ICS 53.020.20
J 80

中华人民共和国国家标准

GB/T 22437.1—2018/ISO 8686-1:2012
代替 GB/T 22437.1—2008

起重机　载荷与载荷组合的设计原则
第1部分:总则

Cranes—Design principles for loads and load combinations—
Part 1:General

(ISO 8686-1:2012,IDT)

2018-05-14 发布　　2018-12-01 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　规范性引用文件 …… 1

3　术语和定义 …… 1

4　符号 …… 1

5　总则 …… 2

5.1　一般原则 …… 2

5.2　结构设计或能力验算的两种常用方法 …… 3

5.3　载荷估算 …… 3

5.4　载荷类别 …… 3

6　载荷与适用系数 …… 4

6.1　常规载荷 …… 4

6.2　偶然载荷 …… 8

6.3　特殊载荷 …… 8

6.4　其他载荷 …… 11

7　载荷组合的选择原则 …… 12

7.1　基本考虑 …… 12

7.2　在安装、拆卸和运输过程中的载荷组合 …… 15

7.3　表 3 的应用 …… 15

7.4　验证刚体稳定性的分项安全系数 …… 17

附录 A（规范性附录）　许用应力设计法和极限状态设计法的应用 …… 19

附录 B（资料性附录）　动力系数 ϕ_i 应用的一般注释 …… 21

附录 C（资料性附录）　在轨道上运行的起重机械估算系数 ϕ_4 值的模型示例 …… 22

附录 D（资料性附录）　确定由加速度产生的载荷示例 …… 26

附录 E（资料性附录）　偏斜引起的载荷（水平侧向力）分析方法示例 …… 34

附录 F（资料性附录）　起升驱动类型图示 …… 39

参考文献 …… 42

前　言

GB/T 22437《起重机　载荷与载荷组合的设计原则》分为5个部分：

——第1部分：总则；

——第2部分：流动式起重机；

——第3部分：塔式起重机；

——第4部分：臂架起重机；

——第5部分：桥式和门式起重机。

本部分为GB/T 22437的第1部分。

本部分按照GB/T 1.1—2009给出的规则起草。

本部分代替GB/T 22437.1—2008《起重机　载荷与载荷组合的设计原则》，与GB/T 22437.1—2008相比主要技术变化如下：

——将“分项载荷系数”修改为“分项安全系数”(见第4章表1，2008年版的第4章表1)；

——增加了有效载荷意外丧失所引起的动力效应系数ϕ_9(见第4章表1)；

——将“将本部分应用于相同操作与环境条件下作业的不同类型起重机时，应寻求失效的等效抗力”的规定从第1章调整到第5章(见5.1，2008年版的第1章)；

——在极限状态法中增加了“若将本部分与ISO 20332结合使用，则极限状态法为首要必备的二阶方法”的规定(见5.2)；

——将载荷类型从第6章调整到第5章(见第5章，2008年版的第6章)；

——将“起升总载荷离开地面时”修改为“起升有效载荷离开地面时”(见6.1.1，2008年版的6.1.1)；

——修改了ϕ_2的计算公式及相应数表(见6.1.2.1.1，2008年版的6.1.2.1和6.1.2.2)；

——增加了“轮轴平行度的准确性”的表述(见6.2.2)；

——增加了“对于试验载荷的验证计算，应考虑最小级别风速5.42 m/s”的表述(见6.3.2)；

——增加了“有效载荷意外丧失引起的载荷”(见6.3.5)；

——增加了“起重机或起重机零部件的质量”(见7.3.7)；

——增加了“对结构计算有利或不利的质量”(见7.3.7.1)；

——增加了“起重机质量的分项安全系数”(见7.3.7.2)；

——增加了“起重机质量的安全系数”(见7.3.7.3)；

——增加了“适用于由位移引起载荷的分项安全系数”(见7.3.8)；

——增加了“验证刚体稳定性的分项安全系数”及相应数表(见7.4)；

本部分使用翻译法等同采用ISO 8686-1:2012《起重机　载荷与载荷组合的设计原则　第1部分：总则》。

与本部分中规范性引用的国际文件有一致性对应关系的我国文件如下：

——GB/T 5905—2011　起重机　试验规范和程序(ISO 4310:2009，IDT)

——GB/T 6974(所有部分)　起重机　术语[ISO 4306(所有部分)]

——GB/T 30024—2013　起重机　金属结构能力验证(ISO 20332:2008，IDT)

本部分做了下列编辑性修改：

——将正文与附录中的公式进行了统一编号；

——对附录C中C.2.4系数ξ和系数α之间关系公式进行了取绝对值的修改。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国起重机械标准化技术委员会(SAC/TC 227)归口。

本部分负责起草单位:太原科技大学、北京起重运输机械设计研究院有限公司。

本部分参加起草单位:中联重科股份有限公司、江西工埠机械有限责任公司、法兰泰克重工股份有限公司、河南省矿山起重机有限公司、上海市机械施工集团有限公司。

本部分主要起草人:徐格宁、董青、张培、戚其松、任会礼、喻林、金红萍、任海涛、陈晓明。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为:

——GB/T 22437.1—2008。

起重机　载荷与载荷组合的设计原则
第1部分:总则

1　范围

GB/T 22437的本部分规定了各种载荷计算的通用方法和选择载荷组合的一般原则,其目的是为了验证ISO 4306-1所定义的各类起重机金属结构及机械零部件的承载能力。

本方法以刚体动力分析及弹性静力分析为基础,但也允许使用经理论和实践证明具有相同效能的、更先进的(计算或试验)方法估算载荷与载荷组合的效应和动力载荷系数值。

本部分有两种不同用途:

a)　为不同类型起重机械制订更专用的标准,提供参数值的通用形式、内容及范围。

b)　在设计者、制造者与购买者之间为没有专用标准的起重机械就载荷与载荷组合达成协议提供一个框架。

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。

ISO 4302　起重机　风载荷估算(Cranes—Wind load assessment)

ISO 4306(所有部分)　起重机　术语(Lifting appliances—Vocabulary)

ISO 4310　起重机　试验规范和程序(Cranes—Test code and procedures)

ISO 20332　起重机　金属结构能力验证(Cranes—Proof of competence of steel structures)

3　术语和定义

ISO 4306界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

载荷　load or loads

以力、位移或温度形式从外部或内部作用,致使起重机金属结构或机械部件产生应力。

3.2

动力分析　analysis

〈刚体〉对假定为非弹性元件组成系统模型作运动和内力的研究。

3.3

动力分析　analysis

〈弹性体〉对假定为弹性元件组成系统模型作相关弹性位移、运动和内力的研究。

4　符号

本部分采用的主要符号见表1。

表 1　主要符号

符　号	说　　明	参考本部分有关内容
ϕ_i	反映动力效应的动力载荷系数	多处
ϕ_1	作用在起重机械质量上的反映起升重力效应的起升冲击系数	6.1.1,表 3
ϕ_2	起升地面载荷的起升动载系数	6.1.2.1,表 3
ϕ_3	反映部分载荷突然卸载的动力效应的突然卸载冲击系数	6.1.2.2,表 3
ϕ_4	反映在不平坦路面上运行的动力效应的运行冲击系数	6.1.3.2,表 3
ϕ_5	由于起重机驱动机构加速引起的加(减)速动载系数	6.1.4,6.3.6,表 3
ϕ_6	反映动载试验载荷的起升动载系数	6.3.2,表 3
ϕ_7	反映同缓冲器碰撞引起的弹性效应的缓冲器碰撞弹性效应系数	6.3.3
ϕ_9	有效载荷意外丧失所引起的动力效应系数	6.3.5,表 3
α	用于确定 ϕ_1 值的专用符号	6.1.1
HC1～HC4	规定的起重机械起升状态级别	6.1.2.1.2～6.1.2.1.4
β_2	规定的起升状态级别系数	6.1.2.1.1～6.1.2.1.2,6.1.2.1.5
β_3	用于确定 ϕ_3 值的专用符号	6.1.2.2
v_h	稳定的起升速度,单位为 m/s	6.1.2.1.3(表 2b)
F_x,F_{x2},F_{x4}	缓冲力	6.3.3
γ_f	用于计算许用应力的安全系数	7.3.2
γ_p	分项安全系数	7.3.3,表 3,7.3.7.2,7.3.8,A.3
γ_m	抗力系数	表 3,附录 A
γ_n	高危险度系数	7.3.6,附录 A
m	有效载荷质量	6.1.2.2
m_H	总载荷的质量	6.1.2.1.1,6.3.1
$\eta m = m_H - \Delta m_H$	悬挂在起重机械上的剩余部分(吊具)质量	6.3.1
注：附录中使用的更多符号,将在附录中给出定义。		

5　总则

5.1　一般原则

按照本部分进行能力计算验证的目的是为了采用数学方法确认该起重机在按照制造厂说明书作业时的实际承载能力。

防止失效(如屈服、弹性失稳或疲劳)验证的基础是核算载荷在起重机结构件和机械部件中引起的计算应力是否小于相应的计算强度。

失效验证对抗倾覆稳定性也是必要的,抗倾覆稳定性由载荷引起的倾覆计算力矩与由起重机械所具有的抗倾覆计算力矩之比来确定。此外,为确保起重机械的稳定性和/或避免起重机械及其局部部件意外移动,例如起重臂变幅绳、固定拉索的意外脱开卸载或起重机械的意外滑动,还应对某些力做出限制。

应当考虑机械和结构系统的实际与理论几何形状之间差别的影响(例如公差及基础下沉等产生的影响)。由于这种影响可能会引起的应力超过规定的极限值,因此在进行起重机承载能力验算时应给予考虑。

将本部分应用于相同操作与环境条件下作业的不同类型起重机时,应寻求失效的等效抗力。

5.2 结构设计或能力验算的两种常用方法

a) 许用应力法 它是由组合载荷产生的设计应力与由构件类型或检验条件所确定的许用应力进行对比。许用应力的确定是以使用经验为基础,并考虑防止由于屈服、弹性失稳或疲劳引起失效的裕度。

b) 极限状态法 它是用分项安全系数将组合前的各项载荷放大,并与屈服或弹性失稳所规定的极限状态进行对比。各载荷的分项安全系数是建立在出现的概率和所能确定的载荷精度基础上的。极限状态值是由构件标准强度折减后的强度值组成,以反映构件强度及几何参数的统计偏差。

若将本部分与 ISO 20332 结合使用,则极限状态法为首要必备的二阶方法。

附录 A 给出了应用两种方法更为详细的说明。

5.3 载荷估算

为计算载荷作用引起的应力,应选用适当的起重机模型。根据本部分的规定,引起随时间变化载荷效应(内力)的各种载荷,根据经验、试验或计算均应按等效静载荷进行估算。可以采用刚体动力分析方法,选用一些动力系数估算模拟弹性系统响应所需的各个力。也可选择进行弹性动力学分析或现场测试,但为了反映操作的平稳程度,需要考虑起重机司机实际操作的因素。

无论是许用应力法还是极限状态法,在考虑稳定性和位移时,载荷、载荷组合、动力载荷系数都应在经验的基础上考虑其他相关标准进行设定,或者在试验或统计数据的基础上加以设定。本部分所使用的参数均被认为是可确定的。

如某种载荷不可能出现(例如作用在室内工作起重机上的风载荷),则应在承载能力验算中略去不计。同理,由下述情况引起的载荷也应略去:

a) 起重机械说明书中禁止的条件;

b) 起重机械设计中未提供的特性;

c) 起重机械设计中防止或禁止的条件。

如果采用概率的方法验算承载能力,应当表明相应的条件,特别是可接受的失效概率。

5.4 载荷类别

第 6 章给出了载荷及承载能力验算中用于确定载荷效应的动力载荷系数 ϕ_i 的取值范围。

注:符合动力载荷系数取值范围的特定类型起重机械(见前言)的具体数值,可在本标准的其他部分查找。

作用在起重机上的载荷分为常规载荷、偶然载荷、特殊载荷及其他载荷。当各类载荷与所考虑的起重机相关或与其使用相关时,才予以考虑。

a) 常规载荷发生在正常工作中,在防止屈服、弹性失稳、疲劳失效的能力验算中应予考虑。它们是由重力和驱动机构、制动器作用在起重机与起升载荷质量上的加速度或减速度以及各种位移引起的载荷。

b) 偶然载荷及效应较少发生,在疲劳估算中不予考虑。它们包括由工作状态风,雪、冰、温度变化以及偏斜运行引起的载荷。

c) 特殊载荷及其效应很少发生,在疲劳估算中也不予考虑。它们包括由试验、非工作状态风,缓冲力和倾翻、意外停机、传动件失效以及起重机械基础外部激励引起的载荷。

d) 其他载荷包括安装和拆卸载荷以及平台和通道上的载荷。

载荷所属类别并不是载荷重要性或关键性的标志。例如安装和拆卸载荷虽然处于最后一种类型，但因为相当多的事故发生在装拆作业阶段，应当给予特别的注意。

附录 B 对系数 ϕ_i 的应用给出一般注释。

6 载荷与适用系数

6.1 常规载荷

6.1.1 作用在起重机械质量上的起升重力效应

起重机械的质量，应包括在运转时始终处在起重机械固定位置上的某些部件，而有效载荷除外(见6.1.2)。对于某些起重机械或某些应用情况，可能需要叠加上由于物料结壳的质量，例如煤或类似粉末粘结在起重机械及其零件上的情况。

起重机械质量产生的重力应乘以起升冲击系数 ϕ_1，此处 $\phi_1=1\pm\alpha$，$0\leqslant\alpha\leqslant0.1$，采用这种方法是考虑了起升有效载荷离开地面时对起重机械金属结构产生的振动激励。为了反映振动脉冲效应范围的上下限，该系数通常采用上下两个限值。

起升冲击系数 ϕ_1 可应用于起重机械结构及其支撑的设计中。在某些情况下，为了寻求构件和部件的最危险载荷，应运用系数的上下两个限值。

附录 B 对系数 ϕ_i 的应用给出一般注释。

6.1.2 垂直作用在总载荷上的惯性和重力效应

6.1.2.1 起升无约束的地面载荷

6.1.2.1.1 总则

在起升无约束的地面载荷时，将载荷从地面传递到起重机械上的动力效应以起升动载系数 ϕ_2 乘以总载荷质量引起的重力来考虑(见图 1)。

总载荷的质量包括有效载荷、吊具以及钢丝绳悬垂段的质量。

起升动载系数 ϕ_2 由式(1)确定：

$$\phi_2=\phi_{2\,\min}+\beta_2\cdot v_h \qquad \cdots\cdots(1)$$

式中：

β_2 ——根据起重机起升状态级别所得到的系数(见表 2a)；

v_h ——驱动系统的典型起升速度，单位为 m/s(见表 2b)；

$\phi_{2\,\min}$ ——ϕ_2 的最小值(见表 2c)。

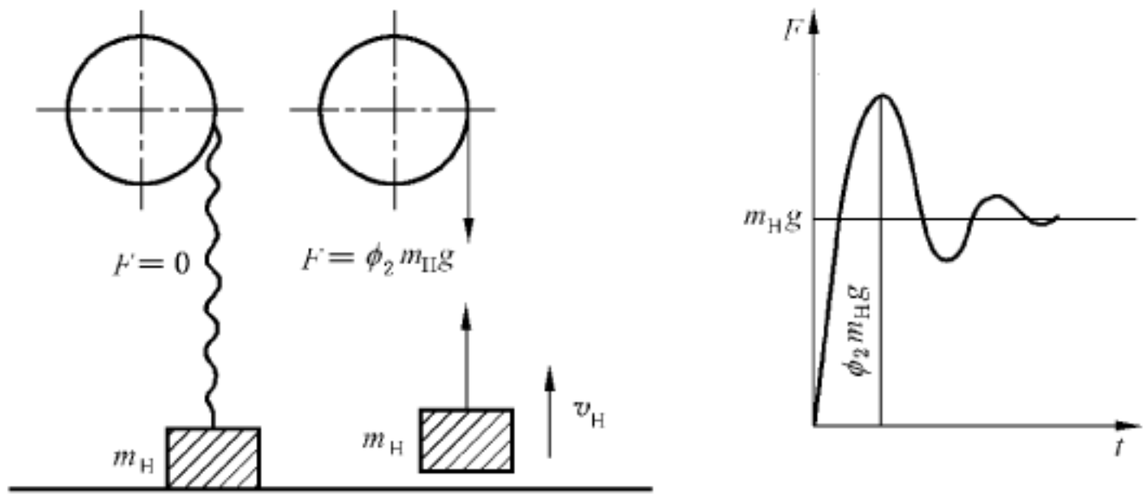


图 1 起升地面载荷时的动力效应

6.1.2.1.2 起升状态级别

根据起重机及其支撑的弹性特性将其起升状态划分为 4 个级别 HC1～HC4，应根据典型垂直载荷的位移 δ 选择起升状态级别(见表 2a)。

表 2a 起升状态级别

起升状态级别	典型垂直载荷的位移 δ	β_2/(s/m)
HC1	0.8 m≤δ	0.17
HC2	0.3 m≤δ<0.8 m	0.34
HC3	0.15 m≤δ<0.3 m	0.51
HC4	δ<0.15 m	0.68

典型垂直载荷的位移 δ 可根据起重机及其支撑结构和钢丝绳系统不考虑增大系数的最大总载荷的弹性静力学计算求得。

因为典型垂直载荷的位移 δ 随起重机结构的不同而变化，所以 δ 的最大值可用于选择起升状态级别。

6.1.2.1.3 起升驱动级别

根据载荷的重量从地面传递到起重机上时的起升驱动机构的控制特点，将其起升驱动划分为 5 个级别 HD1～HD5。起升驱动级别如下：

HD1：无低速可用或驱动可能无低速启动；

HD2：起升驱动仅能在预设时间内以低速启动；

HD3：起升驱动控制保持低速直到起升载荷离开地面；

HD4：无级调速起升驱动控制实现连续增速；

HD5：无级调速起升驱动控制自动保证动载荷系数 ϕ_2 不超过 ϕ_{2min}。

附录 F 给出了各级别的典型起升控制及其特性的详细信息及实例。

组合 A1、B1 和 C1 的典型起升速度 v_h 见表 2b。

载荷组合 C1 用于反映起升机构开始以高于载荷组合 A1、A2 的速度运行的特殊情形。

表 2b 用于计算 ϕ_2 的典型起升速度 v_h

载荷组合(见第 7 章)	起升驱动级别				
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
A1、B1	$v_{h,max}$	$v_{h,CS}$	$v_{h,CS}$	$0.5v_{h,max}$	$v_h=0$
C1	$v_{h,max}$	$v_{h,max}$	$0.5v_{h,max}$	$v_{h,max}$	$0.5v_{h,max}$

$v_{h,max}$——载荷组合为 A1、B1 时，主起升机构的最大稳定起升速度；

$v_{h,max}$——载荷组合为 C1 时，所有驱动机构(例如，变幅和起升运动)引起的最大起升速度；

$v_{h,CS}$——稳定起升蠕变速度

6.1.2.1.4 起升动载系数 ϕ_2 的最小值

根据起升状态级别和起升驱动级别确定 ϕ_2 的最小值(见表 2c)。

表 2c　$\phi_{2\,min}$的值

起升状态级别	起升驱动级别				
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
HC1	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
HC2	1.10	1.10	1.05	1.10	1.05
HC3	1.15	1.15	1.05	1.15	1.05
HC4	1.20	1.20	1.05	1.20	1.05

6.1.2.1.5　其他方法

可选择通过实验或动态分析来确定 $\phi_{2\,min}$的大小。当采用其他替代方法时，应模拟驱动系统的实际特征以及起重机支撑系统总载荷作用下的弹性特性。根据模拟结果，确定出与 $\phi_{2\,min}$和 β_2 相等效的起升状态级别。

6.1.2.2　部分有效载荷突然卸载的效应

对于以部分有效载荷卸除或坠落为正常工作状态的起重机械，例如当使用抓斗或电磁盘时，对起重机械的最大动力效应可用有效载荷乘以突然卸载冲击系数 ϕ_3（见图 2）进行模拟。

