



中 华 人 民 共 和 国 国 家 标 准

GB/T 37454—2019

铁路车辆非动力车轴设计方法

Design method for non-powered axles of rolling stock

2019-05-10发布

2019-12-01实施

国家市场监督管理总局
中国国家标准化管理委员会

发 布

目 次

前言 I

1 范围 1

2 符号 1

3 概述 2

4 设计需要考虑的基于质量和制动工况的力和力矩 3

 4.1 力的类型 3

 4.2 运动中质量的作用 3

 4.3 制动作用 6

 4.4 曲线通过和车轮几何形状的影响 9

 4.5 合成力矩的计算 9

5 车轴各部分几何特性的确定 9

 5.1 车轴各截面的应力 9

 5.2 轴颈和轴身直径的确定..... 13

 5.3 车轴各座直径的确定..... 13

6 许用应力..... 16

 6.1 通 则..... 16

 6.2 JZ6钢 16

 6.3 JZ6 以外的钢 17

附录 A(资料性附录) 车轴计算模板..... 19

附录B (资料性附录)摆式车辆载荷系数计算方法..... 22

附录C (资料性附录)设计米轨或接近米轨的窄轨轮对考虑的力..... 23

附录D (规范性附录)新钢种全尺寸疲劳极限的确定方法..... 24

参考文献 30

前 言

本标准按照GB/T 1.1—2009给出的规则起草。

本标准由国家铁路局提出并归口。

本标准起草单位：中车青岛四方车辆研究所有限公司、中国铁道科学研究院集团有限公司机车车辆研究所、中车青岛四方机车车辆股份有限公司、中车长春轨道客车股份有限公司、中车株洲电力机车有限公司。

本标准主要起草人：刁克军、庞伟娟、陈厚嫦、周平宇、李国栋、罗彦云。

铁路车辆非动力车轴设计方法

1 范围

本标准规定了铁路车辆非动力车轴设计应考虑基于质量和制动工况的力和力矩、车轴各部分几何特性的确定以及许用应力。

本标准适用于各种轨距¹⁾铁路客车、货车用实心 and 空心非动力车轴设计。轻轨车辆和有轨电车的非动力车轴设计可参照使用。

本标准不适用于机车和动力转向架非动力车轴的设计。

2 符号

表1所列符号适用于本文件。

表 1 符号

序号	符号	单位	说 明
1	m1	kg	每轮对轴颈上的质量(包括轴承和轴箱的质量)
2	m2	kg	轮对质量和车轮两滚动圆之间在轮对上的质量(制动盘等)
3	m1 + m2	kg	轮对作用于钢轨上的质量
4	g	m/s²	重力加速度
5	P	N	每轮对施加在钢轨上的垂向力的二分之一, $P = \frac{(m_1 + m_2)g}{2}$
6	Po	N	当载荷对称时每轴颈上的垂向静载荷, $P_o = \frac{m_1 g}{2}$
7	P1	N	增载侧轴颈上的垂向力
8	P2	N	减载侧轴颈上的垂向力
9	P'	N	机械制动系统的制动力的一部分
10	Y1	N	增载侧垂直于钢轨的轮轨水平力
11	Y2	N	减载侧垂直于钢轨的轮轨水平力
12	H	N	平衡Y1和Y2的力
13	Q1	N	增载侧车轮垂向反力
14	Q2	N	减载侧车轮垂向反力
15	F	N	安装在两车轮之间的簧下零部件(制动盘、齿轮等)的质量施加的力, i表示某个簧下零部件
16	F	N	一个车轮同一闸瓦托上闸瓦或一个制动盘上闸片的最大压力

1) 对非标准轨距, 一些公式需要修改。

表 1 (续)

