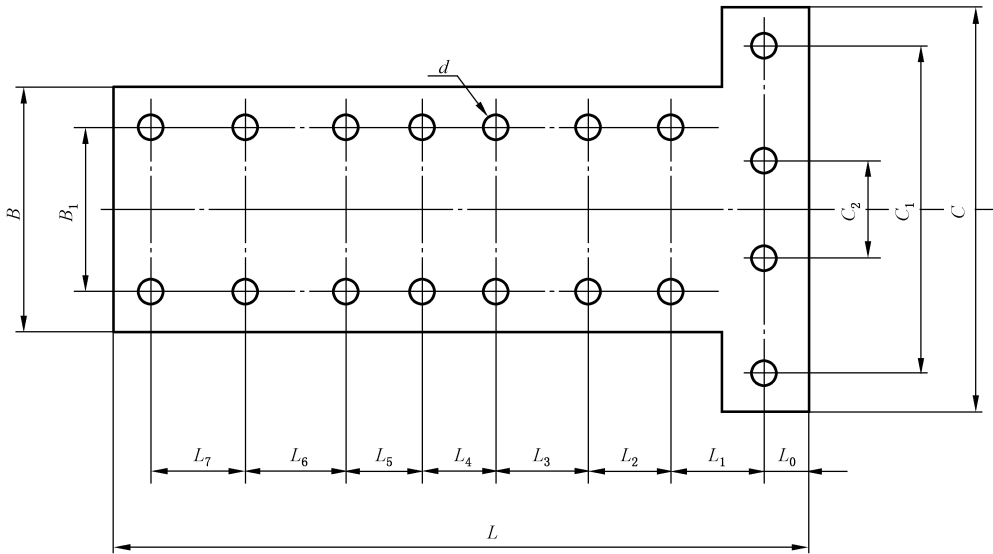


图 B.1 底座外形与地脚螺栓固定螺栓孔分布图(配三条腿支架)

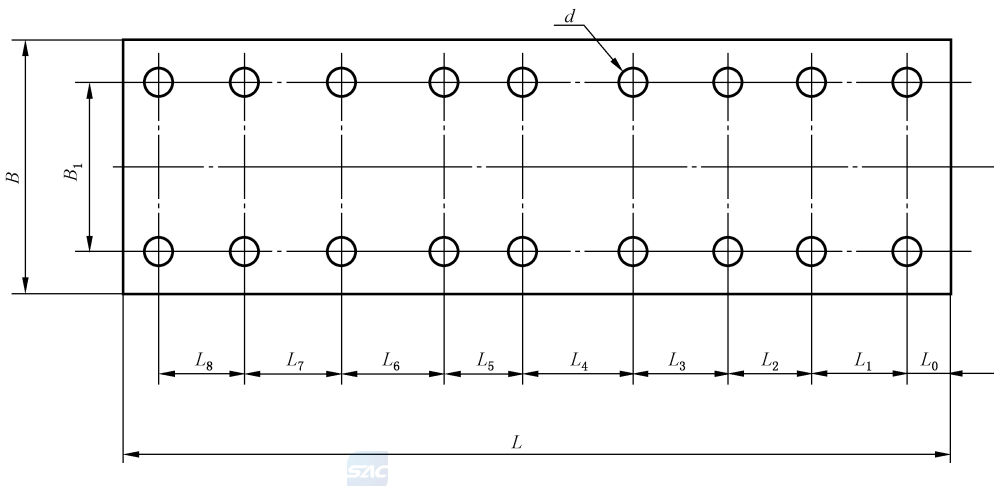


图 B.2 底座外形与地脚螺栓固定螺栓孔分布图(配四条腿支架)

表 B.1 底座地脚螺栓固定螺栓孔分布尺寸(配三条腿支架)

单位为毫米

编号	B	B ₁	C	C ₁	C ₂	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	L _≥	d
DZA10	654	584	1 550	1 400	600	30	380	880	880	880	880	—	—	4 300	M24
DZA11	800	722	1 550	1 400	600	38	380	880	880	880	880	750	—	4 800	
DZA12	920	842	1 550	1 400	600	38	380	880	880	880	880	840	—	5 000	
DZA13												550	800	5 600	
DZA14	1 000	916	1 800	1 620	600	42	600	860	850	400	850	840	1 000	5 800	M30
DZA15													1 200	6 200	
DZA16	1 224	1 140	1 800	1 620	600	42	600	860	850	400	850	840	1 300	6 300	M30
DZA17	1 000	916	2 000	1 850	800	42	580	900	900	900	800	800	1 200	6 800	M36
DZA18	1 224	1 140	2 000	1 850	800	42	580	900	900	900	800	800	1 200	7 000	M36
DZA19	1 224	1 140	2 000	1 850	800	42	1 010	1 100	1 100	1 100	1 100	1 300	—	7 650	M36

表 B.2 底座地脚螺栓固定螺栓孔分布尺寸(配四条腿支架)

单位为毫米

编号	B	B ₁	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	L ₈	L _≥	d
DZB10	940	862	100	380	880	880	880	785	1 500	—	—	5 500	M24
DZB11	1 028	950	100	380	880	880	880	785	1 525	—	—	5 900	M24
DZB12	1 154	1 070	100	600	860	850	400	850	900	850	400	6 020	M30
DZB13											1 250	7 000	M30
DZB14	1 488	1 400	100	580	900	900	900	800	800	1 300	1 000	7 500	M30
DZB15	1 600	1 512	100	950	1 100	1 100	1 100	1 100	1 100	1 200	—	7 850	M36

B.1.2 常用游梁式抽油机支架轴承座的安装尺寸见图 B.3 和表 B.3。轴承座轴孔两端的 2×8×M12 螺孔螺纹深 25 mm,孔深 30 mm,两端的螺孔位置交错分布,分布角度错开 22.5°。

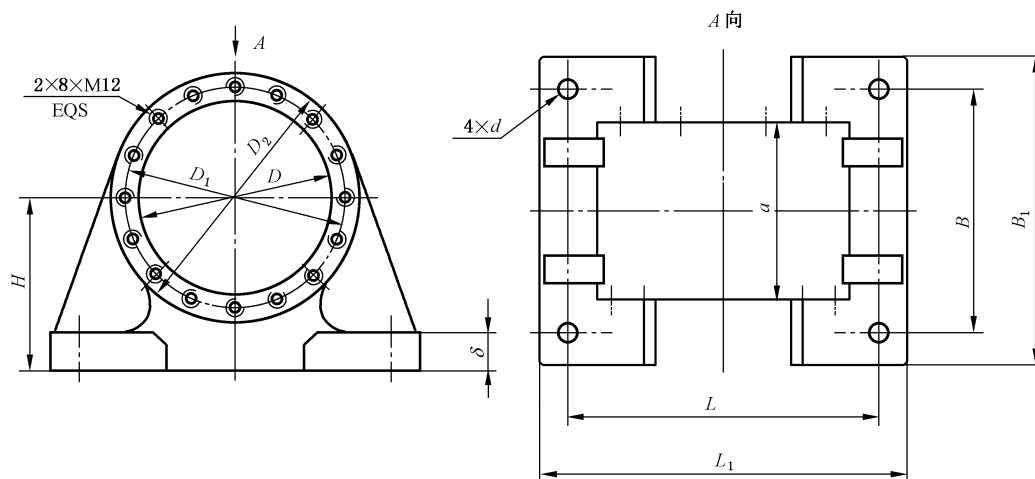


图 B.3 支架轴承座安装图

表 B.3 支架轴承座的安装尺寸

单位为毫米

编号	H	D	D_1	D_2	L	L_1	B	B_1	a	d	δ
ZJZC10	180	200	230	260	320	380	255	320	215	22	40
ZJZC11									285		
ZJZC12	200	250	280	310	380	460	320	400	250	26	50
ZJZC13									310		
ZJZC14	200	270	300	330	400	480	360	440	300	32	50
ZJZC15									300		
ZJZC16	220	320	350	390	420	500	360	440	300	38	50
ZJZC17									300		
ZJZC18	250	340	380	420	460	540	380	460	298	44	50

