

摘 要

门座起重机是一种重要而又具有代表性的旋转类型的有轨运行式起重机,广泛应用于港口、码头货物的机械化装卸,是实现生产过程机械化不可或缺的重要设备。保证其中的四连杆结构及其构件的稳定性,是门座起重机设计中极其重要的内容。所谓稳定性是指在板的平面内,板受到平行于板面的压力作用,使得板发生隆起,从而使板的承载能力逐渐减弱,应力重新分配,导致整体破坏。

本文在浙江大学与上海港机重工有限公司的合作项目“门座起重机四连杆结构分析系统”的研究工作的基础上,根据门座起重机安全校核的需求,针对港机厂目前门机使用的状况,对门机的整体稳定性和局部稳定性分析做了若干研究工作。本文的主要研究内容如下:

- ❖ 总结了国内外稳定性分析的研究现状,提出了合理计算和分配载荷是稳定性分析的重要的影响因素。并根据门机实况,重新定义载荷分类,归纳载荷计算的经验算法基础上,对超越方程的算法进行了优化和扩充,并给出拟合方程。
- ❖ 比较当前世界上主要起重机设计标准所采用的起升动载系数的计算方法,讨论计算起升动载系数的模型并对港机设计规范相应部分提出修改意见。
- ❖ 归纳四连杆结构的整体稳定性计算方法及影响因素,以臂架为示例构件,以构件应力为目标函数,变幅幅度和臂架单元数为约束函数建立应力分析模型,寻找对构件破坏或影响最大的情况;通过分析载荷和步幅的变化情况,寻找应力变化的规律。并对校核公式的不同进行了结果对比,分析了简化公式的可行性和准确性。
- ❖ 为了确保构件不发生屈曲失稳现象,本文在归纳局部稳定性的计算方法的同时,分析了相关的影响因素;并且根据构件的特性提出了优化思想,提出母板计算方法,并把计算过程均化为区格的验算。

关键词: 门座起重机, 四连杆结构, 载荷计算, 整体稳定性, 局部稳定性

ABSTRACT

Portal crane, which is an important and representative rotation type of rail operating cranes, is widely used in the mechanized loading and unloading in the port. It is an indispensable equipment to achieve mechanization of production. It is pith of design of portal cranes to guarantee the stability of four-link structure and components. Conception of stability is that: a board received the pressure which is on the board of plane and parallel to it. The pressure bends the board and weakens its carrying capacity gradually. All redistribute the stress and result in overall damage.

Based on the cooperative project between the Institute of Process Equipment and Control Engineering in Zhejiang University and Shanghai Port Co.Ltd, "Portal Crane Analysis System of Four-link Structure", this dissertation explores the system of load calculation and stability analysis. The main content of the dissertation is present as follows:

- ❖ Summarized the status of stability both at home and abroad and indicated that load calculation plays an important role in the analysis of stability. Redefined the load class, summed up the experience method, optimized the arithmetic of transcendental equation and presented an approximate calculation formula.
- ❖ Compared the calculation methods of dynamic hoisting load coefficient in some main design standards of cranes nowadays around the world. Discussed the model of calculation and gave a suggestion to the design criterion of Shanghai Port Co.Ltd.
- ❖ Summed up the means of total stability calculation and factors for four-link structure. Established the analysis model of arm support, which treated the stress as target value and step extent and number of cells as restriction function. Through the model we can find out the most dangerous situation and get some rules of stress diversification. Validated the veracity of compact formula through the contrast of result.
- ❖ Summed up the means of local stability calculation and factors. In order to avoid flections, this dissertation gave an optimized idea to build a motherboard model and predigest to count grid.

Keywords: Portal Crane, Four-link Structure, Load Calculation, Total Stability, Local Stability

声 明

本论文原题目为《四连杆结构构件的稳定性分析研究》，经评阅人评定并提出修改建议，修订为《门座起重机四连杆结构构件的稳定性分析研究》，特此声明。

Statement

The author hereby certified that the original title "The Research of Stability Analysis of Four-link Structure Component" had been changed into "The Research of Stability Analysis of Four-link Structure Component of Portal Crane ", according to the reasonable advice from the referees.

第一章 绪 论

1.1 问题的提出

1.1.1 门座起重机的用途及构造

门座起重机是一种重要而又具有代表性的旋转类型的有轨运行式起重机,它具有能让运输车辆顺利通过的门架结构而得名。现代门座起重机广泛应用于港口、码头货物的机械化装卸,造船厂船舶的施工、安装以及大型水电站工地的建坝工程中,对于减轻繁重的体力劳动,改善公认的操作条件,提高劳动生产率都具有重大意义,是实现生产过程机械化不可缺少的重要设备^[1]。

门座起重机的构造分为两大部分,即上部旋转部分和下部运行部分,如图 1.1 所示。上部旋转部分相对下部运行部分可以实现整周旋转,包括臂架系统、人字架、旋转平台、司机室等,同时还安装有起升机构、变幅机构和旋转机构。通过起升、变幅、旋转三种运动组合可以在一个环形圆柱体空间实现物品的升降。下部运行部分主要由门架和运行机构组成。

以起重臂的结构形式为主要标志,门座起重机可以分为四连杆组合臂架式门座起重机和单臂架式门座起重机两种。前者的最大优点在于臂架下面的净空高度较大,因而在一定的起升高度要求下,起重机的总高度可以降低,但结构较复杂、重量较大,而后者恰恰相反。目前国内使用前种型式居多。

门座起重机的四连杆结构是由象鼻梁、刚性拉杆、臂架以及机架通过铰轴组合而成,以实现变幅过程中物品的水平移动。其中臂架是支承象鼻梁的重要构件,其下端通过铰轴与旋转平台相连接,中部与变幅传动装置(如螺杆、齿条)、臂架平衡系统相铰接,因此臂架是一根悬臂的压弯构件。

1.1.2 门座起重机的工程背景

20 世纪 50 年代中期,港口机械运输在美国脱颖而出,由于其具有安全、高效、廉价、货损小等特点,使得港口运输得到了快速发展,并迅速发展成为远程运输的主要形式。95%国际贸易量是通过港口和海运业承担的。门座起重机作为门座码头堆场进行装卸、搬运和堆码作业的专用机械,具有高效利用堆场、堆场建设费用相对较低,机动灵活,通用性强等优点^[2]。世界上大多数的港口所使用的门座起重机如图 1.2 所示。

随着现代工业的迅速发展和国内外市场竞争的日益加剧，港口装卸机械在现代化生产过程中的应用越来越广，港口的发展对港口机械的要求也越来越高。门座起重机规格和各种参数要求正向大型、高速、自动化和智能化的方向发展。用户对门机参数要求也越来越高，起升高度与起重量的要求不断被提高，操控方式以及安全要求也更加先进，对操作舒适度的要求也更加严格，甚至对环保的要求也日益提上更高的层面。

先进技术的采用使用户要求的提高成为可能，但考虑到门机自身独有的特点，对设计提出了更高的要求。其中对设计影响最大的是起重量增加的问题。由于起重量的变化，导致诸多设计上的变化，比如钢结构、各机构配件以及自重的变化等。特别是钢结构，即要求提高其极限承载力，在起重机工作时不至于出现强度或稳定性破坏，同时要求以经济的方法来实现最大的起重量。

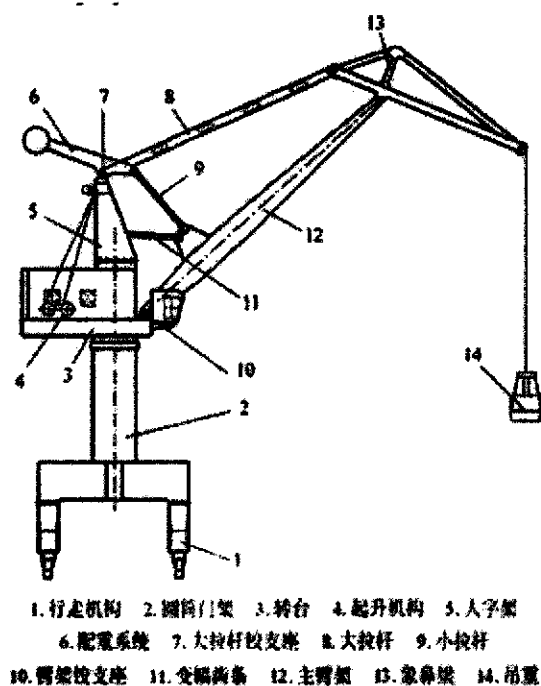


图 1.1 门座起重机的结构示意图



图 1.2 港口常用的门座起重机

稳定性是钢结构的一个突出问题。在各种类型的钢结构中，都会遇到稳定性问题^[3]。现代工程史上不乏因失稳而造成的钢结构事故，其中影响最大的是 1907 年加拿大魁北克一座大桥在施工中发生破坏，9000 吨钢结构全部坠入河中，75 名施工人员罹难。破坏是由悬臂的受压下弦失稳造成的。美国哈特福特城的体育馆的 92m*11m 平面网架结构于 1978 年突然破坏而落地，破坏起因也是压杆屈曲。1988 年加拿大一停车场的屋盖结构塌落，1985 年土耳其某体育场看台屋盖塌落，这两次事故都是因为没有设置适当的支撑而导致结构失稳。在我国 1988 年也曾发生一起 13.2m*17.99m 网架因腹杆稳定不足