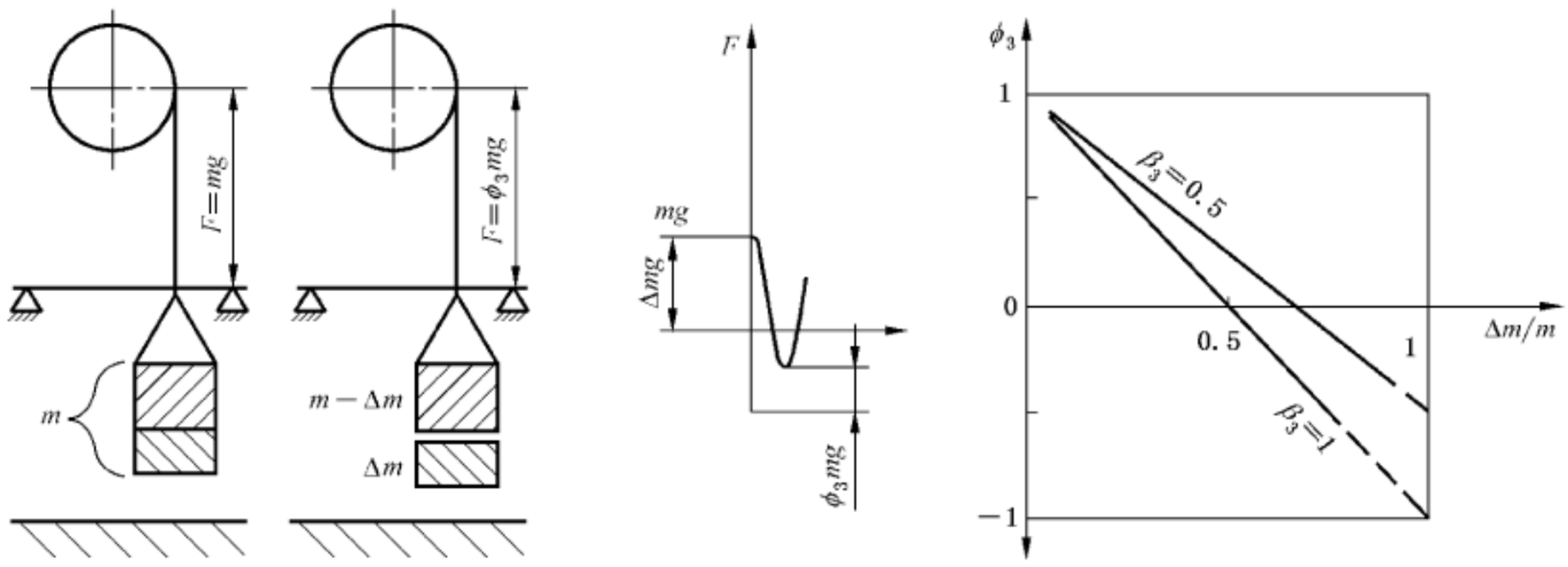


图 2　突然卸载冲击系数 ϕ_3

突然卸载冲击系数 ϕ_3值由式(2)给出：

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m}{m}(1+\beta_3) \qquad \cdots\cdots(2)$$

式中：

m　——有效载荷的质量；

Δm ——从有效载荷质量卸除或坠落的部分质量；

$\beta_3 = 0.5$，用于带有抓斗或类似慢速卸载装置的起重机械；

$\beta_3 = 1.0$，用于带有电磁盘或类似快速卸载装置的起重机械。

附录 B 对系数 ϕ_1的应用给出一般注释。

6.1.3　在非平坦路面上运行引起的载荷

6.1.3.1　在道路内或道路外运行的起重机

在道路内或道路外运行的带载或空载起重机械的动力效应取决于起重机的结构形式(质量分布)、

起重机的弹性和/或载荷悬挂方式、运行速度以及运行路面的性质和状况。而动力效应则应当根据经验、试验来估算或采用适当的起重机械和运行路面的模型进行计算。

6.1.3.2 在轨道内运行的起重机

在具有几何特性或弹性特性轨道上运行的带载或空载起重机，由于车轮加速引起的动力效应取决于起重机的结构形式(质量分布)、起重机的弹性和/或悬挂方式、运行速度和车轮直径。并应当根据经验、试验来估算或采用适当的起重机和轨道模型进行计算。

起重机在轨道上运行引起的垂直加速度可由起重机和总载荷质量的重力乘以运行冲击系数 ϕ_4 考虑。相关标准对几种特定类型的起重机规定了轨道公差并提出一些条件，在条件范围内 ϕ_4 值可取为 1。

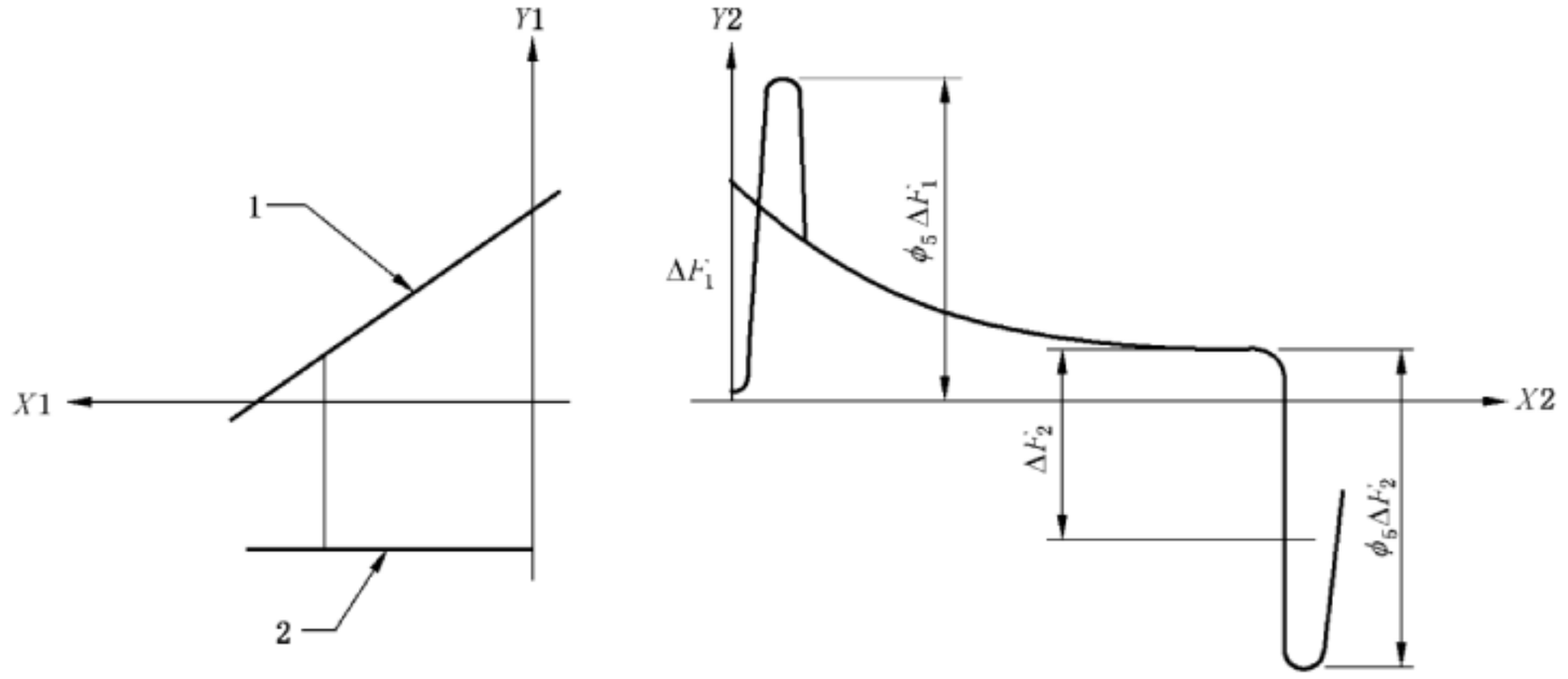
附录 B 对系数 ϕ_4 的应用给出一般注释。

附录 C 给出了估算运行冲击系数 ϕ_4 值的模型示例，用来考虑起重机在未采用焊接的、具有高低错位或间隙接头的轨道上运行时，对车轮产生的垂直加速度。

6.1.4 由起重机所有驱动机构包括起升驱动机构的加速引起的载荷

由驱动机构加速或减速在起重机中引起的载荷可采用刚体动力模型进行计算。计算中应考虑起重机驱动机构的几何特征和质量分布，适当时还应考虑所产生的内部摩擦损失。为此将总载荷视为固定在臂架顶部或直接悬挂在小车的下方。

刚体分析无法直接反映弹性效应。为了反映实际出现的弹性效应，将机构驱动加(减)速动载系数 ϕ_5 乘以引起加(减)速度的驱动力变化值 ΔF，并与发生加(减)速度之前的力代数相加。该增大的力既施加在承受驱动力的部件上成为动载荷，也作用在起重机和起升质量上成为它们的惯性力(见图 3)。



说明：

1 ——电机驱动力；

2 ——制动力；

X1——速度；

X2——时间；

Y1——驱动力；

Y2——由驱动力对起重机械产生的载荷效应。

图 3 机构驱动加(减)速动载系数 ϕ_5

ϕ_5 的取值范围为 $1 \leqslant \phi_5 \leqslant 2$。$\phi_5$ 数值的选取取决于驱动力或制动力的变化率、质量分布和系统的弹性性质。通常，ϕ_5 的较低值适用于驱动力平稳变化的系统，ϕ_5 的较高值适用于驱动力突然变化的系统。

对于离心力，ϕ_5 可取为 1。

在力的传递受到摩擦或驱动机构特性限制的情况，应选用适合于该系统极限力的系数 ϕ_5。

附录 B 对系数 ϕ_1 的应用给出一般注释。

附录 D 给出了由于运行机构不同步且载荷分布不对称的桥式起重机加速引起的载荷的示例。

6.1.5 由位移引起的载荷

在设计计算中应当考虑由于位移引起的载荷，例如由预应力产生的位移引起的载荷以及应在极限范围内的由偏斜(挠曲)和其他补偿控制系统的初始影响产生的位移引起的载荷。

要考虑的其他载荷包括由在规定极限范围内的位移引起的载荷，例如轨道之间轨距的相对变化或支承的不均匀沉陷引起的载荷。

6.2 偶然载荷

6.2.1 气候影响

6.2.1.1 工作状态风载荷

由工作状态风引起的载荷应按 ISO 4302 计算。

6.2.1.2 雪和冰载荷

对于某些地方，应当考虑雪和冰载荷。由于结壳引起受风面积增大也应予以考虑。

6.2.1.3 由于温度变化引起的载荷

由于地区温度变化，应当考虑部件膨胀或收缩受到约束所引起的载荷。

6.2.2 由偏斜运行引起的载荷

当起重机或小车在稳定状态运行时，偏斜载荷发生在起重机的车轮或导向装置(如导向滚轮或车轮轮缘)上。偏斜载荷是由迫使车轮从其自由滚动和原来的运行方向上偏离出来的导向反作用力引起的一种偶然出现的载荷。由于非对称分布质量起重机的加速度也会引起类似的载荷而产生偏斜，对此在 6.1.4 中考虑。

偏斜载荷通常作为偶然载荷，但它们发生的频率随着起重机械的类型，结构形式、轮轴平行度的准确性以及使用状态而变化。在个别情况下发生的频率将决定它们是属于偶然载荷还是常规载荷。

注：对偏斜载荷的大小以及其归属何种载荷类别所制定的指导均列于本标准所覆盖的特定类型起重机部分。

附录 E 给出了一个以恒速运行的刚性起重机金属结构上的偏斜载荷分析方法的示例。对于施加偏斜力后结构具有不呈刚性的起重机或者具有特殊控制的运行导向方式的起重机，应考虑系统特性而选用适当的计算模型。

6.3 特殊载荷

6.3.1 非工作状态风载荷

在计算非工作状态风载荷时，应考虑从起升载荷质量中卸除有效载荷质量后仍悬挂在起重机械上的剩余部分(吊具)质量 ηm，见式(3)：

$$\eta m = m_H - \Delta m_H \quad \cdots\cdots(3)$$

式中：

$m_H - \Delta m_H$——悬挂在起重机械上的剩余部分(吊具)质量；

m_H——总载荷质量。

由非工作状态风引起的载荷应按 ISO 4302 计算。

6.3.2 试验载荷

试验载荷值应符合 ISO 4310 的规定。

在动载和静载试验载荷的数值大于 ISO 4310 给出的最小值时，应对这些试验状态进行承载能力验算。在此情况下，动载试验载荷应乘以由式(4)给出的系数 ϕ_6：

$$\phi_6 = 0.5(1 + \phi_2) \qquad \cdots\cdots(4)$$

式中 ϕ_2 按照 6.1.2 进行计算。

附录 B 对系数 ϕ_i 的应用给出一般注释。

对于试验载荷的验证计算，应考虑最小级别风速 5.42 m/s。

6.3.3 缓冲力

在使用缓冲器的场合，由于与缓冲器相碰撞对起重机金属结构产生的作用力，应按起重机通常以 0.7倍～1.0 倍额定速度运行时所有相关部分的动能进行计算。在采用了非常可靠的运行减速自动控制系统，或者在起重机与缓冲器碰撞后结果是有限的特殊考虑情况下，可以采用较低值。

计算可以刚体模型为基础，但应考虑起重机和缓冲系统的实际动作响应。

在起重机械或部件的偏转受到限制的情况，例如受导向轨的限制，其缓冲变形可认为是相等的，此时若缓冲特性相同，则缓冲力将相等。这种情况可用图 4a)说明，其中 F_x 为缓冲碰撞力，F_{x2}，F_{x4} 为：$F_{x2} = F_{x4} = F_x/2$。

在起重机械或部件的偏转不受限制的情况，应考虑相关质量的分布和缓冲器特性来计算缓冲力。这种情况可用图 4b)说明。

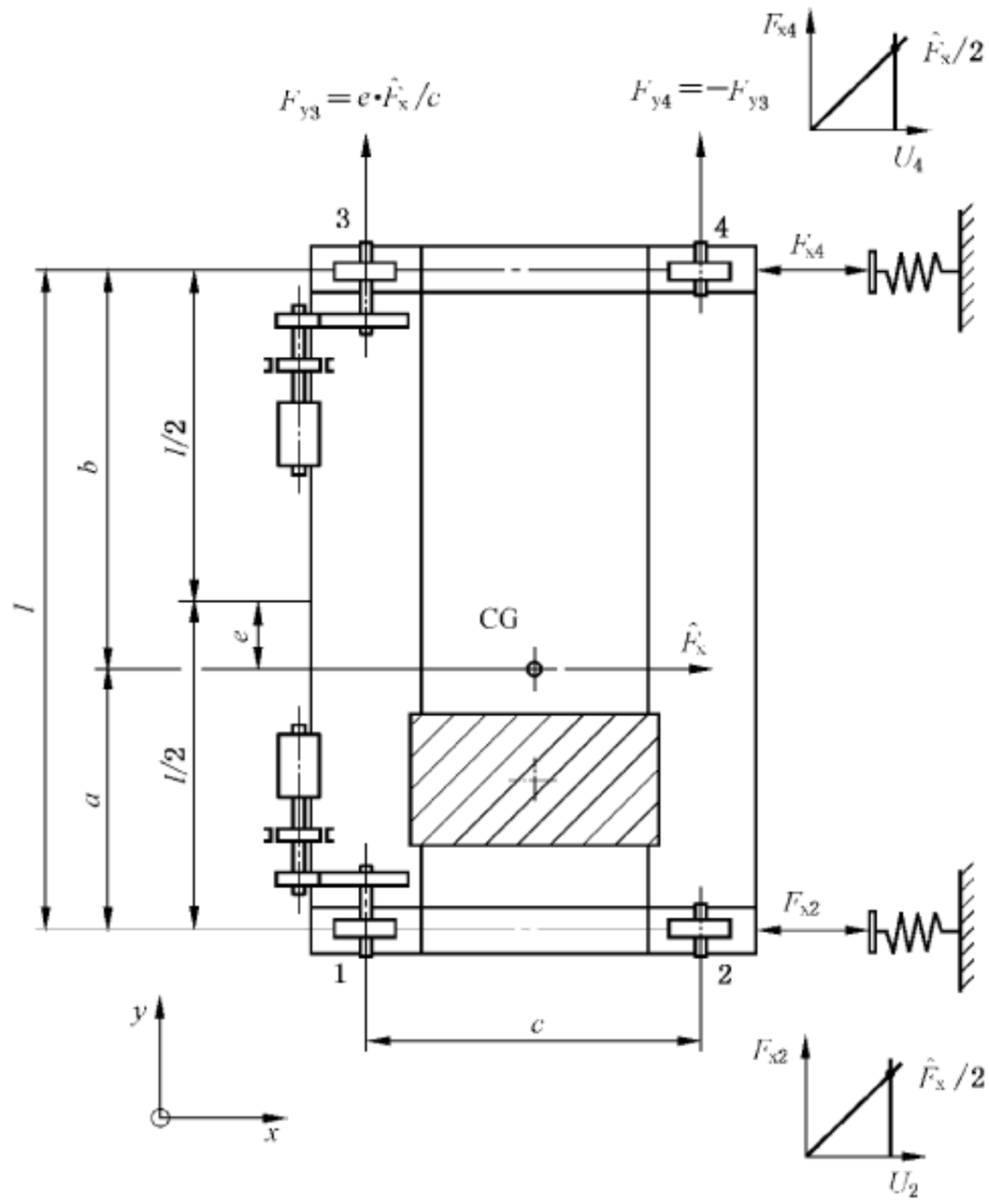
其合力 F_x 与缓冲力相平衡的水平惯性力一样，应乘以缓冲器碰撞弹性效应系数 ϕ_7 来考虑无法通过刚体分析得到的弹性效应。

对于具有线性特性的缓冲器(如弹簧)情况，ϕ_7 值应取为 1.25，对于具有矩形特性的缓冲器(如液压缓冲器)情况，ϕ_7 值应取为 1.6。对其他特性的缓冲器，应通过计算或试验选取证明是正确的其他数值(见注和图 5)。