B.1.3 常用游梁式抽油机横梁轴承座的安装尺寸见图 B.4 和表 B.4。横梁轴承座轴孔两端的 $2 \times 8 \times M12$ 螺孔螺纹深 25 mm, 孔深 30 mm, 两端的螺孔位置交错分布, 使其分布角度错开 22.5° 。

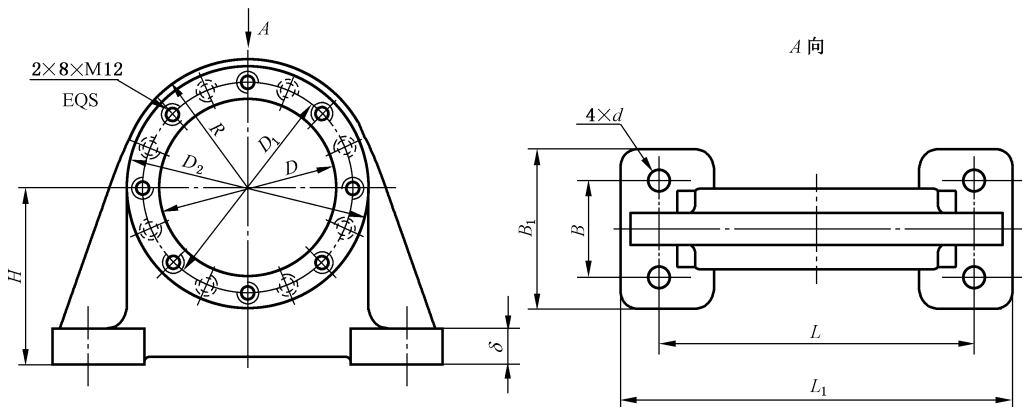


图 B.4 横梁轴承座安装图

表 B.4 横梁轴承座的安装尺寸

单位为毫米

编号	H	D	D_1	D_2	R	L	L_1	B	B_1	d	δ
HLZC10	180	190	225	260	135	320	400	400	470	26	40
HLZC11						340					
HLZC12	200	260	310	340	175	380	480	325	400	32	50
HLZC13						410					
HLZC14	220	320	380	420	215	360	490	430	530	45	50
HLZC15						480					
HLZC16	250	340	400	440	225	460	600	410	520	50	50
HLZC17						500					

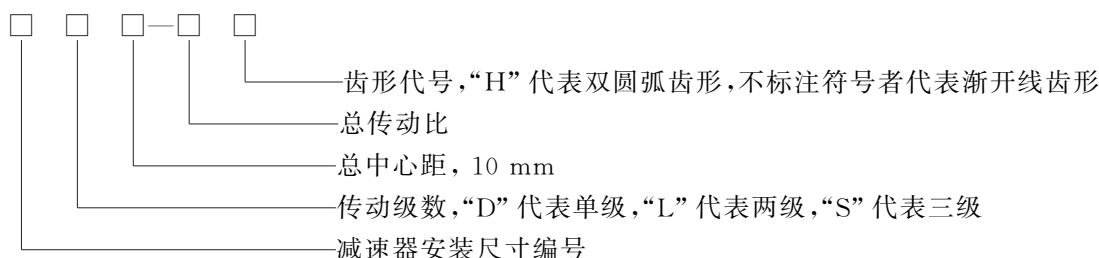
表 B.4 横梁轴承座的安装尺寸 (续)

单位为毫米

编号	H	D	D_1	D_2	R	L	L_1	B	B_1	d	δ
HLZC18	260	380	440	480	245	500	620	460	520	50	50
HLZC19						560	660	220	320		

B.1.4 常用分流式减速器安装尺寸见图 B.5 和表 B.5。

减速器型号表示法如下所示：



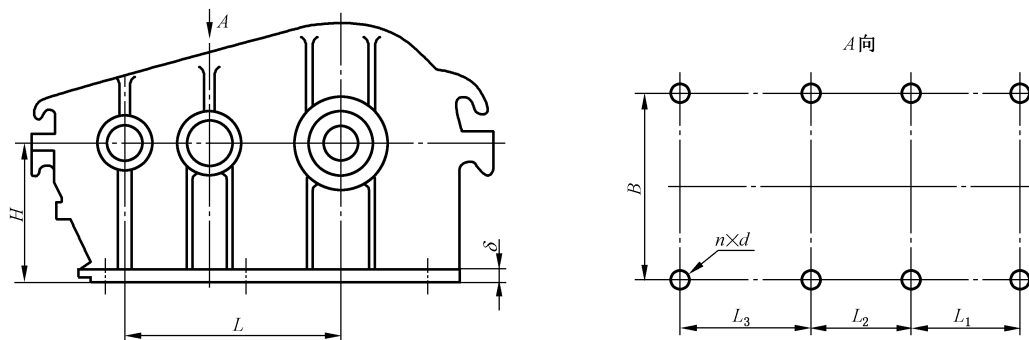
注：分流式减速器规格代号用中心距、传动比的序列,并在两项参数之间采用连接号组成。

示例：JSQ10L60-30H 代表总中心距为 600 mm、传动比为 30 的两级双圆弧齿减速器,其编号为 JSQ10。

表 B.5 常用减速器安装尺寸

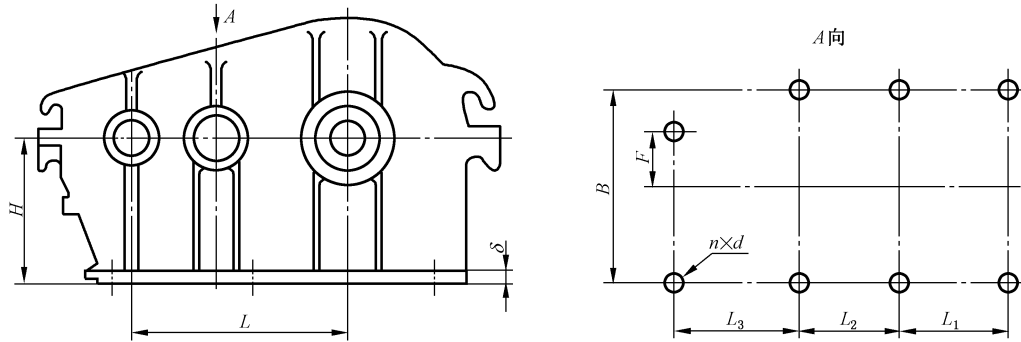
单位为毫米

编号	L	H	L_1	L_2	L_3	F	B	$n \times d$	δ
JSQ10	600	410	200	200	400		510	6- ϕ 26	45
JSQ11	650	420	260	300	400	—	570	8- ϕ 26	40
JSQ12	750	480	250	230	480	—	650	8- ϕ 33	50
JSQ13	850	560	360	360	420	—	650	8- ϕ 33	50
JSQ14	950	600	420	420	480	355	830	8- ϕ 33	50
JSQ15	1 050	620	400	400	500	—	820	8- ϕ 33	50
JSQ16	1 200	750	450	500	500	—	870	8- ϕ 39	50
JSQ17	1 300	800	500	500	610	—	1 000	8- ϕ 45	60



a) 常规安装减速器

图 B.5 减速器安装图



b) 异形安装减速器

图 B.5 减速器安装图 (续)