而在施工过程中塌落事故。从上可以看出,钢结构中的稳定问题是钢结构设计中的主要问题,一旦出现了钢结构的失稳事故,不但对经济造成严重的损失,更会造成人员的伤亡,所以在钢结构设计中,一定要把握好这一关。Конakov.A.曾分析前苏联在 1951-1977 年期间所发生的 59 起重大钢结构事故中,有 17 起事故是属于结构的整体或局部失稳。

^[4]然而并非所有的失稳事故都是由于设计错误所致,制造和安装或使用不当也可能引发失稳事故。前苏联古比雪夫列宁冶金厂锻压车间在 1957 年末有七起钢屋架连同屋盖突然塌落,原因就是长度相同的一对拉杆和压杆在装配过程中颠倒了,压杆承载力降低的幅度超过了 30%而提前屈曲^[5]。

强度、刚度、疲劳以及稳定性作为综合评估门机结构安全的四个主要方面,由于对其认知的时间及投入的精力,相关理论的支持等不同,各评估系统也稍有差异。强度和刚度方面的评估可以在起重机设计手册上查到;疲劳评估也由于最近阶段研究相对较多而日趋完善;但对稳定性的评估更多地还是停留在经验上的。这一方面由于国内外在稳定性领域研究相对较少,另一方面针对大型起重机械的稳定性问题又存在着特殊性:既要考虑到整体失稳,又要考虑局部失稳,还要考虑到两者之间的联系,相互影响的程度等等。虽然现在的大型起重机械单独整体失稳的现象较少,但是由于局部失稳和由于局部加劲肋脱离腹板而引起局部失稳并最终导致整体失稳的现象还时有发生。

对受压、受弯和受剪等存在受压区的构件或板件,如果技术上处理不当,可能使钢结构出现整体失稳或局部失稳。失稳前结构的变形可能很微小,突然失稳使结构的几何形状急剧改变而导致结构完全丧失抵抗能力,以致整体塌落。除了巨大的经济损失外,更重要的是人员伤亡,这将给使用单位带来了巨大的损失。因此,对结构稳定性的研究具有重要的现实意义和理论意义^[6]。

1.1.3 薄板结构稳定性的研究现状

钢结构的稳定性能好坏是决定其承载能力的一个重要因素。近几十年来,在研究发挥钢结构稳定性能的潜力和完善稳定计算的理论方面,国内外都取得了长足的进步。例如完善钢结构的弹塑性稳定理论,研究有几何缺陷和残余应力的钢结构的实际受力的同时进行稳定性能的试验验证,以及将理论研究结果利用图表表示或演化为实用计算公式,并将弹塑性稳定理论用于解决钢结构设计中的问题都取得了丰硕成果。包括我国在内的世界上许多国家,最近 10 年都相继修订了钢结构的设计规范。在这些规范中均反映了新的研究成果。

薄板结构局部与整体屈曲的相互作用问题的研究工作开始于 50 年代,由于问题的复杂性,其分析几乎一直局限在弹性范围内;同时,由于采用了各种各样的计算假定,使分析结果具有较大的近似性。近年来关于薄壁结构局部屈曲与整体屈曲相关作用问题的研究工作已取得了不少的进展。综述前人的研究成果,其分析方法主要有近似方法和数值方法两大类:

18 世纪中叶问世的欧拉公式,为钢结构的设计奠定了稳定分析的理论基础。但它只是解决了完善直杆沿轴线受压时在弹性范围的临界力。当应力超过比例极限,材料进入弹塑性时,欧拉公式就不再适用。但它奠定了弹性系统平衡稳定理论的基础^[7],为后来学者对柱、梁和刚架等构件的一维屈曲问题的研究和板的二维屈曲问题的研究指明了方向。在经典的薄板理论和弹性稳定理论中,对于板的小挠度弯曲理论、大挠度弯曲理论以及薄板的弹性稳定都已作了相当的研究,形成了较成熟的观点。

对于薄板的稳定性,俄国力学科学家铁摩辛科于 1907 年研究了矩形板在其中面上受力的弹性稳定问题,对各种边界条件作了精确计算,编制了应力临界值表,用以解决海军舰船中发生的一些结构问题。G.H.Bryan 研究四边简支的受压矩形板压屈问题,得到了计算临界压应力值公式,这是第一次从理论上研究受压板的稳定。1915 年,针对船舶制造中常常遇到的使用一组织向或横向加劲加强的均匀受压矩形板,铁摩辛科用能量法求解加劲薄板的临界值。并进一步研究后于 1936 年出版了《弹性稳定理论》。^[8]

在国内,我国科技工作者在箱形薄板结构稳定性方面也作了很多卓有成研究工作,并在各自的领域推广应用相应的研究成果。

荣国瑞^[9]将应用结构力学与有限元计算相结合,提出了一种对箱形薄壁结构进行局部稳定性分析的方法。任伟新、曾庆元^[10]两位学者在钢压杆局部和整体相关屈曲极限承载力工程分析方法上首次提出有限弹塑性系数增量初应力法,特别是塑性系数法进行材料非线性分析,所得到的工字型截面钢压杆局部与整体相关屈曲极限承载力数值分析结果,对于很好地理解相关屈曲有重要的意义。

上海海事大学硕士研究生以起重机金属结构箱形截面的受压翼缘板作为研究对象^[11],将其简化为四边简支的加劲薄板,运用加载试验和有限元分析相结合的方法,对板的局部稳定性机理进行了有益的探索。

实际问题总是比理论模型要复杂得多,钢结构的最大承载力要受到很多因素的影响。诸如边界支承条件、屈曲情况、焊接残余应力、初始缺陷形式、屈服应力以及加劲

肋的尺寸和形状等都会显著影响板的最大承载能力。其中很多涉及非线性理论。

从板的非线性力学理论的奠基人 Vonkarman 开始, 国外许多学者如 Smith、Gilbert、VanderNeut、Winter 及国内的不少学者都对有初曲率的薄板结构的承载特性进行了卓有成效的研究, 并在 Karman 提出了板的有效宽度概念后, 使该领域的研究进入了一个新阶段。^[12]

近代板壳稳定性理论主要研究临界点形态及后屈曲平衡路径问题, 特别是 Koiter 理论解释了不少屈曲的重要现象。Thompson 提出广义坐标原理, 采用摄动法建立离散模型, 为后屈曲数值分析开辟了途径。

到目前为止, 可以说对于薄板的局部屈曲问题和弹性整体屈曲问题研究已经相当成熟了。对于压杆的弹塑性整体屈曲问题, 已经有很多有效的数值方法。但是这些研究普遍存在这样的问题: 将结构整体屈曲与局部屈曲分开考虑。分析结构整体屈曲时, 不考虑局部构件(如实腹梁、薄壁柱中的板件等)屈曲, 分析局部屈曲时, 不考虑结构的整体工作, 并假定局部构件的边界条件。忽略结构局部屈曲与整体屈曲的相互作用, 这样就不可避免地带来一些问题:

当设计载荷远小于压杆按整体屈曲确定的容许载荷时, 压杆截面的大小仍由板件的容许宽厚比确定, 常导致压杆材料的浪费。

钢压杆进行稳定设计时, 按局部屈曲载荷与整体屈曲临界载荷相等的原则设计的结构通常被认为是最优的, 其稳定极限承载力一般也是由不考虑相关屈曲作用的局部稳定分析或整体稳定分析分别确定的。但现代分析以及早前的 Koiter 和 VanderNert 等对均匀受压的薄壁柱和加劲板壳的相关屈曲研究表明: 按“等稳定性”设计的这类结构对初始缺陷较为敏感, 而初始缺陷会显著地降低结构的极限承载力。实际结构的初始缺陷又是不可避免的。

对某些结构, 不考虑局部屈曲与整体屈曲的相关作用, 会过高估计结构的承载力, 使设计偏于危险并可能导致失稳。而对某些受力情况, 如双向偏心受压构件的弯扭屈曲问题, 现有的不考虑局部与整体相关屈曲作用的数值方法所得到的结果与试验结果之间仍有很大的差距。

近似分析方法的基础是有效宽度法, 各国现行规范的基础一般都是以有效宽度法为基础的。由于此法是建立在均匀受压板件的屈曲后效应基础上的, 对于实际结构中不均匀受压板件套用有效宽度概念, 必然会产生有效宽度如何分布和取值等一系列难以解决

的问题,给设计结果带来一定的误差。

Hancock 在有效宽度法基础上发展出有效刚度法,考虑了受压板的非线性刚度和板的初始几何缺陷,给出的设计公式不需要迭代,提高了有效宽度法的精度和适用性。Loughan 提出了压杆局部与整体相关屈曲问题的修正弯曲刚度的柱子微分方程法,在分析中只考虑柱子跨中的局部屈曲波段与整体弯曲的关系,由于是基于柱子的微分方程,很难推广到塑性范围。

近似分析方法都是基于一些传统假定得到的,所得结果的精度和适用范围均有一定的限制。但由于近似法相对比较简单,计算工作量小,所得到的设计公式便于应用,且均有一定的试验验证,仍有它的优越性。

1.2 研究的目的和方法

1.2.1 论文研究目的

在国际贸易日益发展的今天,起重机械的经济性和安全性被提上议事日程,安全事故的不时有发生令业界觉得有必要对起重机械的稳定性进行深层次研究的重要意义。对门座起重机而言,其钢结构的稳定性与强度、刚度和疲劳具有同等的地位,甚至更加重要。然而,在现阶段的工程应用来看,对其稳定性的计算和评估更多的还是停留在依靠手算和经验公式之上。事实上,对于实际钢结构,必定存在着不同程度的一些缺陷(如初始挠度、弯曲和焊接残余应力等),对这种结构依照一些经验公式进行手算必然存在这样那样的假设,而且对整个结构的局部稳定和整体稳定性需要分别进行考虑,有可能对结果估计不足或出现过于保守的设计,大大影响其安全性和经济性。