注：ϕ_7 的中间值可按下式进行估算：

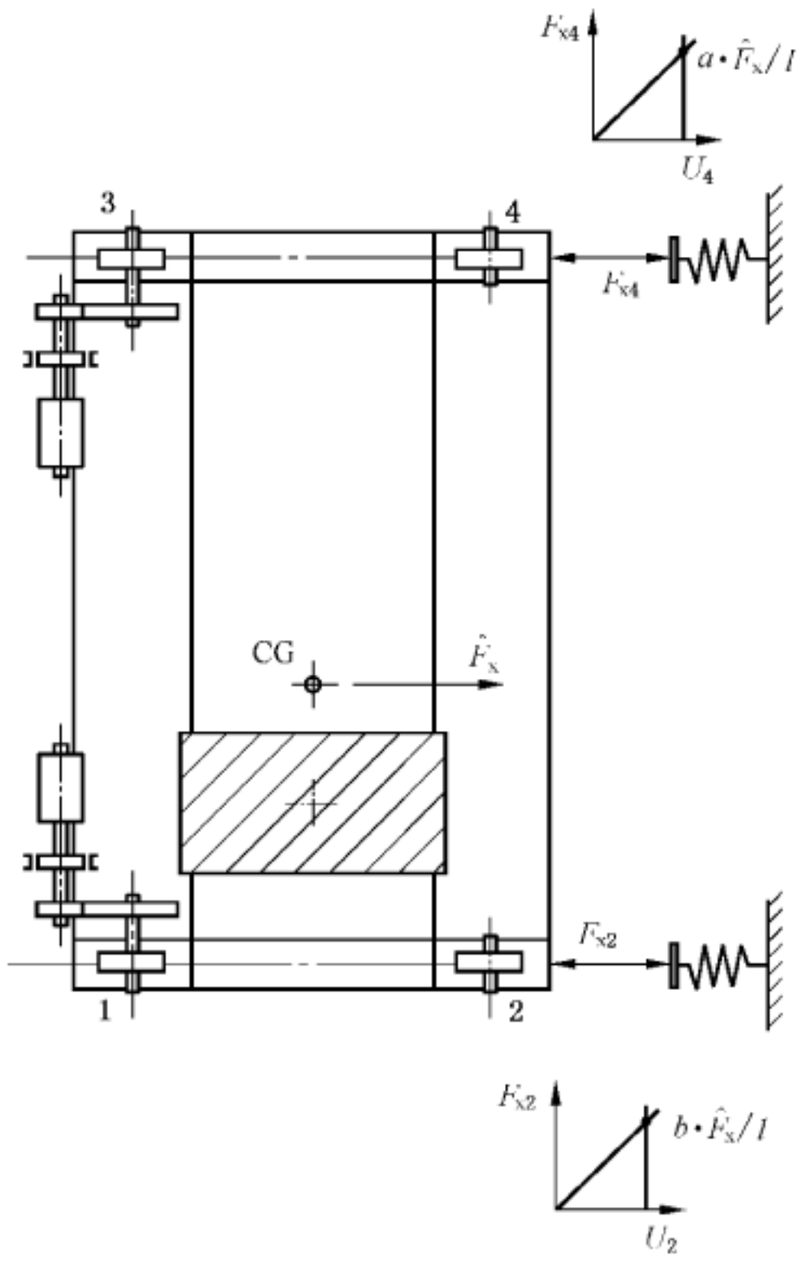
——当 $0 \leqslant \xi \leqslant 0.5$ 时，$\phi_7 = 1.25$

——当 $0.5 < \xi \leqslant 1.0$ 时，$\phi_7 = 1.25 + 0.7(\xi - 0.5)$。



a） 由轨道水平导向的起重机

（$u_2=u_4$——缓冲行程）



b） 回转不受限制的起重机

（$F_{y3}=F_{y4}=0$——反作用力）

图 4　缓冲力与缓冲变形的举例(所示为四轮起重机)

相对缓冲能量按式(5)进行计算,计算时不考虑水平方向不受限制(可自由摆动)的悬挂载荷的影响。

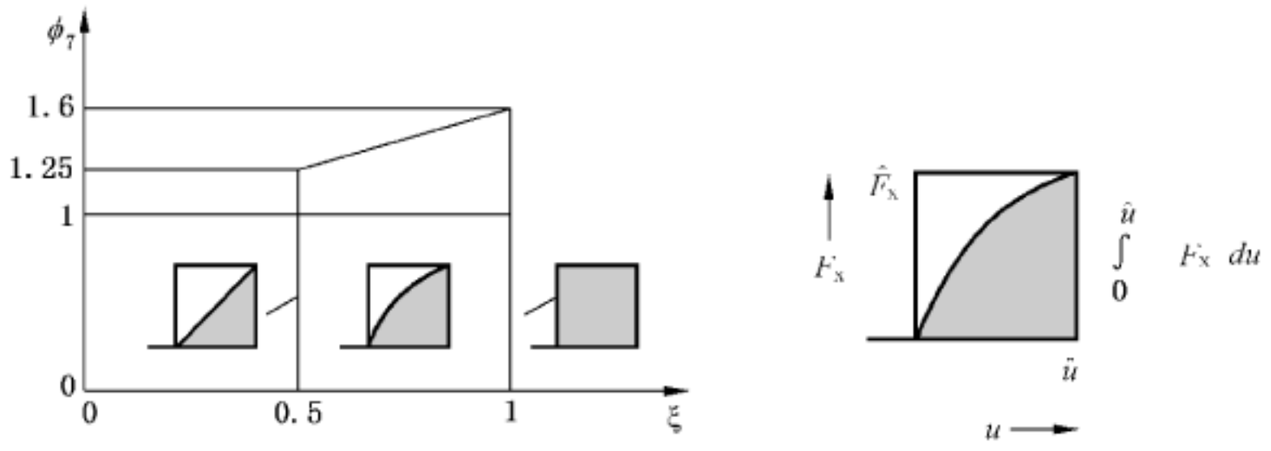


图 5　缓冲器碰撞弹性效应系数 ϕ_7

$$\xi=\frac{1}{\hat{F}_x\hat{u}}\int_0 F_x\,du \qquad \cdots\cdots(5)$$

式中：

ξ ——相对缓冲能量,具有线性特性的缓冲器:$\xi=0.5$;具有矩形特性的缓冲器:$\xi=1.0$;

$\hat{F}_x$ ——最大缓冲碰撞力;

F_x ——缓冲碰撞力;

$\hat{u}$ ——最大缓冲行程;

u ——缓冲行程。

6.3.4 倾翻力

起重机因受水平载荷阻碍而倾翻时，应确定其载荷或吊具与障碍物碰撞引起的静态合力(倾翻力)。

若已倾翻的起重机能自行回落到其正常位置，应考虑对支撑结构上的碰撞力。

6.3.5 有效载荷意外丧失引起的载荷

对于刚体稳定性性及强度问题，例如臂架或起重机整体结构的回弹、臂架反向抖动以及与起重机结构发生碰撞、臂架回落到正常位置或作用在受单向力的构件(液压缸、绳索等)上的载荷发生逆转，应考虑有效载荷丧失的影响。

在未进行动态分析时，应采用动载系数 $\phi_9=-0.3$ 来考虑有效载荷意外丧失的影响。

6.3.6 意外停机引起的载荷

意外停机引起的载荷按 6.1.4 估算，并应考虑停机瞬间的最不利驱动状态(即加速力与载荷的最不利组合)。系数 ϕ_5 值应从 $1.5\leqslant\phi_5\leqslant2.0$ 范围内选择。

6.3.7 机构或部件失效引起的载荷

若采用工作制动加上紧急制动对起重机提供保护，则失效和紧急制动的动作均应认为发生在最不利状态下。

若为了安全原因采用两套(双联)机构时，若任一机构的任何部位出现失效，则应认为该机构发生了失效。

在这两种情况中，应按 6.1.4 计算所引起的各载荷，还应计及在力的传递中引起的任何冲击。

6.3.8 起重机基础支撑的外部激励

起重机基础支撑外部激励的实例是地震或其他震波引起的振动。

由这类外部激励引起的载荷仅当它们构成重大危险时才予以考虑。

地震载荷应根据合适的方法进行计算[2]。

6.4 其他载荷

6.4.1 由于安装、拆卸和运输引起的载荷

应该考虑作用在安装、拆卸过程中各个阶段的载荷，包括由 8.3 m/s 的风速或更大风速引起的载荷。对于某些类型的起重机，在本标准的其他部分也规定了较高的数值。它们应按 7.2 进行组合。

在某些情况中，也需考虑在运输过程中产生的载荷。

6.4.2 平台和其他通道上的载荷

这些载荷被认为是局部载荷，只作用在设备本身及最接近的支撑构件上。

还应考虑下述载荷：

——可以堆放的物料：3 000 N；

——仅为通道承受的：1 500 N；

——作用在栏杆上的水平力不小于 300 N，取决于安装位置及用途。

7 载荷组合的选择原则

7.1 基本考虑

为确定起重机在正常操作中所承受的应力，应按弹性静态模拟计算，将各个载荷进行组合。为达到此目的：

a) 当采取载荷作用的大小、位置和方向均选定作为工程考虑基础，估算危险点产生的不利应力时，起重机械的状态和布置处于最不利的条件。

b) 保守的做法可将各种载荷按照本部分规定的涵义进行组合，或者在适当的情况下用若干个载荷因子进行组合，以更真实地反映实际载荷情况。

表3给出了基本载荷组合。通常，载荷组合A包括常规载荷，载荷组合B包括常规载荷与偶然载荷的组合，载荷组合C包括常规载荷、偶然载荷与特殊载荷的组合。

适用于各种类型起重机械的载荷组合应符合表3和7.2规定的原则。

表 3　载荷与载荷组合

1	2			3					4					5													6
载荷类别	载荷 f_i			载荷组合 A					载荷组合 B					载荷组合 C													行号
				分项安全系数 γ_p	A1	A2	A3	A4	分项安全系数 γ_p	B1	B2	B3	B4	B5	分项安全系数 γ_p	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	
常规载荷（见 6.1）	重力加速力冲击力	1)起重机的质量		*)	ϕ_1	ϕ_1	1	—	*)	ϕ_1	ϕ_1	1	—	—	*)	ϕ_1	1	ϕ_1	1	1	1	1	1	—	—	—	1
		2)总载荷的质量		1.34	ϕ_2	ϕ_3	1	—	1.22	ϕ_2	ϕ_3	1	—	—	1.10	—	η	—	1	1	1	1	1	—	—	—	2
		3)在不平坦路面上运行的起重机和起升载荷的质量		1.22	—	—	—	ϕ_4	1.16	—	—	—	ϕ_4	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
	驱动加速力	4)起重机和总载荷的质量	a)不包括起升机构	1.34	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	1.22	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	—	1.10	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	4
			b)包括起升机构		—	—	ϕ_5	—		—	—	ϕ_5	—	—		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5
	位移	5)位移或变形引起的载荷，见 6.1.5		* *)	1	1	1	1	* *)	1	1	1	1	1	* *)	1	1	1	1	1	1	1	1	—	—	—	6
偶然载荷（见 6.2）	气候影响	1)工作状态风载荷		—	—	—	—	—	1.22	1	1	1	1	1	1.16	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	7
		2)雪和冰载荷		—	—	—	—	—	1.22	1	1	1	1	1	1.16	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8
		3)温度变化引起的载荷		—	—	—	—	—	1.16	1	1	1	1	1	1.05	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9
	偏斜	4)偏斜运行引起的水平侧向载荷，见 6.2.2		—	—	—	—	—	1.16	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10
特殊载荷（见 6.3）	1)起升地面载荷			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	ϕ_2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	11
	2)非工作状态风载荷			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.16	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12
	3)试验载荷			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	ϕ_6	—	—	—	—	—	—	—	—	13
	4)缓冲力			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	ϕ_2	—	—	—	—	—	—	—	14
	5)倾翻力			—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	15

表 3（续）

1	2	3					4					5												6
载荷类别	载荷 f_i	载荷组合 A					载荷组合 B					载荷组合 C												行号
		分项安全系数 γ_P	A1	A2	A3	A4	分项安全系数 γ_P	B1	B2	B3	B4	B5	分项安全系数 γ_P	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	
特殊载荷（见 6.3）	6）意外停机引起的载荷	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	16
	7）机构失效引起的载荷	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	17
	8）起重机基础外部激励引起的载荷	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	—	18
	9）激活过载保护引起的载荷	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	19
	10）有效载荷丧失引起的载荷	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_9	—	20
	11）安装、拆卸、运输引起的载荷	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	21
许用应力法	强度系数 γ_f	—	1.48				—	1.34				—	1.22											22
极限状态法	抗力系数 γ_m	1.1	—				1.1	—				1.1	—											23
高危险情况	高危险度系数 γ_n	γ_n																						24
关系说明	安全系数 n＝强度系数 γ_f×高危险度系数 γ_n，当不考虑高危险度系数（γ_n＝1）时，安全系数 n＝强度系数 γ_f																							25

*）分项安全系数的取值见表 4。

**）适用于由变形引起载荷分项安全系数的取值见 7.3.8。

A1 和 B1——起重机械在正常工作状态下起升和下降载荷，没有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷（A1）和有工作状态风载以及由其他气候影响引起的载荷（B1）。通常，为了反映沿两个不同方向运动的起重机的加速、减速及其负载或卸载时的位姿，应将各种载荷进行载荷组合。起升地面载荷或吊具的过程中，应根据正常操作及驱动控制将驱动机构（不包括起升机构）引起的驱动加速力进行载荷组合。

A2 和 B2——起重机械在正常工作状态下突然卸除部分起升载荷，没有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷（A2）和有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷（B2）。驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。

A3 和 B3——起重机械在正常工作状态下，加速挂悬的载荷，没有工作状态风载及由于其他气候影响引起的载荷（A3）和有工作状态风载荷及由于其他气候影响引起的载荷（B3）。其他驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。

A4 和 B4——起重机械在正常工作状态下，在不平坦路面或轨面上运行，没有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷（A4）和有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷（B4）。驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。

B5——起重机械在正常工作状态下，在不平坦路面上以恒定速度偏斜运行，有工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷。

C1——起重机械在工作状态下，在特殊情况下起升地面载荷，采用 6.1.2.2.2 的 ϕ_2。

C2——起重机械在非工作状态下包括非工作状态风载荷以及由其他气候影响引起的载荷。

C3——起重机械在试验状态下驱动力应按 A1 和 B1 进行组合。

C4～C8——起重机械带有总载荷并同例如缓冲力（C4）、倾翻力（C5）、意外停机（C6）、机构失效（C7）、起重机械基础激励（C8）载荷相组合。

C9——激活过载保护引起的载荷。

C10——有效载荷丧失引起的载荷。

C11——安装、拆卸、运输引起的载荷。

7.2 在安装、拆卸和运输过程中的载荷组合

在安装和拆卸过程中的各个阶段都应考虑适当的载荷与载荷组合，这些载荷与载荷组合在本标准的各部分对每一种类型的起重机均有同样的规定。对于每个构件或部件的重要载荷在各种情况下都应进行承载能力的验算。在某些情况中还需要考虑在运输过程中发生的载荷。

7.3 表 3 的应用

7.3.1 总则

表 3 中第 2 列的第 1 行～第 3 行的质量均应乘以重力加速度 g，第 2 列的第 4 行和第 5 行的质量应乘以适当的加速度。所求得的或给出的载荷应乘以相应符合 7.3.7 的系数。

每种载荷组合应符合 7.1 的规定。

7.3.2 许用应力法

载荷组合 A、B 和 C 的许用应力应以材料、元件、部件或连接件所规定的强度（例如屈服应力、屈曲应力或弹性极限）除以强度系数 γ_f 来确定。强度系数 γ_f 的值列于表 3 中。

7.3.3 极限状态法

各载荷在用于计算模型以前，应依照载荷类别和载荷组合 A、B 或 C 乘以分项安全系数 γ_p。

供选用的分项安全系数 γ_p 分别列于表 3 的第 3 列、第 4 列和第 5 列。

7.3.4 弹性位移

在某些情况下，弹性位移会使起重机不能胜任其预期任务，会影响稳定性或者干扰机构的正常运转。在此情况下，考虑有关位移应是承载能力验算的组成部分，并且在可能的条件下将计算位移与确定的极限值进行对比。

7.3.5 疲劳强度验算

应该考虑疲劳效应。若需要验算疲劳强度时，应按 7.1 规定的原则进行验算。通常，应考虑载荷组合 A1、A2、A3 和 A4（常规载荷）。

在某些应用中还需要考虑一些偶然载荷，例如工作状态风载荷，偏斜载荷，特殊载荷，试验载荷与起重机械基础的激励（例如地震和其他震波效应）。

7.3.6 高度危险度系数的应用

在某些特殊情况下，在起重机械失效对人体或经济造成的后果特别严重的情况（例如铸造起重机或核能用起重机），应选用高度危险度系数，并且 $\gamma_n>1$，以提高可靠性。高危险度系数值应根据特殊的使用要求进行选取。

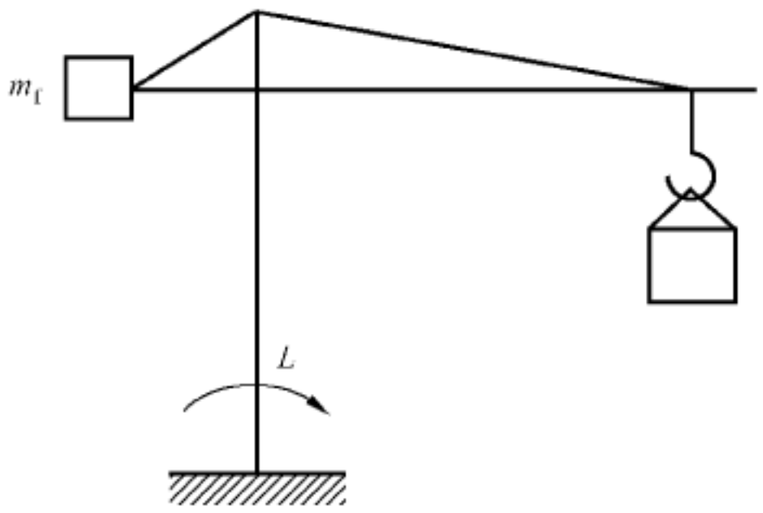
使用许用应力法时，许用应力应除以高度危险度系数 γ_n。使用极限状态法时，载荷应乘以高度危险度系数 γ_n（见附录 A）。

7.3.7 起重机或起重机零部件的质量

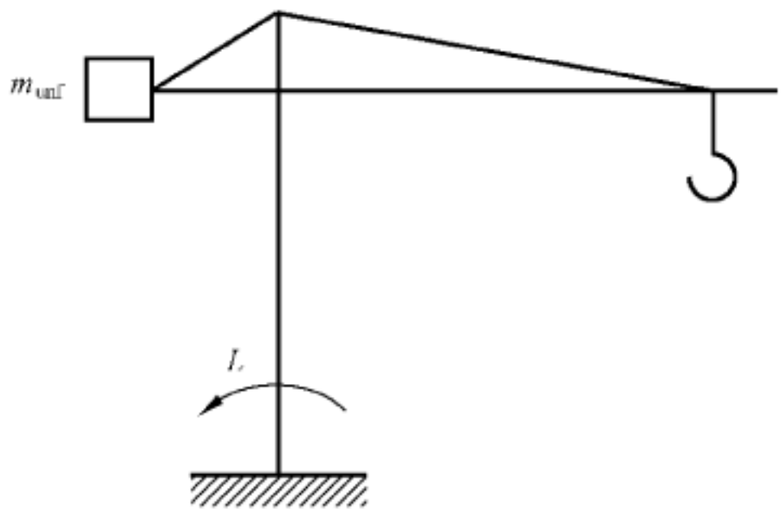
7.3.7.1 对结构计算有利或不利的质量

当计算给定载荷组合和起重机配置下的载荷时，应考虑起重机不同部分质量增加（不利）或减少（有利）所引起临界点载荷效应。

同一质量针对不同的结构形式、危险载荷，所产生的结果可能是有利的，也可能是不利的。图 6 以塔式起重机为例对上述情况进行阐述：对于塔式起重机上的弯矩 L 而言，起升载荷作用时平衡重的质量为有利质量；相反，无起升载荷作用时，平衡重的质量为不利质量。对于塔式起重机上的压力而言，有/无起升载荷作用时，平衡重的质量均为不利质量。



a） 平衡重为有利质量



b） 平衡重为不利质量

说明：

L ——作用在塔式起重机上的弯矩；

m_f ——有利质量；

m_{unf}——不利质量。

图 6 有利质量与不利质量的说明

7.3.7.2 起重机质量的分项安全系数(极限状态法)

根据起重机零部件质量的计算方法和载荷效应类型，从表 4 中选择相应的分项安全系数 γ_p。

具备有利和不利质量的起重机零部件(如卸船机的主梁总长、塔式起重机的上部回转机构)，对于每一种载荷组合，仅能在其重心位置施加一个分项安全系数。

表 4 起重机质量的分项安全系数 γ_p

起重机零部件质量及重心的确定方法	表 3 中的载荷组合					
	A		B		C	
	不利质量	有利质量	不利质量	有利质量	不利质量	有利质量
通过计算	1.22	0.95	1.16	0.97	1.10	1.00
通过称重	1.16	1.00	1.10	1.00	1.05	1.00
特殊情况	1.16	1.10	1.10	1.05	1.05	1.00