B.2 常用游梁式抽油机主要零件配合尺寸

B.2.1 支架芯轴的配合尺寸见图 B.6 和表 B.6。D 和 D₁ 的公差分别按 h8 和 k6 选用。

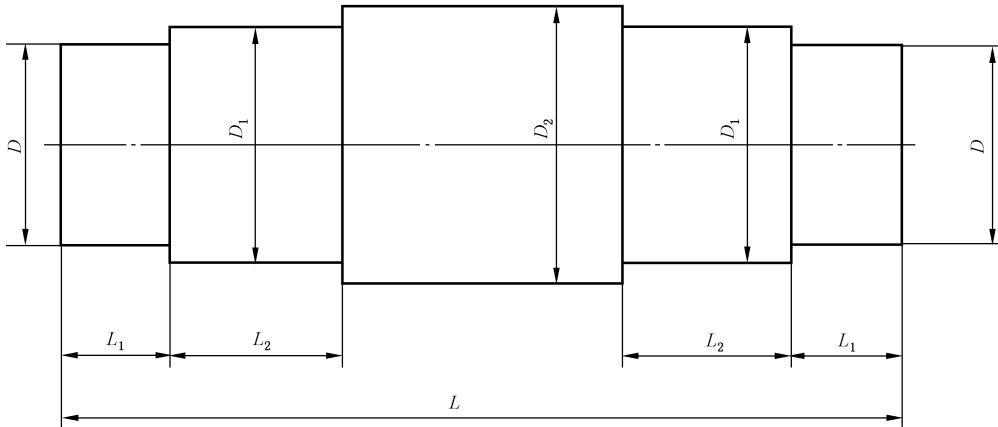


图 B.6 支架芯轴

表 B.6 常用支架芯轴的配合尺寸

单位为毫米

编号	D	D ₁	D ₂	L	L ₁	L ₂
ZJXZ10	90	110	125	400	51	99
ZJXZ11				480	56	
ZJXZ12	120	140	164	500	66	101
ZJXZ13				410	51	
ZJXZ14	140	150	169	500	73.5	127.5
ZJXZ15				460	53.5	

表 B.6 常用支架芯轴的配合尺寸 (续)

单位为毫米

编号	D	D_1	D_2	L	L_1	L_2
ZJXZ16	140	150	177	500	73.5	139
ZJXZ17				460	53.5	
ZJXZ18	150	160	180	520	83.5	146.5

B.2.2 横梁芯轴配合尺寸见图 B.7 和表 B.7。 D 和 D_2 的公差分别按 f9 和 k6 选用。

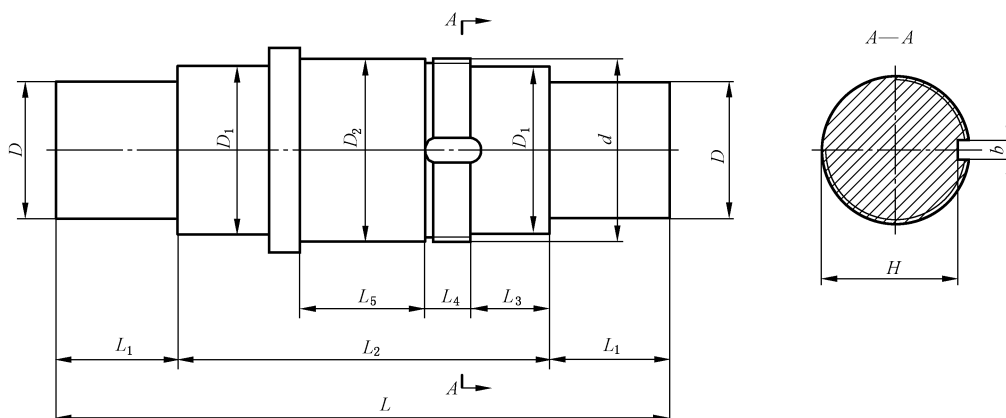


图 B.7 横梁芯轴

表 B.7 常用横梁芯轴配合尺寸

单位为毫米

编号	D	D_1	D_2	d	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	H	b
HLXZ10	75	80	90	M85×2	350	85	180	35	25	62	79	10
HLXZ11	90	110	120	M120×2	430	90	250	54	30	84	114	14
HLXZ12	120	130	150	M140×2	530	120	290	61	32	106	132	14
HLXZ13	135	140	160	M150×2	530	120	290	58	32	112	142	16
HLXZ14	150	160	180	M170×3	550	124	302	55	35	124	159	16

B.2.3 常用曲柄销轴与曲柄销轴孔的配合尺寸见图 B.8 和表 B.8。 D_1 的公差按 k6 选用。图中 R 应大于 4 mm, R_1 应大于 2 mm, 均进行滚压强化。图中的键槽尺寸只是一种参考, 允许各制造厂根据自己的情况进行取舍。

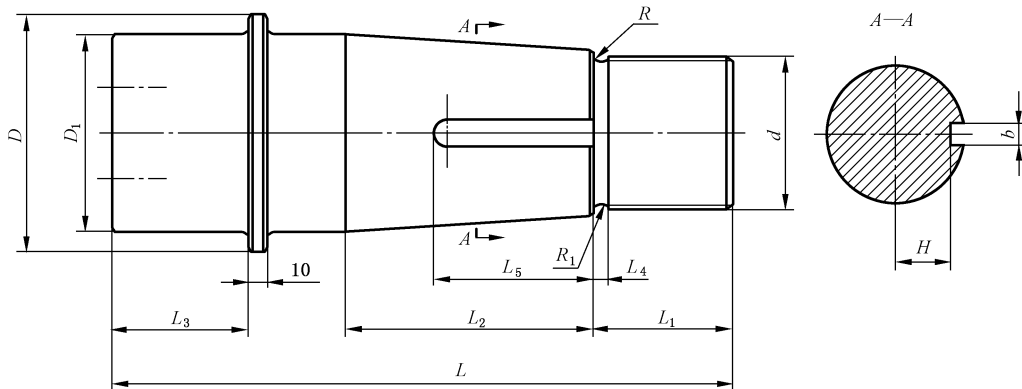


图 B.8 曲柄销轴

表 B.8 常用曲柄销轴与曲柄销轴孔的配合尺寸

单位为毫米

编号	D	D_1	d	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	H	b
QBX10	75	60	M48×2	240	55	80	45	6	50	20	10
QBX11	108	90	M72×3	355	83	135	62	8	85	31	14
QBX12	132	110	M85×3	350	78	140	77	8	90	41	14
QBX13	160	140	M110×4	420	82	180	100	9	110	56	14
QBX14	170	150	M120×4	450	87	195	105	9	115	58	16

B.2.4 曲柄销锥套与曲柄销轴孔的配合尺寸见图 B.9 和表 B.9。 D 的公差按 n6 选用。图 B.9 中 b 槽的结构型式制造厂自行设计或取舍,其他槽的数量、形式和尺寸允许制造厂自行设计。

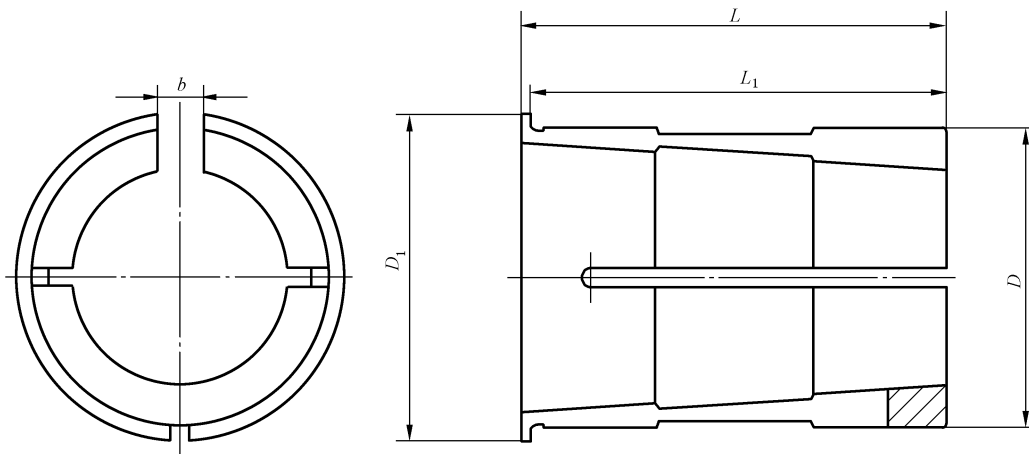


图 B.9 曲柄销锥套

表 B.9 常用曲柄销锥套与曲柄销轴的配合尺寸

单位为毫米

编号	D_1	D	L	b
XT10	80	70	85	10
XT11	110	100	143	15
XT12	130	120	146	15
XT13	160	150	190	15
XT14	170	160	205	17

B.2.5 曲柄轴孔与减速器输出轴配合尺寸见图 B.10 和表 B.10。 D 的公差按 JS8 选用。图 B.10 中 C 槽宽度尺寸制造厂可自行设计,楔键键槽高度方向的斜度不小于 1:100, b 的公差按 H9 选用。