近年来,有限元技术在钢结构屈曲分析方面得到了一定的应用,使我们对于一些具有复杂几何形状、载荷和约束状况的结构分析变得更加简单,结果也更趋于合理。本论文研究的目的就是通过对门座起重机上一种典型箱形结构的整体和局部稳定性进行分析,找出这种结构在受压状态下整体和局部失稳的模态形式及极限载荷状态。为工程上类似结构的屈曲分析提供一定的依据。

20 世纪 80 年代末以来,国内有限元软件自主开发并处于领先地位的有北京农业机械化科学研究所的 MAS 和大连理工大学力学系的 DDJ—W。国家在 20 世纪 90 年代对有限元软件的技术先进性、使用的方便可靠性和应用的推广性等内容的两次评比中,北京农业机械化科学研究所的 MAS 系统都名列前茅,并还多次列入国家“自然科学基金”项目。上海港机厂从 1986 年以来也一直在钢结构设计中应用该软件。特别对杆系

结构的计算比其他许多有名气的软件如 ANSYS、NASTRAN、SP5 等在使用上更符合用户的要求。MAS 梁单元的 7 自由度约束翘曲特性更是贴合用户的实际。但由于计算机的更新换代, 港机厂迫切需要同步更新此类有限元分析系统。

此次是依托上海市科委 2007 年度“创新行动计划”项目制造业信息化支撑项目, 上海港机重工有限公司和浙江大学联合开发的“门座起重机四连杆结构分析系统”来完成本论文的课题研究。是以 NX_UGS 为载体, 实验室根据门机结构的要求, 二次开发前后处理的程序。本文就该系统的载荷模块和稳定性分析模块的计算结果对四连杆结构的稳定性做一个较为全面的分析和研究。

1.2.2 研究四连杆结构稳定性的方法

我们以门座起重机的四连杆结构系统作为研究对象, 运用 NX Nastran 屈曲分析技术, 先对其加载载荷进行分析, 然后就整体稳定性进行计算, 从而寻找出构件在不同幅度, 不同工况下的极限承载力。以屈曲分析结果为依据, 构造以构件应力为目标函数的整体稳定性模型, 就专用有限元分析系统得出的结果进行对比, 先是同一幅度下, 不同类别载荷组合对应应力模型的影响; 然后得出不同幅度不同工况下, 构件臂架的应力变化趋势。以此结果来正确评估何种工况是最危险工况, 以便我们更好地预防系统整体失稳的情况发生。

同理, 除了校核整体稳定性, 局部稳定性对于构件而言也是十分重要的。为此我们以典型的薄壁箱形变截面梁的构件臂架的局部稳定性计算实例来说明添加加劲肋以增强板的稳定性是一个有效的手段。

1.2.3 研究四连杆结构稳定性的内容

本文就是在以 NX_UGS 的解算器 Nastran 为依托开发的专用有限元分析系统的基础上, 通过对载荷模块和稳定性模块的计算方法研究和算法优化, 完成对四连杆结构的稳定性进行系统的分析研究。本文主要研究最大幅度为 30m, 最小幅度 9.5m 的 1638 门座起重机的四连杆结构的局部和整体稳定性问题。

门座起重机作为常用的港口散货装卸机械, 其设计的可靠性程度不仅具有重要的意义更是具有实际的研究价值。四连杆结构作为门座起重机的重要组成结构和主要工作部件, 对其进行详细的有限元分析是十分必要的。根据其工作特征, 从其可能承受的载荷入手, 对四连杆结构中的主要构件做稳定性研究, 对工程设计具有指导意义。

构件的稳定性分析结果的准确程度依赖于对四连杆结构有限元分析模型的合理建

立, 载荷的合理添加以及边界条件的处理。对于同一有限元模型的多载荷同步或分批加载, 必须考虑到某些载荷的性质, 例如惯性载荷必须与构件自重相关联; 又如载荷的方向性等。为确保稳定性研究的可靠性, 在规范 GB/T3811-1983 的基础上, 本章节对门机的四连杆结构可能发生的载荷做了 23 种单载进行了分类。必须指出的是, 针对单种载荷的分析并非都是具有实际意义的; 因为某些单载的纯添加对四连杆结构的运作并不会产生危险的影响。同时, 在分析过程中, 需要查证取值的准确性, 力求研究结果的准确性和可重复性。

为此, 本文通过结合特征技术和载荷分类及计算, 抽取载荷属性, 提供一种新的载荷分类方法。希望通过对载荷算法的优化和分类, 使得即使对四连杆结构设计不熟悉的技术人员都能准确地建立有限元模型。

若前处理布置合理, 计算结果将对后处理的稳定性分析和疲劳分析十分有益。因为在变幅过程中, 四连杆结构在不同幅度的情况下有可能承受不同的载荷组合, 可见载荷对稳定性的分析十分重要。为此, 在完成整体稳定性的计算前提下, 本文将对计算结果计算分析, 包括对如何寻找最大应力点和危险点, 如何判断何种工作状态是对起重机最为不利的。同时通过对整体稳定性建立分析模型, 希望能找出一些关于整体稳定性的应力变化规律, 如当幅度从小到大变化的时候, 构件应力与工况的关系是如何变化的; 对稳定性影响的因素又包括哪些; 如何能避免四连杆结构由于超载而导致超过临界应力, 最后产生屈曲失稳现象。

当一个构件满足整体稳定性的要求, 并不代表这个结构就是合格的, 因为整体稳定性满足了也可能出现由于局部受力不均而出现局部失稳现象。为此, 我们还将对局部稳定性进行详细的分析计算, 并通过四种方法计算得到的结果进行比较, 提出在何处添加隔板的建议。

通过以上对四连杆结构的前后处理严谨的计算和分析, 将对专用有限元系统的计算结果十分有好处: 前处理的载荷分类和计算将大大降低对设计人员的技术要求, 令到此套系统通用性更强, 使用率更高; 而后处理的稳定性分析将有效地帮助设计人员校核前面的设计是否合理, 如不合理应如何修改。为此, 本文的研究内容是对工程应用是有一定的参考价值的。

由于在实际工程应用中, 不同的载荷工况对四连杆结构的影响各不相同。同时, 本文的结论是建立在“门座起重机四连杆结构计算分析系统”的计算结果的基础上; 为此,

本文将就系统的载荷模块的分类法则和若干计算中的优化问题进行阐述，为后面的箱形梁截面进行整体稳定性分析做铺垫。

通过优化整体稳定性的系统算法，利用 Nastran^[13]解算器得出的有限元结果，以构件臂架为实例进行整体稳定性分析，阐述如何找出特定工况下的构件极限承载力以及最危险点。同时以臂架的整体稳定性应力结果建立模型，分析工况和门机运行的步幅变化将对臂架的整体稳定性产生何种影响；并对不同载荷组合的变化情况结果进行对比；

对典型的薄壁箱形变截面梁的构件臂架的局部稳定性进行计算，以此说明添加加劲肋以增强板的稳定性是一个有效的手段。根据构件实际的受载情况，对稳定性进行评估。

第二章 四连杆结构的载荷计算

2.1 四连杆结构的载荷概况

四连杆结构作为门机的重要组成结构和主要工作部件,对其进行详细的有限元分析是十分必要的。根据其工作特征,从其可能承受的载荷入手,对四连杆结构中的各主要构件做稳定性研究,对工程设计具有指导意义。

构件的稳定性分析结果的准确程度依赖于对四连杆结构有限元分析模型的合理建立,载荷的合理添加以及边界条件的处理。对于同一有限元模型的多载荷同步或分批加载,必须考虑到某些载荷的性质,例如惯性载荷必须与构件自重相关联;又如载荷的方向性等。为确保稳定性研究的可靠性,在规范 GB/T3811-1983 的基础上,本章节对门机四连杆结构可能产生的载荷做了 23 种单载分类。必须指出的是,针对单载的分析并非都是具有实际意义的;因为某些单载的纯添加对四连杆结构的运作并不会产生危险的影响。同时,在分析过程中,需要查证取值的准确性,力求研究结果的准确性和可重复性。

在四连杆机构的设计中,分布载荷的计算是一件繁琐的工作。尤其在门座起重机变幅系统的设计中,随着变幅位置的不同,杆系结构件在空间的方位、均布载荷的大小、作用方向都随之变化。而对于总体设计机结构设计而言,计算出变幅范围内各构件的多个幅度位置,四连杆机构的受载情况是非常重要的。过往工厂对各幅度的分布载荷进行比较精确的手算时,工作量大,费时且难以保证精度。而部分结构分析通用程序(如 Mas 等),对于风载和惯性力等还是需要手算输入。我们在开发系统的过程中,按照有限元加载方式对载荷进行了重新分类^[14],通过总结出的工程求解方法论,对其中与变幅位置紧密相联的超越方程的算法进行了比较和优化。并用 Origin 拟合给出拟合方程。下面以 1683 门机为例,对其原理和方法做一介绍。

2.2 四连杆结构的载荷分类及计算方法

2.2.1 常规载荷分类

一般载荷归类是按照常规载荷,偶然载荷,特殊载荷分类计算,然后再进行载荷的 ABC 类组合^[15]。目前国内多数研究情况和工厂的计算过程都是按照规范对各种载荷进行计算及优化^[16];或者只选择最危险的工况进行载荷计算和有限元分析^[17]。