使用特殊情况下的分项安全系数时，应满足以下两个条件：

a） 采用称重法确定起重机零部件质量及重心；

b） 起重机零部件有利质量引起的载荷总效应与不利质量引起的载荷总效应与总载荷之和的比值应小于 0.6，如式(6)所示。

计算时，应使用未乘以相关系数的静载荷和质量。

$$\left|\frac{L_f}{L_{unf}+L_h}\right|<0.6 \qquad \cdots\cdots(6)$$

式中：

L_f ——起重机零部件有利质量的静载效应；

L_{unf}——起重机零部件不利质量的静载效应；

L_h ——总载荷的静载效应。

注：一般情况下，有利质量的分项安全系数应小于1。特殊情况下，载荷效应的计算结果过时，由于不利质量的分项安全系数不能减小，所以有利质量的分项安全系数可人为增大并超过1。

7.3.7.3 起重机质量的安全系数(许用应力法)

许用应力法中的系数 γ_f 并未考虑有利质量的负偏差量。为考虑对计算载荷效应结果的影响(例如，质量小于假定值)，应将有利质量乘以折减系数 γ_{red}：

——载荷组合 A，$\gamma_{red}=0.85$；

——载荷组合 B，$\gamma_{red}=0.90$；

——载荷组合 C，$\gamma_{red}=0.95$。

7.3.8 适用于由位移引起载荷的分项安全系数

对于起重机某些零部件在预变形中产生的载荷效应影响，应考虑表5给出的分项安全系数上下限，以反映由于预应力过程及参数不准确性引起的起重机变形偏差。

在连接中(如高拉伸螺栓的预应力情况下)局部采用预变形建立压缩力以避免间隙或引起摩擦力，相同的分项安全系数上下限应同样适用。

表5 适用于预变形引起载荷的分项安全系数 γ_p

分项安全系数 γ_p	表3中的载荷组合		
	A	B	C
上限值	1.10	1.05	1.00
下限值	0.90	0.95	1.00

任何非预加，但可预见，在任何方向的弹性或刚性体变形所引起显著影响起重机的载荷效应应视为载荷，并应按表6中给出的分项安全系数进行放大。

通常非预加变形的方向可变化，因此，应考虑所有的变形方向。

表6 适用于非预加变形引起载荷的分项安全系数值

分项安全系数	表3中的载荷组合		
	A	B	C
γ_p	1.10	1.05	1.00

7.4 验证刚体稳定性的分项安全系数

表7中给出了在载荷组合A1、A2、B1、C2、C3、C4、C6、C8、C9、C10和C11中，验证起重机作为一个整(刚)体的稳定性应采用的分项安全系数。

在所有这些载荷组合中，除 ϕ_3 和 ϕ_9 之外的所有动载荷系数 ϕ_i 都应设置为 $\phi_i=1$；而当 ϕ_3 的计算值大于−0.1时，ϕ_3 应设为−0.1。

在倾覆力矩由起重机质量决定的场合，为获得一个高于1.2的总体安全系数，建议计算中应采用更大的分项安全系数。

表 7　验证刚体稳定性的分项安全系数

载荷类别	载荷 f_i		i *)	载荷组合 A				载荷组合 B		载荷组合 C													
				A1		A2		B1		C2		C3		C4	C6		C8	C9		C10		C11
				S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1,S2	S1	S2	S1,S2	S1	S2	S1	S2	S1,S2
常规载荷	重力加速力冲击力	起重机的质量	1	1.10	1.05	1.10	1.05	1.10	1.05	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
		总载荷的质量	1	0.95	1.00	0.95	1.00	0.95	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
		在不平坦路面上运行的起重机和起升载荷的质量	2	1.34	1.22	1.0	1.00	1.22	1.10	1.00	1.00	1.00	—	—	1.00 * *)	1.10	1.05	1.00 * *)	1.00 * *)	—	—	—
	驱动加速力	起重机及总载荷的质量，包括起升机构的	5	1.34	1.22	1.34	1.22	1.22	1.10	—	—	1.10	1.00	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	位移载荷		6	1.10	1.10	1.10	1.10	1.05	1.05	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	—	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
偶然载荷	气候影响引起的载荷	1 工作状态风载荷	7	—	—	—	—	1.22	1.16	—	—	1.00	1.00	—	—	—	—	1.16	1.10	1.16	1.10	—
		2 雪和冰载荷	8	—	—	—	—	1.22	1.22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
特殊载荷	非工作状态风载荷		12	—	—	—	—	—	—	1.16	1.10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	试验载荷		13	—	—	—	—	—	—	—	—	1.16	1.10	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	缓冲力		14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	—	—	—	—	—	—	—	—
	意外停机引起的载荷		16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10	1.10	—	—	—	—	—	—
	起重机基础激励引起的载荷		18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.00	—	—	—	—	—
	激活过载保护引起的载荷		19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.00	1.00	—	—	—
	有效载荷丧失引起的载荷		20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.00	1.00	—
	安装、拆卸、运输引起的载荷		21	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.10

S1，S2 为稳定性等级。其中 S1 稳定性等级列中的分项安全系数适用于所有类型的起重机，S2 稳定性等级列中的分项安全系数仅适用于满足下列条件的起重机：

a) 验证存在支撑起重机地面能可靠地承受支撑力，无严重意外位移或考虑其对稳定性的影响。这也表现在（那些不引起刚体运动）支撑卸载后将引起最大支撑力作用于其他支撑的情况中；

b) 存在任何结构、位置、载荷状态下，当刚体接近不稳定情形时用于预警起重机司机最终停止起重机的任何运动可靠的载荷指示限位系统；

c) 相关质量及重心应采用精度±2.5%的称重进行估算；

d) 应由熟悉起重机及指示限位装置的，有法定资格的起重机司机来操作起重机。

*）根据表 3 的行号。

* *）仅适用于不利的情况。

附 录 A
（规范性附录）
许用应力设计法和极限状态设计法的应用

A.1 引言

本部分提出的在承载能力验算中确定载荷与载荷组合的原则均适用于许用应力设计法和极限状态设计法。载荷与应力呈线性关系时，极限状态法与许用应力法等效；而载荷与应力呈非线性关系时（例如，应用二阶方法的场合），应采用极限状态法进行设计计算。

注：ISO 20332 给出了极限状态值，并未给出许用应力值。

A.2 许用应力法

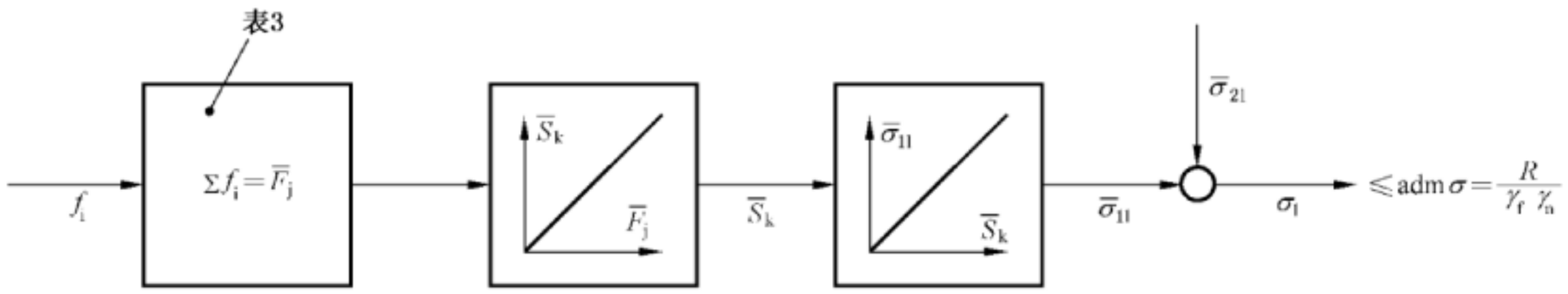
首先计算各指定载荷 f_i，并以适当的动力载荷系数 ϕ_i 进行增大；其次根据载荷组合表 3 进行组合，计算得出组合载荷 $\overline{F}_j$。再用此组合载荷 $\overline{F}_j$ 确定合成的载荷效应（内力、变形）$\overline{S}_k$。

根据作用在构件或部件上的载荷效应（内力、变形）计算出应力 $\overline{\sigma}_{1l}$，并与由局部效应（内力、变形）引起的应力 $\overline{\sigma}_{2l}$ 相组合，得到合成设计应力 $\overline{\sigma}_l$。最后将此合成设计应力 $\overline{\sigma}_l$ 与许用应力 admσ 相比较。

许用应力 admσ 是以材料的规定强度 R（与材料屈服点、弹性稳定性或疲劳强度对应的应力值）除以强度系数 γ_f 得出。基本载荷组合（见 7.1.）确定的强度系数 γ_f 值列于表 3 中。在具有高度危险的场合，还应除以高危险度系数 γ_n（见 7.3.6）。

在许用应力设计法中，外载荷与内力一般视为线性关系，当其呈非线性关系时或应力临界值是由独立交变载荷进行载荷组合而产生，应特别注意承载能力验证的有效性。

许用应力设计法的典型流程图如图 A.1 所示。



说明：

f_i ——作用在元件或部件上的载荷 i；

$\overline{F}_j$ ——载荷组合 j；

$\overline{S}_k$ ——在构件或支承部件的 k 截面中的载荷效应，例如由载荷组合 $\overline{F}_j$ 引起的内力和力矩；

$\overline{\sigma}_{1l}$ ——由载荷效应 $\overline{S}_k$ 在某元件 l 中产生的应力；

$\overline{\sigma}_{2l}$ ——由局部效应在某元件 l 中产生的应力；

$\overline{\sigma}_l$ ——在某元件 l 中的合成设计应力；

R ——材料、构件或部件上的规定强度或特定抗力，与材料屈服点、弹性稳定性或疲劳强度对应的应力值；

admσ——许用应力；

γ_f ——根据所考虑的载荷组合用于规定的强度系数；

γ_n ——高危险度系数。

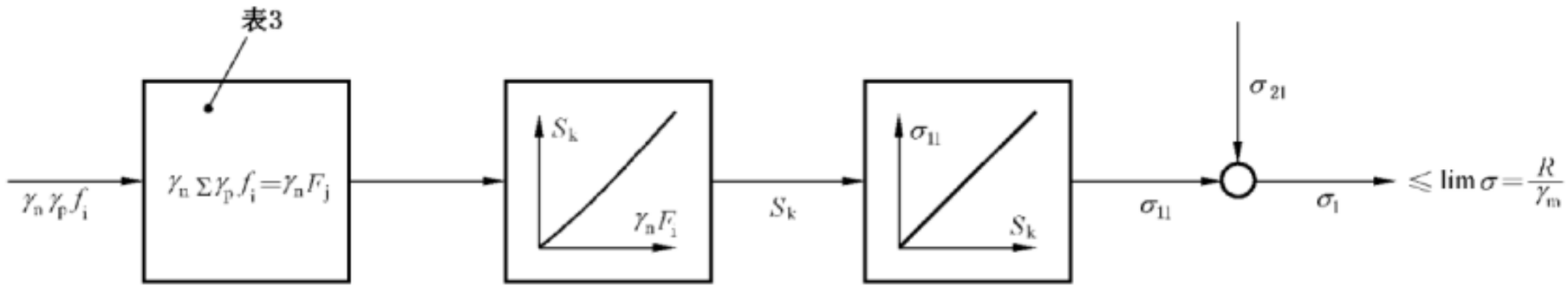
图 A.1 许用应力法的典型流程图

A.3 极限状态法

首先计算各指定载荷 f_i，并以适当的动力载荷系数 ϕ_i 进行放大，同时乘以与该项载荷相对应的分项安全系数 γ_p。其次根据载荷组合表进行组合，得出组合载荷 F_j。动力载荷系数 ϕ_i 和分项安全系数 γ_p，的取值列于表 3 和表 7 中。

在具有高度危险的场合，需对组合载荷 F_j 乘以高危险度系数 γ_n（见 7.3.6），得出设计载荷 $\gamma_n F_j$。再用此载荷确定设计载荷效应 S_k。然后根据作用在构件或部件上的载荷效应（内力、变形）计算出应力 σ_{1l}，并与有采用适当的动力载荷系数计算出的局部效应（内力、变形）引起的其他应力 σ_{2l} 相合成，得出合成设计应力 σ_l，最后将此合成设计应力 σ_l 与极限应力 $\lim\sigma$ 相比较。极限应力是以材料的规定强度 R 除以抗力系数 γ_m 而得到，抗力系数反映了材料的强度变化和局部缺陷的统计（平均）结果。

极限状态设计法的典型流程图如图 A.2 所示。



说明：

f_i ——作用在元件或部件上的载荷 i；

F_j ——由载荷 f_i 乘以分项安全系数和适当时乘以高危险度系数而构成的载荷组合 j；

S_k ——在构件或支承部件 k 截面中的载荷效应，例如由载荷组合 F_j 引起的内力和力矩；

σ_{1l} ——由载荷效应 S_k 在某元件 l 中产生的应力；

σ_{2l} ——由局部效应在某元件 l 中产生的应力；

σ_l ——在某元件 l 中的合成设计应力；

R ——材料、构件或部件上的规定强度或特定抗力，与材料屈服点、弹性稳定性或疲劳强度对应的应力值；

$\lim\sigma$ ——极限设计应力；

γ_p ——根据所考虑的载荷组合，用于各个载荷的分项安全系数；

γ_n ——高危险度系数；

γ_m ——抗力系数。

注 1：可以用力、力矩、变形等的对比替代上述的应力对比。

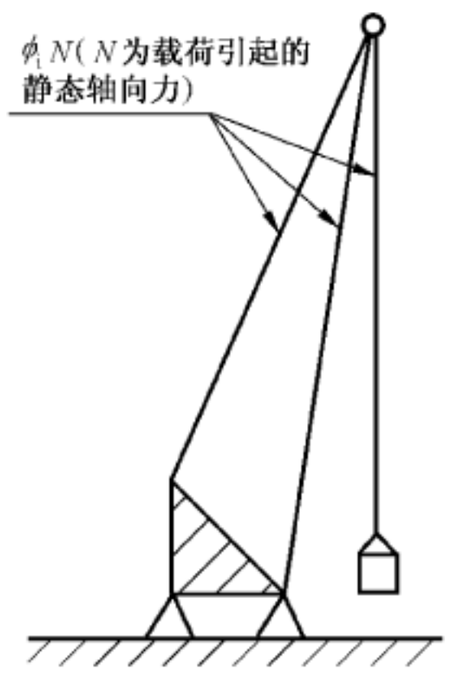
注 2：ISO 2394:1998《结构可靠性的一般原则》中给出了极限状态设计法的一般说明。

图 A.2 极限状态法的典型流程图

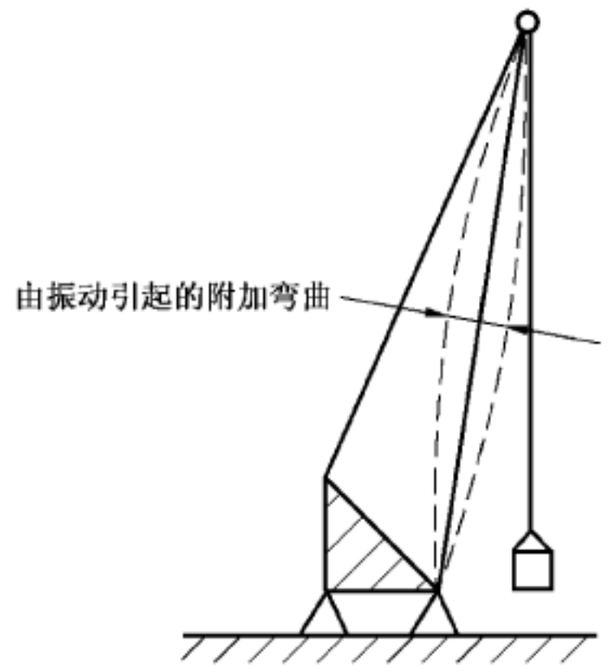
附 录 B
（资料性附录）
动力系数 ϕ_i 应用的一般注释

通常利用动力系数 ϕ_i 来考虑由不同载荷（见第 6 章）引起的动力响应，用动力系数 ϕ_i 乘以由各个质量产生的重力以及由于刚体运动产生的惯性力（见图 B.1）。

如果载荷效应和动力响应不能用这些系数表达，则应进行弹性动力分析或试验，除非从经验得知这些效应足够小，可以忽略不计。



a） 可用动力系数 ϕ_i 表达的载荷效应示例



b） 不能用动力系数 ϕ_i 表达的载荷效应示例

图 B.1 动力系数 ϕ_i 的应用

附 录 C
（资料性附录）
在轨道上运行的起重机械估算系数 ϕ_4 值的模型示例

C.1 总则

在带有高低错位或间隙接头轨道上运行的起重机械及起重小车所引起的动力载荷可用适当的弹性动力模型进行估算，即采用不平度函数来表述轨道接头处高低错位或间隙。

C.2 弹性动力模型

在本示例中，由系统激励对起重机械引起的动载荷可采用一个简洁的模型进行估算。

一个单体质量 m（单位为 kg），以恒速 v（单位为 m/s）作水平运动，由弹簧常数为 c（单位为 N/m）的线性弹簧作支承，采用轨道导向（见图 C.1）。

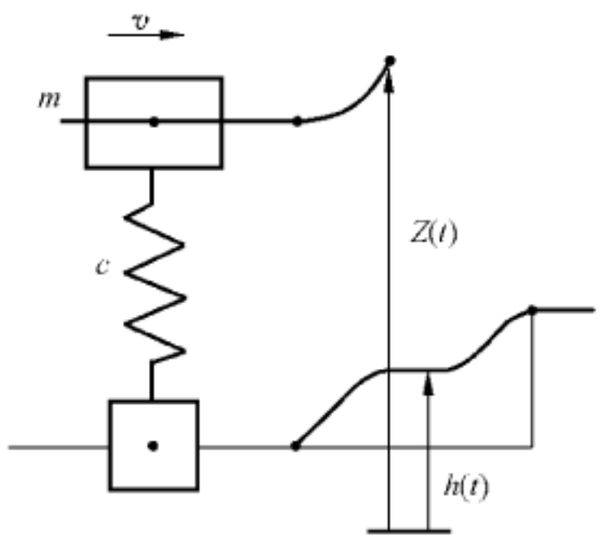


图 C.1 确定动力系数 ϕ_4 的模型

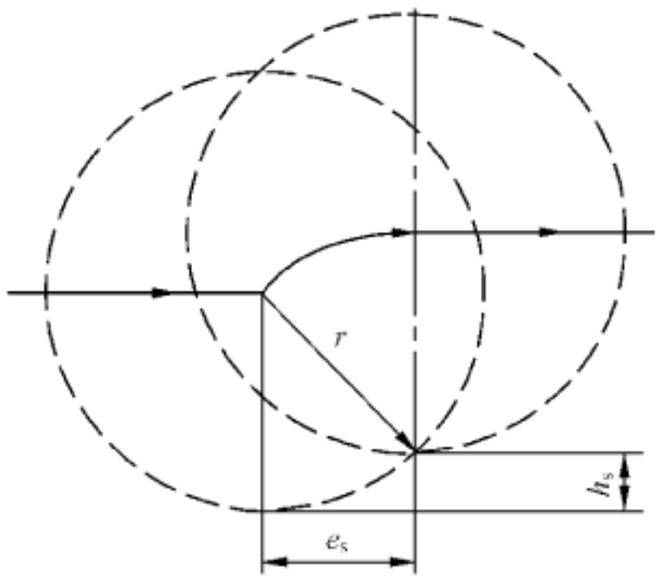
用不平度函数 $h(t)$（单位为 m）和坐标 $Z(t)$（单位为 m）来描述弹簧支承质量的位置，弹簧的动载荷 $F(t)$（单位为 N）用式（C.1）表达：