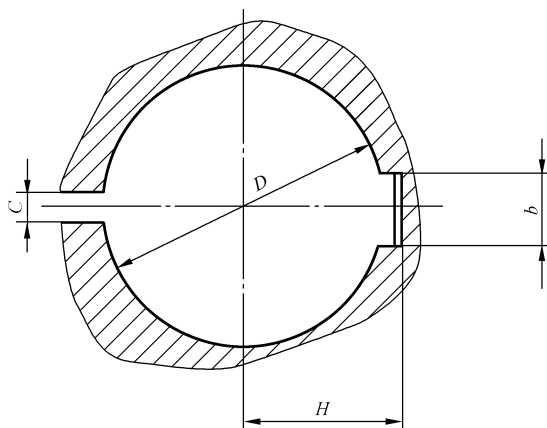


图 B.10 曲柄轴孔

表 B.10 常用曲柄轴孔与减速器输出轴配合尺寸

单位为毫米

编号	D	H	b
QBZK10	110	61.4	28
QBZK11	120	70.5	32
QBZK12	155	88.5	40
QBZK13	175	107	45
QBZK14	180	105	45
QBZK15	200	115	45
QBZK16	220	130.1	50

B.2.6 减速器输出轴轴端配合尺寸见图 B.11 和表 B.11。 D 的公差按 h8 选用。

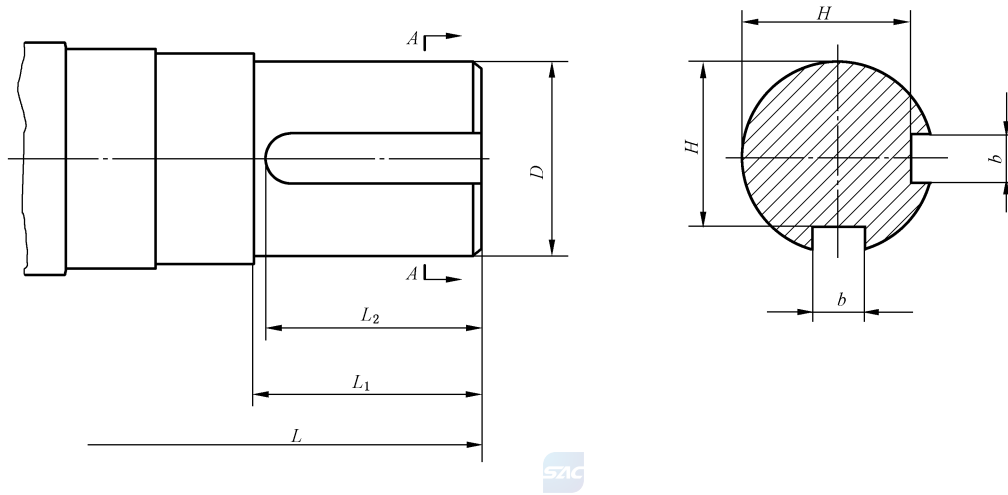


图 B.11 减速器输出轴轴端

表 B.11 常用减速器输出轴轴端配合尺寸

单位为毫米

编号	D	L	L_1	L_2	b	H
SCZ10	110	1 511	173	168	28	100
SCZ11	110	1 520	173	168	28	97.5
SCZ12	120	1 560	173	170	32	105
SCZ13	155	1 720	195	190	40	138
SCZ14	175	1 760	195	185	45	149.5
SCZ15	180	1 950	220	218	45	160
SCZ16	200	2 260	230	225	45	180
SCZ17	220	2 300	250	220	50	196

B.2.7 常用减速器输入轴轴端配合尺寸见图 B.12 和表 B.12。 D 的公差按 h7 选用。

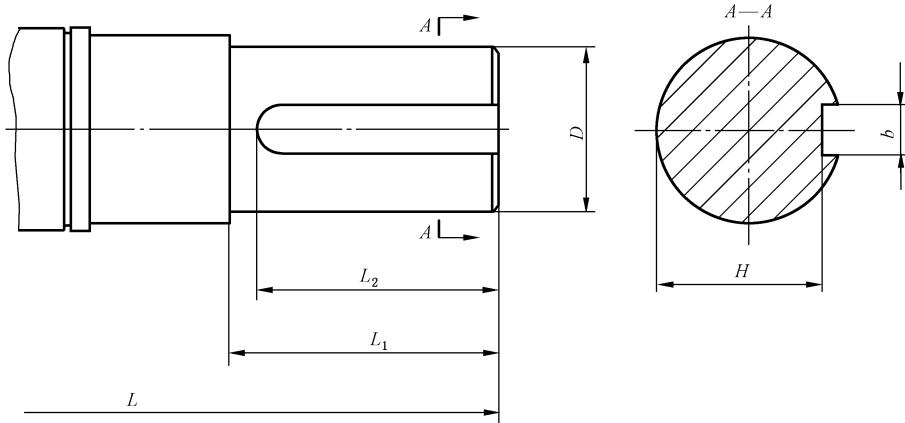


图 B.12 输入轴轴端

表 B.12 常用减速器输入轴轴端配合尺寸

单位为毫米

编号	D	L	L_1	L_2	b	H
SRZ10	55	846	80	80	16	49
SRZ11	55	900	80	80	16	49
SRZ12	65	900	80	80	18	59
SRZ13	75	1 070	97	97	20	67.5
SRZ14	85	1 114	118	118	22	76
SRZ15	90	1 285	120	120	25	81
SRZ16	90	1 460	155	150	25	81
SRZ17	105	1 530	155	155	28	95

B.2.8 常用减速器输入轴大带轮锥套与轴的配合尺寸见图 B.13 和表 B.13, b_1 槽的宽度尺寸制造厂可自行设计, D 的公差按 K7 选用。

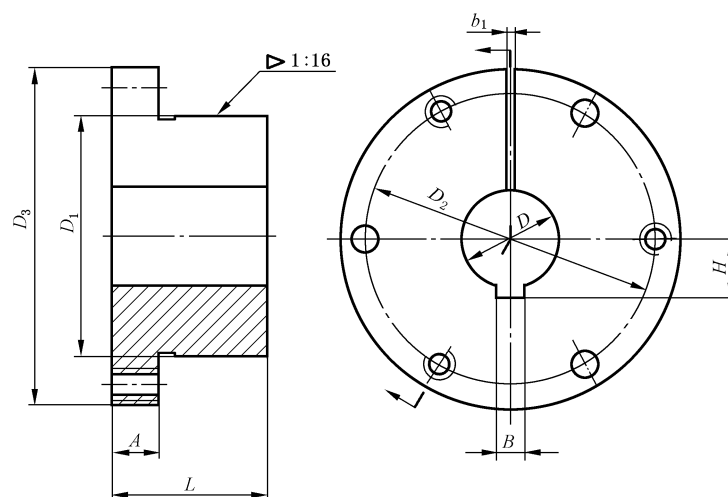


图 B.13 大带轮锥套

表 B.13 常用减速器输入轴大带轮锥套与轴的配合尺寸

单位为毫米

编号	D	D_1	D_2	D_3	L	A	B	H
DDL10	55	130	160	184	85.5	25.5	16	31.8
DDL11	65	130	160	184	85.5	25.5	18	36.9
DDL12	75	130	160	184	85.5	25.5	20	42.4
DDL13	85	165	200	232	122	30	22	48
DDL14	90	165	200	232	122	30	25	50.4
DDL15	90	178	220	254	152	30	25	50.4
DDL16	105	178	220	254	152	30	28	58.9