常规分类法的不足之处在于按照此种分类方式,每种载荷单独计算的工作量大,不

同類別的載荷間計算又有相當部分的重複勞動。計算不同幅度和步幅或者校核結果的時候，計算量更是幾何級增長。為此，有人採用了 Excel 計算來提高效率^[18]。但並未有人通過重新歸類載荷來提高計算效率。為此，在設計門機專用有限元分析系統的時候，筆者就載荷計算專門做了一個模塊，通過特徵技術對各種載荷進行抽取共性，實現載荷的模塊封裝，方便了載荷的計算和調用的同時也簡化了前處理的過程。

2.2.2 本系統的載荷分類

本系統是使用特徵技術的思想^[19]，對載荷進行重新歸類。特徵技術可使產品設計及其相關應用活動技能利用特徵元素進行宏觀操作和推理決策而形成基於特徵的模型，又允許不同應用能按自身的含義來理解產品構成。

2.2.2.1 特徵的定義

一組與載荷或工況描述相關的信息集合^[20]，載荷的特徵描述是其定義和計算等方面的信息。用特徵描述的載荷信息具有加載點、方向性、載荷係數、關聯角度等內容的描述。一般可以劃分為如下類別：

- 1) 加載點特徵：描述模型相關的幾何信息。加載點特徵又分為均布性特徵和集中性特徵。兩者之間是並行的，並可通過分析得到，門機計算的載荷都可歸納到此兩類特徵中去。均布性特指載荷添加方式是和自重形式相同，即均布在各構件的杆單元上。如自重載荷，慣性載荷(4 種)，風載荷(工作狀態 3 種，非工作狀態 3 種)，地震載荷(3 種)。集中性特徵特指添加在構件象鼻梁兩端的載荷，如起升載荷，動載載荷，試驗載荷(2 種)，掛艙載荷，吊重載荷等。
- 2) 方向特徵：用於確定載荷添加的方向和作用效果等信息。如變幅慣性載荷，在變幅平面內，正負 X 方向可導致兩個計算結果，若與風載荷同向，可組成最危險工況之一。
- 3) 係數特徵：用於描述同類載荷使用的載荷係數。
- 4) 角度特徵：用於描述載荷在計算過程中所用到的關聯角度。如變幅載荷都是通過四連杆機構構件的擺幅角度計算得出的。

在上述特徵中，加載點和方向性屬於與載荷分類直接相關的特徵。而載荷係數、關聯角度雖不直接參與載荷的組合，但也是實現工況組合必不可少的條件。

2.2.2.2 特徵關係

特徵類和特徵之間、特徵之間及特徵類之間存在各種各樣的關係，具體分為：

1) 邻接关系: 反映了特征之间的空间关系。如同具有均布性的自重载荷和风载荷, 就计算过程而言, 两者是完全独立的。但通过加载点特征, 两者具有了邻接关系, 具备了空间的关联性, 当四连杆结构的变幅位置发生变化, 任一载荷计算发生改变, 系统便会同步更新邻接载荷的计算结果。

2) 从属关系: 反映了载荷与它所属特征类的关系。属于包含与被包含的范畴。如自重载荷就可归属到均布性特征类。

3) 引用关系: 描述了特征类之间在具有关联属性的前提下, 进行引用的关系。引用关系主要存在于加载点特征对角度特征的引用, 此时加载点特征为其它引用的非加载点特征的载体。如通过解算超越方程后得到的臂架倾角 α 将作为角度特征保存起来, 待下一步确定象鼻梁的变幅惯性载荷的时候进行引用。同时也可被齿条架计算载荷进行引用。

使用特征来建立载荷模块的分类是非常有意义的, 简化了程序的复杂程度, 也提高了运算效率。通过载荷模块的计算, 可以得到最基本的分类载荷(共 23 种)的计算结果, 按照规范来进行结果组合, 而非载荷组合, 这样只要更新单个载荷的计算结果, 载荷组合就可直接更新而不需要做计算上的改动了。B 类载荷的载荷组合见表 2.1。

表 2.1 B 类载荷组合表

B 类工况组合											
类别	载荷名称	载荷编号	B ₀₁	B ₀₂	B ₀₃	B ₀₄	B ₀₅	B ₀₆	B ₀₇	B ₀₈	B ₀₉
常规载荷	自重载荷 P _g	Ld ₀₂	ϕ_1	ϕ_1	ϕ_1	ϕ_1	ϕ_1	ϕ_1	1	1	1
	起升载荷 P _q	Ld ₀₁	ϕ_2	ϕ_2	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_3	ϕ_3	1	1	1
	变幅惯性载荷 Pa ₁	Ld ₀₃ 自重	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-
	变幅惯性载荷 Pa ₁	Ld ₀₄ 吊重	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-
	变幅惯性载荷 Pa ₂	Ld ₀₅ 自重	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-
	变幅惯性载荷 Pa ₂	Ld ₀₆ 吊重	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-
	旋转惯性载荷 Pa ₃	Ld ₀₇ 自重	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5
	旋转惯性载荷 Pa ₃	Ld ₀₈ 吊重	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5
	旋转离心载荷 Pa ₄	Ld ₀₉ 自重	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5
	旋转离心载荷 Pa ₄	Ld ₁₀ 吊重	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5	-	-	ϕ_5
偶然载荷	工作风载荷 Pw II _a	Ld ₁₁	1	-	-	1	-	-	1	-	-
	工作风载荷 Pw II _b	Ld ₁₂	-	1	-	-	1	-	-	1	-
	工作风载荷 Pw II _c	Ld ₁₃	-	-	1	-	-	1	-	-	1

2.2.3 惯性载荷的处理

在整个载荷计算过程中, 惯性载荷计算最繁复且影响大。其中包括了 4 种惯性载荷, 变幅平面内两个方向的变幅惯性载荷, 旋转惯性载荷, 还有旋转惯性离心载荷。而其中的配重的惯性载荷加载好坏与否, 直接影响到整个起重机的运行效果, 所以我们提取部

分的计算进行说明。

2.2.3.1 处理配重惯性载荷

如图 2.1 所示, 配重处于旋转轴的左侧, 即 $-X$ 向, 所以配重的旋转惯性力和旋转离心力方向和吊重的相反。平衡梁后端横梁的中心点为 $G_0/2$, 其余两个端点为 $G_0/4$ 。

配重的变幅惯性力的计算: $P_{g0} = G_0 \times \frac{\omega W(i) \times P_1}{Tbz}$, $\omega W(i)$ 为平衡梁绕其固定支点

的变幅旋转角速度, G_0 为平衡配重值, Tbz 为变幅制动时间。因只考虑制动过程, 所以,

配重的变幅惯性力和平衡梁的运动方向一致, 在整体坐标系中分解后为:

$P_{g0x} = P_{g0} \times \sin \theta_{p6}$, $P_{g0y} = P_{g0} \times \cos \theta_{p6}$; 当变幅由最大至最小时, 配重逆时针方向旋转,

G_0 在水平线以上时 P_{g0x} 为 $-X$ 向 P_{g0y} 为 $-Y$ 向, G_0 在水平线以下时 P_{g0x} 为 $+X$ 向 P_{g0y} 为

$-Y$ 向; 同理: 当变幅由最小至最大时, 配重顺时针方向旋转, G_0 在水平线以下时 P_{g0x}

为 $-X$ 向 P_{g0y} 为 $+Y$ 向, G_0 在水平线以上时 P_{g0x} 为 $+X$ 向 P_{g0y} 为 $+Y$ 向; 其作为集中载荷

的加载方式同配重的自重加载方式一致。

配重的旋转惯性力的计算: 因只考虑制动, 所以配重的旋转惯性力方向与门机四连杆机构的运动方向一致, 垂直与变幅平面(因处在 Y 轴的左侧, 所以其惯性力方向与吊重的相反), 其作为集中载荷的加载方式同自重的加载方式一致, 其数值大小为:

$$F_{G0} = G_0 \times \frac{(P_1 \times \cos \theta_{p6} + T_1 - S_0) \times \frac{2\pi \times RN}{60}}{TXz} (N), \text{ 其中 } RN \text{ 为旋转额定速度(米/分), } S_0:$$

臂架下铰点至旋转中心的距离, $P_1 \times \cos \theta_{p6} + T_1 - S_0 = |X_{G0}|$, 即为配重距离 Y 轴的距离。

配重的旋转离心力的计算: $F_{G0r} = G_0 \times \left(\frac{2\pi \times RN}{60}\right)^2 \times (P_1 \times \cos \theta_{p6} + T_1 - S_0)(N)$, 其方向为水平 $-X$ 向, 其作为集中载荷的加载方式同配重自重的分配方式一致。

2.2.3.2 平衡梁的风载计算

平衡梁变幅平面的风载: $F_{w1} = CFW \times F_{q2} \times (F_{w1} \times \sin \beta)(N)$, 方向为水平 $\pm X$ 向(即同一数据值按方向在每个变幅位置加载 2 次), 其作为集中载荷的加载方式和平衡梁自重的分配方式一致。

