

车辆强度计算理论

高等学校试用教材

上海铁道学院 主编

中国铁道出版社

高等学校试用教材

车辆强度计算理论

上海铁道学院 主 编

中 国 铁 道 出 版 社

1981年·北京

内 容 提 要

本书主要包括：作用在车辆及其零部件上的载荷分析，车辆主要零部件强度的力法计算，杆件结构的有限单元法，平面问题的有限单元法，薄板弯曲问题的有限单元法，电算程序的基本概念，以及车辆零部件有限单元法计算实例。为了学习平面问题和薄板弯曲问题有限单元法的方便，书中还简要地阐述了弹性力学的有关基本方程和薄板弯曲的基本理论。

本书读者对象为铁路高等院校车辆专业的师生，从事机车车辆设计、研究以及从事机械和工程结构强度分析工作的技术人员。

高等学校试用教材
车辆强度计算理论
上海铁道学院 主 编
中国铁道出版社出版
新华书店北京发行所发行
各地新华书店经售
中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092 1/32 印张：18.25 字数：451 千
1981年4月第1版 1981年4月第1次印刷
印数：0001—4,500册 定价：1.90 元

前 言

本书是根据1978年10月制订并经铁道部批准的铁路高等院校《车辆强度计算理论》教学大纲的要求编写的。它适用于四年制铁道车辆专业的教学。

书中除介绍了经多年实践证明是比较成熟而实用的传统分析计算方法外，还介绍了最新的结构分析方法——有限单元法及电子计算机计算技术等新内容。本书力求在加强基础理论和反映国内、外先进计算技术方面做出努力，但由于编者水平所限，错误和缺点必然很多，敬希读者给予批评指正。

本书系由成建民（上海铁道学院）担任主编，章涵绪（西南交通大学）担任主审。各章编写人员为：绪言及第一章——成建民，第二章——周德义（长沙铁道学院），第三章——尤文娅（大连铁道学院），第四章——赵邦华（兰州铁道学院），第五章——袁祖贻（北方交通大学），第六章——赵邦华、成建民，附录——成建民等。

本书在编审过程中，郁惟仁（大连铁道学院）为第六章提供了部分资料，孟广浦（兰州铁道学院）为第六章编写了202型转向架吊杆应力计算实例；此外，姚金山（北方交通大学）、张文笔和卢执中（长沙铁道学院）、苏宝瑛（西南交通大学）曾对本书内容提出了许多宝贵的意见，谨在此表示谢意。

编 者

1980. 1 于北京

目 录

绪 言	1
第一章 作用在车辆及其零部件上的载荷	3
第一节 作用在车辆上的载荷	3
第二节 作用在转向架上的载荷	9
第二章 车辆主要零部件的力法计算	21
第一节 货车转向架侧架的强度计算	21
第二节 客车转向架构架的强度计算	32
第三节 车辆底架的强度计算	37
第三章 杆件结构的有限单元法	46
第一节 有限单元法的基本概念	46
第二节 单元刚度矩阵	55
第三节 坐标变换	64
第四节 结构刚度矩阵	69
第五节 约束处理	79
第六节 载荷处理	84
第七节 解题的具体步骤、简例	85
第四章 平面问题的有限单元法	95
第一节 弹性力学基本方程及有关概念	95
第二节 位移函数	113
第三节 单元刚度矩阵	119
第四节 结构刚度矩阵	125
第五节 约束处理	128
第六节 载荷处理	131
第七节 解题的具体步骤、简例	136
第八节 较精密单元的分析	148
第五章 薄板弯曲问题的有限单元法	162
第一节 薄板弯曲的基本方程及有关概念	162
第二节 位移函数	175
第三节 载荷处理	180
第四节 单元刚度矩阵	181
第五节 结构刚度矩阵	188
第六节 计算简例	189
第七节 矩形单元的应力矩阵	194

第八节 三角形单元	199
第六章 程序的概念及车辆零部件有限单元法计算实例	209
第一节 程序的概念	209
第二节 结构刚度矩阵的组集和存贮	211
第三节 线性方程组的求解	225
第四节 框图与程序	242
第五节 计算实例	263
附录A 车辆构件所用材料、许用应力及刚度标准	271
附录B 对车辆结构的强度要求	275
附录C 几个公式的推导	277

绪 言

铁道运输要为实现四个现代化服务。对于铁道运输主要工具之一的铁道车辆来说，就是要实现高速、安全、舒适、耐用、载重大和自重轻等主要目标，这正是当前摆在车辆设计工作者和科研人员面前的一项迫切的任务。