序号	符号	单位	说 明
17	M	N · mm	运行中质量引起的弯矩
18	M', M	N · mm	制动引起的弯矩
19	M	N · mm	制动引起的扭矩
20	MX, MZ	N · mm	弯矩之和
21	MY	N · mm	扭矩之和
22	MR	N · mm	合成力矩
23	2b	mm	两轴颈上垂向力作用点间距
24	2s	mm	两车轮滚动圆间距
25	h ₁	mm	轮对承载质量的重心到车轴中心线的高度
26	y _i	mm	力F _i 到一个车轮滚动圆间的距离
27	y	mm	从力P ₁ 的作用截面到任一计算截面的距离
28	P		车轮踏面与闸瓦间或制动盘与闸片间平均摩擦系数
29	σ	MPa	一个截面的计算应力
30	K		疲劳应力集中系数
31	R	mm	车轮滚动圆名义半径
32	R _p	mm	制动半径
33	d	mm	车轴某截面的直径
34	d'	mm	空心车轴内孔直径
35	D	mm	用于确定K值的直径
36	r	mm	用于确定K值的过渡圆弧或沟槽半径
37	S		安全系数
38	G	—	重心
39	R	MPa	光滑试样旋转弯曲1×10 ⁷ 次循环的疲劳极限
40	RE	MPa	缺口试样旋转弯曲1×10 ⁷ 次循环的疲劳极限
41	ag	m/s ²	未平衡横向加速度
42	f		侧向力系数

3 概述

3.1 车轴设计的主要步骤如下：

- a) 确定车轴受力，计算车轴各截面的力矩；
- b) 选定车轴轴身和轴颈的直径，在这些直径的基础上计算其他截面的直径；
- c) 按以下方式验证选定的结果：
 - 1) 对每个截面计算应力；
 - 2) 计算应力与许用应力比较。

3.2 许用应力主要由以下因素确定：

- a) 钢种；
 - b) 车轴是实心还是空心。
- 车轴计算模板参见附录 A。

4 设计需要考虑的基于质量和制动工况的力和力矩

4.1 力的类型

应考虑两种类型的力：

- a) 运动中质量引起的力；
- b) 制动力。

4.2 运动中质量的作用

运动中质量引起的力穿过轴中心线集中作用在垂向对称面(y, z) 上，产生的力矩见图1。

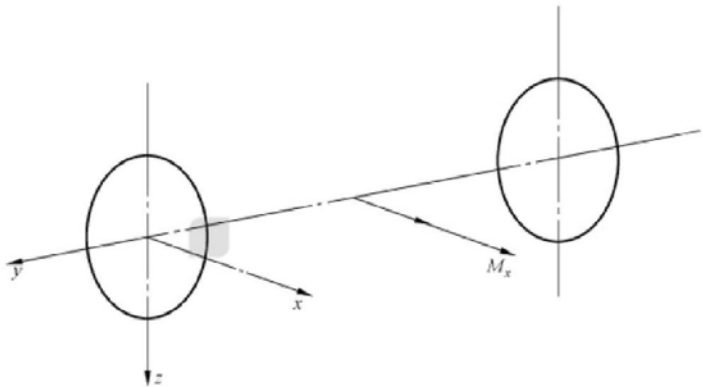


图 1 运动中质量产生的力矩示意图

除非用户另有规定，对于主要铁路车辆应考虑的质量(m_1+m_2) 见表2。对特殊应用，如市郊车辆，应根据特殊使用要求另行规定质量。

表 2 对主要铁路车辆应考虑的质量

铁路车辆类型		质量 (m_1+m_2)
货车		运用中允许的最大载重下的货车质量分摊到计算车轴的部分
客车(包括旅客座椅卧铺、行李间、邮件室)	1——干线车辆 “	整备质量加上1.2倍有效载重： “整备质量”的定义为：无乘客车辆质量，装满水、砂、燃料等； “有效载重”的定义为：每名乘客质量包括随身行李约80 kg： ——每座席1名乘客； ——走廊和通过台每平方米2名乘客； ——每个乘务员室2名人员； ——行李间按每平方米300 kg计

表 2(续)

铁路车辆类型		质量 (m_1+m_2)
客车(包括旅客座椅卧铺、行李间、邮件室)	2——市郊车辆, b	整备质量加上1.2倍有效载重: “整备质量”的定义为: 无乘客的车辆质量, 装满水、砂、燃料等; “有效载重”的定义为: 每名乘客质量包括小行李或无行李重约70 kg: ——每座席1名乘客; ——走廊区每平方米3名乘客; ——通过台区域每平方米4名或5名乘客; ——行李间按每平方米300 kg计
按正常运用的干线和市郊车辆状态确定计算用有效载重。如果运用条件与上述显著不同, 质量应修改, 例如增加或减少走廊和通过台每平方米乘客数目。 b市郊车辆有时与旅客列车的等级有关, 如一等车或二等车。		