B.2.9 电动机带轮锥套与电动机轴的配合尺寸见图 B.14 和表 B.14。 b_1 槽的宽度尺寸制造厂可自行设计, D 的公差按 H7 选用。

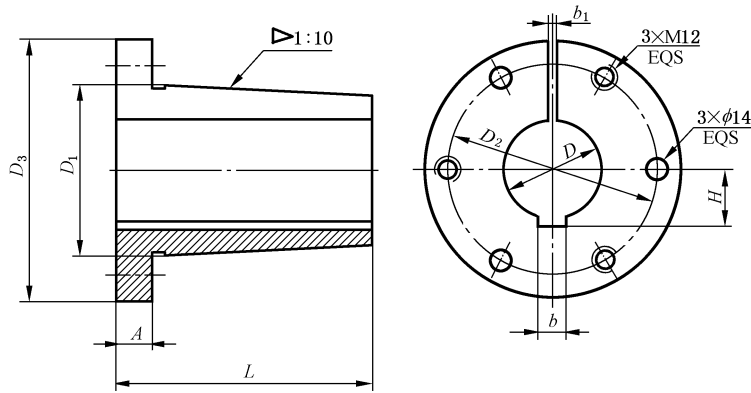


图 B.14 电动机带轮锥套

表 B.14 电动机带轮锥套与电动机轴的配合尺寸

单位为毫米

编号	D	D_1	D_2	D_3	L	A	b	H
DDL10	42	70	100	125	110	15	12	24
DDL11	48	75	100	125	110	20	14	27.8
DDL12	55	90	125	155	140	20	16	31.8
DDL13	60	90	125	155	140	20	18	34.4
DDL14	65	100	130	160	140	20	18	36.9
DDL15	75	110	135	160	140	20	20	42.4
DDL16	80	130	155	180	170	20	22	45.4

B.2.10 游梁式抽油机用轴承

游梁式抽油机用轴承宜符合表 B.15 的要求。

表 B.15 游梁式抽油机用轴承

编号	支架芯轴轴承型号	横梁轴轴承型号	曲柄销轴轴承型号
CYJYZC10	22222	22318	22312
CYJYZC11	22228C	22324C	22318
CYJYZC12	23230C	22330	22322
CYJYZC13	22330	22332	22328
CYJYZC14	22332	22336	22330

附录 C

(资料性)

游梁式抽油机用原动机的匹配

C.1 概述

抽油机的原动机可选用电动机、内燃机或其他的动力机械,具体选用哪种原动机主要根据使用现场和用户的具体条件而定。目前电动机的应用较为普遍。抽油机用电动机结构的选择,主要取决于电动机工作场所的条件,比如可燃气体或粉尘浓度比较大的地方,一般选用防爆电动机;多雨和空气湿度较大的地区,一般要选加强型全封闭电动机;一般情况下多用普通全封闭电动机。近年来,由于节能方面的需要,可考虑高转差电动机。选配电动机的类型用户根据使用条件自行决定,选配电动机容量,由抽油机制造厂确定,用户也可根据井况条件自行选配。

C.2 电动机装机容量的选配

采用电动机与抽油机配套,主要是要满足抽油机的启动和工作时的最大转矩要求。而最大转矩是减速器的额定转矩折算到输入轴的转矩,即电动机的最大转矩大于减速器需求转矩。

C.3 用户对电动机容量的选配

在某些特殊情况下,比如抽油机未在满载工况下运转,出于节能降耗、提高电动机功率因数方面考虑,用户可考虑电动机容量的选配。

C.4 抽油机用电动机容量选配计算实例

某抽油机减速器是 37 H,最高冲次 8 次,总传动比为 93.75(应按最高冲次计算)。

电动机需求转矩按照公式(C.1)计算。

$$T_g = 0.981T/i \quad \dots\dots\dots(C.1)$$

式中:

T_g ——电动机需求转矩,单位为牛米(N·m);

T ——减速器额定峰值转矩,单位为牛米(N·m);

i ——减速器传动比,无量纲;

电动机需求功率按照公式(C.2)计算。

$$P_g = T_g n / 9\,550s \quad \dots\dots\dots(C.2)$$

式中:

P_g ——电动机需求功率,单位为千瓦(kW);

n ——电动机额定转速,单位为转每分(r/min);

s ——电动机启动安全系数,无量纲;

用公式(C.1)计算需要电动机的最大扭矩为 $T_g = \frac{0.981 \times 37\,000}{93.75} = 387.2$

采用 8 极高转差电动机,同步转速 750 r/min,转差率可按 7% 计算,额定转速为 697 r/min,电动机启动安全系数为 1.6。

电动机需求功率按照公式(C.2)计算。

$$P_g = \frac{T_g n}{9\,550s} = \frac{387.2 \times 697}{9\,550 \times 1.6} = 17.66$$

查阅高转差率电动机功率系列,选择最接近功率 YCH225-8 为 18.5 kW。

附录 D

(资料性)