近年来，我国有关部门正在研制25.5米新型客车、高速交流电动车组以及各种专用货车、大载重货车等车辆。在这些研制工作中要解决的技术关键之一就是车辆强度问题。

在保证具有必要的强度储备的条件下，最大限度地减轻车辆结构的自重是一个需要认真研究的问题。因为铁道车辆工业是目前国内大宗耗用金属材料的部门之一，故减轻车辆结构的自重会带来原材料的大量节约；更重要的是，在一定的机车牵引功率下，降低车辆自重可以增加列车的装载重量或提高列车的运行速度，也就是意味着在不增加设备的条件下提高了线路通过能力。

另一方面，为适应铁路运输事业的发展，在设计制造新型车辆的同时，还要对现有车辆的强度和运行可靠性进行鉴定，以便确定旧有车辆对新的运用条件的适应程度，并拟定加强原有结构的必要措施。

为了顺利地解决上述任务，除了采用先进的强度试验方法对车辆零部件进行强度分析外，改进车辆强度的理论计算方法也是非常必要的。

车辆强度的理论计算主要解决以下三个问题，而这些问题也正是本书所涉及的范围。

1. 查明车辆在运用中主要受力零、部件所承受的各种载荷（或力）及其组合原则；
2. 计算出在上述载荷作用下，各主要受力零、部件上所产生的变形和应力；
3. 确定该零、部件在安全和具有一定使用寿命的条件下，所容许产生的最大变形（即刚度标准）和最大应力（即许用应力）。

由于许用应力问题在材料力学和机械零件等课程中已阐述过，而且车辆零、部件的许用应力和刚度标准数值的确定主要又是基于实践经验，故本书对这个问题不予详述，而是以分析研究第1、2两个问题为主。

为了解决这两个问题，必须运用理论力学、材料力学、结构力学、弹性理论以及有限单元法等基础理论知识，结合车辆的实际结构和运用条件，加以分析和研究。

由于大多数车辆的车体是一个由杆系和薄板组成的复杂空间承载结构，在进行强度分析时，过去国内外都采用了大量的假定使实际结构理想化和简单化，然后运用经典的结构力学方法（主要是力法），用手工来计算结构的应力。这种计算方法经实践证明其精确性不高，并且随着结构超静定次数的增多而异常烦琐，需要耗费较多的人力和时间。

随着现代计算技术的发展和电子计算机的普及，从六十年代起，一些技术先进国家先后采用了电算法以进行车辆强度计算。这种方法是运用有限单元法的基本原理，对车辆零、部件进行离散化处理，然后按照专用的或通用的结构计算程序，在电子计算机上进行运算。电算法具有计算速度快、精度高和技术人员容易掌握等优点，因此近年来，我国从事车辆设

计、研究和教学的技术人员已经对各型客、货车车体和转向架零部件进行了电算法的研究，并取得了初步的成果。

为了使同学们能够掌握车辆强度的电算工作，必须首先在有限单元法方面打下良好的理论基础。因此，除了在结构力学课程中增添了杆件结构有限单元法一章外，本书还着重讲述平面问题和薄板弯曲问题的有限单元法。同时为了学习的系统性及便于有关人员学习参考，本书仍把杆件结构有限单元法列入第三章。此外，考虑到有利于读者学习平面问题和薄板弯曲问题的有限单元法的方便，书中还简要地介绍了弹性力学的有关基本方程和薄板弯曲的基本理论。

由于国内外对车辆强度电算法的研究还不够充分，可供使用的成熟的计算方法及程序不多；同时考虑到我国目前使用电子计算机的数量还不多；另外，过去广泛采用的力法计算，对于简单的结构，在超静定次数较少的情况下，还具有相当的适用性和精确度，故本书第二章讲述了车辆零部件传统的力法计算方法。

铁道部颁布的《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》（以下简称《强度规范》）是在总结我国多年来车辆修理、制造和运用的实践经验的基础上，并经大量的试验、研究而制定的，它是我国进行车辆强度设计和试验鉴定的主要依据。因此，其主要内容也编入了本教材。其中载荷计算标准部分在本书第一章中叙述；而车辆结构的强度要求、车辆所用的主要材料及许用应力等部分，则分别列入本书附录中。

第一章 作用在车辆及其零部件上的载荷

第一节 作用在车辆上的载荷

在设计新车以及分析运用中车辆零、部件破损原因和对旧车采取补强措施时，都必需了解作用在车辆上的载荷大小、分布情况和作用力的性质。

铁道车辆在运用中，各主要承载零、部件上承受着复杂的载荷（或力）的作用。一般来讲，这些载荷可以归纳为静态和动态两大类。

静（态）载荷在车辆运用中具有确定不变的数值和方向。例如车辆的自重和载重，散粒货物的静侧压力以及液体（或气体）对罐体的压力等均属静载荷。

动（态）载荷是指车辆在运用中的数值和方向都随时间而变化的载荷。其中包括：由于列车起动、变速、制动和调车作业所引起作用在牵引缓冲装置和底架上的力；由于轮、轨接触状态引起钢轨对车辆的垂直冲击和车辆簧上振动所产生的垂直动载荷；车辆通过曲线时产生的离心力和轮轨之间的相互作用力；自然界的风力；以及在机械化装卸作业过程中和车辆修理时作用在有关零部件上的力等等。