$$F(t)=c[h(t)-Z(t)] \qquad \cdots\cdots(C.1)$$

最大的动载荷 F_{max} 是在响应期间由表达式 $F(t)$ 的最大值给出的。而该载荷可发生在激励周期内或激励周期后。

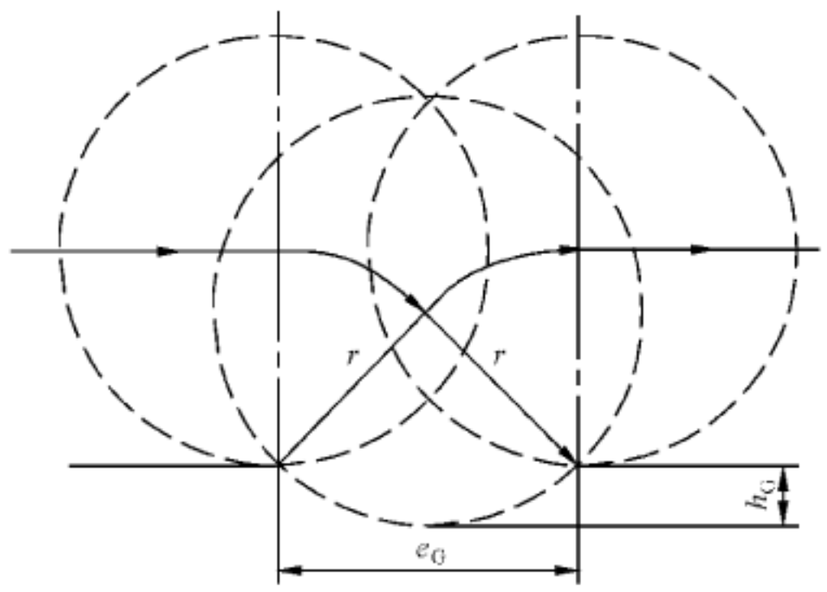
C.2.1 当越过某个接头高低错位处或间隙处时车轮中心的运动

当越过某个接头高低错位处或间隙处时车轮中心的运动及相应的公式示于图 C.2。



$e_s=\sqrt{2rh_s}$ $(h_s\leqslant r)$

a) 越过某个接头高低错位处



$h_G\approx\frac{e_G^2}{8r}$ $(e_G\approx r)$

b) 越过某个接头间隙处

图 C.2 车轮中心的运动

C.2.2 激励弹性动力模型的近似不平度函数

激励弹性动力模型的近似不平度函数 $h(t)$ 见图 C.3 及 C.2.3 的公式。

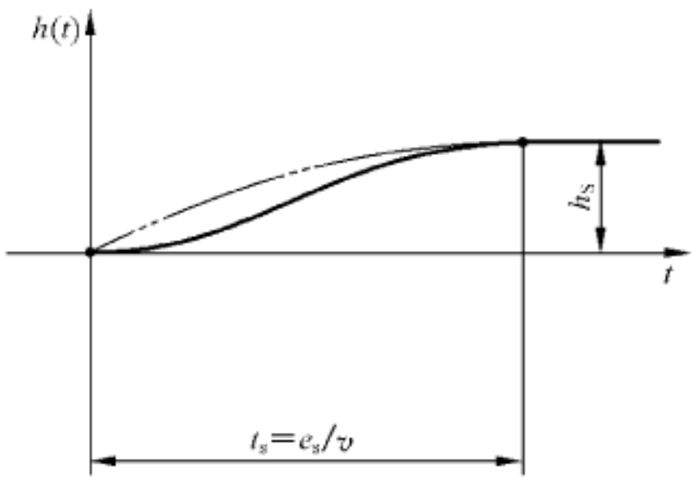
C.2.3 最大垂直加速度

C.2.3.1 弹簧下端

当以恒速 V 越过某个接头高低错位处或间隙处时，弹簧下端的最大垂直加速度 $\hat{\ddot{h}}$ 由式(C.2)给出：

$$\hat{\ddot{h}}=\frac{h_s}{2}\Omega^2=\frac{h_G}{2}\Omega^2=\left(\frac{\pi}{2}\right)^2\frac{v^2}{r} \qquad \cdots\cdots(C.2)$$

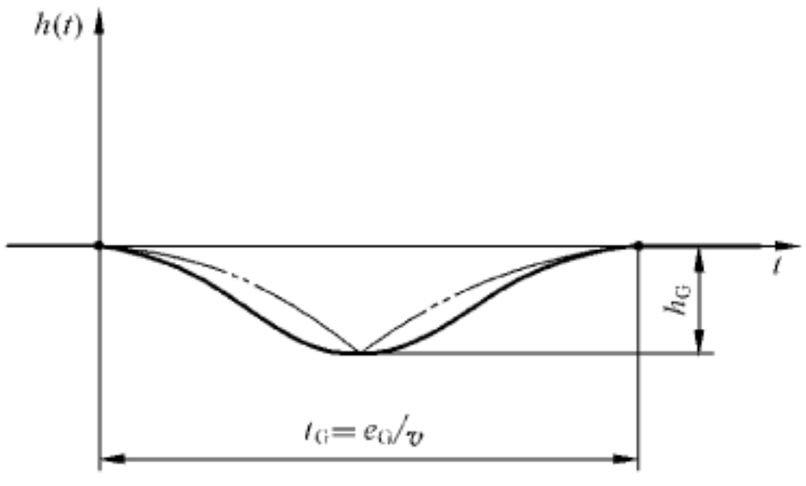
式中 h_s、h_G、Ω、V 和 r 示于图 C.2 和图 C.3。



$h(t)=\frac{h_S}{2}(1-\cos\Omega t)$

式中 $\Omega t_S=\pi$

a) 越过某个接头高低错位处



$h(t)=\frac{h_G}{2}(1-\cos\Omega t)$

式中 $\Omega t_G=2\pi$

b) 越过某个接头间隙处

图 C.3 不平度函数 $h(t)$

C.2.3.2 质量越过某个接头高低错位处

一个质量 m 越过某个接头高低错位处的最大垂直加速度 $\hat{\ddot{z}}$ 由式(C.3)和式(C.4)给出：

$$\ddot{\hat{z}} = \ddot{\hat{h}}\xi_s(a_s) \qquad \text{(C.3)}$$

$$\alpha_s = \frac{\omega h_s}{\pi v}\sqrt{\frac{2r}{h_s}} \qquad \text{(C.4)}$$

式中：$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$ 是弹性动力模型的固有圆频率。

C.2.3.3 质量通过某个接头间隙处

一个质量 m 通过某个接头间隙处的最大垂直加速度由式(C.5)和式(C.6)给出：

$$\ddot{\hat{z}} = \ddot{\hat{h}}\xi_G(a_G) \qquad \text{(C.5)}$$

$$\alpha_G = \frac{\omega e_G}{2\pi v} \qquad \text{(C.6)}$$

C.2.4 系数 ξ_S 和 ξ_G

图 C.4 中所表示的是以 $\xi_S(\alpha_S)$ 和 $\xi_G(\alpha_G)$ 为参数的抛物线(par)不平度函数曲线同前述的近似余弦(cos)不平度函数曲线的对比情况。括号中数字[(1)或(2)]表示参数 ξ 的有效周期。周期(1)包含时间 t_S 和 t_G，周期(2)是其后的响应时间。

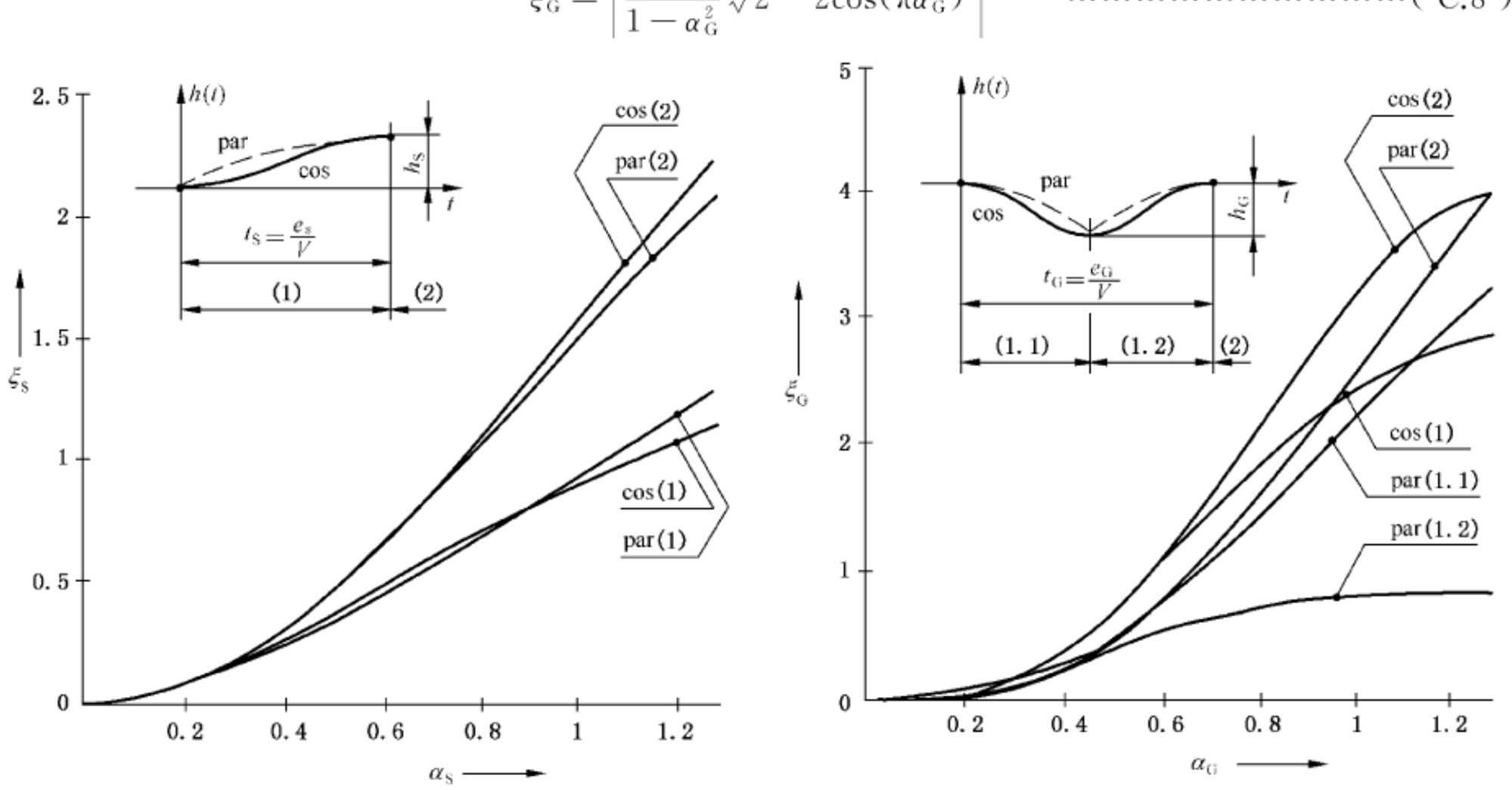
对于两种激励(接头处高低处或间隙)，由 $\alpha \approx < 1.3$，已经发现 ξ_S 或 ξ_G 的最大值发生在周期(2)，也就是在车轮通过不平处时刻之后，并有余弦不平度函数[cos(2)]。

在此情况下，系数值可用式(C.7)或(C.8)确定：

$$\xi_S = \left| \frac{\alpha_S^2}{1-\alpha_S^2}\sqrt{2+2\cos(\pi\alpha_S)} \right| \qquad \text{(C.7)}$$

$$\xi_G = \left| \frac{\alpha_G^2}{1-\alpha_G^2}\sqrt{2-2\cos(\pi\alpha_G)} \right| \qquad \text{(C.8)}$$

a) 对于某个接头高低错位处



b) 对于某个接头间隙处

图 C.4 不平度函数曲线

C.2.5 动力系数 ϕ_4

ϕ_4 定义如式(C.9)所示：

$$\phi_4 = \frac{mg + m\hat{\ddot{z}}}{mg} = 1 + \frac{\hat{\ddot{h}}}{g}\xi \qquad \text{……(C.9)}$$

根据两种情况和已作出的假定，包括 $\alpha \leqslant 1.3$，采用关于 ξ_S、α_S 和 ξ_G、α_G 的公式，系数 ϕ_4 可计算如下：

对于某个接头高低错位处的 ϕ_4 由(C.10)给出：

$$\phi_4 = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{v^2}{gr}\xi_S(\alpha_S) \qquad \text{……(C.10)}$$

对于某个接头间隙处的 ϕ_4 由(C.11)给出：

$$\phi_4 = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{v^2}{gr}\xi_G(\alpha_G) \qquad \text{……(C.11)}$$

C.2.6 说明

运用这种简单的弹性动力模型只限于起重机械的实际动力响应特性与本模型相符，而且其激励方式是用越过轨道接头高低错位处或间隙处来表示的。如果有不止一个自然激励方式而构成重大的响应和/或重复发生，设计者应根据这种情况选用一个适当的模型来估算动载荷。

附 录 D
（资料性附录）
确定由加速度产生的载荷示例

D.1 刚体动力模型

本示例研究的是由支承在四个起重机行走车轮上的双梁桥架构成的、并以恒速运行的一台刚性起重机械(即桥式起重机)。每边的一个车轮由简化的独立驱动机构驱动。起重机桥架支承着一台横向运行承载小车(见图 D.1)。

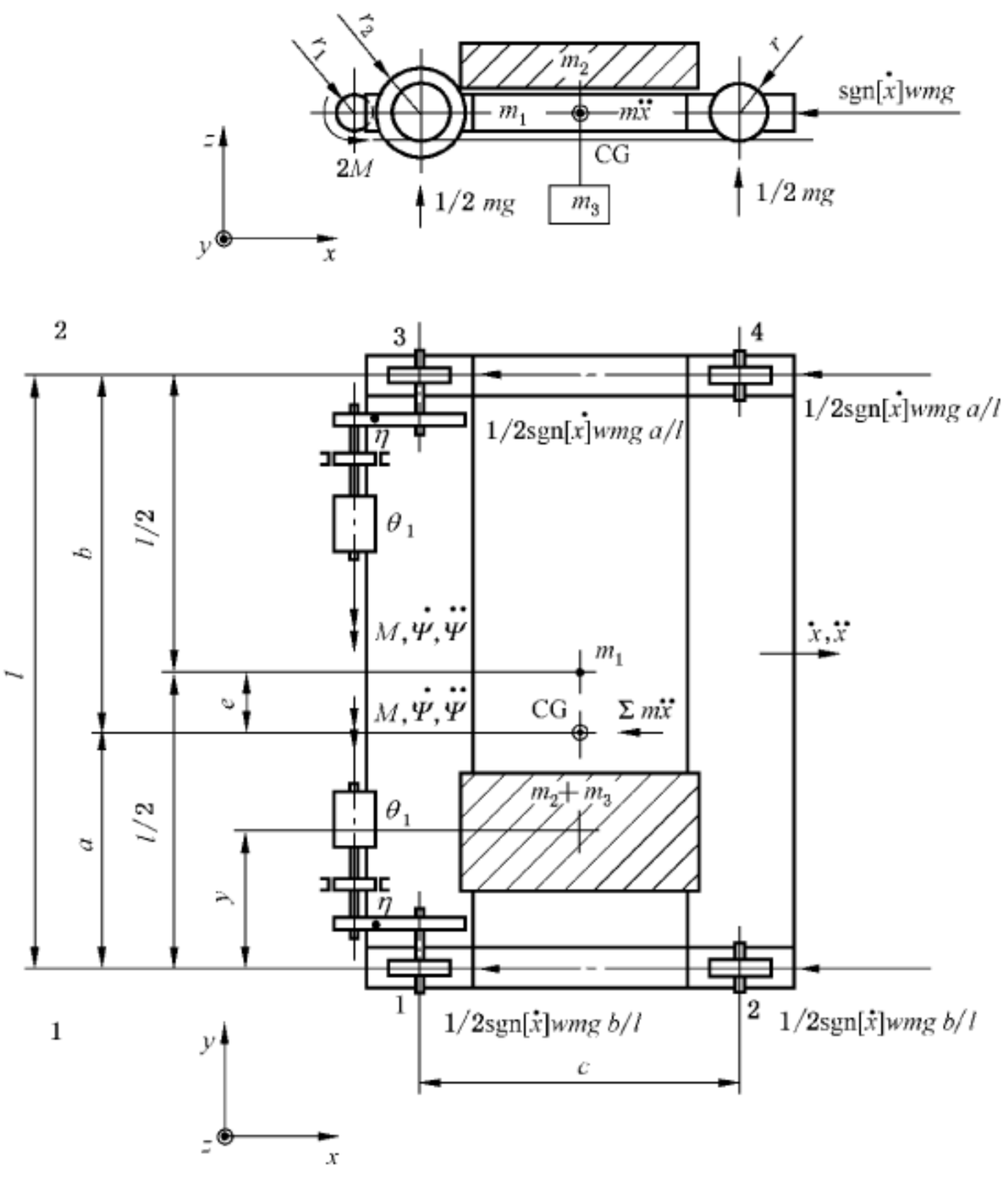


图 D.1 作用在桥式起重机上的载荷(见表 D.1)

由电动机产生的驱动力和制动作用通过一级齿轮传动传递给起重机行走车轮。行走车轮支承在端梁上,端梁一端的车轮被侧向固定,另一端车轮能侧向移动。

D.2 符号

本附录使用的符号见表 D.1。

D.3 力

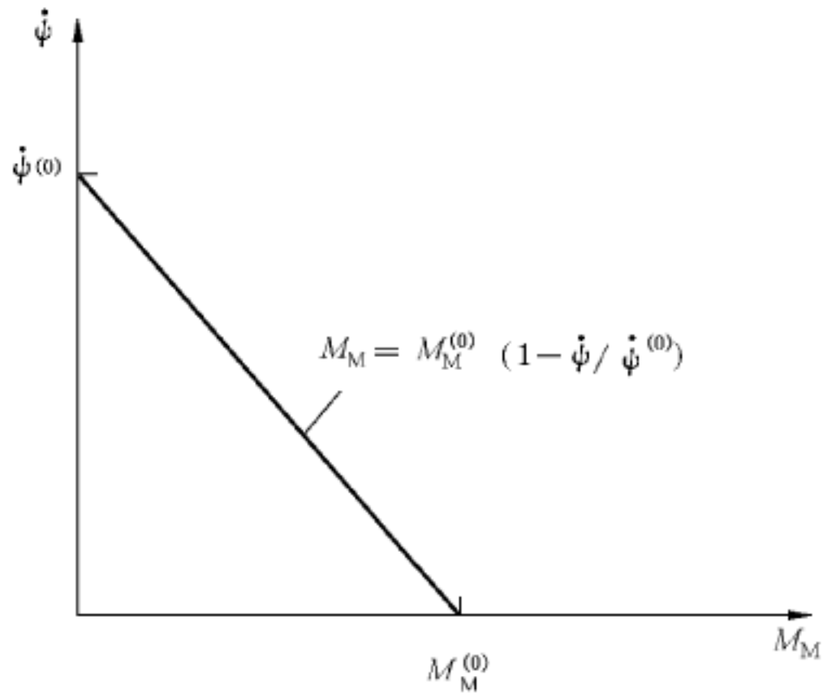
D.3.1 驱动力和外力

起重机械的运动[$x(t)$]和载荷效应取决于与内摩擦力、惯性力及外力相平衡的驱动力。外力包括由于车轮的机械阻力(损失)引起的摩擦力、风载荷以及轨道倾斜时产生的重力。