根据图2中的力 P_1 、 P_2 、 Q_1 、 Q_2 、 Y_1 、 Y_2 和 F ; 计算任一截面的弯矩(M_z)。它描述了车轴所处的最

恶劣的状态, 例如:

- a) 力的不对称分布;
- b) 每个簧下零部件质量引起的力 F ; 的方向选定原则为: 其引起的弯矩方向与垂向力引起的弯矩方向一致;
- c) 每个簧下零部件引起的力 F ; 为其质量乘以 g 。

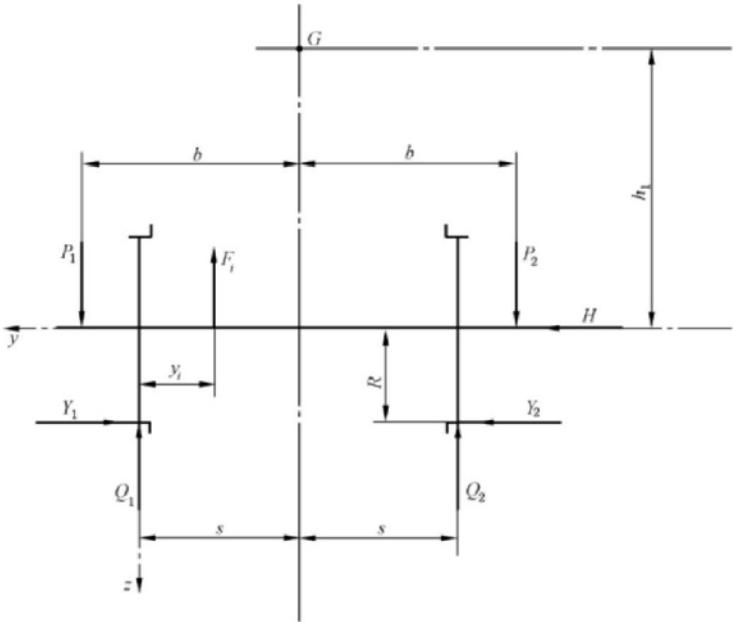


图 2 车轴受力示意图

表3给出了由 m_1 计算出的力值。

公式的系数适用于标准轨距车轴和通用的悬挂系统。对于非标准轨距(如米轨)或新的悬挂系统(如摆式系统),应考虑其他的系数值,参见附录B和附录C。

表 3 由 m_1 计算出的力值

非导向车轴	$P_1=(0.625+0.075h_1/b)m_1g$ $P_2=(0.625-0.075h_1/b)m_1g$ $Y_1=0.30m_1g$ $Y_2=0.15m_1g$ $H=Y_1-Y_2=0.15m_1g$
导向车轴	$P_1=(0.625+0.0875h_1/b)m_1g$ $P_2=(0.625-0.0875h_1/b)m_1g$ $Y_1=0.35m_1g$ $Y_2=0.175m_1g$ $H=Y_1-Y_2=0.175m_1g$
所有车轴	$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) - (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i y_i]$
导向车轴是指用于可逆运行列车头部车辆的第一个(导向)转向架的车轴。如果车轴可用于两种位置(导向或非导向)则按导向车轴考虑。	

表4给出了车轴每个区域计算 M_x 的公式和 M_x 值沿车轴变化的弯矩图。

表 4 各区域计算 M_x 的公式与 M_x 值沿车轴变化的弯矩图

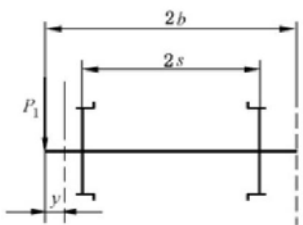
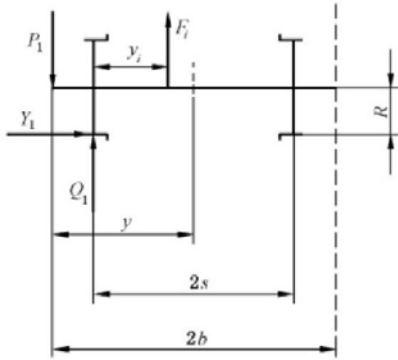
车轴区域	M_{xa}
载荷面与车轮滚动圆之间	 $M_x = P_1 y$
两车轮滚动圆之间	 $M_x = P_1 y - Q_1 (y - b + s) + Y_1 R - \sum_i F_i (y - b + s - y_i)$ Fi: 位于计算截面左侧的力