游梁式抽油机型式检验计算悬点载荷和减速器净扭矩的推荐公式

D.1 几何关系及几何关系计算式

D.1.1 几何关系

几种类别的游梁式抽油机几何关系见图 D.1~图 D.5。

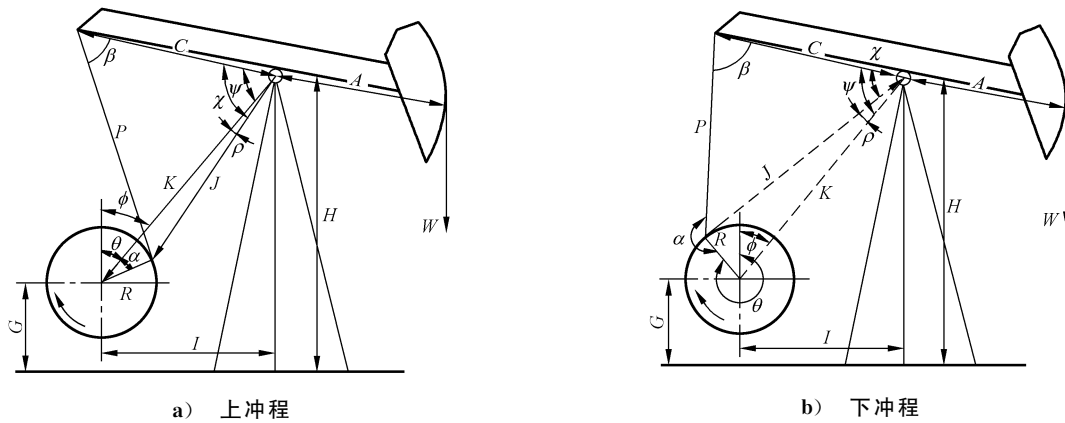


图 D.1 常规型游梁式抽油机几何关系

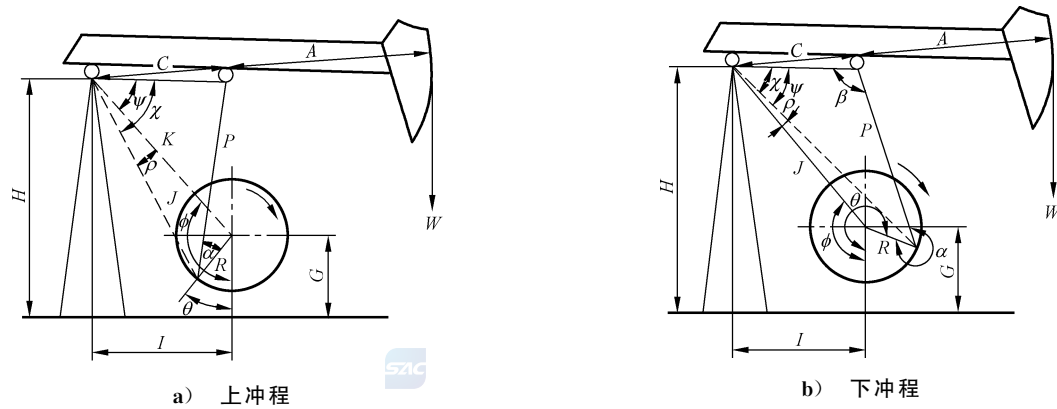


图 D.2 气动平衡游梁式抽油机几何关系

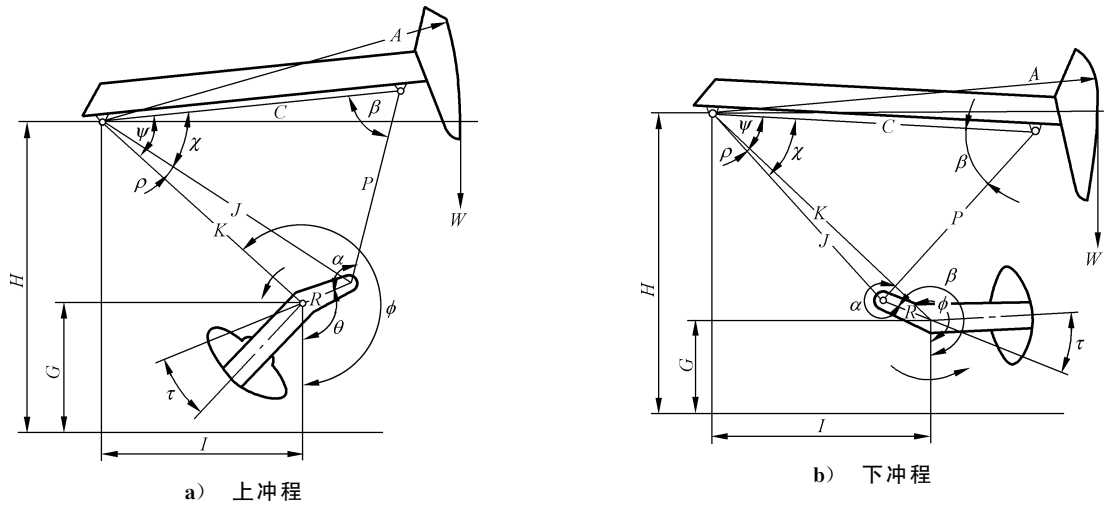


图 D.3 前置型游梁式抽油机几何关系

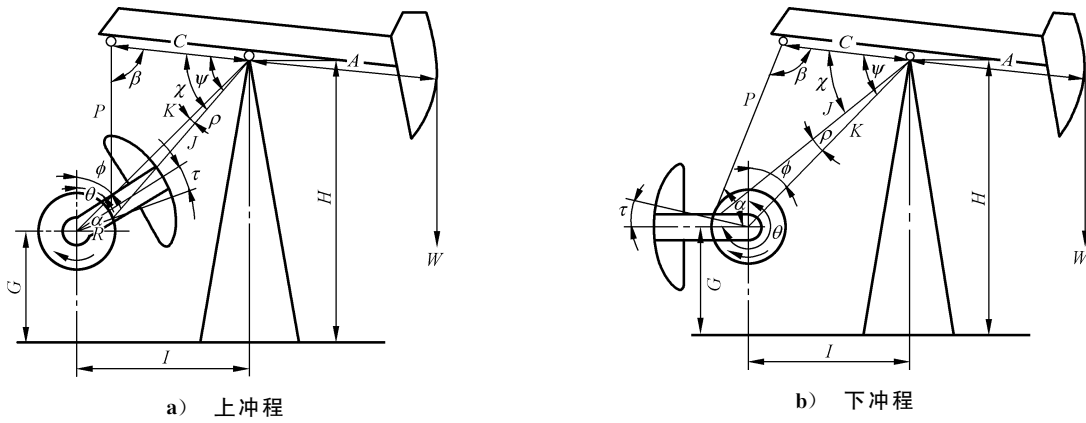


图 D.4 异相型游梁式抽油机几何关系

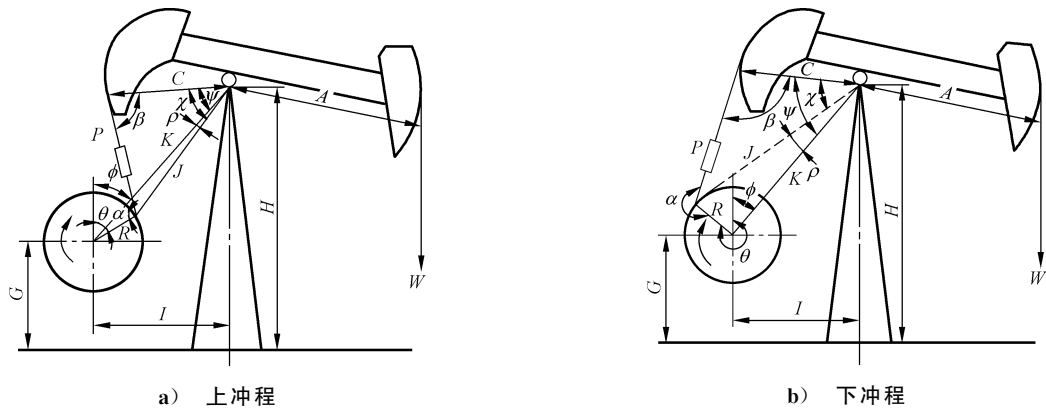


图 D.5 双驴头型游梁式抽油机几何关系

D.1.2 几何关系计算式

D.1.2.1 常规型游梁式抽油机结构参数几何关系计算式 [见公式(D.1)~公式(D.9)]。

$$\phi = \operatorname{arctg}\left(\frac{I}{H-G}\right) \dots\dots\dots (D.1)$$

式中:

- ϕ —— $\theta=0^\circ$ 时 K 与 R 的夹角,单位为度($^\circ$);
- I ——游梁支承轴中心线与曲柄轴中心线间的水平距离,单位为毫米(mm);
- H ——游梁支承轴中心线与底座底面的距离,单位为毫米(mm);
- G ——曲柄轴中心高,曲柄轴的中心线到抽油机底座底面的距离,单位为毫米(mm)。

$$J^2 = K^2 + R^2 - 2KR \cos(\theta - \phi) \dots\dots\dots (D.2)$$

式中:

- J ——曲柄销轴承中心线与游梁支承轴中心线间的距离,单位为毫米(mm);
- K ——极距,曲柄轴中心线与游梁支承轴中心线间的距离,单位为毫米(mm);
- R ——曲柄半径,曲柄轴中心线与曲柄销轴承中心线间的距离,单位为毫米(mm);
- θ ——曲柄角,单位为度($^\circ$)。

$$\beta = \arccos\left(\frac{C^2 + P^2 - J^2}{2CP}\right) \dots\dots\dots (D.3)$$

式中:

- β —— C 与 P 之间的夹角,单位为度($^\circ$);
- C ——游梁后臂长度,单位为毫米(mm);
- P ——等效连杆长度,单位为毫米(mm)。

$$\chi = \arccos\left(\frac{C^2 + J^2 - P^2}{2CJ}\right) \dots\dots\dots (D.4)$$

式中:

- χ —— C 与 J 的夹角,单位为度($^\circ$)。

$$\rho = \arcsin\left[\frac{R \sin(\theta - \phi)}{J}\right] \dots\dots\dots (D.5)$$

式中:

- ρ —— K 与 J 之间的夹角,单位为度($^\circ$)。

注: 当 $\sin\rho$ 为负值时, ρ 为负值。

$$\alpha = \beta + \phi - (\theta - \phi) \dots\dots\dots (D.6)$$

- α —— R 与 P 之间的夹角,顺时针方向从 R 到 P 测量,单位为度($^\circ$)

- β —— C 与 P 之间的夹角,单位为度($^\circ$)

- ϕ —— C 与 K 之间的夹角,单位为度($^\circ$)

$$\phi = \chi - \rho \dots\dots\dots (D.7)$$

$$\phi_b = \arccos\left[\frac{C^2 + K^2 - (P+R)^2}{2CK}\right] \dots\dots\dots (D.8)$$

式中:

- ϕ_b ——光杆在最低位置时, C 和 K 之间的夹角,单位为度($^\circ$)。

$$\phi_t = \arccos\left[\frac{C^2 + K^2 - (P-R)^2}{2CK}\right] \dots\dots\dots (D.9)$$

式中:

- ϕ_t ——光杆在最高位置时, C 和 K 之间的夹角,单位为度($^\circ$)。

D.1.2.2 气动平衡游梁式抽油机几何关系计算式除公式(D.10)外,其余均与常规型游梁式抽油机几何关系计算式相同,即:

$$\phi = 180^\circ - \arctg\left(\frac{I}{H-G}\right) \quad \dots\dots\dots(D.10)$$

D.1.2.3 前置型游梁式抽油机几何关系计算式除公式(D.11)和公式(D.12)外,其余均与常规型游梁式抽油机几何关系计算式相同,即:

$$\phi = \arctg\left(\frac{I}{H-G}\right) + 180^\circ \quad \dots\dots\dots(D.11)$$

$$\alpha = (\theta - \phi) - \psi - \beta \quad \dots\dots\dots(D.12)$$

D.1.2.4 异相型游梁式抽油机几何关系计算式与 D.1.2.1 常规型游梁式抽油机几何关系计算式相同。

D.1.2.5 双驴头型游梁式抽油机几何关系计算式与 D.1.2.1 常规型游梁式抽油机几何关系计算式相同。

D.2 悬点载荷计算式

悬点载荷计算式见公式(D.13)。

$$W = W_0 \left(1 + \frac{a}{g}\right) \quad \dots\dots\dots(D.13)$$

式中:

W ——悬点载荷,单位为牛(N);

W_0 ——悬挂重物质量,单位为牛(N);

g ——重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$;

a ——悬点运动加速度,单位为米每平方秒(m/s^2),计算见公式(D.14)。

$$a = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot R \cdot K}{C \cdot \sin^3 \beta \cdot P} \left[\cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \sin \psi + \frac{R}{C} \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \sin(\theta - \phi) \right] \quad \dots\dots\dots(D.14)$$

式中:

ω ——曲柄角速度,单位为弧度每秒(rad/s)。

D.3 减速器净扭矩计算式

D.3.1 扭矩因数和光杆位置因数计算式

扭矩因数和光杆位置因数计算式见公式(D.15)和公式(D.16)。

$$\overline{TF} = \frac{A \cdot R}{C} \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad \dots\dots\dots(D.15)$$

式中:

\overline{TF} ——扭矩因数,单位为米(m)。

$$\overline{PR} = \frac{\psi_B - \psi}{\psi_B - \psi_t} \quad \dots\dots\dots(D.16)$$

式中:

\overline{PR} ——光杆位置因数,无量纲。

D.3.2 减速器净扭矩计算式

D.3.2.1 常规型游梁式抽油机减速器净扭矩计算式[见公式(D.17)~公式(D.19)]。

对于复合平衡游梁式抽油机

$$T_n = \overline{TF} \left[(W - B) - \frac{l_b Q_b}{A} \cos \delta \right] - M \sin \theta \quad \dots\dots\dots(D.17)$$

对于曲柄平衡游梁式抽油机

$$T_n = \overline{TF}(W - B) - M \sin \theta \quad \dots\dots\dots (D.18)$$

对于游梁平衡游梁式抽油机

$$T_n = \overline{TF} \left[(W - B) - \frac{l_b Q_b}{A} \cos \delta \right] \quad \dots\dots\dots (D.19)$$

式中:

- T_n —— 减速器净扭矩,单位为牛米(N·m);
- B —— 结构不平衡重,单位为牛(N);
- M —— 最大平衡扭矩,单位为牛米(N·m);
- l_b —— 游梁平衡重重心到游梁支承轴中心的距离,单位为米(mm);
- Q_b —— 游梁平衡重重量,单位为牛(N);
- δ —— 游梁平衡角,单位为度(°)。

D.3.2.2 双驴头型游梁式抽油机减速器净扭矩计算式见公式(D.20)。

$$T_n = \overline{TF}(W - B) - M \sin \theta \quad \dots\dots\dots (D.20)$$

D.3.2.3 气动平衡游梁式抽油机减速器净扭矩计算式见公式(D.21)。

$$T_n = \overline{TF}(W - W_c) \quad \dots\dots\dots (D.21)$$

式中:

- W_c —— 给定曲柄角 θ 时的气动平衡光杆效应, kN;

D.3.2.4 前置型游梁式抽油机减速器净扭矩计算式见公式(D.22)。

$$T_n = \overline{TF}(W - B) - M \sin(\theta + \gamma) \quad \dots\dots\dots (D.22)$$

式中:

- γ —— 前置型游梁式抽油机曲柄平衡角,曲柄平衡重的前臂端中心线与曲柄中心线的偏移角,单位为度(°)。

D.3.2.5 异相型游梁式抽油机减速器净扭矩计算式见公式(D.23)

$$T_n = \overline{TF}(W - B) - M \sin(\theta + \tau) \quad \dots\dots\dots (D.23)$$

式中:

- τ —— 异相型游梁抽油机平衡角,曲柄平衡重重心与旋转中心连线与曲柄中心线的偏移角,单位为度(°)

T_n 值计算结果为负时,仅表示扭矩方向相反。当常规型、双驴头型、气动平衡游梁式抽油机逆时针方向旋转时,绘制扭矩曲线如按照习惯将逆时针方向扭矩定为正值时,需要将公式(D.17)~公式(D.21)计算出的净扭矩值正负号倒换。

D.3.3 平衡计算式

计算减速器净扭矩时,平衡率应在70%以上。平衡率按照公式(D.24)计算。

$$\eta = (T_{n2max} / T_{n1max}) \times 100\% \quad \dots\dots\dots (D.24)$$

式中:

- η —— 平衡率;
- T_{n1max} —— 上行程时,减速器最大净扭矩,单位为牛米(N·m);
- T_{n2max} —— 下行程时,减速器最大净扭矩,单位为牛米(N·m)。

表 E.2 游梁式抽油机光杆位置因数和扭矩因数表 (续)

曲柄角 ^a (°)	光杆位置因数 \overline{PR}^b			扭矩因数 \overline{TF}^c					
	%			m					
	冲程长度 m			冲程长度 m					
75									
90									
105									
120									
135									
150									
165									
180									
195									
210									
225									
240									
255									
270									
285									
300									
315									
330									
345									

^a 对于常规型、异相型、双驴头型游梁式抽油机,曲柄角为井口位置在右侧观看时,曲柄从时钟 12 点指针的位置开始,按顺时针方向的旋转角;对于前置型游梁式抽油机,曲柄角为井口位置在右侧观看时,曲柄从时钟 6 点指针的位置开始,按逆时针方向的旋转角;对于气动平衡游梁式抽油机,曲柄角为井口位置在右侧观看时,曲柄从时钟 6 点指针的位置开始,按顺时针方向的旋转角。

^b 光杆位置因数 \overline{PR} 见 3.1.24 的定义说明。

^c 扭矩因数 \overline{TF} 见 3.1.23 的定义说明。

表 E.3 减速器净扭矩计算表

曲柄平衡游梁式抽油机的顺时针方向旋转时,减速器净扭矩计算公式:

$$T_n = \overline{TF}(W-B) - M \cdot \sin\theta$$

公司_____

井位_____

井号_____

游梁式抽油机型号:_____

θ	$\sin\theta$	W	B	$W-B$	\overline{TF}	$\overline{TF}(W-B)$	$-M \cdot \sin\theta$	T_n
0	0							
15	0.259							
30	0.500							
45	0.707							
60	0.866							
75	0.966							
90	1.000							
105	0.966							
120	0.866							
135	0.707							
150	0.500							
165	0.259							
180	0							
195	-0.259							
210	-0.500							
225	-0.707							
240	-0.866							
255	-0.966							
270	-1.000							
285	-0.966							
300	-0.866							
315	-0.707							
330	-0.500							
345	-0.259							

注 1: T_n ——减速器静扭矩,单位为牛米(N·m)。

注 2: \overline{TF} ——曲柄角为 θ 时扭矩因数,单位为米(m)。

注 3: W ——曲柄角为 θ 时测得的悬点载荷,单位为牛(N)。

注 4: B ——结构不平衡重,单位为牛(N)。

注 5: M ——最大旋转平衡重扭矩,单位为牛米(N·m)。

$M = (CB_{at90^\circ} - B) (\overline{TF}_{at90^\circ})$, 即(曲柄角为 90° 时的平衡重 $-B$) \times (曲柄角为 90° 时扭矩因数)。