扭矩 $M=M_M$ 或 $M=M_B$ 可由电动机或制动器的特性确定,这些用图 D.2 和图 D.3 给出的两个实例加以说明。

表 D.1 附录 D 中使用的符号

符　　号	说　　明
几何参数(单位为 m)	
l	起重机械跨度
y	承载小车质量中心离轨道 1 的距离
a	重心(CG)离轨道 1 的距离
b	重心(CG)离轨道 2 的距离
c	车轮基距
r_1	齿轮 1 的半径
r_2	齿轮 2 的半径
r	起重机行走车轮的半径
质量(单位为 kg)	
m_1	带有运行驱动机构的起重机桥架的质量
m_2	小车的质量
m_3	总载荷的质量
m	承载起重机械的质量($m=m_1+m_2+m_3$)
质量转动惯量(单位为 $kg \cdot m^2$)	
θ_1	电动机、联轴节、制动轮和齿轮 1 的质量转动惯量
θ_2	齿轮 2 及起重机行走车轮(在本示例中被忽略)的质量转动惯量
内部摩擦损失	
η	齿轮系输出功率与输入功率的比率
速度和加速度(单位为 rad/s 或 m/s 或 rad/s^2 或 m/s^2)	
$\dot{\Psi}$,$\ddot{\Psi}$	分别为电动机、联轴节、制动轮和齿轮 1 的旋转速度和加速度
$\dot{x}$,$\ddot{x}$	分别为起重机械的运行速度和加速度
扭矩(单位为 N·m)	
M	作用在起重机运行机构高速轴(第一根轴)上的驱动扭矩
M_M	由电动机稳态特性确定的扭矩
M_B	机械制动器的扭矩



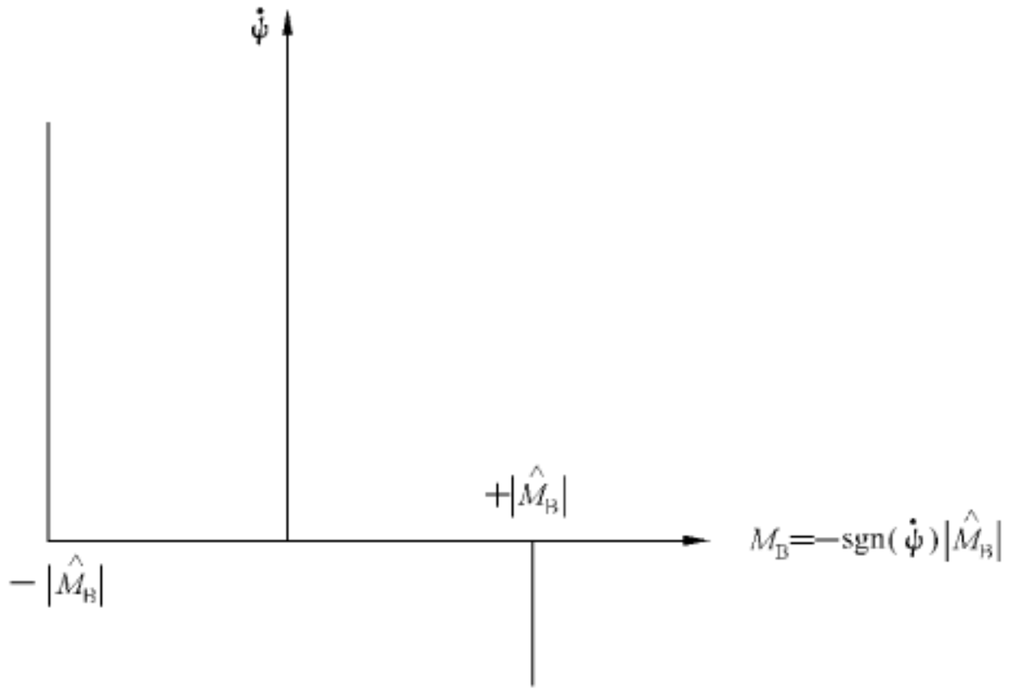
说明：

M_M——在电动机转速为$\dot{\psi}$时电动机稳态输出扭矩；

$M_M^{(0)}$——电动机起动扭矩($\dot{\psi}=0$)；

$\dot{\psi}^{(0)}$——电动机的同步转速($M_M=0$)。

图 D.2　电阻器控制的滑环电动机
——电动机特性的简化表达形式



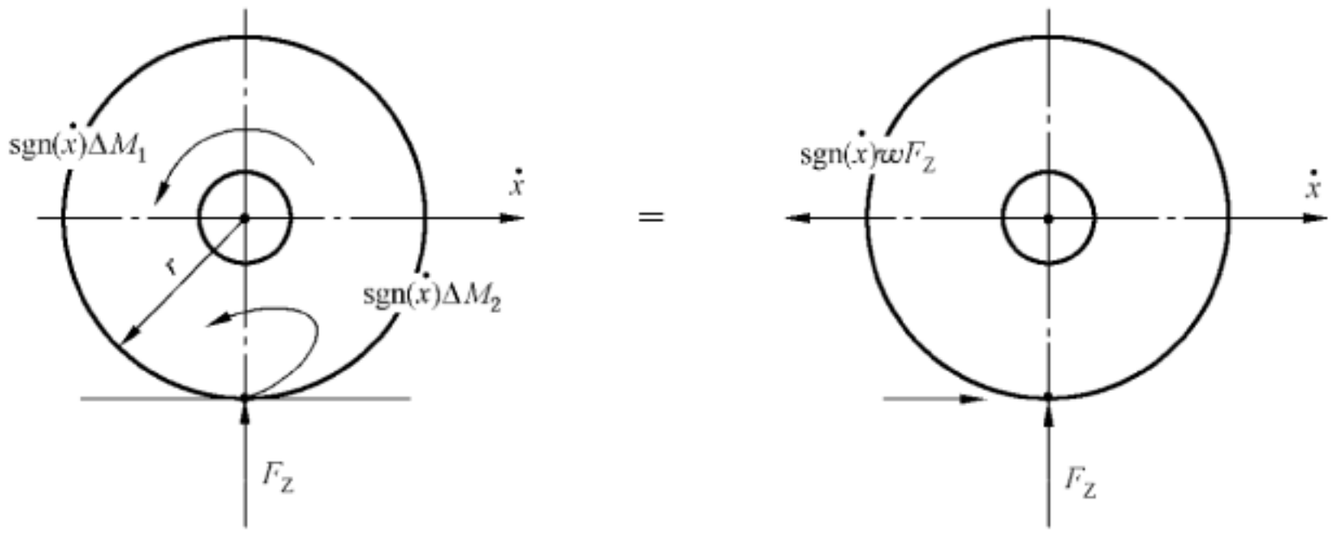
说明：

M_B——制动器的扭矩，其方向与$\dot{\psi}$相反。为了简化将其绝对值$|M_B|$视为常数。其数学表达式为 $M_B = -\mathrm{sgn}(\dot{\psi})|\hat{M}_B|$

图 D.3　机械制动器
——制动力矩的正常表达形式

D.3.2　车轮上的摩擦损失

图 D.4 说明了车轮的摩擦损失。



说明：

ΔM_1——由车轮轴承摩擦引起的扭矩损失；

ΔM_2——由滚动车轮接触区的滚动摩擦引起的扭矩损失；

F_z——车轮载荷(轮压)；

w——等效摩擦系数($\Delta M_1+\Delta M_2=wF_z r$)。

图 D.4　车轮的摩擦损失

D.4　驱动加速度

图 D.5 所示驱动机构模型用于估算驱动加速度。这表明两套驱动机构相组合用于平衡各个力，并包括全部重要效应。

根据刚体动力学分析，忽略质量转动惯量 θ_2，不受风力影响的起重机械加速度 $\ddot{x}$ 由式(D.1)给出：

$$\ddot{x}=\frac{2Mr_1^{-1}r_2r^{-1}\eta^{\lambda}-\mathrm{sgn}(\dot{x})wmg}{2\theta_1(r_1^{-1}r_2r^{-1})\eta^{\lambda}+m} \qquad \cdots\cdots(\mathrm{D.1})$$

式中：

$\lambda=\mathrm{sgn}(\dot{u}F)$；

$\dot{u}$——齿轮切线速度；

F——由齿轮传递的切向力。

注：速度和内力的符号约定：齿轮元件的内力，当其作用在输入边的正速度($\dot{u}$)方向假定为正；当其作用在输出边与正速度相反方向时，假定为负；考虑到机械零件的运动相互作用时，齿轮元件的速度作用在起重机械运动的正方向(x)则选为正。

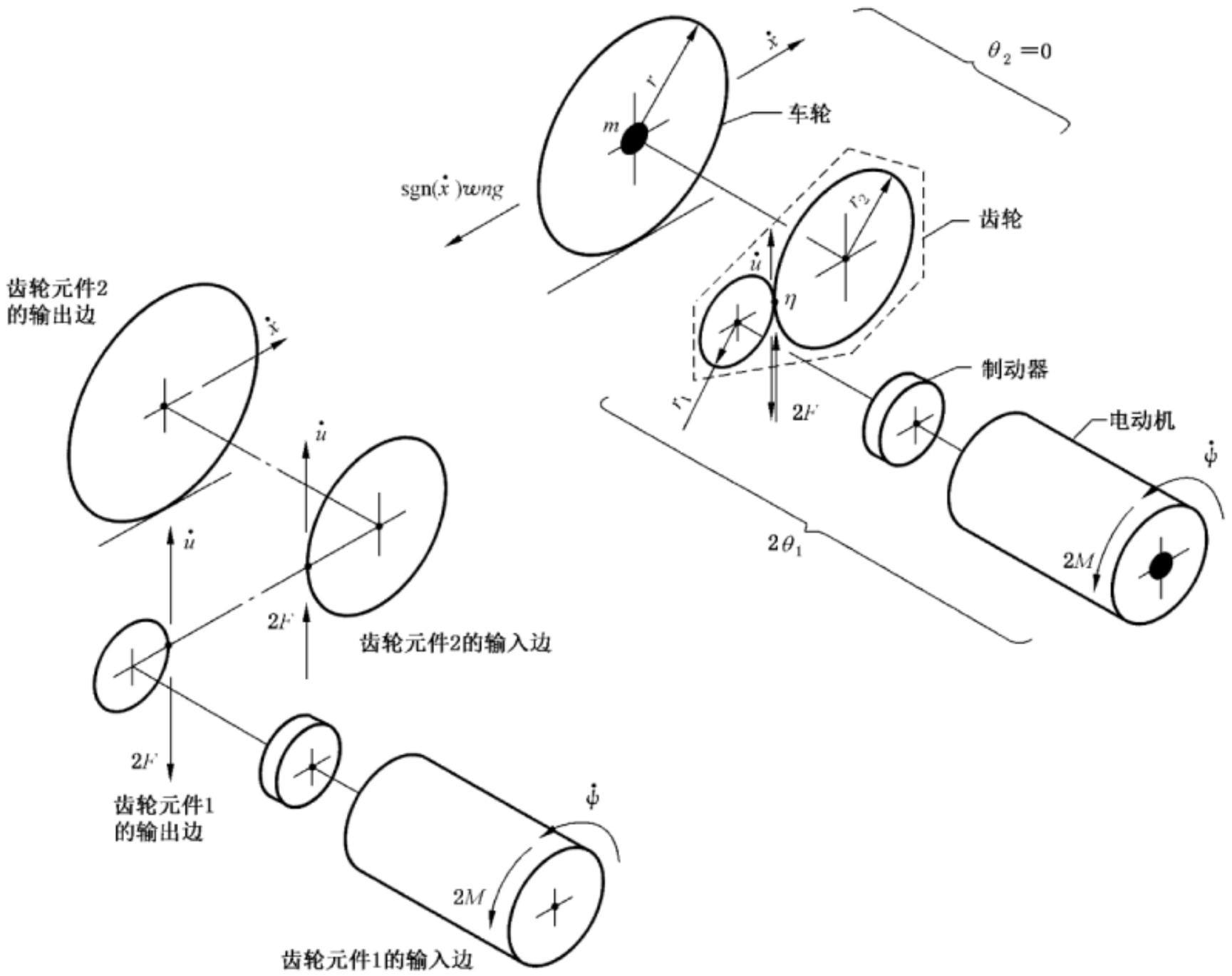


图 D.5 起重机驱动机构模型(符号约定)

D.5 载荷及载荷效应

起重机在正常使用期间由驱动力引起的载荷与载荷效应,可以参照相关情况予以考虑。例如:

a) 情况Ⅰ

对每一套运行驱动机构作用一个起动扭矩 $M_{\mathrm{M}}^{(0)}$ 使起重机从静止状态($\dot{\psi}=0$)加速。

b) 情况Ⅱ

用机械制动使起重机从稳定运行状态($\ddot{\psi}=\ddot{x}=0$)减速。因而每一套运行驱动机构的扭矩从电动机扭矩 $M_{\mathrm{M}}^{(\ddot{\psi}=0)}$ 变为制动扭矩 $-|\hat{M}_{\mathrm{B}}|$。

本附录示例的目的是表明情况Ⅰ和情况Ⅱ的扭矩变化是瞬态发生的,这两种情况用图 D.6 说明。

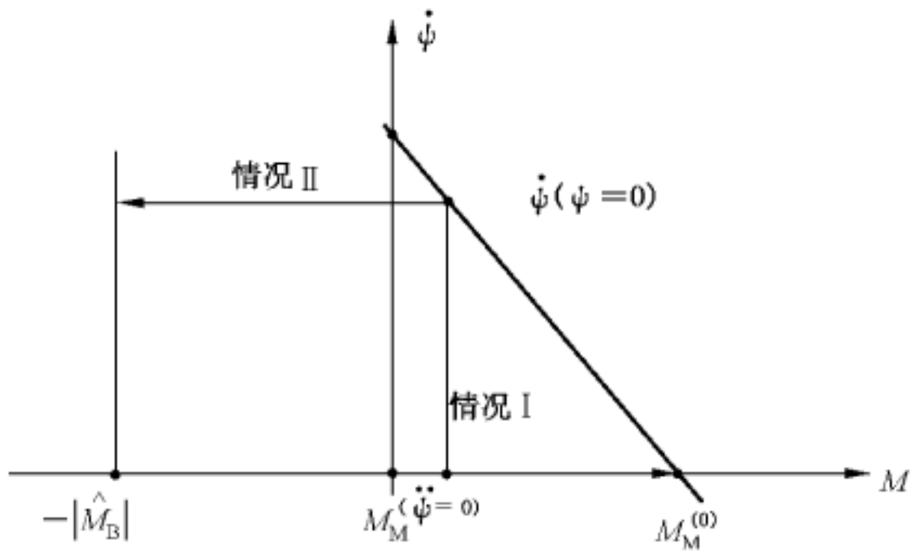


图 D.6　情况Ⅰ和情况Ⅱ的说明

D.6　加速度

加速度在由扭矩变化引起的设计载荷效应计算以前，例如 D.5 中的情况Ⅰ和情况Ⅱ，有必要去估算情况始末的初始加速度 $\ddot{x}_{(i)}$ 和最终加速度 $\ddot{x}_{(f)}$。其估算如下：

a)　情况Ⅰ

$$\ddot{x}_{(i)}=0 \qquad \text{……(D.2)}$$

因为 $\lambda=+1$（当 $\dot{u}>0$ 及 $F>0$）

$$\ddot{x}_{(f)}=\frac{2M_M^{(0)}r_1^{-1}r_2r^{-1}\eta-wmg}{2\theta_1(r_1^{-1}r_2r^{-1})^2\eta+m} \qquad \text{……(D.3)}$$

b)　情况Ⅱ

因为 $\lambda=+1$（当 $\dot{u}>0$ 及 $F>0$）

$$\ddot{x}_{(i)}=0=\frac{2M_M^{(\ddot{\psi}=0)}r_1^{-1}r_2r^{-1}\eta-wmg}{2\theta_1(r_1^{-1}r_2r^{-1})^2\eta+m} \qquad \text{……(D.4)}$$

因为 $\lambda=-1$（当 $\dot{u}>0$ 及 $F<0$）

$$\ddot{x}_{(f)}=-\frac{2|\hat{M}_B|r_1^{-1}r_2r^{-1}\eta^{-1}+wmg}{2\theta_1(r_1^{-1}r_2r^{-1})^2\eta^{-1}+m} \qquad \text{……(D.5)}$$

从式(D.1)～式(D.4)的结果可以看出，如果 $M_M^{(0)}=|\hat{M}_B|$，则情况Ⅰ的加速度 $\ddot{x}_{(f)}$ 小于情况Ⅱ的减速度 $\ddot{x}_{(f)}$。

D.7　机械部件中的设计载荷效应

作为示例，在设计中考虑的由齿轮传递的切向力 F 估算如式(D.6)和式(D.7)，(见图 D.4 和图 D.5)：

$$F=(M-\theta_1\ddot{\psi})r_1^{-1} \qquad \text{……(D.6)}$$

式中：

$\ddot{\psi}=r_1^{-1}r_2r^{-1}\ddot{x}$

$$\hat{F}=F_{(i)}+\phi_5\Delta F \qquad \text{……(D.7)}$$

式中：

$$\Delta F=F_{(f)}-F_{(i)}$$

a)　情况Ⅰ

$$F_{(i)} = 0 \qquad \cdots\cdots(D.8)$$

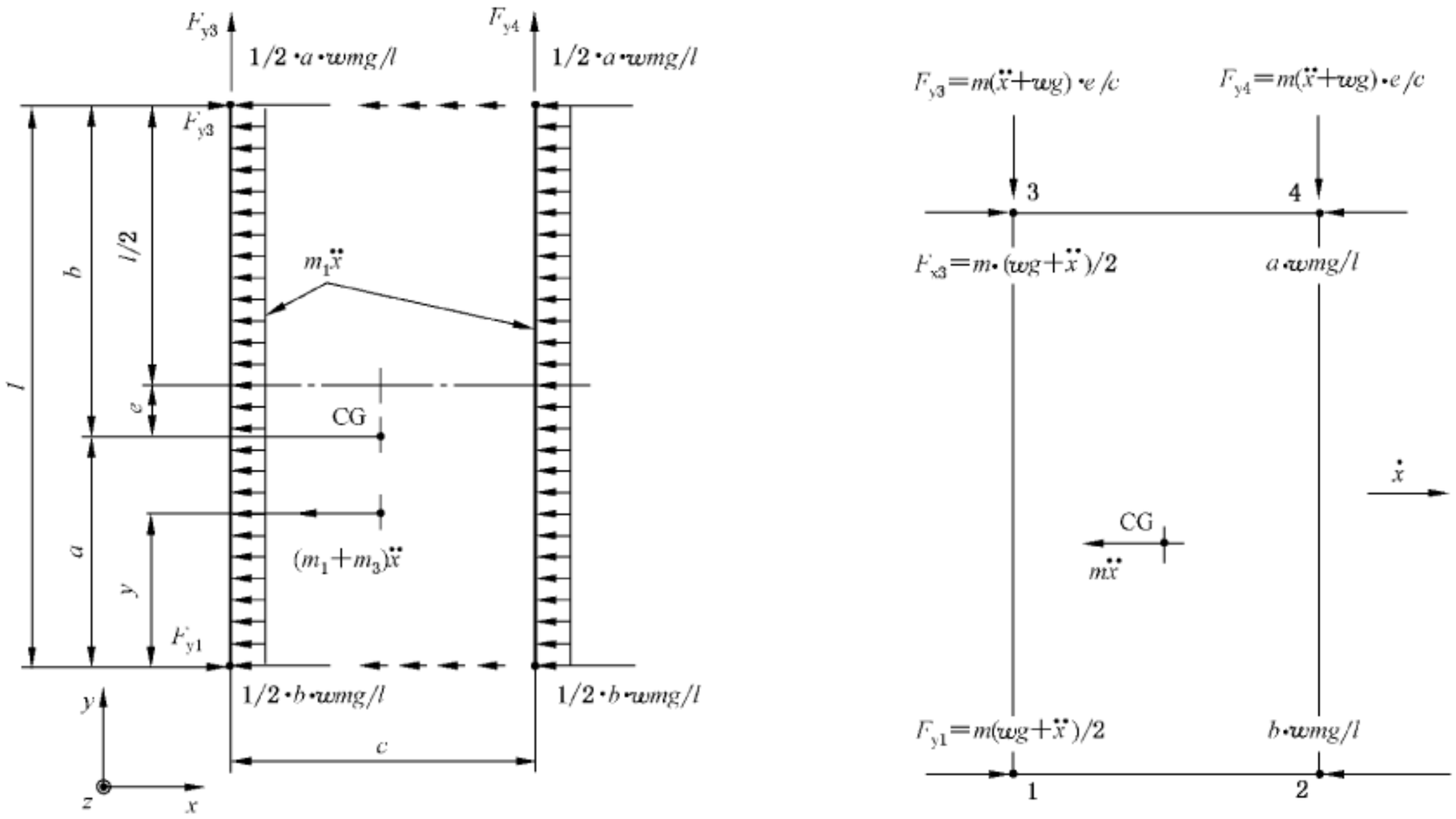
$$F_{(f)} = [M_M^{(0)} - \theta_1 r_1^{-1} r_2 r^{-1} \ddot{x}_{(f)}] r_1^{-1} \qquad \cdots\cdots(D.9)$$

b) 情况Ⅱ

$$F_{(i)} = M_M(\ddot{\psi} = 0) r_1^{-1} \qquad \cdots\cdots(D.10)$$

$$F_{(f)} = [- |\hat{M}_B| - \theta_1 r_1^{-1} r_2 r^{-1} \ddot{x}_{(f)}] r_1^{-1} \qquad \cdots\cdots(D.11)$$