表 4（续）

车轴区域	M_x
M 值沿车轴变化的弯矩图	
对于非对称车轴，应对两轴颈交替加载以确定最不利情况后计算。	

4.3 制动作用

制动产生的横截面力矩可用3个分量(M'_y 、 M'_x 、 M'_z) 表示，见图3：

- a) 弯矩 M'_y ，由平行于 z 轴的垂向力引起；
- b) 弯矩 M'_x ，由平行于 x 轴的水平力引起；
- c) 扭 矩 M'_z ，指向车轴中心线(y 轴)，由施加在车轮的切向力引起。

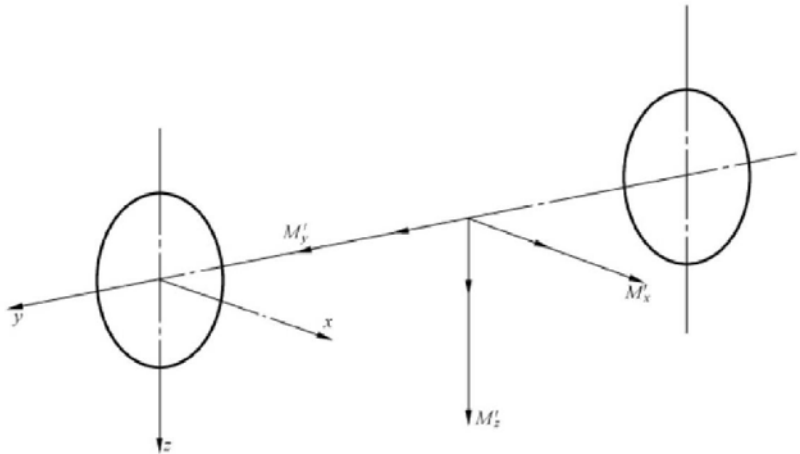


图 3 制动产生的力矩示意图

每种制动方式产生的力矩分量 M 、 M' 、 M_2 见表5。

如果几种制动方式同时作用，则应将相应每种制动方式的值相加。

如果使用其他制动方式，可根据表5的相同原则计算力和力矩，应特别注意分量 M 的计算，其直接与代表车轴运动质量引起的 M 相 加 。

表 5 每种制动方式的横截面力矩分量

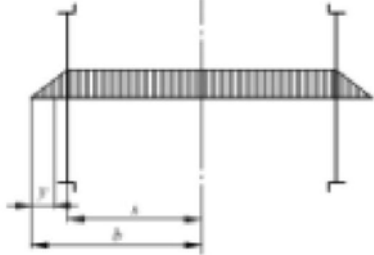
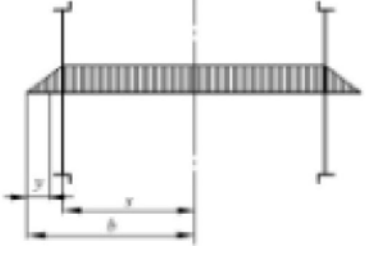
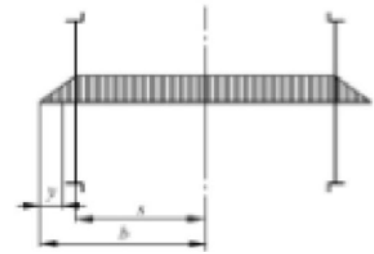
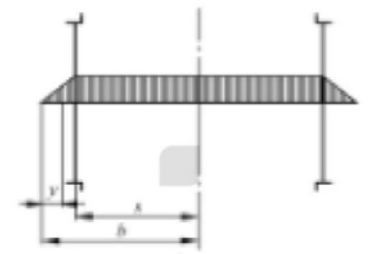
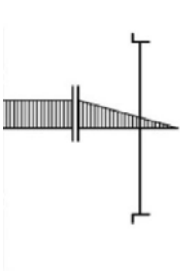
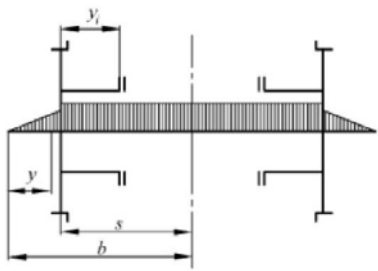
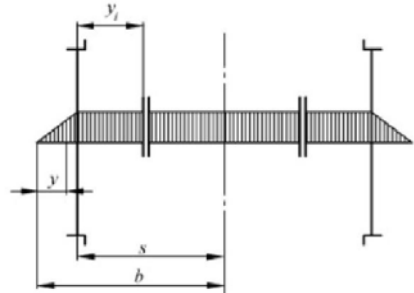
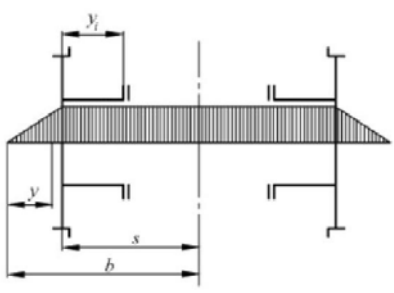
M'、M'、M	制动类型			
	双侧踏面闸瓦制动		单侧踏面闸瓦制动	
	载荷面与滚动圆之间	两滚动圆之间	载荷面与滚动圆之间	两滚动圆之间
M	$M=0.3FFy^1, b$	$M=0.3F P(b-s)a, b$	$M=F Tyh$	$M'=FP(b-s)b$
				