上述静载荷可以通过较精确的计算来确定。而动载荷则由于列车运行情况十分复杂，难以进行精确的计算。在鉴定车辆强度时，则依据《强度规范》所规定的标准进行理论计算或试验。

下面把作用在车辆上的几种载荷归类分述，并介绍《强度规范》所推荐的载荷计算标准。

一、垂直总载荷

垂直总载荷包括垂直静载荷和垂直动载荷。

（一）垂直静载荷 P_j

垂直静载荷包括车辆自重、载重和整备重量。

1. 在强度计算中，车辆自重是指作用在所要计算的零部件上的所有车辆结构的重量以及所要计算的零部件本身的重量。

2. 货车载重：对于一般货车取标记载重（打印在车体上的额定载重）为载重；为了考虑雨雪的增载作用，对于敞车，取标记载重的1.15倍作为敞车的载重。货车载重一般认为是均布的，对于可能装载集中货物的敞车和平车，载重分布情况可按设计任务书（或建议书）提出的要求考虑。

3. 客车载重包括旅客及其自带行李的重量，以及乘务人员的重量等。

旅客及其自带行李的重量按车辆容纳人数计算。

座车的容纳人数分两种情况考虑：长途客车按座位总数加50%超员计算，此时每一旅客及其自带行李重量之和取为80公斤；市郊客车按座位总数加上站立人数计算，站立人数按每

平方米的地板自由面积（坐者足部所占面积，其宽度自座位边缘起200毫米不计在内）站立7人考虑，此时每一旅客及其行李的重量取为65公斤。

卧车的容纳人数按卧铺总数计算，此时每一旅客及其自带行李重量取为90公斤。

餐车容纳人数按餐车座位总数计算，每人重量取为65公斤。

车内乘务人员数按各型车的实际情况考虑。

行李车、邮政车及其他专用客车的载重按照设计任务书（或建议书）的规定考虑。

4. 整备重量（如水、冰、燃料和食品等）按照装满备足的情况考虑。

(二) 垂直动载荷 P_d

垂直动载荷是由于轨面不平、钢轨接缝和道岔等线路原因以及车辆本身状态不良（如车轮滚动圆偏心、呈椭圆，踏面擦伤）等因素引起轮轨间冲击和车辆簧上振动而产生的。由于上述因素千变万化，故很难从理论上进行精确计算。通常，垂直动载荷可由垂直静载荷乘以垂直动荷系数 K_{dv} 而得，即 $P_d = K_{dv} P_{js}$ 。

垂直动荷系数 K_{dv} 的数值与车辆的运行速度 V （公里/小时），弹簧装置的静挠度 f_j （厘米）以及所要计算的零、部件在弹簧悬挂系统中的位置等因素有关，并由下列经验公式计算：

$$K_{dv} = \frac{1}{f_j} (a + bV) + \frac{c}{\sqrt{f_j}} \quad (1-1)$$

式中 V 、 f_j ——如上所述；

a 、 b 、 c ——系数，计算时取如下数值：

簧上部分的零部件（包括摇枕）

$$a = 0.15, \quad c = 0.405;$$

簧下部分的零部件（不包括轮对）

$$a = 0.35, \quad c = 0.54;$$

b 为常数，取 $b = 0.005$ 。

对于具有二系弹簧装置的转向架，其构架等零件处于摇枕弹簧（中央弹簧）和轴箱弹簧之间。它既不是簧上部分，也不属簧下部分，故 K_{dv} 不能直接用（1-1）式求算，而需用插值的办法，按下式计算，即

$$K_{dv} = (K_{dvs} - K_{dvs}) \frac{f_{jv}}{f_{jv} + f_{jz}} + K_{dvs} \quad (1-2)$$