D.8 结构部件的设计载荷效应



a) 起重机加速期间水平载荷的分布

b) 合成载荷——作用驱动力 $F_{x3}=F_{x1}$ 及反作用力 $F_{y4}=-F_{y3}$

图 D.7 水平载荷及反作用力

作为示例，在设计中考虑的由起重机主梁传递的水平载荷与反作用力可估算如式(D.12)，(见图D.7)：

由驱动力对起重机加速引起了水平载荷与水平力，但不包括偏斜力。

在加速期间，两套驱动机构作用的驱动力与质量力($m\ddot{x} = m_1\ddot{x} + m_2\ddot{x} + m_3\ddot{x}$)和由全部车轮摩擦损失引起的力($wmg$)相平衡。假设起重机驱动特性相同，其控制特性也相同，因此驱动力将均匀地分配到两套驱动机构($F_{x3} = F_{x1} = 0.5m\ddot{x} + 0.5wmg$)。合成的驱动力就作用在跨度中心线上。通常作用在起重机轨道梁上的侧向力为 $F_{y4} = -F_{y3}$，考虑到作用力与反作用力之间的距离 $e = \frac{l}{2} - a$，则变为：

$$F_{y4} = F_{y3} = m(\ddot{x} + wg)\frac{e}{c} \qquad \cdots\cdots(D.12)$$

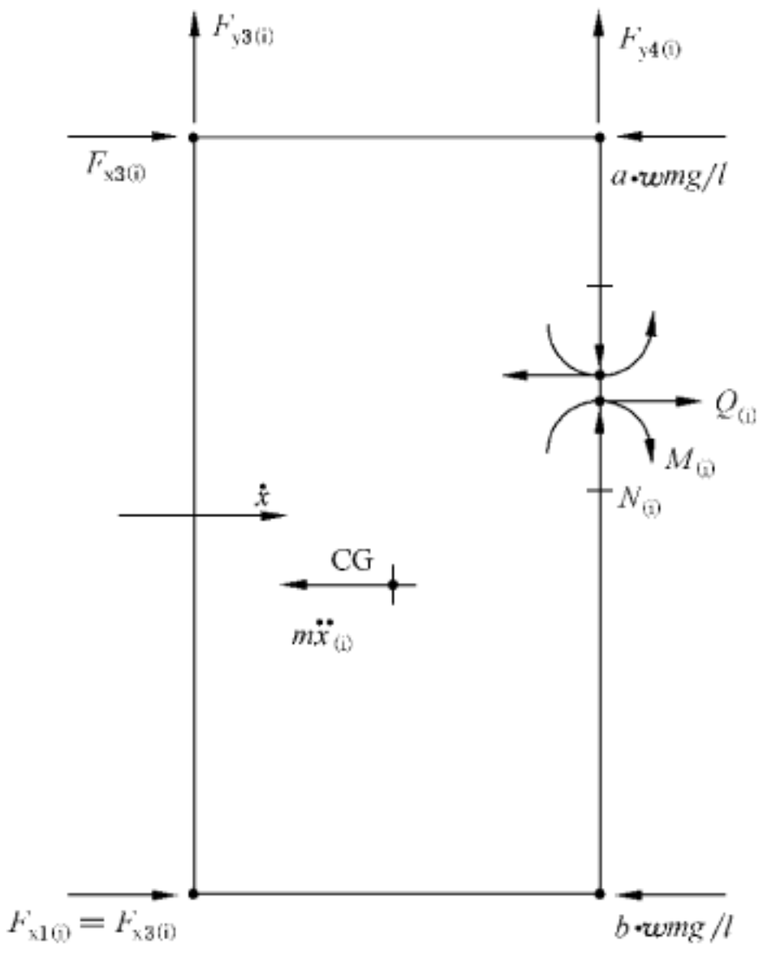
然后计算在所考虑的任意情况下，设计载荷效应 $\hat{F}$ 以及扭矩变化前的加速度$[\ddot{x}_{(i)}]$和变化后的加速度$[\ddot{x}_{(f)}]$。

根据作用载荷、质量力 $m\ddot{x}_{(i)}$ 和 $m\ddot{x}_{(f)}$ 以及合成摩擦力，将起重机主梁作为平面(或空间)框架结构(见图 D.8)，作用其上所有相关的载荷效应(内力)$F_{(i)}[N_{(i)}, Q_{(i)}, M_{(i)}]$及 $F_{(f)}[N_{(f)}, Q_{(f)}, M_{(f)}]$应分别按弹性静态计算进行估算。

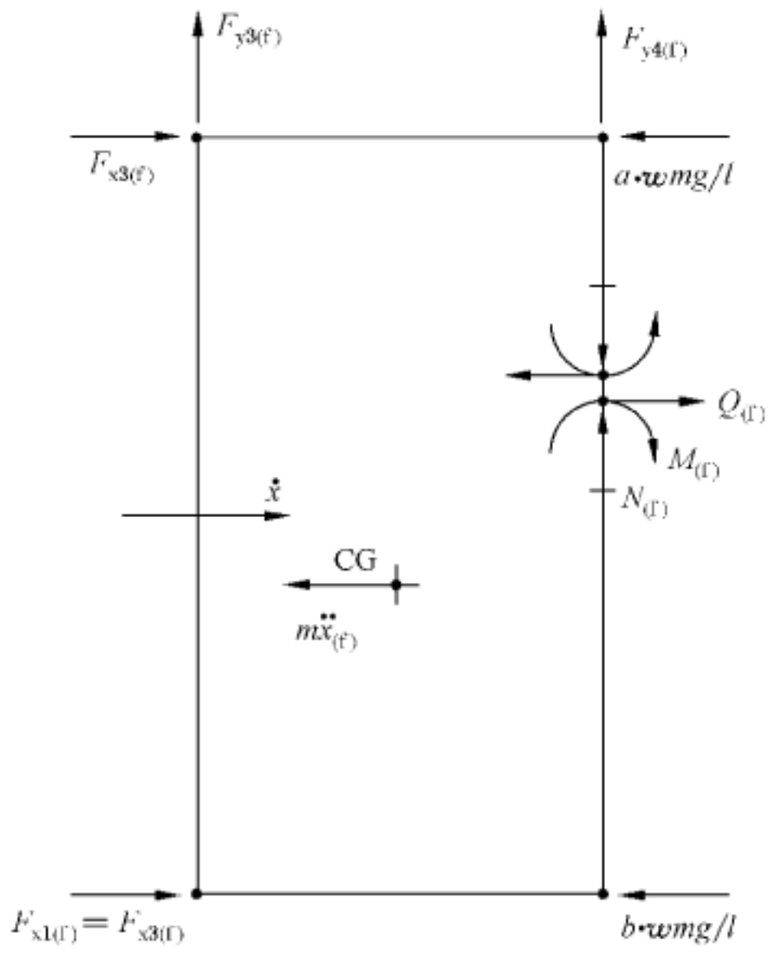
设计载荷效应也可以参照 D.4 和 D.7，用式(D.13)进行估算：

$$\hat{F} = F_{(i)} + \phi_5 \Delta F \qquad \text{(D.13)}$$

式中：$\Delta F = F_{(f)} - F_{(i)}$。



a） 扭矩变化前(i)



b） 扭矩变化后(f)

情况Ⅰ和情况Ⅱ的特例：

$$\ddot{x}_{(i)} = 0$$

反作用力分布在起重机角落的车轮组之间，如下：

每个角落有 1 个或 2 个车轮：反作用力 F_y 作用在外侧车轮上；

每个角落有 3 个或 4 个车轮：反作用力 F_y 作用在最外侧的两个车轮上；

每个角落有 4 个以上车轮：反作用力 F_y 作用在最外侧的三个车轮上。

图 D.8 载荷状态

附 录 E
（资料性附录）
偏斜引起的载荷（水平侧向力）分析方法示例

E.1 起重机械模型

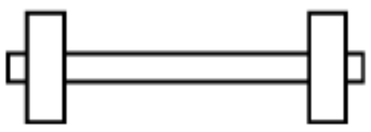
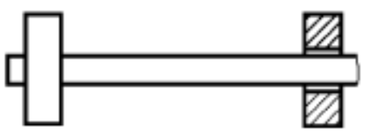
为了能够估算由起重机械偏斜引起的车轮和轨道间的切向力以及作用在导向装置之间的各种力，需要一个简单的运行机械模型。起重机械被认为以恒速运行，但无防偏控制。

模型由 n 对同一轴线上的车轮组成，其中有 P 对是成对车轮。某个第 i 对车轮可以规定组装成对的（C）（用机械或电气方式获得相同的旋转速度），或者是相互独立安装的（I）。后一种状态在单独驱动情况中也是适用的。

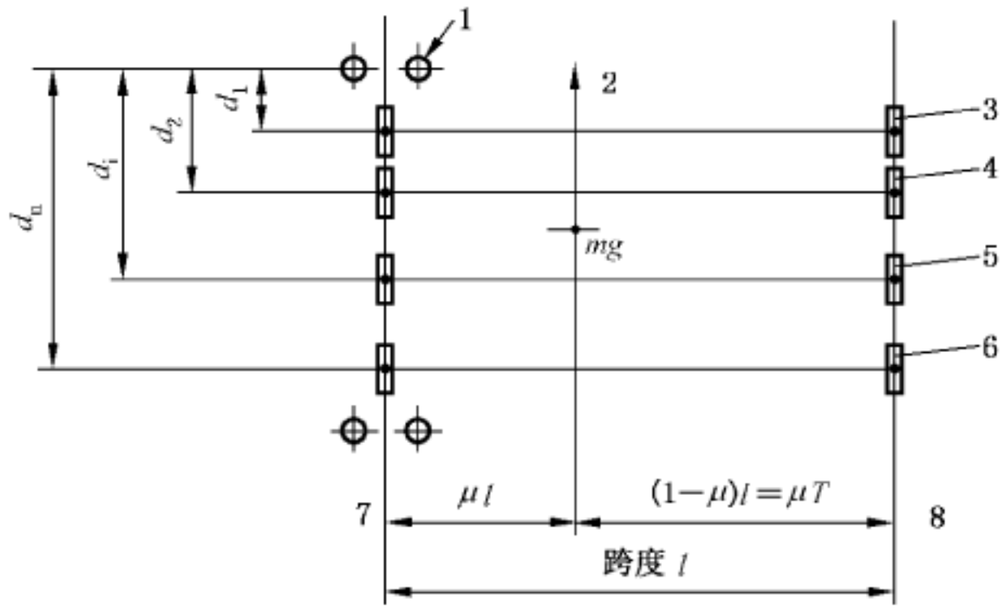
车轮被安装在运行于刚性轨道上的刚性起重机结构的理想几何位置上。车轮直径偏差在这个模型中可忽略不计。就侧向移动而言，它们可以是固定的（F）或能侧向移动的（M）。侧向的自由程度可由铰接的支腿来决定。

侧向同轴线车轮对的各种可能组合示于表 E.1。

表 E.1 车轮对的各种组合

	成对的（C）	独立的（I）
固定/固定（F/F）	CFF	IFF
		
固定/可移动（F/M）	CFM	IFM
		

在图 E.1 中，车轮对的位置相对于运行起重机前方导向装置位置的距离定为 d_i。



说明：

1——导向装置；

2——运行方向；

3——车轮对 1；

4——车轮对 2；

5——车轮对 i；

6——车轮对 n；

7——轨道 1；

8—— 轨道 2。

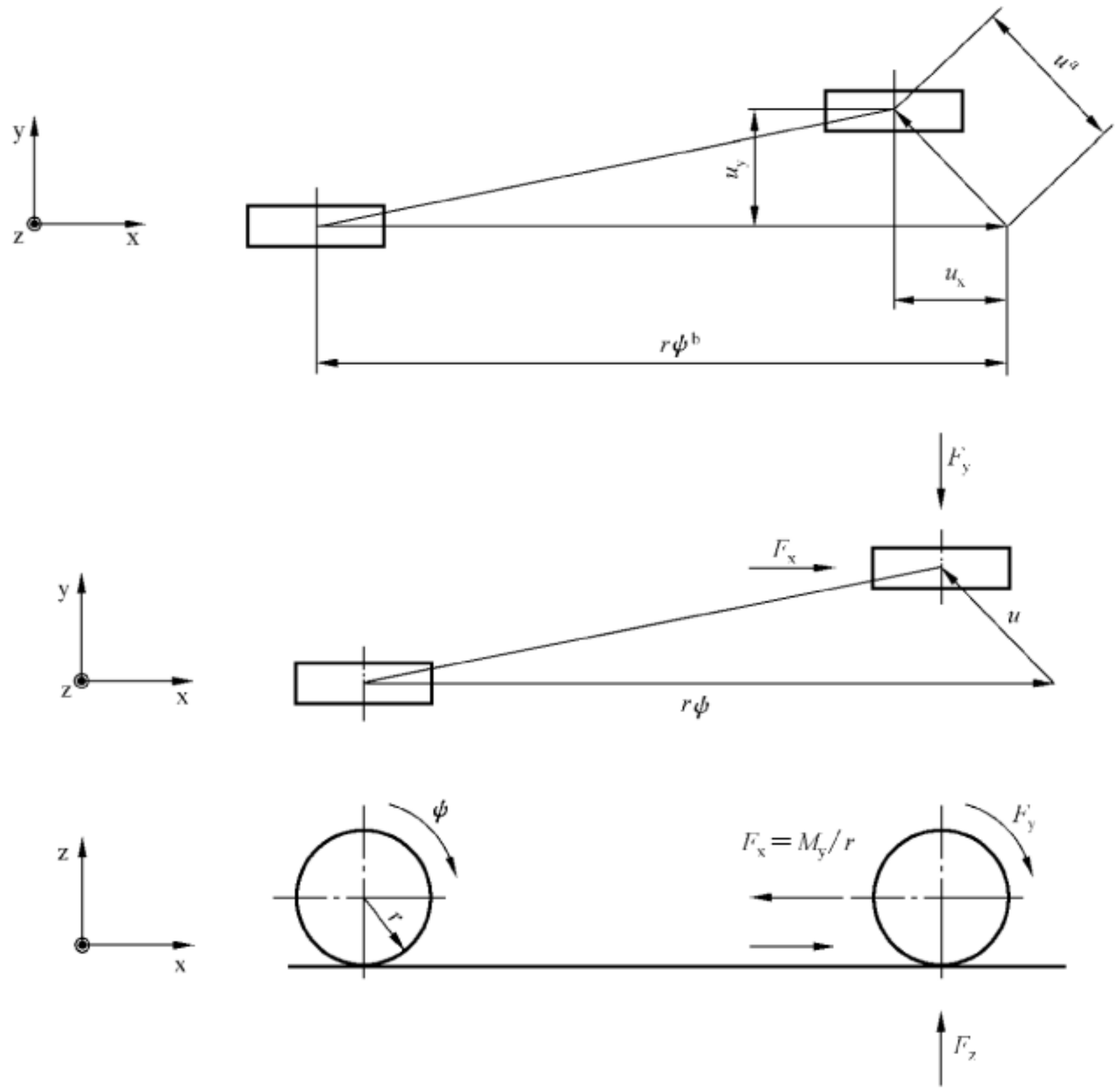
注：如用带轮缘的车轮代替外部导向装置，则 $d_i=0$。

图 E.1　车轮对的位置

假设由承载起重机械的质量(mg)引起的重力作用在离轨道 1 为 μl 处，且均匀分配到起重机每侧轨道的 n 个车轮上。

E.2　切向力和位移之间的关系

首先要假定车轮和轨道间发生的切向力与相应位移之间的关系。因为车轮要将驱动力矩(M_y)传递到轨道上，它的运动受到系统(起重机和轨道梁)的限制因而存在纵向和侧向滑动[u(u_x、u_y)]；相应的切向力(F_x，F_y)反作用在起重机上(见图 E.2)。



说明：

a——滑动距离；

b——滚动距离。

图 E.2　切向力和位移

通常滑动距离(u_x、u_y)，自由滚动距离 $r\psi$，车轮载荷 F_z以及切向力(F_x，F_y)之间存在如下关系：

$$F_x = f_x(s_x, s_y, p_c, \text{表面状态}) \cdot F_z$$

$$F_y = f_y(s_x, s_y, p_c, \text{表面状态}) \cdot F_z$$

滚动车轮的摩擦系数(f_x，f_y)取决于滑动状态，亦即滑动与自由滚动距离之间的关系($s_x = u_x / r\psi$，$s_y = u_y / r\psi$)，车轮与轨道之间的接触压力(p_c)及轨道的表面状态。为简化计算，可采用下述经验关系式(E.1)和式(E.2)计算：

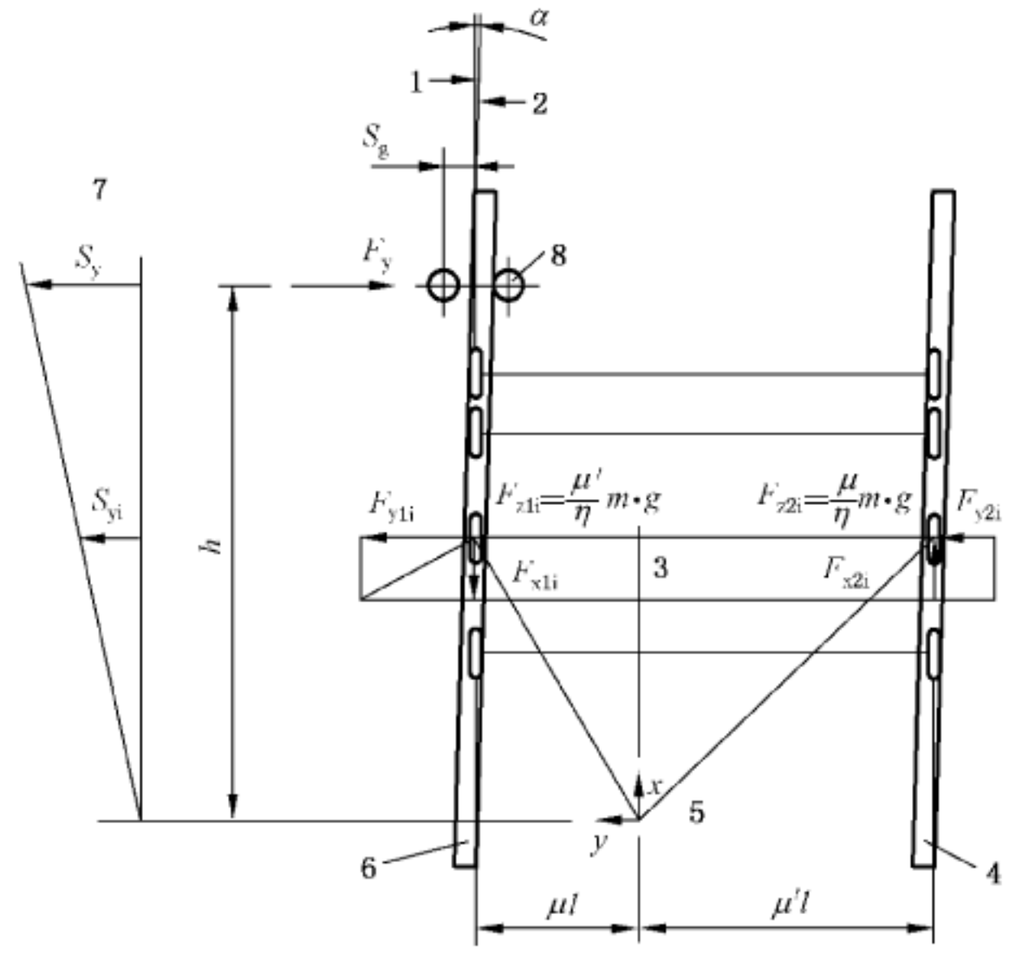
$$\text{当 } s_x \leqslant 0.015 \text{ 时；} f_x = \mu_0[1 - e(-250 s_x)] \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (\text{E.1})$$

$$\text{当 } s_y \leqslant 0.015 \text{ 时；} f_x = \mu_0[1 - e(-250 s_y)] \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (\text{E.2})$$