M	$M_2=F(0.3+P)y^4$	$M=F(0.3+F)(b-s)$	$M'=Fy(1+P)y$	$M=Fy(1+P)(b-s)$
				
$\frac{A}{vy}$	$M', =0$	$M'=0.3P'R. d$	$M, =0$	$M, =0.3P'R. d$
M、M、M	制动类型			
	两制动盘安装在车轴上		两制动盘安装在车轮轮毂上	
	载荷面与滚动圆之间	滚动圆与制动盘之间	载荷面与滚动圆之间	两滚动圆之间
M'	$M=F_1Iyb$	$M=F P(b-s+y;)$	$M=F_1Iyb$	$M'=F_1P(b-s+y;)$
				
M	$M:=F, rR$	$M:=F, rk(b-s)$	$M=F, R$	$M:=F_1F(b-)R$
				
M	$M'=0$	$M'=0.3P'Rde$	$M, =0$	$M'=0.3P'Rde$

表 5 (续)

M'、M'、M	制动类型			
	一个制动盘安装在车轴上		一个制动盘安装在车轮轮毂上	
M	第一个载荷面与 制动盘之间	制动盘与第 二个载荷面之间	第一个载荷面与 第一个滚动面之间	第一个滚动面与 第二个载荷面之间
	$M' = F_f \Gamma \frac{(b+s-y_i)}{2b} y^3$	$M = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)^3$	$M = \frac{1}{2b} F_f \Gamma y (b+s-y_i)^3$	$M' = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)^3$
M	载荷面与滚动圆之间	两滚动圆之间	载荷面与滚动圆之间	两滚动圆之间
	$M_z' = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y^3$	$M_z' = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (b-s)^3$	$M_z' = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y^3$	$M_z' = F_f \Gamma (b-s)^3$
M	载荷面与滚动圆之间	两滚动圆之间	载荷面与滚动圆之间	两滚动圆之间
	$M' = 0$	$M' = 0.3 P' R_d$	$M' = 0$	$M' = 0.3 P' R_d, e$
系数0.3是由基于每车轮上两制动闸瓦可能存在的压力差由试验得到。 b除非另有规定，I的取值如下： a) 对制动闸瓦： I=0.1 铸铁闸瓦； P=0.17 除铸铁闸瓦以外的所有低摩擦系数闸瓦； P=0.25 除铸铁闸瓦以外的所有高摩擦系数闸瓦。 b) 对制动闸片： P=0.35。 该值由试验得到，对应两车轮的制动力差，该力差作用于车轮切线方向，等于0.3P'，它包含了4.3所述的扭矩。 d P' 是制动时力P的一部分，该值由制动方式决定 通常，两滚动圆之间的扭矩取0.3P' R，它包括制动产生的扭矩和4.4所述的扭矩。 f 当制动盘安装在车轮辐板上时y_i=0。				