式中 K_{dvs} ——簧下部分零件的垂直动荷系数；

K_{dvs} ——簧上部分零件的垂直动荷系数；

f_{jv} ——摇枕弹簧的静挠度；

f_{jz} ——轴箱弹簧的静挠度。

在鉴定车辆强度时，垂直动载荷按静态作用考虑，而动载荷引起的交变应力对结构强度的影响可用适当降低构件许用应力的办法加以考虑。

二、侧向力

侧向力包括风力和离心力。

车辆运行时受到自然界风力的作用。当风从侧面吹来并垂直于车体侧壁，而车辆又运行

于曲线区段时，车辆所受的侧向力为风力和离心力之和。

(一) 风力

风力按单位风压力乘以车体的侧向投影面积计算。单位风压力取为55公斤/米²，风力的合力作用于车体侧向投影面积的形心上。

(二) 离心力

车辆运行在曲线区段时，将承受离心力的作用；其方向为水平指向曲线外侧。整个车辆的离心力 H_1 （见图1-1）作用在车辆的重心上。计算时，通常把车体及转向架的离心力分别考虑。在初步计算时，对于一般型的车辆，转向架的重心位置近似地取在轮对轴线的高度上；对于重载车体的重心，货车取在距轮对中心线上方180厘米处；客车则取在距轮对中心线上方160厘米处。离心力使车体有向曲线外侧倾覆的趋势，并使车辆靠外轨一侧的零、部件产生垂直增载。

为了减小离心力 H_1 对车辆的作用，在曲线区段上外轨铺设得比内轨高出一个 h 值（见图1-1）， h 通常称为外轨超高值。由于外轨超高，就使得车辆内倾。这样，车辆垂直静载荷 P_j （包括自重和载重等）就会在与离心力 H_1 相反的方向产生一个分力 H_2 ，它可以抵消一部分离心力的作用。

从力学中知道，离心力 H_1 （公斤）的数值可按式计算：

$$H_1 = \frac{P_j}{gR} \left(\frac{V}{3.6} \right)^2 \quad (1-3)$$

式中 P_j ——车辆垂直静载荷，公斤；

g ——重力加速度，米/秒²（其值常取为10）；

R ——曲线半径，米；

V ——通过曲线时车辆最大允许速度，公里/小时。

从图1-1中看出 $H_2 = P_j \tan \alpha$ ，由于 α 角实际上很小，故可认为 $\tan \alpha = \sin \alpha$ ，这样

$$H_2 = P_j \sin \alpha = P_j \frac{h}{2b_1} \quad (1-4)$$

式中 h ——曲线区段的外轨超高值，毫米；它与曲线半径 R 及通过曲线时列车平均速度有关，其值可参看铁路工程有关书籍；

$2b_1$ ——轮对滚动圆之间的距离，毫米；

$2b_1 = 1493$ 毫米。

用（1-3）式减去（1-4）式，就得到考虑外轨超高影响以后车辆在曲线区段所承受的不平衡离心力的数值

$$H = P_j \left(\frac{V^2}{gR(3.6)^2} - \frac{h}{2b_1} \right) \quad (1-5)$$

为了简化计算，如果在设计任务书（或建议书）中没有特殊规定，则根据我国目前的车辆运行速度和曲线区段外轨超高情况，离心力 H 可取为垂直静载荷 P_j 的7.5%，即

$$H = 0.075 P_j \quad (1-6)$$

由上述可见，侧向力的求得是不困难的；但要精确计算（或试验）出它对车体零、部件应力的影响却是较为复杂的。为了简化，通常在评定车体侧梁和侧壁的强度时，把由垂直静

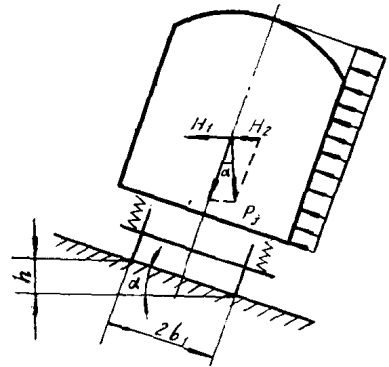


图1-1 侧向力的作用

载荷产生的应力增大10%，做为侧向力的影响。

三、纵向力

纵向力是当列车起动、变速、上下坡道，特别是紧急制动和调车作业时，在车辆之间所产生的牵引和压缩冲击力。此纵向力通过牵引缓冲装置作用于车辆底架的前（或后）从板座上，使车体产生拉伸（或压缩）。纵向力的大小与机车功率、列车重量、运行速度、制动机性能、车体纵向刚度、调车时碰撞速度以及缓冲器容量等因素有关。所以要准确地决定纵向力的数值也是很困难的。目前各国都依靠大量的运用和试验资料并根据概率论理论定出较为合适的计算值做为强度计算和试验的依据。

在评定一般货车车体强度时，我国《强度规范》规定必须分别考虑以下第一、二两种工况及其载荷组合；而考核客车车体强度时，仅考虑其中的第一工况及其载荷组合。

第一工况：是指列车在高速运行时开始变速或制动的情况。这时车辆受力的特点是垂直动载荷大而纵向力并不很大（相对于第二工况而言）。此时规定：纵向拉伸力为100吨（或压缩力为120吨），该力沿车钩中心线作用于车辆底架两端的前（或后）从板座上。此纵向力在车体中所产生的应力必须与垂直静载荷、垂直动载荷、侧向力和扭转载荷（后述）所产生的应力相迭加，其和不得大于附录中附表—1所列第一工况的许用应力。