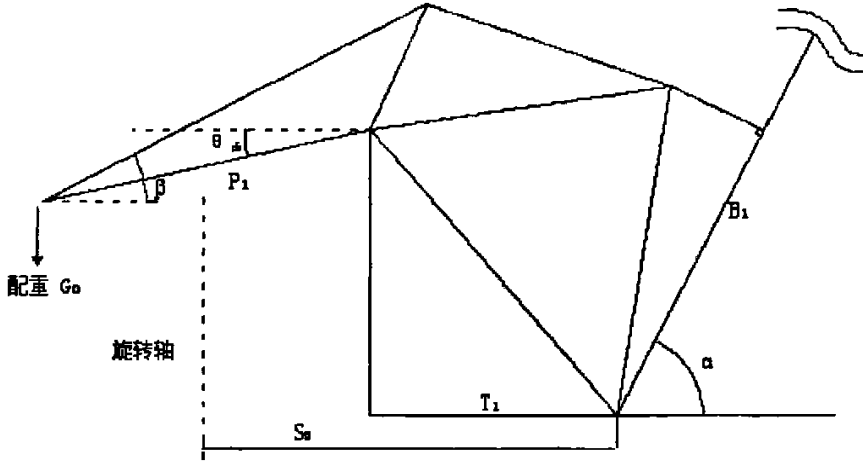


图 2.1 配重加载在平衡梁上的简图

平衡梁旋转方向的风载：取门机的四连杆机构旋转过程中的任意位置的坐标系，则变幅平面为 XOY 平面，平衡梁旋转的风载方向为垂直于 XOY 平面的 +Z 轴的方向(因平衡梁的中心位置在旋转轴的左侧，故其旋转的风载和吊重的风载方向相反)，其数值大小为 $F_{w2} = CFW \times F_{q2} \times F_{w2}(N)$ ，其作为集中载荷的加载方式和平衡梁的自重分配方式一致。

2.2.3.3 吊重的惯性载荷计算处理

因只提供变幅制动时间 T_{Bz} 和旋转制动时间 T_{Kz} ，故在吊重 $GQ0$ (包含吊具) 在变幅平面内的变幅惯性力计算中只考虑了制动时的惯性力，启动的惯性力在计算中没有体现。吊重位置在图 2.2A 点下方，图示象鼻梁的重心 O，瞬心 $W(x, y)$ ，象鼻梁此位置时旋转角速度为 ω_{Dg} ；此时，象鼻梁前端 A 点线速度为： $v_A = \omega_{Dg} \times \overline{wal}$ ，制动时 A 点的平均加速度 $\overline{a} = \frac{v_A}{T_{Bz}}$ ，方向与象鼻梁 A 点运动方向相反，如图 2.2 示；假设吊重位于 A 点下方紧靠 A 点，则此时吊重的变幅惯性力 $F_{GQ0} = m_{GQ0} \times \overline{a}_A$ 并作用于 A 点，方向同象鼻梁运动方向，如图 2.2 示。在图示位置 A 点把 F_{GQ0} 分解到 X, Y 轴，作为集中载荷带入求解器计算。

吊重的旋转惯性力的计算： $F = GQ0 \times \frac{v_A}{T_{Kz}}$ ，其中 v_A 为 A 点的旋转时线速度，即：

$v_{Ar} = X_A \times \frac{2\pi \times R_N}{60} (m/s)$, 制动 A 点的加速度方向与 v_{Ar} 方向相反, 吊重的惯性力方向与 v_{Ar} 同向, 集中加载于 A 点。

吊重旋转离心力的计算: $F = \frac{GQ0 \times v_{Ar}^2}{X_A} = GQ0 \times (\frac{2\pi \times R_N}{60})^2 \times X_A$, 方向水平+X 向, 在 A 点水平集中加载。

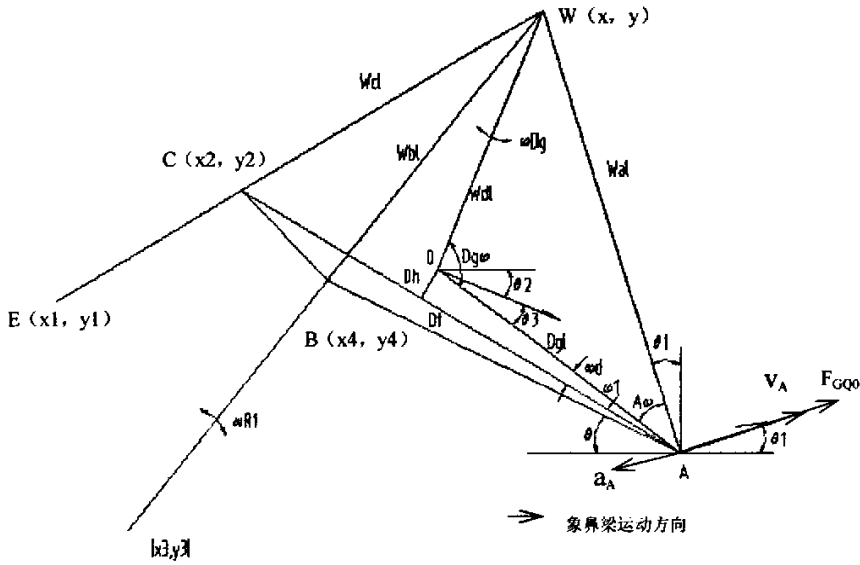


图 2.2 吊重惯性力计算示意图

2.3 超越方程的算法优化

2.3.1 优化问题的描述

对起重机进行有限元分析与优化的关键是准确无误地确定其工作载荷。根据四连杆机构与工作装置的静定连接关系, 只有准确解算超越方程, 才可能高效可靠地计算各工况的载荷。在变幅过程中, 与变幅位置 $L(i)$ 一一对应的有臂架的倾角 $\alpha(i)$, 如图 2.3 所示, 根据四连杆机构的几何比例关系, 我们容易得到以下方程:

$$\begin{cases} B_1 \times \cos \alpha + A_1 \times \cos \theta = L \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\begin{cases} B_1 \times \sin \alpha - A_1 \times \sin \theta = C_1 \times \sin \gamma + H - A_0 \times \sin(\theta + \omega_1) \end{cases} \quad (2.2)$$

$$\begin{cases} C_1 \times \cos \gamma + (A_{01} + A_{02}) \times \cos(\theta + \omega_1) = L + T \end{cases} \quad (2.3)$$

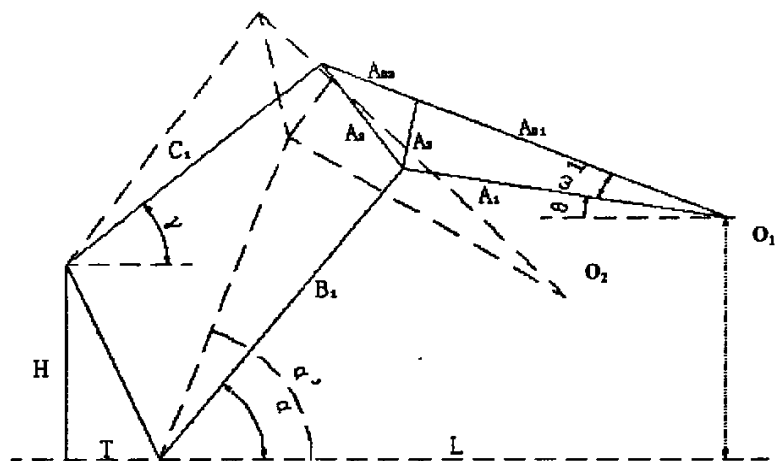


图 2.3 四连杆机构的简化模型

其中 $A_0 = A_{01} + A_{02}$, 得到如下方程(2.4):

$$f(\theta) = \sqrt{B_1^2 - (L - A_0 \times \cos \theta)^2} - A_0 \times \sin \theta - \sqrt{C_1^2 - [L + T - A_0 \times \cos(\theta + \omega_1)]^2} + A_0 \times \sin(\theta + \omega_1) - H \quad (2.4)$$

得到 $f(\theta)=0$ ，此为超越方程。关键有二，一是确定根的区间，二是解算，是否收敛，迭代次数等。

工厂常采用比较容易处理的切线法(一维搜索)来求解 $X(i)$ 对应的 $Er(i)$ 角。在给定的 $X(i)[Rmax]$ 幅度下, 先给一个 $\theta = 20^\circ$ (一般 $8^\circ \sim 30^\circ$) 代入公式 (2.4) 求函数 $f(\theta)$ 值。若 $f(\theta) \neq 0$, 用 $f' \frac{f(\theta) - f(\theta - d\theta)}{d\theta}$ 求 $f'(\theta) = 0$ 寻找另一 θ 值, 直至 $f(\theta) = 0$ 即为该方程的解, 参看图 2.3, 代入 (2.4) 式得 E_r 角。在此方程中, X 值

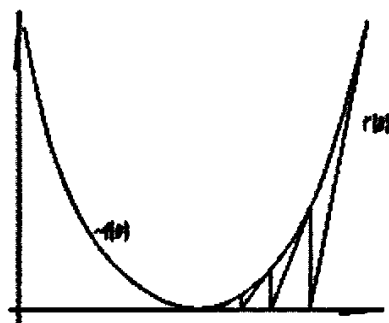


图 2.4 切线法示意图

与 θ 值是一一对应的, 继而也可以求得 $E_c(i)$ 值。然而, 工厂常用的求根区间是凭借工程经验得到的, 然后采用一维搜索法逐步逼近求根, 如图 2.4。此法有两点不足:

- (1)遇到不常用的起重机型号和种类，用经验确定的根区间并不完全可靠。
- (2)一维搜索法不能预知迭代的次数和确保精度，甚至无法保证求解时是否收敛。

对此，我们逐一做了改善。

2.3.2 超越方程的算法优化

2.3.2.1 确定区间

- 1) 确定根的大致范围。即确定一个区间 $[a, b]$,使得所求根是位于该区间的唯一实根,区间 $[a, b]$ 为实根的隔离区间。
- 2) 在隔离区间求方程根的近似解。
- 3) 对于 1)的常用办法为绘图法,画出函数的图形,确定与 x 轴交点的大致位置。但是,我们并不可能在函数的整个定义域区间 $(-\infty, +\infty)$ 绘图。我们对于实根所在区间的确定,常用求导的方法,此法计算较为复杂,且对于超越方程或者三次以上的方程显得困难,甚至不可实现。