4.4 曲线通过和车轮几何形状的影响

对于非制动轮对，扭矩 $M'=0.2PR$ ，考虑了可能存在的轮径差和通过曲线的影响。
对于制动轮对，这些影响包含在制动作用中。

4.5 合成力矩的计算

每一截面通过合成力矩 MR 应按式(1)计算最大应力：

$$MR=\sqrt{MX^2+MY^2+MZ^2} \quad \dots\dots\dots(1)$$

其中 MX 、 MY 和 MZ 为运行中车轴的载荷和制动引起的各种力矩分量之和，应按式(2)、式(3)、式(4)计算：

$$MX=M+\sum M' \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$MY=2M' \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$MZ=ZM' \quad \dots\dots\dots(4)$$

在直径为 d 的实心车轴(同样也适用于空心车轴)外表面的一点，分量 MX 、 MY 和 MZ 产生：

a) 对应于 MX 和 MZ 正应力；

b) 对应于 MY 的剪切应力。

圆形截面弯曲的正应力应按式(5)计算：

$$\sigma_n = \frac{32\sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi d^3} \quad \dots\dots\dots(5)$$

圆形截面扭转的剪应力应按式(6)计算：

$$\sigma_t = \frac{16MY}{\pi d^3} \quad \dots\dots\dots(6)$$

结果可得到两个主应力 σ_1 和 σ_2 ，见式(7)、式(8)：

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_n + \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2} \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_n - \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2} \quad \dots\dots\dots(8)$$

因为正应力的绝对值比剪应力的值大10倍~20倍，所以选择最大莫尔圆直径检验 d 的取值，见式(9)：

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2} \quad \dots\dots\dots(9)$$

故，合成力矩规定为式(1)。

5 车轴各部分几何特性的确定

5.1 车轴各截面的应力

5.1.1 应力

在直径为 d 的任一截面，应力计算如下：

a) 实心车轴见图4 a)，应力按式(10)计算：

$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3} \quad \dots\dots\dots(10)$$

b) 空心车轴见图4 b), 计算如下:

1) 外表面应力按式(11)计算:

$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi(d^4 - d'^4)} \quad \dots\dots\dots(11)$$

2) 内孔应力按式(12)计算:

$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d'}{\pi(d^4 - d'^4)} \quad \dots\dots\dots(12)$$

注1:当轮座为锥形时截面应力的计算,合成力矩取最大值,截面直径取轮座最小直径。

注2:公式中K是疲劳应力集中系数,即考虑到几何尺寸和材质特性。



图4 车轴类型

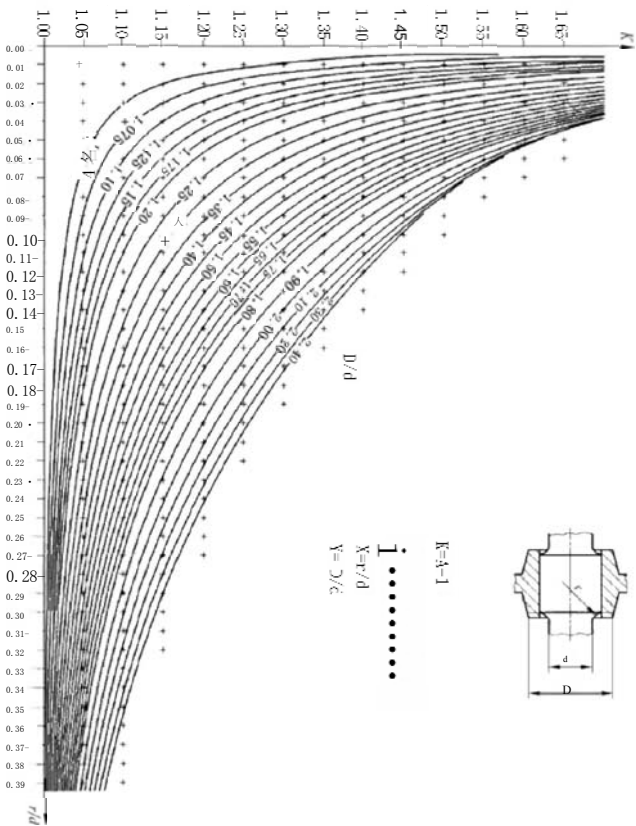
5.1.2 疲劳应力集中系数

在实心车轴和空心车轴的圆柱外表面及空心车轴内孔表面,疲劳应力集中系数K为1。而截面改变使应力增大,最大应力出现在以下位置:

- a) 两相邻不同直径圆柱过渡部分的底部;
- b) 沟槽底部。

如果过渡区域有几个不同半径的圆弧,重要部位不宜在两个圆弧相交处。如果出现这种情况,应计算过渡半径各相交面上的应力水平。

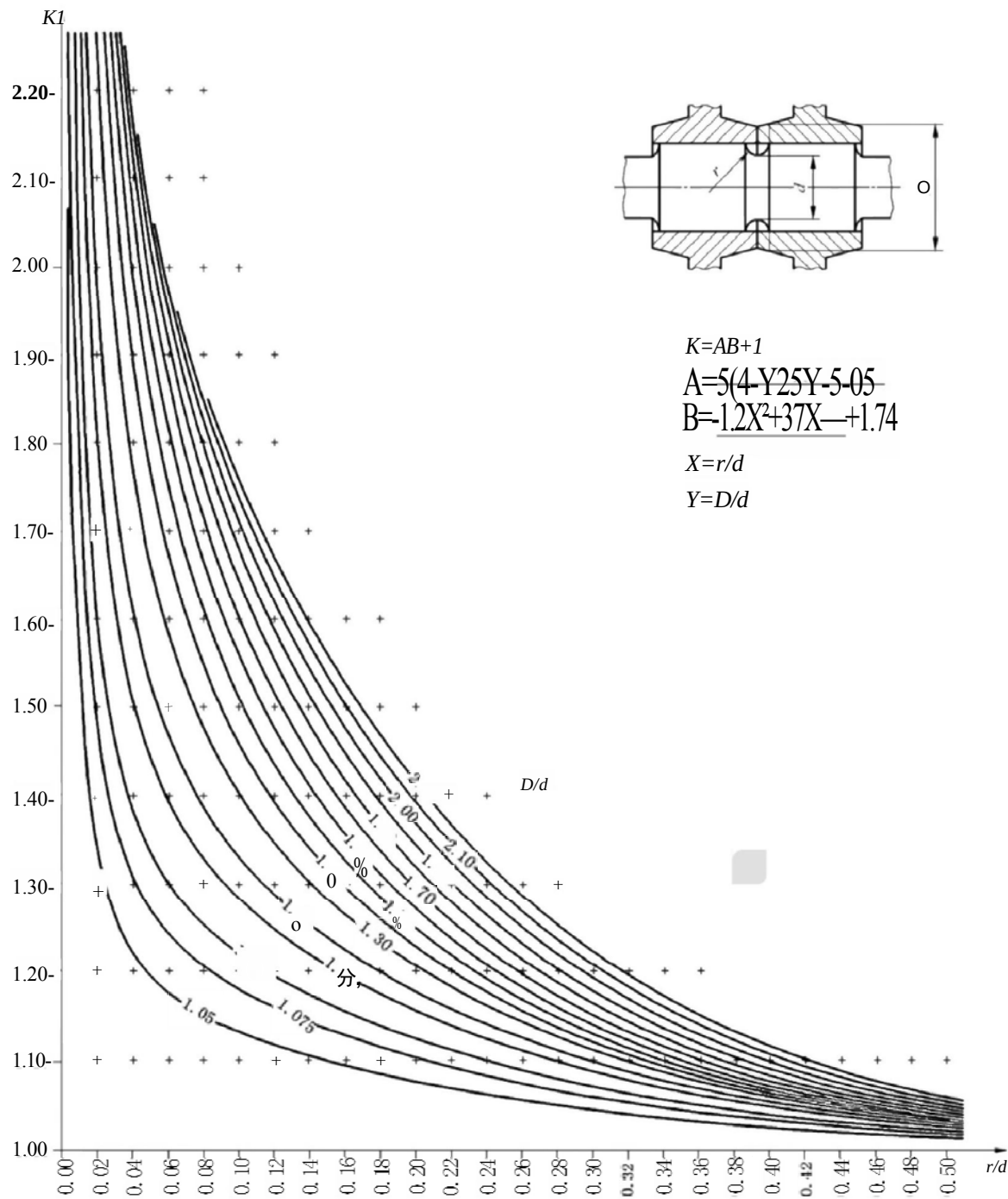
两圆柱之间过渡处的底部疲劳应力集中系数K的计算见图5,沟槽底部疲劳应力集中系数K的计算见图6,K由两个比值 $\frac{D}{d}$ 和 $\frac{r}{d}$ 获得。