第二工况：是指货车调车作业时的情况。这时车辆受力的特点是垂直动载荷及其他动载荷都很小，而纵向力很大。此时规定：纵向压缩力为200吨，该力有两种作用方式，一是沿车钩中心线作用于底架两端的后从板座上；另一是沿车钩中心线作用于底架一端的后从板座上，而为车辆及其所载货物的惯性力 N_3 所平衡。 N_3 由车体自重产生的惯性力 N_1 、转向架自重产生的惯性力 N_2 及车辆所载货物的惯性力 N_3 三部分组成，其合力作用在重载车辆的重心上。

货车车体必须考虑货物惯性力 N_3 所引起的应力。 N_3 （吨）的数值由下式计算：

$$N_3 = 200 \frac{P_H}{P_i} \quad (1-7)$$

式中 P_H ——货车载重，吨；

P_i ——车辆垂直静载荷，吨。

货车转向架也应考虑由于200吨纵向力的第二种作用方式所引起的垂直增减载 P_c 对应力的影响。 P_c 由下式决定：

$$P_c = \frac{(N_1 + N_3)h_1 - N_2h_2}{S}$$

式中 N_1 、 N_2 、 N_3 ——如前所述， N_1 、 N_2 的数值计算公式与（1—7）式相似，只是分别以车体自重及转向架自重代替该式中的 P_H 即可；

h_1 、 h_2 ——分别为重载车体的重心及转向架心盘面至车钩中心线的垂直距离；

S ——车辆定距。

此工况的纵向力在车体中以及在货车转向架中所产生的应力仅需与垂直静载荷所产生的应力相迭加，其和不得大于附录中附表—1所列第二工况的许用应力。

以上两种工况的纵向力均视为静止作用的。

四、散粒货物的侧压力

货车装载散粒货物时，侧壁和端壁承受着沿其全长均布的散粒货物侧压力，其静侧压力 P_y (公斤/厘米²) 沿侧壁 (或端壁) 高度则呈线性分布 (图 1-2)，并按下式计算 (非冒尖装载时)：

$$P_y = \gamma y \tan^2(45^\circ - \frac{\varphi}{2}) \cdot 10^{-1} \quad (1-8)^*$$

式中 γ —— 散粒货物的容重，吨/米³；

y —— 由散粒货物上平面至计算压力处的垂直距离，米；

φ —— 散粒货物的自然坡角 (散粒货物自由堆放时，其自由表面与水平面之间可能保持的最大角度)，度。

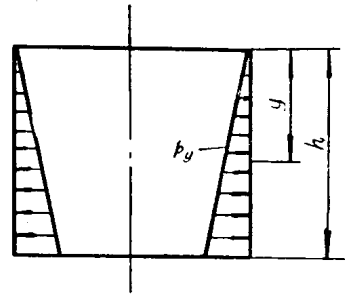


图 1-2 散粒货物侧压力的分布

铁路运输中常见的几种散粒货物的容重 γ 和自然坡角 φ 的数值见表 1-1**。

散粒货物的容重和自然坡角

表 1-1

货物名称	容重 γ (吨/米 ³)	自然坡角 φ (度)	货物名称	容重 γ (吨/米 ³)	自然坡角 φ (度)
铁矿石	2.5	35	半湿的沙	1.8	40
块煤	0.9	30	谷物	0.8	25
焦炭	0.5	35	食盐	1.0	45

敞车常用于装运水洗煤，在计算侧压力 P_y 时，常采用更大的容重和更小的自然坡角，即取 $\gamma = 1.1$ ， $\varphi = 25^\circ$ 。

车体的垂直及水平振动都会使货物的自然坡角减少，为了考虑振动对侧压力的影响，这时的动侧压力仍按公式 (1-8) 计算，但取 $\varphi = 0^\circ$ 。

五、垂直斜对称载荷和扭转载荷

对于客车转向架的刚性构架必须考虑垂直斜对称载荷对构架应力的影响。垂直斜对称载荷如图 1-3 所示。作用在四个轴箱位置上的力 P_K 是一组对于构架纵向和横向中心平面均为反对称的自相平衡的力系。 P_K 力系的产生是由于制造中可能产生的各组轴箱弹簧的高度或刚度不等、构架的四个 (或八个) 轴箱弹簧的支承面不处在同一水平面上、车轮和车轴有关尺寸的误差、运用中轮轴磨损不一，以及线路不平坦等因素所引起的 (详细分析见本章第二节)。