工厂常用的二分法也是凭借以往经验来确定大致的范围,为此,迭代次数将不能掌握,且遇到新型号的起重机计算,摸索时间也将加长。为保证得到一个合适的区间,我们采用了以下的方法:

- i. 确定所有实根所在区间:对于高次方程 $f(x) = \sum_{i=0}^n A_i x^i = 0 (n \geq 2, A_n > 0)$, 取合适的 B_{ij} 和 C_{ij} , 可将其转换成如下两种形式:

$$f(x) = A_n (-1)^{n-1} \left[\prod_{j=1}^i (x - B_{ij}) \right] = 0 \quad (2.5)$$

$$f(x) = A_n \sum_{i=1}^i \prod_{j=1}^i (x - C_{ij}) = 0 \quad (2.6)$$

定理^[21]: 若令 $b = \min(B_{ij}), c = \max(C_{ij}), i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, m$. 则方程所有实根必在区间 $[b, c]$ 上。

证明: 令 $f_b(i) = (-1)^{n-i} \prod_{j=1}^i (x - B_{ij}), f(i) = \prod_{j=1}^i (x - C_{ij})$. 当 x 位于区间 $(-\infty, b)$ 上时,

$x < 0, (x - B_{ij}) < 0, f_b(i) = (-1)^{n-j} \prod_{j=1}^i (x - B_{ij}) = (-1)^n \prod_{j=1}^i |x - B_{ij}|$, 若最高次数 n 为偶数, 则

$f_b(i) > 0, f(x) = \sum_{i=0}^{n-1} f_b(i)$ 恒大于 0; 而若 n 为奇数, 则 $f_b(i) < 0, f(x) = \sum_{i=0}^{n-1} f_b(i)$ 恒小于 0。

因此, 方程 $f(x) = 0$ 在区间 $(-\infty, b)$ 上不会有实根。所以方程 $f(x) = 0$ 的所有实根必定在 $[b, +\infty]$ 上。

当 x 位于 $[c, +\infty]$ 上时, $f_c(i) > 0, f(x) = \sum_{i=0}^{n-1} f_c(i)$ 恒大于 0。因此方程 $f(x) = 0$ 在区间 $[c, +\infty]$ 上不会有实根。所以, 方程的所有实根必定在区间 $[-\infty, c]$ 上。

综上所述, 方程的所有实根必定都在区间 $[b, c]$ 内。证明完毕。

以上给出了求方程所有实根所在区间的方法, 但其中的 B_{ij} 和 C_{ij} 的取值是不确定的, 这样不利于计算。若取:

$$B_{ij} = \begin{cases} D_i & j=1 \\ 0 & j=2, 3, \dots, i \end{cases}, C_{ij} = \begin{cases} E_i & j=1 \\ 0 & j=2, 3, \dots, i \end{cases};$$

$$\text{其中: } D_i = \begin{cases} (-1)^{n-j+1} A_{j-1} / A_n & i=1 \\ (-1)^{n-i+1} A_{i-1} / A_n - 1 & i=2, 3, \dots, n \end{cases}, E_i = \begin{cases} -A_{i-1} / A_n & i=1 \\ 1 - A_{i-1} / A_n & i=2, 3, \dots, n \end{cases};$$

则 $b = \min(B_{ij}) = \min(0, D_1, D_2, \dots, D_n), c = \max(C_{ij}) = \max(0, E_1, E_2, \dots, E_n)$ 。则方程的所有实根必在区间 $[d, e]$ 上。至此, 我们已经可以确定方程根区间。

ii. 确定隔离区间

我们可以很容易绘制出 $y = f(x)$ 在 $[a, b]$ 的形状, 若函数图形与 x 轴有交点, 读取交点的近似值, 就可以得到方程所有根的隔离区间 $[a, b_1], [b_1, b_2], [b_2, b_3], \dots, [b_{m-2}, b_{m-1}], [b_{m-1}, b]$ 。通过此法, 我们就可以得到较为确切的实根隔离区间, 也为下一步的求解提供了准确性和便利性。

2.3.2.2 超越方程的优化算法

我们使用牛顿法^[22]和二分法相结合的方法求连续函数方程 $f(\theta) = 0$ 在有限区间 $[n, m]$ 内的一个近似实根。对 $f(x) = 0$, 在 $x = x_i$ 的邻域进行泰勒展开, 略去二次和二次以上的项, 得:

$$f(x) \approx f(x_i) + f'(x_i)(x - x_i) = 0 \quad (2.7)$$

由(2.4)式和(2.7)式可得:

$$f'(x) = -\frac{A_1 \times \sin \theta \times (L - A_1 \times \cos \theta)}{\sqrt{B_1^2 - (L - A_1 \times \cos \theta)^2}} - A_0 \times \cos \theta$$

$$+ \frac{[L + T - A_0 \times \cos(\theta + \omega_1)] \times A_0 \times \sin(\theta + \omega_1)}{\sqrt{C_1^2 - [L + T - A_0 \cos(\theta + \omega_1)]^2}} + A_0 \times \cos(\theta + \omega_1) \quad (2.8)$$

若 $f'(x_i) \neq 0$ ，则得牛顿迭代公式：

$$x_{i+1} = x_i - f(x_i) / f'(x_i), i = 1, 2, \dots \quad (2.9)$$

在迭代过程中，取 $x_1 = (a+b)/2$ ，其中 $[a, b]$ 为 $f(x) = 0$ 的一个有根区间。设已求得 x_i 用牛顿迭代公式求 x_{i+1} ，但若 x_{i+1} 不属于 $[a, b]$ 或者区间长度缩小得不够快时，改用二分法求 x_{i+1} 。迭代已知进行到迭代次数超过给定的最大迭代次数或已求得满足精度要求的根为止。此法具有防止故障的特性，若迭代次数足够大，则总能求出一个近似实根而不会出现迭代过程中没得出结果而中断计算的情况。

我们以港机的 1638 门机作为算例，如图 2.3 所示，设置步幅为 1 米，变幅范围 L 为 $[9, 30]$ 米。通过超越方程解算得到 θ 值，但我们需要的关联角度是 α 。为此把下列参数代入优化算法，并把 α 的系列计算结果与工厂的测试数据进行对比：(单位：米；度)
 $A_0 = 15.76$ ； $A_{01} = 11.68$ ； $A_{02} = 4.08$ ； $A_1 = 4.07$ ； $A_3 = 0.52$ ；
 $B_1 = 24.63$ ； $C_1 = 20.22$ ； $H = 10.25$ ； $T = 3.8$ ； $\omega_1 = 0.0444912$ ；
 计算得到 α 角的结果比较，如表 2.2：

表 2.2 α 角度结果比较列表

步长(米)	实验值(度)	计算值(度)	步长(米)	实验值(度)	计算值(度)
9	77.7622	77.6062	20	64.1430	64.1049
10	76.7906	76.7426	21	62.5851	62.5329
11	75.7657	75.7893	22	60.9739	60.9143
12	74.6875	74.7531	23	59.3094	59.2496
13	73.5560	73.6403	24	57.5916	57.5390
14	72.3712	72.4565	25	55.8204	55.7818
15	71.1330	71.2068	26	53.9960	53.9770
16	69.8416	69.8957	27	52.1183	52.1225
17	68.4969	68.5269	28	50.1873	50.2152
18	67.0989	67.1038	29	48.2030	48.2503
19	65.6476	65.6290	30	46.1654	46.2204