说明:
——过渡圆角或落瘤半径;
 d ——计算应力集中的圆棒部分直径;
 D ——非圆棒部分直径。

图 5 $\frac{D}{d}$ 相关函数的疲劳应力集中系数 K (在两圆柱之间过渡处的底部)

对于压装车轮、制动盘的座， D 取轮毂直径，见图 5，对防尘圈、挡板等因过渡量较小， r 取座径。



说明：
r——过渡圆角或沟槽半径；
d——计算应力集中的圆柱部分直径；
D——相邻圆柱部分直径。

图 6 $\frac{D}{d}$ 和 $\frac{r}{d}$ 相关函数的疲劳应力集中系数K（沟槽底部）

对于压装车轮、制动盘、齿轮或轴承的座，D 取毂或轴承内圈外径，见图7a)、图 7b) 和 图 7c)。对防尘圈、挡板等因过盈量较小，D 取座的直径。

设计应充分考虑包含检修和最小公差后确定的最小车轴截面直径。

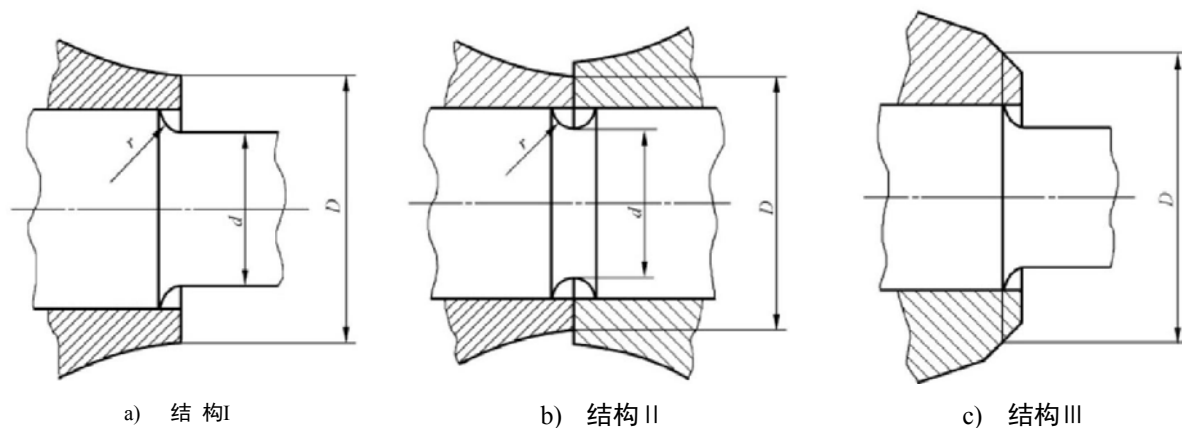


图 7 毂结构示意图

5.2 轴颈和轴身直径的确定

在选择轴颈和轴身直径时，宜首先考虑相连零部件例如轴承的现有尺寸。

实心车轴最大应力按式(13)计算：

$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3} \quad \dots\dots\dots (13)$$

空心车轴最大应力按式(14)计算：

$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi (d^4 - d'^4)} \quad \dots\dots\dots (14)$$

将计算应力与第6章给出的最大许用应力进行比较，确定车轴的直径。轴颈安装轴承内圈端部部位应设计一个0.1 mm~0.2 mm深的凹槽以避免引起切口效应，见图8。

5.3 车轴各座直径的确定

5.3.1 防尘座及其与轴颈之间的过渡

防尘座直径 d_2 宜比轴颈直径 d_1 大30 mm。因此，在防尘座与轴颈之间的过渡区域应按图8、图9 结构设计。

图9为轴颈和防尘座过渡部分。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/275142111342011310>