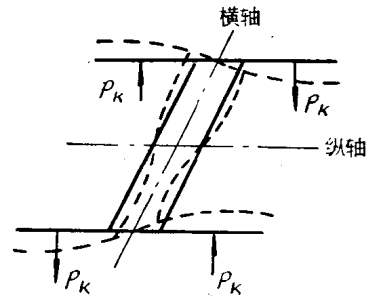


图 1-3 垂直斜对称载荷

为了简化计算，通常把上述诸因素对垂直斜对称载荷 P_K 的影响当量地看成仅仅是某一车轮升高 (或下沉) 一个 Z

* 本公式推导见附录 C

** 表 1-1 所列自然坡角 φ 的数值只供鉴定车体构件的强度时采用。在设计自动卸货的车辆时，其倾斜端壁及底开门的开启角度的决定应考虑采用较大的自然坡角，对于块煤取 $\varphi = 40^\circ$ ，铁矿石则取 $\varphi = 45^\circ$ 。

值，而其他因素均为正常的。经过较繁杂的分析和计算（本书从略），得到垂直斜对称载荷 P_K （公斤）的计算公式：

$$P_K = \frac{1}{4} \left(\frac{2b_2 Z}{2b_1} \right) \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} \quad (1-9a)$$

式中 C_1 ——一个轴箱上轴箱弹簧的总刚度，公斤/厘米；

C_2 ——构架抵抗垂直斜对称载荷的刚度（或称构架的抗扭刚度），公斤/厘米；

$C_2 = \frac{1}{\delta}$ ，这里 δ 为构架在一组 $P_K = 1$ 公斤的力作用下， P_K 力的作用点沿 P_K 方向的位移（厘米）。

$2b_2$ ——轮对两轴颈中心线之间的水平距离，厘米；

$2b_1$ ——轮对两滚动圆之间的距离，我国轮对 $2b_1$ 为 149.3 厘米。

实际计算时，推荐采取 $Z = 1.6$ 厘米。对于 D 轴转向架 $2b_2 = 195.6$ 厘米，这样（1-9 a）式简化为

$$P_K = 0.52 \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} \quad (1-9b)$$

对于现有心盘支重式的车体，不考虑垂直斜对称载荷的作用。

据试验证实，当车辆进入缓和曲线或道岔时，车体除了支承在转向架心盘上以外，车体的 1、4 位（或 2、3 位）旁承可能同时与相应的转向架下旁承接触，因此产生了使车体扭转的载荷，此扭转载荷以 4 吨·米作为计算值，它作用在车体两个枕梁所在的横截面内。

六、罐体的容器内压力

罐体承受的内压力为所装液体的蒸发气体的压力与液体冲击时产生的压力之和，如装运气体则仅为气压。

罐体内的液体蒸气压力或压缩气体的气压可按设计任务书（或建议书）中规定的安全阀最高允许压力取值。

液体冲击时产生的压力等于按公式（1-7）计算的液体惯性力 N ，除以罐体端板的垂直投影面积所得的商。设计和静强度试验时，认为此压力沿整个罐体是均匀分布的（即与上述液体蒸气压力及压缩气体气压的分布相同）。

除上述六种常见的主要载荷外，车辆在运用中还要承受其他一些载荷，诸如制动时产生的作用力（纵向力除外）、使用机械化装载和翻车机卸货时所受的力以及顶车修理时作用在车体上的力等等。这些载荷一般在设计车辆时常常不予考虑，故本章不详述。需要考虑时可参阅《强度规范》。

以上只是原则地叙述了作用在车辆（包括车体和转向架）上的六种载荷现象，至于它们的数值（纵向力除外）及分布情况则与各种车辆的型式和结构等因数有关。对于车体还比较简单些。它主要考虑垂直总载荷、纵向力、侧向力和扭转载荷的作用，敞、棚和罐车的车体还要分别考虑散粒货物的侧压力及容器内压力。然而，作用在转向架零、部件上的载荷，其数值及分布情况则较复杂，故将在下节详述。

第二节 作用在转向架上的载荷

一、垂直静载荷

垂直静载荷包括车辆自重、载重和整备重量。

(一) 作用在心盘上的垂直静载荷 P_j

车体的自重、载重和整备重量通过下心盘作用在转向架上，其数值通常用两种方法计算。

1. 根据车体实际重量计算（俗称“自上而下”的计算方法）：对于专用的客、货车转向架，作用在转向架心盘上的垂直静载荷 P_j （吨）是按照车体的实际重量来考虑。即

$$P_j = \frac{1}{2} (\text{车体自重} + \text{载重} + \text{整备重量}) \quad (1-10)$$

2. 根据最大允许轴重计算（俗称“自下而上”的计算方法）：对于通用型客、货车转向架，作用在转向架心盘上的垂直静载荷是按照转向架所用轮对压于钢轨上的允许载荷（轴重）来考虑，即