式中：当轨道处于洁净状态时；附着系数 $\mu_0 = 0.3$；当轨道处于非洁净状态(在正常作业环境下)时：附着系数 $\mu_0 = 0.2$。

E.3　由偏斜引起的载荷

假设起重机模型在稳定的运动中运行并有偏斜角 α，如图 E.3 所示。起重机可以用外部装置或车轮轮缘进行水平导向。



说明：

1——运动方向；

2——轨道方向；

3——车轮对；

4——轨道；

5——瞬时滑动极点；

6——轨道；

7——侧向滑移；

8——导向装置。

图 E.3　作用在偏斜位置的起重机上的载荷

偏斜角 $\alpha \leqslant 0.015$，用于考虑导向装置与轨道之间及合理的尺寸变化、起重机车轮的磨损与轨道之间的间隙 $\alpha = \alpha_g + \alpha_t + \alpha_w$，可从表 E.2 选取。

表 E.2　偏斜角

α	偏斜角产生的原因	带凸缘轮	导向轮
α_g	轨道干净 s_g	当 $s_g \leqslant 4/3 s_{gmin}$ 时，$\alpha_g = s_{gmin}/w_b$	
		当 $s_g > 4/3 s_{gmin}$ 时，$\alpha_g = 0.75 s_g/w_b$	
	起重机运行	$s_g \geqslant s_{gmin} = 10$ mm	$s_g \geqslant s_{gmin} = 5$ mm
	小车运行	$s_g \geqslant s_{gmin} = 4$ mm	$s_g \geqslant s_{gmin} = 2$ mm
α_t	公差(车轮校准并且轨道平直)	$\alpha_t = 0.001$ rad	
α_w	磨损	$\alpha_w = 0.1 b_h/w_b$	$\alpha_w = 0.03 b_h/w_b$
式中： w_b—车轮基距(导向轮之间的距离或第一个车轮与最后一个车轮之间的距离) b_h—轨道踏面的宽度。			

一个导向力 F_y 与车轮切向力 F_{x1i}，F_{y1i}，F_{x2i}，F_{y2i} 相平衡，这些力是由于起重机械围绕瞬时滑动极点转动而产生的。在导向装置处有最大的侧向滑移 $s_y = \alpha$，而在导向装置和瞬时滑动极点之间的侧向滑移 s_{yi} 呈线性分布，相应的偏斜力可按以下方法计算：

a)瞬时滑动极点与导向装置之间的距离 h

对于系统 F/F,瞬时滑动极点与导向装置之间的距离按式(E.3)计算:

$$h=(p\mu\mu' l^2+\sum d_i^2)/\sum d_i \qquad \text{(E.3)}$$

对于系统 F/M,对于系统 F/F,瞬时滑动极点与导向装置之间的距离按式(E.4)计算:

$$h=(p\mu l^2+\sum d_i^2)/\sum d_i \qquad \text{(E.4)}$$

式中:

p ——成对车轮的对数;

μ ——瞬时滑动极点离轨道 1 的距离系数;

μ' ——瞬时滑动极点离轨道 2 的距离系数;

l ——起重机跨度;

d_i ——车轮对 i 离导向装置的距离。

b) 导向装置的导向力 F_y

导向装置的导向力按式(E.5)计算:

$$F_y=vfmg \qquad \text{(E.5)}$$

式中:

$v=1-\sum d_i/nh$,用于系统 F/F;

$v=\mu'(1-\sum d_i/nh)$,用于系统 F/M;

$f=0.3[1-\exp(-250\alpha)]$,式中 $\alpha\leqslant 0.015$ rad;

mg——由承载起重机械质量引起的重力。

注:作用于带轮缘的车轮的导向力能分布在起重机各角落的车轮组之间,见 D.8。

E.4 车轮的切向力 F_x 和 F_y

$$F_{x1i}=\xi_{1i}fmg$$
$$F_{x2i}=\xi_{2i}fmg$$
$$F_{y1i}=v_{1i}fmg$$
$$F_{y2i}=v_{2i}fmg$$

式中:

f 和 mg 见 E.3.2。

ξ_{1i}、ξ_{2i}、v_{1i}和 v_{2i}列于表 E.3。

表 E.3 ξ_{1i}、ξ_{2i}、v_{1i}和 v_{2i}的值

组 合	$\xi_{1i}=\xi_{2i}$	v_{1i}	v_{2i}
CFF	$\mu\mu' l/nh$	$\frac{\mu'}{n}\left(1-\frac{d_i}{h}\right)$	$\frac{\mu}{n}\left(1-\frac{d_i}{h}\right)$
IFF	0		
CFM	$\mu\mu' l/nh$		0
IFM	0		

附 录 F
（资料性附录）
起升驱动类型图示

本附录介绍了五种起升驱动类型，如表 F.1 所示，用实际旋转或者线性起升驱动 ω，以及合成起升力 F 的时间历程来表示。（如图 F.1）

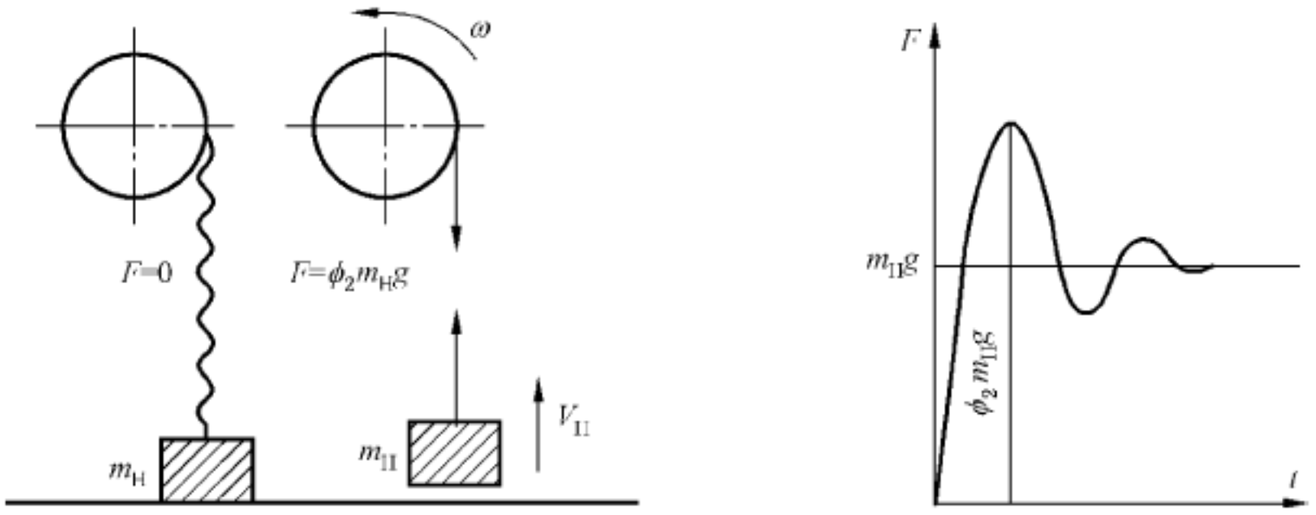


图 F.1 ω 和 F

表 F.1 五种起升驱动类型

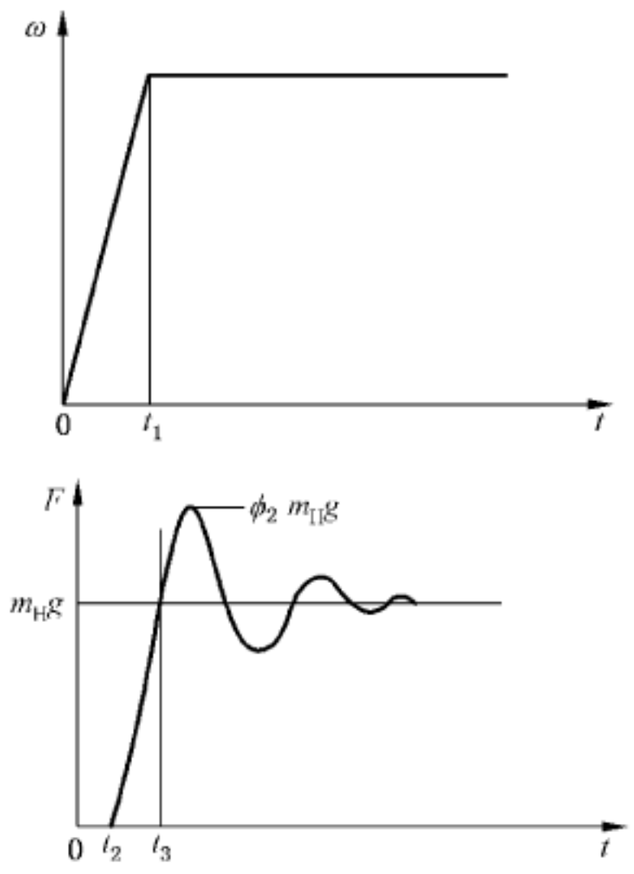
起升驱动类型	
HD1：无低速可用或驱动可能无低速启动	
	时间历程： $t=0$：开始驱动 $t=t_1$：$\omega=\omega_{max}$ $t=t_2$：钢丝绳开始张紧（$t_2\approx0$） $t=t_3$：开始起升 常规载荷（载荷组合 A，B）： $\phi_2=\phi_{2min}+\beta_2 v_{hmax}$
	实例：存在或者不存在低速启动的鼠笼式电动机

表 F.1（续）

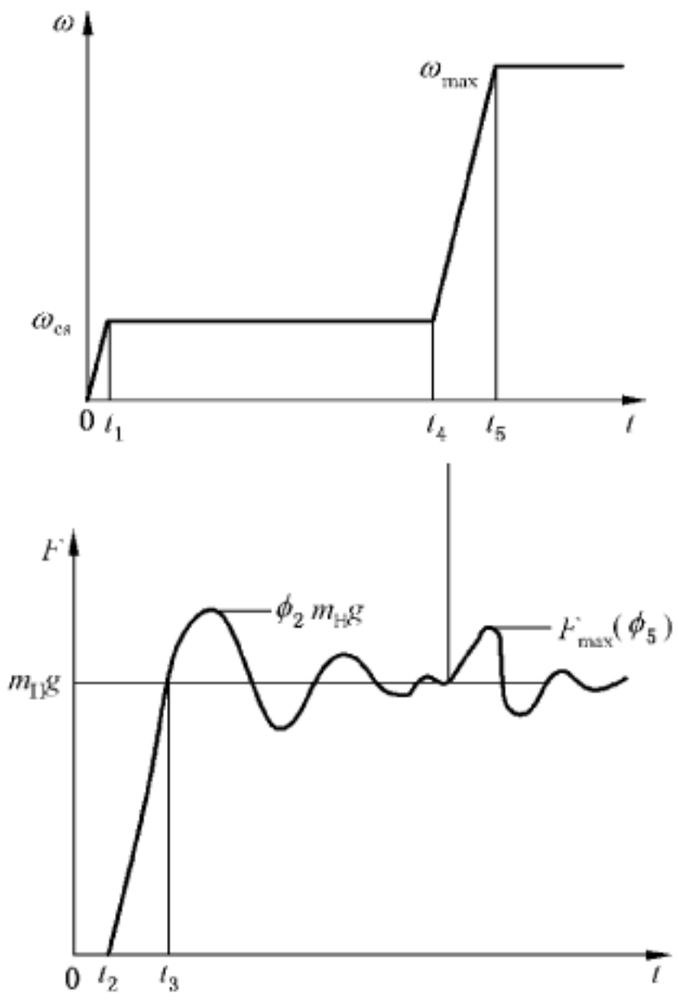
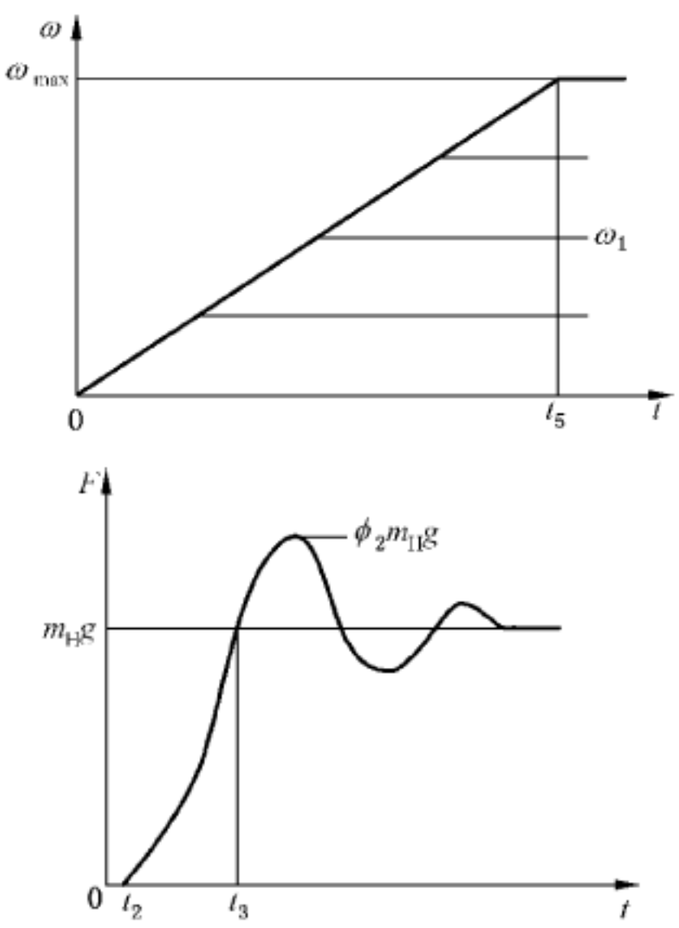
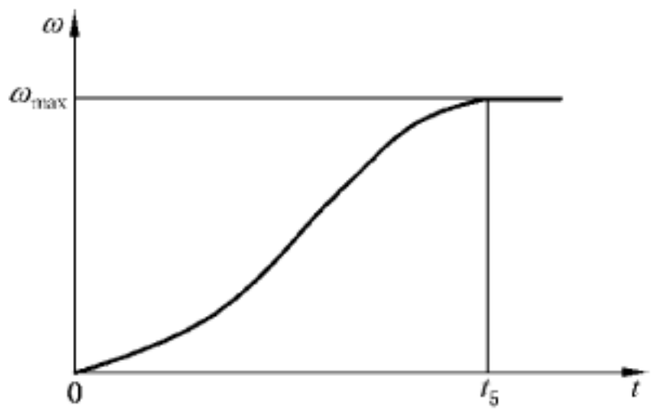
<table>
<tr><td colspan="2">起升驱动类型</td></tr>
<tr><td colspan="2">HD2：起升驱动仅能在预设时间内以低速启动</td></tr>
<tr><td> 
</td><td>时间历程：
$t=0$：开始驱动
$t=t_1$：$\omega=\omega_{CS}$
$t=t_4$：加速开始至 $\omega_{max}\omega_{max}$（$t_4>t_{4min}$）
$t=t_5$：$\omega=\omega_{max}$
$t=t_2$：钢丝绳开始张紧（$t_2\approx0$）
$t=t_3$：开始起升
常规载荷（载荷组合 A，B）：
$\phi_2=\phi_{2min}+\beta_2 v_{hCS}$
$F_{max}(\phi_5)=m_H g+\phi_5(F_{(f)}-m_H g)$，其中，$F_{(f)}$ 是最终牵引力，如附录 D 所示。
附加载荷（载荷组合 C1）：
$\phi_2=\phi_{2min}+\beta_2 v_{hmax}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">实例：低速启动的变极鼠笼式电动机。时间继电器或者特殊的仪器设备来确保延时 t_{4min}。</td></tr>
<tr><td colspan="2">HD3：起升驱动控制保持低速直到起升载荷离开地面
HD3 中 F 和 ω 的时间历程与起升驱动类型 HD2 中呈现的一样。尽管驱动类型 HD3 能够保证 $t_3<t_4$，但是 HD2 驱动类型在载荷保持着地状态时，并不能防止全速起升。（例如，松弛绳的误用）。因此，在驱动类型 HD3 中，对于载荷组合 A 和 B，应考虑计入起升动载系数 $\phi_2=\phi_{2min}+\beta_2 v_{hCS}$ 的常规载荷
实例：就低速启动和载荷测量装置而言，当 F 在一段时间内保持不变并且大于 0 时，最大速度才能够被激活（自动或者人工），从而确保载荷从地面起升</td></tr>
<tr><td colspan="2">HD4：无级调速起升驱动控制实现连续增速</td></tr>
<tr><td> 
</td><td>时间历程：
$t=0$：开始驱动
$t=t_5$：$\omega=\omega_{max}$
$t=t_2$：钢丝绳开始张紧
$t=t_3$：开始起升
常规载荷（载荷组合 A，B）：
$\phi_2=\phi_{2min}+\beta_2\dfrac{v_{hmax}}{2}$
特殊载荷（载荷组合 C1）：
$\phi_2=\phi_{2min}+\beta_2 v_{hmax}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">实例：任何具有平稳增速的驱动装置（例如，坡道型），例如通过变频或者直流电机或者液压滑阀调速
由于潜在的误用（如起升松弛绳的启动）是不可避免的，因此，应考虑载荷组合 C1</td></tr>
</table>

表 F.1（续）

<table>
<tr><td colspan="2">起升驱动类型</td></tr>
<tr><td colspan="2">HD5：无级调速起升驱动控制自动保证动载荷系数 ϕ_2 不超过 ϕ_{2min}</td></tr>
<tr><td> 
</td><td>时间历程：
$t=0$：开始驱动
$t=t_5$：$\omega=\omega_{max}$
$t=t_2$：钢丝绳开始张紧
$t=t_3$：开始起升
常规载荷（载荷组合 A，B）：
$\phi_2=\phi_{2min}$
特殊载荷（载荷组合 C1）：
$\phi_2=\phi_{2min}+\beta_2\dfrac{v_{bmax}}{2}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">实例：变频控制、直流电动机或者带负载测量装置的 LS 液压阀。对平滑张紧绳、余弦形加速度的自动控制或者直接负载控制
为了满足附加安全，应考虑载荷组合 C1</td></tr>
</table>

参 考 文 献

[1] ISO 2394 General principles on reliability for structures

[2] ISO 11031 Cranes—Design principles for seismic loads

中华人民共和国
国家标准

起重机　载荷与载荷组合的设计原则
第1部分：总则

GB/T 22437.1—2018/ISO 8686-1:2012

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲2号(100029)
北京市西城区三里河北街16号(100045)

网址：www.spc.org.cn
服务热线：400-168-0010
2018年5月第一版

*

书号：155066·1-60720

版权专有　侵权必究

GB/T 22437.1-2018