注 6: θ ——曲柄角,单位为度($^\circ$)。

表 E.4 减速器净扭矩计算表

曲柄平衡游梁式抽油机的逆时针方向旋转时,减速器净扭矩计算公式:

$$T_n = \overline{TF}(W-B) - M \cdot \sin\theta$$

公司_____

井位_____

井号_____

游梁式抽油机型号:_____

θ	$\sin\theta$	W	B	$W-B$	\overline{TF}	$\overline{TF}(W-B)$	$-M\sin\theta$	T_n
0	0							
345	-0.259							
330	-0.500							
315	-0.707							
300	-0.866							
285	-0.966							
270	-1.000							
255	-0.966							
240	-0.866							
225	-0.707							
210	-0.500							
195	-0.259							
180	0							
165	0.259							
150	0.500							
135	0.707							
120	0.866							
105	0.966							
90	1.000							
75	0.966							
60	0.866							
45	0.707							
30	0.500							
15	0.259							

注 1: T_n ——减速器净扭矩,单位为牛米(N·m)。

注 2: \overline{TF} ——曲柄角为 θ 时扭矩因数,单位为米(m)。

注 3: W ——曲柄角为 θ 时测得的悬点载荷,单位为牛(N)。

注 4: B ——结构不平衡重,单位为牛(N)。

注 5: M ——最大旋转平衡重扭矩,单位为牛米(N·m)。

$M = (CB_{at270^\circ} - B) (\overline{TF}_{at270^\circ})$, 即(曲柄角为 270° 时的平衡重 $-B$) \times (曲柄角为 270° 时扭矩因数)。

注 6: θ ——曲柄角,单位为度($^\circ$)。

表 E.5 减速器净扭矩计算表

异相曲柄平衡游梁式抽油机顺时针方向旋转时,减速器净扭矩计算公式:

$$T_n = \overline{TF}(W - B) - M \cdot \sin(\theta + \tau)$$

公司_____

井位_____

井号_____

游梁式抽油机型号:_____

θ	$\sin(\theta + \tau)$	W	B	$W - B$	\overline{TF}	$\overline{TF}(W - B)$	$M [\sin(\theta + \tau)]$	T_n
0	0							
15	0.259							
30	0.500							
45	0.707							
60	0.866							
75	0.966							
90	1.000							
105	0.966							
120	0.866							
135	0.707							
150	0.500							
165	0.259							
180	0							
195	-0.259							
210	-0.500							
225	-0.707							
240	-0.866							
255	-0.966							
270	-1.000							
285	-0.966							
300	-0.866							
315	-0.707							
330	-0.500							
345	-0.259							

注 1: T_n ——减速器净扭矩,单位为牛米(N·m)。

注 2: \overline{TF} ——曲柄角为 θ 时扭矩因数,单位为米(m)。

注 3: W ——曲柄角为 θ 时测得的悬点载荷,单位为牛(N)。

注 4: B ——结构不平衡重,单位为牛(N)。

注 5: M ——最大旋转平衡重扭矩,单位为牛米(N·m)。

$$M = (CB_{at90^\circ} - B)(\overline{TF}_{at90^\circ}) / \sin(90^\circ + \tau)。$$

注 6: θ ——曲柄角,单位为度(°)。

注 7: τ ——曲柄平衡角(当曲柄平衡重相对于曲柄销轴承逆时针方向转动时为负)。

表 E.6 制造厂用减速器数据表

制造厂				编制日期							
公称减速器规格											
计算值											
抗点蚀强度扭矩											
第一级减速				N · m							
第二级减速				N · m							
第三级减速				N · m							
抗弯强度扭矩				静扭矩							
第一级减速				第一级减速							
大齿轮		N · m	小齿轮		N · m	大齿轮		N · m	小齿轮		N · m
第二级减速				第二级减速							
大齿轮		N · m	小齿轮		N · m	大齿轮		N · m	小齿轮		N · m
第三级减速				第三级减速							
大齿轮		N · m	小齿轮		N · m	大齿轮		N · m	小齿轮		N · m
<p>注：第一级减速是高速级；对于二级减速齿轮减速器，二级减速为低速级，对于三级减速齿轮减速器，第二级减速为中间级；对于三级减速齿轮减速器，第三级减速为低速级，对于二级减速齿轮减速器，第三级减速不存在。</p>											
结构特点											
减速器类型(如没有可划掉)											
	(单级)	(二级)	(三级)减速器								
	(单级)	(二级)	斜齿轮								
齿											
齿数和法向模数											
第一级减速	N_p			N_g			m_n				
第二级减速	N_p			N_g			m_n				
第三级减速	N_p			N_g			m_n				
齿轮轴间的标准中心距及净齿面宽度											
第一级减速	CD						F				
第二级减速	CD						F				
第三级减速	CD						F				
螺旋角、法向压力角、横向压力角(度)											
第一级减速	ψ_g			φ_n			φ_t				
第二级减速	ψ_g			φ_n			φ_t				
第三级减速	ψ_g			φ_n			φ_t				

表 E.6 制造厂用减速器数据表 (续)

抗点蚀几何系数(I_p)和弯曲强度几何系数 J_b (用于大、小齿轮)(仅限于渐开线齿形齿轮)					
第一级减速几何系数	I_p		$J_{b,p}$		$J_{b,g}$
第二级减速几何系数	I_p		$J_{b,p}$		$J_{b,g}$
第三级减速几何系数	I_p		$J_{b,p}$		$J_{b,g}$
制造方式					
齿轮加工用		工艺完成	齿精加工用		工艺完成
齿轮硬化方法					
大、小齿轮的材料和硬度					
一级减速					
大齿轮材料		表面硬度 HB^a		芯部硬度 HB^b	
小齿轮材料		表面硬度 HB^a		芯部硬度 HB^b	
二级减速					
大齿轮材料		表面硬度 HB^a		芯部硬度 HB^b	
小齿轮材料		表面硬度 HB^a		芯部硬度 HB^b	
三级减速					
大齿轮材料		表面硬度 HB^a		芯部硬度 HB^b	
小齿轮材料		表面硬度 HB^a		芯部硬度 HB^b	
其他零件					
曲柄轴材料			硬度		
壳体材料					
壳体类型:	剖分式		整体式		
轴承类型 ^c			轴承载荷 ^e		
高速小齿轮			高速小齿轮		
中速小齿轮 ^d			中速小齿轮 ^d		
低速小齿轮			低速小齿轮		
低速大齿轮			低速大齿轮		
^a 对经表面硬化处理的大、小齿轮的表面硬度应用洛氏硬度表示。 ^b 只对经表面硬化处理的大、小齿轮要求芯部硬度。 ^c 列出所有滑动轴承在工作时的投影面积,对于滚动轴承填入美国轴承制造商协会(或相当)规格,列出每根轴上的所有轴承(说明轴承是安装在支座内还是直接安装在齿轮壳体内)。 ^d 不用于二级减速器。 ^e 对于滑动轴承,填入每个轴承上的载荷。对于滚动轴承,填入按照 5.3.4.2.2 计算的 L_{10} 的使用寿命。					

参 考 文 献

- [1] GB/T 1348 球墨铸铁件
- [2] GB/T 9439 灰铸铁件
- [3] GB/T 12361 钢质模锻件 通用技术条件
- [4] GB/T 13384 机电产品包装通用技术条件
- [5] GB/T 40089 石油和天然气工业用钢丝绳 最低要求和验收条件
- [6] JB/T 4385.1 锤上自由锻件 通用技术条件
- [7] JB/T 5936 工程机械 机械加工件通用技术条件
- [8] JB/T 5939 工程机械 铸钢件通用技术条件
- [9] JB/T 5943 工程机械 焊接件通用技术条件
- [10] JB/T 5945 工程机械 装配通用技术条件
- [11] JB/T 5946 工程机械 涂装通用技术条件