$$P_j = nP_R - P_T \quad (1-11)$$

式中 P_R ——一个轮对压于钢轨上的允许载荷（轴重），吨；其数值见表 1—2。

标准轴型的允许轴重

表 1—2

货车轴型 (滑动轴承)	允许轴重	客车轴型 (滚动轴承)	允许轴重	
			$V \leq 120$ 公里/小时	$160 > V > 120$ 公里/小时
B	12			
C	16	RC ₀ 、RC _{0.4}	15.5	13.0
D	21	RD ₀ 、RD _{0.1}	18.0	16.0
E	25			

n ——一台转向架的轴数；

P_T ——一台转向架的自重，吨。

用按 (1—11) 式算出的 P_j 来设计转向架，由于 P_j 与车型无关，故可在允许轴重的范围内运用于各型客车（或货车）以提高转向架的通用性。

(二) 作用在转向架任一构件上的垂直静载荷 P_{j1}

求得了作用在转向架心盘上的垂直静载荷 P_j ，就可按下列通式计算作用在转向架任一构件上的垂直静载荷 P_{j1}

$$P_{j1} = \frac{P_j + P_{T1}}{m} = \frac{nP_R - P_T + P_{T1}}{m} \quad (1-12)$$

式中 P_{T1} ——垂直静载荷自心盘传递至要计算的构件所经过的所有构件的自重之和（包括计算构件本身的自重）；

m ——一台转向架中平行受力的同名计算构件的数目。

按 (1—12) 式计算时，计算构件的自重已包括在 P_{j1} 之中，并以集中力表示而不取分

布载荷形式，这样将使计算简化，对计算结果影响也不大，而且是偏于安全的。

现在研究作用在货车二轴（D轴）转向架铸钢侧架上的垂直静载荷的数值和分布情况。按（1-12）式，其中： $n = 2$ ；由表1-2得 $P_R = 21$ 吨； P_T 为一台转向架的自重； P_{T1} 为摇枕、中央弹簧装置及两个侧架本身的自重之和； $m = 2$ ；这样， P_{j1} 的数值即可求得。 P_{j1} 是以几个集中力的形式作用在侧架中央的承簧台上，集中力的数目，视摇枕弹簧的组数而定，这一组力的合力为 P_{j1} ，它由轴箱的反力所平衡。侧架的受力简图如图1-4所示。

又如，计算客车二轴（C轴）转向架构架时， $n = 2$ ； $P_R = 15.5$ 吨； P_T 为一台转向架的自重； P_{T1} 为摇枕、中央弹簧装置、摇动台及构架本身的自重之和； $m = 1$ 。按（1-12）式即可求出 P_{j1} 的数值。它是通过摇动台吊杆销以四个集中力的形式作用在构架上的，而由轴箱弹簧的反力来平衡。构架受力简图如图1-5所示。

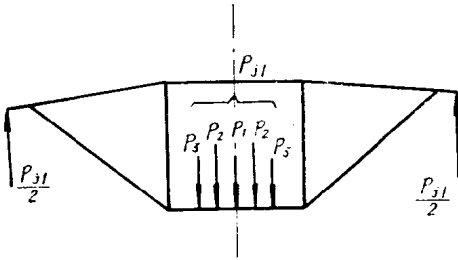


图1-4 铸钢侧架在垂直静载荷作用下的受力简图

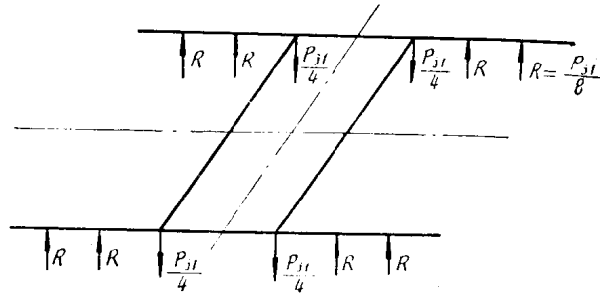


图1-5 构架在垂直静载荷作用下的受力简图

二、垂动静载荷

作用在转向架零、部件上的垂动静载荷 P_{d1} 是由于车辆运行中轮轨之间冲击和簧上振动所引起的，其数值按第一节所述方法计算，即

$$P_{d1} = K_{dv} \cdot P_{j1} \quad (1-13)$$

式中 K_{dv} ——垂动静荷系数，按（1-1）式计算。

P_{d1} 的作用方式与 P_{j1} 相同，只要把图1-4及图1-5中的 P_{j1} 改为 P_{d1} ，就得到铸钢侧架和构架在垂动静载荷作用下的受力简图。

三、侧向力引起的附加垂直载荷

侧向力包括风力和车辆通过曲线时的离心力。风力和离心力的大小和作用点见第一节所述。

在平直道上且无风力作用的情况下，车体支承在两台转向架的心盘上。列车通过曲线时，在侧向力作用下，车体将产生微量倾斜，车体一侧（靠曲线外侧）的上旁承将与转向架上同一侧的下旁承接触，这样就会引起转向架靠曲线外侧的部分产生附加垂直增载，而另一侧垂直减载。

现在，我们研究构架（或侧架）的附加垂直增减载的情况，如图1-6所示。图中 H_K 为作用在车体上的侧向力；假定车体在此力作用下不发生倾斜，即转向架的摇动台和弹簧装

置不变形； P_f 为轴箱弹簧（或轴箱）的垂直增减载； h 为侧向力至 P_f 力作用点的垂直距离，通常取为 H_K 力至车轴中心线的距离； $2b_2$ 为轮对两轴颈中心线之间的水平距离。由力矩平衡得

$$P_f = \frac{H_K h}{2b_2 m_1} \quad (1-14)$$

式中 m_1 ——对于二系弹簧的客车转向架， m_1 为车辆一侧轴箱弹簧的组数，例如车体下装有两台二轴无导框式客车转向架，则 $m_1 = 8$ ；对于一系弹簧的货车转向架， m_1 为车辆一侧轴箱的数目，例如车体下装有两台二轴导框式货车转向架，则 $m_1 = 4$ 。

在 P_f 力作用下构架的受力简图如图1-7所示。轴箱弹簧的垂直增减载 P_f 力系由作用在构架摇动台吊杆销处的 P_n 力系所平衡，即

$$P_n = \frac{4P_f 2b_2}{2t} \quad (1-15)$$

式中 t ——构架吊杆销之间的横向水平距离，图中 $t = 2b_2$ 是指202型转向架的情况。

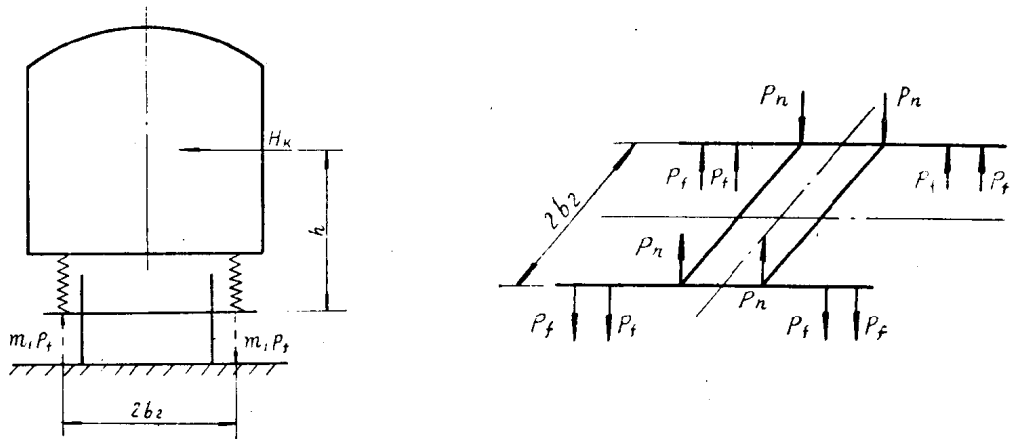


图1-6 侧向力引起转向架零部件的垂直增减载 图1-7 构架在侧向力引起的垂直增减载作用下的受力简图

货车转向架增载一侧的侧架在 P_f 力作用下的受力简图与图1-4完全相似，只要在轴箱部位以 P_f 力代替图1-4中的 $P_{f1}/2$ 力，在弹簧承台处以 $2P_f$ 力代替 P_{f1} 力即可得到。

至于侧向力引起的作用在转向架上的水平载荷，不能简单地按图1-6由静力平衡求得，而必须研究轮轨间的相对位置及它们之间作用力的实际情况才能正确解决。

四、侧向力及轮轨间作用力所引起的水平载荷

转向架进入曲线后，除了在心盘上受到由车体传来的侧向力 $H_K/2$ 以及转向架本身的离心力 H_1 的作用以外，还作用有钢轨给轮缘的导向力 Y 和给轮踏面的摩擦力 F 。导向力 Y 和摩擦力 F 的大小和方向除了与侧向力 $H = (H_K/2 + H_1)$ 的大小以及转向架结构有关外，还与转向架在曲线上所处的位置有关。因此需要首先研究转向架在曲线上处于何种位置，然后才能进行转向架承受水平载荷的分析。

(一) 转向架在曲线上的三种位置

由于轮轨之间在水平方向有间隙存在（见图1-9），车辆在曲线区段运行时，转向架的前轮对一般均靠向外轨，但后轮对则可能靠向外轨，也可能靠向内轨或处于中间位置，这