从以上计算结果可以看出，优化算法在达到相同精度的条件下(误差为 1.37%)，与工厂原来的算法相比，更重要的是能有效防止不收敛的情况出现，应用到浙江大学开发

的门机辅助分析系统当中，能有效提高系统的计算速度。

2.3.3 拟合方程与误差分析

2.3.3.1 拟合方程

用 Origin 把原始数据(方形实线)和程序结果(三角形实线)进行对比，得到图 2.5，可见程序计算数据和实际数据非常吻合(误差为 1.37%)：

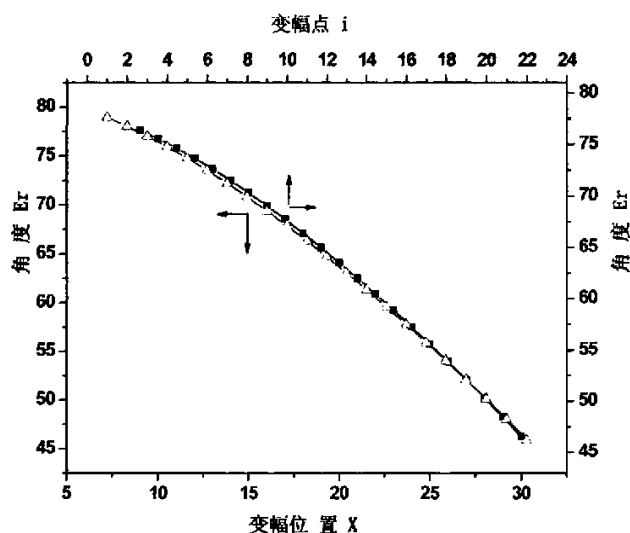


图 2.5 程序结果与工厂数据的比较

再分别拟合得出方程一(黑色实线)和方程二(红色虚线)，如图 2.6 所示：

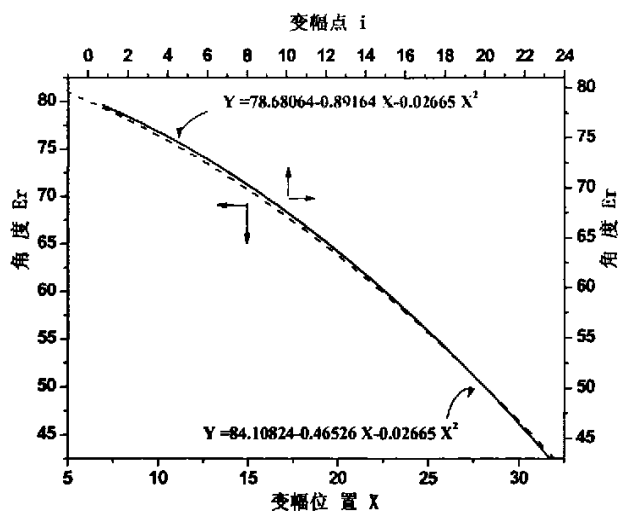


图 2.6 拟合方程的显示

根据优化算法，拟合得拟合方程为：

$$Er = 84.10824 - 0.46526X - 0.02665X^2 \quad (2.10)$$

2.3.3.2 结果与误差分析

取最大变幅为 30 米，最小变幅为 9 米，用工厂数据和拟合方程(2.10)的计算结果来做误差分析；并分别取步长为 1, 0.5, 0.25, 0.125 作图。其中，数值对比如图 2.7 所示，相对误差计算公式为 (2.11)：

$$\Delta E_r = \frac{(E_{\text{拟合方程值}} - E_{\text{工厂值}})}{E_{\text{工厂值}}} \times 100\% \quad (2.11)$$

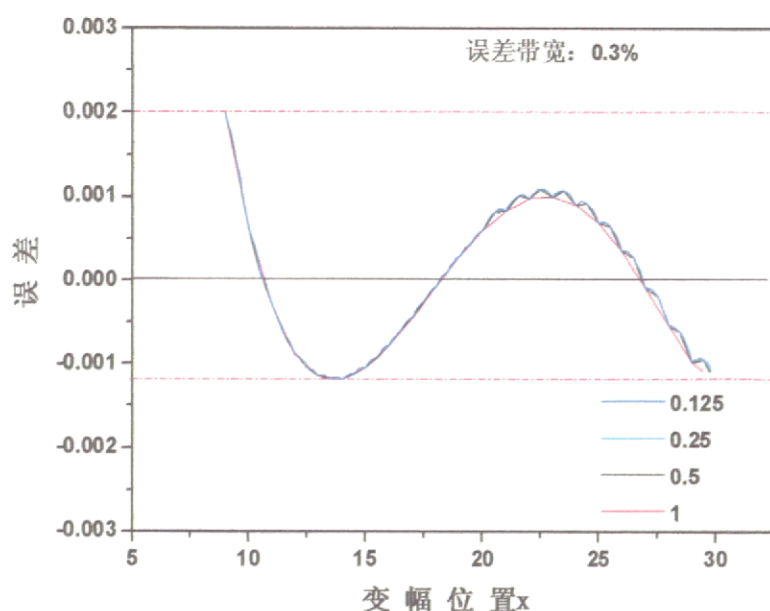


图 2.7 误差分析总图

2.3.3.3 结论

- 1) 从以上误差分析可以看出，拟合方程值与工厂值相比，在步长取[0.125,1]之间，拟合方程值的误差最高仅为 0.2%,在整个变幅范围内，误差带宽也只为 0.3%。
- 2) 从整个波形看来，在变幅幅度为 20 米-30 米之间，出现了局部规律性的小波动。与图 2.5，图 2.6 比较可知，拟合方程在此范围与发生了值的变化，即由拟合方程值一直略大于工厂值变为等于或小于工厂值。唯有步长为 1 米的时候没有出现此种波动，步长为 0.5 米起开始产生波动，且随着步长的取值变小，波动越来越明显。
- 3) 为了工程的实际应用，取步长为 1 米已能满足工程要求。加上工作环境比较恶劣，工程师也不用每次都带计算机到现场，完全使用近似计算式计算来校核结构角度，同时检查危险位置。将拟合方程应用到实际的工程计算当中，能有效提高计算效率。

2.4 起升动载系数的讨论

在计算载荷的时候是将其作为静态载荷考虑的，而当起重机工作时，由于结构的振动和工况的改变，还要考虑在此变速运动时出现的机构内部摩擦损失等情况，规范设定了若干起修正作用的系列载荷系数。如起升冲击载荷系数 ϕ_1 ，主要考虑到质量离地起升时对金属结构产生的振动激励。由于质量起升或下降制动的惯性载荷会对承载机构产生附加的动载荷，因此有了起升载荷动载系数 ϕ_2 。突然卸载冲击系数 ϕ_3 ，主要考虑卸除或坠落部分有效载荷时，对金属结构产生的振动减载作用。还有运行冲击系数 ϕ_4 ，反映弹性效应的动载荷系数 ϕ_5 等。

对门机而言，起升冲击载荷系数相对较稳定，取为 1.1；而且其他相应的系数，规范都有较为明确的规定。但如何合理选择起升动载系数 ϕ_2 ，各国的设计规范说法不一。由于设计方法的进步和科技的发展，规范的计算公式就存在了可改善的空间。为此，本文对起升动载系数 ϕ_2 作了一些探讨：

2.4.1 起升动载系数概述

我国 GB/T3811-1983《起重机设计规范》对起升动载系数 ϕ_2 作了如下说明：起升质量突然离地起升或下降制动时，对承载结构和传动机构将产生附加的动载荷作用。动载荷是指由于起重机系统具有质量和弹性，当系统运动状态改变时产生的振动载荷。在考虑这一工况的载荷组合时，应将起升载荷乘以大于 1 的起升动载系数 ϕ_2 。实际计算中，起升动载系数 ϕ_2 主要考虑了载荷离地起升工况或下降制动工况。 ϕ_2 值一般在 1.0 到 2.0 范围内，起升速度越大、系统刚度越大、操作越猛烈， ϕ_2 值也越大。

动载系数法是目前国际上计算起重机动载荷的主要方法，其主要思想就是用动载系数对静载进行适当的放大，即在静载的基础上乘以一个大于 1 的动载系数来考虑动态效应对起重机结构和机构的影响，实质仍然是一种静力计算方法。各国规范均使用数个动载系数以考虑起重机在不同工况下的动载情况，其中起升动载系数 ϕ_2 是载荷系数中较为重要的一个，因为其对应的是起重机必不可少的载荷起升和下降的工况。

2.4.2 起升动载系数同一标准的等级比较

各个国家的起重机设计规范都对起升动载系数做出了不同的规定^{[23]-[24]}，起重机设计人员在进行起升动载系数设计时，往往是按照标书要求的某一设计规范进行设计，但各种规范之间有何差异？计算结果又将对载荷加载产生何种影响？这是我们所关心和思

考的问题。针对这一情况,本文选择了中国国家标准《起重机设计规范》(GB3811-83)、欧洲搬运协会标准 CEN/TC147/WG/N2、ISO 标准(ISO8686-1)、德国工业标准《起重机承载钢结构计算原则》(DIN15018)及港机内部的设计规范等五种规范对起升动载系数进行了分析比较,并就针对港机门座起重机的特性对此参数提出了建议。

2.4.2.1 ISO 标准(ISO8686-1)

根据起重机不同的操作平稳程度和动力特性,将起升状态划分为 HC1~HC4 四个级别,应根据经验选择。^[25]对分数不同等级的门机采用了公式(2.12)和公式(2.13),并规定了不同等级下的最小和最大起升动载系数,各参数见表 2.3,曲线见图 2.8。

$$\varphi_2 = \varphi_{2\min} \quad \text{当 } V_h \leq 0.2m/s \quad (2.12)$$

$$\varphi_2 = \varphi_{2\min} + \beta_2(V_h - 0.2) \quad V_h \geq 0.2m/s \quad (2.13)$$

表 2.3 ISO 标准计算 φ_2 参数表

等级/系数	$\varphi_{2\min}$	β_2	$\varphi_{2\max}$
HC ₁	1.00	0.2	1.3
HC ₂	1.05	0.4	1.6
HC ₃	1.10	0.6	1.9
HC ₄	1.15	0.8	2.2

2.4.2.2 欧洲搬运协会标准 CEN/TC147/WG/N2

欧洲搬运协会标准和国际标准相似,也分为四个等级,不同点在于没有设定最小起升动载系数,甚至没有限定最大动载系数,采用公式(2.14)计算起升动载系数,式中参数列于表 2.4,曲线见图 2.9:

$$\varphi_2 = \varphi_{2\min} + \beta_2 V_h \quad (2.14)$$

表 2.4 CEN/TC147/WG/N2 标准计算 φ_2 参数表

等级/系数	$\varphi_{2\min}$	β_2
HC ₁	1.05	0.17
HC ₂	1.10	0.34
HC ₃	1.15	0.51
HC ₄	1.2	0.68

2.4.2.3 德国工业标准 DIN15018

德国是使用动载系数法最早的国家之一^[26],他们现在使用的是 1984 年颁布的德国工业标准 DIN15018《起重机承载钢结构计算原则》,计算公式如表 2.5 所示,曲线见图 2.10:

表 2.5 DIN15018 标准计算 ϕ_2 参数表

等级/系数	$V_h \leq 90(\text{m/min})$	$V_h > 90(\text{m/min})$
H1	$1.1+0.0022V_h$	1.3
H2	$1.2+0.0044V_h$	1.6
H3	$1.3+0.0066V_h$	1.9
H4	$1.4+0.0088V_h$	2.2

2.4.2.4 GB/T3811-1983

我国有关起重机设计计算的国家标准^[15]：GB/T3811-1983《起重机设计规范》推荐了如下计算公式(2.15)：

$$\phi_2 = 1 + CV_h \sqrt{\frac{1}{\delta g(\lambda_0 + Y_0)}} \tag{2.15}$$

式中： V_h ——额定起升速度，m/s；

C ——操作系数， $C = \frac{V_0}{V}$ ， V_0 为起升质量离地瞬间的起升速度，m/s；

g ——重力加速度， $g=9.81\text{m/s}^2$ ；

λ_0 ——在额定起升载荷作用下下滑轮组对上滑轮组的位移量，m；

Y_0 ——在额定起升载荷作用下物品悬挂处的结构静变位值，m；

δ ——结构质量影响系数；

在进行初步设计时可根据起重机的种类和使用条件，按表 2.6 取值，曲线见图 2.11。

表 2.6 GB/T3811-1983 标准计算 ϕ_2 参数表

类别	ϕ_{2min}
1	$1+0.17V$
2	$1+0.35V$
3	$1+0.70V$
4	$1+1.0V$

2.4.2.5 港机起重机设计规范

港机起重机设计规范划分为 4 个等级^[27]，公式 2.16 和 2.17 如下按表 2.7 取值，曲线见图 2.12。

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 V_h \tag{2.16}$$

$$\phi_{2max} = 1.2 + 0.8V_h \tag{2.17}$$

ϕ_{2max} 按照表 5 的 HC₄ 状态级别代入计算，并控制其值小于 2.2。

表 2.7 MJCAE 标准计算 ϕ_2 参数表

起升状态级别	ϕ_{2min}	β_2
HC ₁	1.05	0.2
HC ₂	1.10	0.4
HC ₃	1.15	0.6
HC ₄	1.20	0.8

表 2.8 出现极限起升动载系数的若干速度点比较

起升动载系数/ 标准类别	起升速度(m/s)							
	1.20	1.50	1.55	1.60	1.65	1.70	1.75	1.80
ISO	1.20	1.26	1.27	1.28	1.29	1.30	1.30	1.30
CEN/TC147/WG/N2	1.25	1.31	1.31	1.32	1.33	1.34	1.35	1.36
DIN15018	1.10	1.10	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30
GB/T3811-1983	1.20	1.26	1.26	1.27	1.28	1.29	1.30	1.31
MJCAE	1.29	1.35	1.36	1.37	1.38	1.39	1.40	1.41

由表 2.8 可知，只有 ISO 标准、德国标准以及港机设定了极限起升动载系数数值。若采用 ISO 标准，在起升速度为 1.70m/s 的时候，按照公式 (2.13) 的计算刚好得到 ϕ_{2max} ，所以之后的速度不再计算，均采用 ϕ_{2max} 值；对于德国标准，由表中数值可知，由于系数 β 较小的缘故，德标的起升动载系数数值反而是最平稳的，大约成一直线。而对于 MJCAE 而言，由于给出的公式(2.17)甚为保守，由各起升速度得到的起升动载系数远远少于极限值，见表 2.9。

表 2.9 MJCAE 的起升动载系数计算值和极限值比较

Vh(m/s)	1.2	1.5	1.55	1.6	1.65	1.70	1.75	1.8
ϕ_2	1.29	1.35	1.36	1.37	1.38	1.39	1.40	1.41
ϕ_{2max}	2.16	2.4	2.44	2.48	2.52	2.56	2.6	2.64
ϕ_{2max} 控制值	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2

由公式(2.17)可知，港机的极限起升动载系数很大，在普通情况下都不会出现。经实验证明可知，港机的门座起重机对不同起升速度下的承载重量是有特殊要求的。如门机在变幅过程中，在最大幅度位置 R_{max} 的起升速度是 55m/min，此时的吊重重量为 16 吨，但是在变幅过程中，由于工作的需求，如在变幅位置 R_x ，吊重重量增加至 25 吨，此时的起升速度也降为 30m/min，如果起升动载系数取值是和 GB/T3811-1983 一样，或者按照等级，取 ISO 的 ϕ_{2max} ，那样并不能保证在全变幅过程中的载荷值都在门机承受范围内，即可能在 R_x 位置时候出现疲劳失稳或者屈曲情况。为适应港机门机设计的特殊要求，提出了此修正公式，以确保工作平稳。

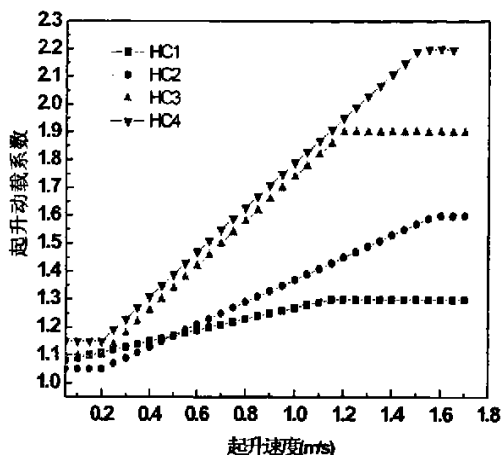


图 2.8 ISO 起升动载系数曲线等级比较

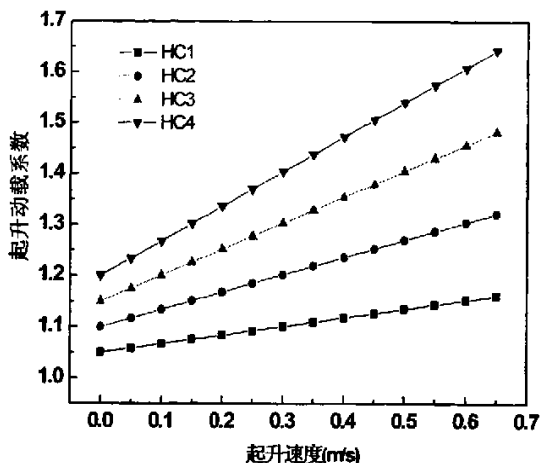


图 2.9 欧洲标准起升动载系数曲线等级比较

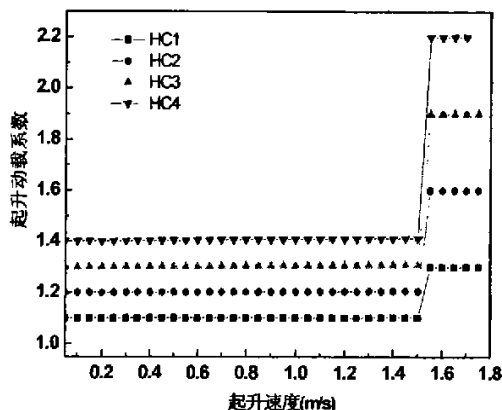


图 2.10 DIN15018 起升动载系数曲线等级比较

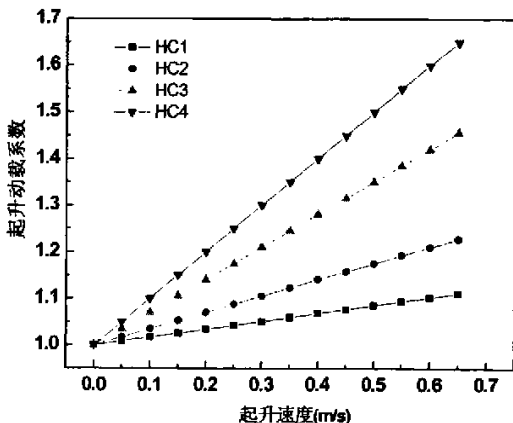


图 2.11 GB/T3811 起升动载系数曲线等级比较

由上可知,各国标准在计算起升动载系数 ϕ_2 时都采用了某种方式的简化计算方法,只是在一些具体参数取值存在差异。此外,各标准都将起重机划分为不同的起升等级,并规定按照起升等级计算起升动载系数,但标准中对等级的划分较为笼统,在实际操作中存在一定困难。起升动载系数如何取值更为准确,是一个值得探讨的问题。我们选取 HC₁ 等级的状况进行讨论,分别取若干速度点进行比较,见表 2.8:

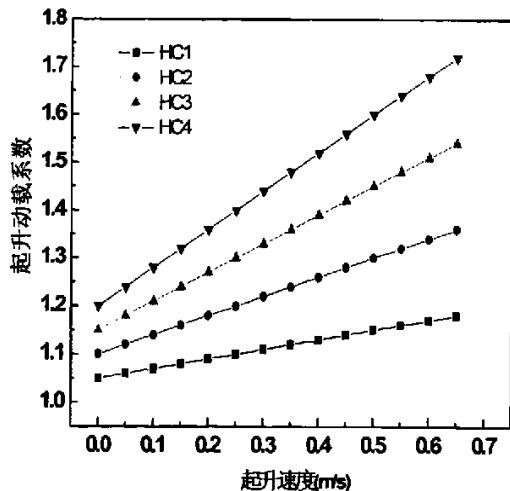


图 2.12 MJCAE 起升动载系数曲线等级比较

2.4.3 起升动载系数同一等级的标准比较

在实际工作中,存在多个与起升动载系数 ϕ_2 有关的振动工况,但各国标准都主要考虑了载荷离地起升工况和下降制动工况。理论分析和实测结果表明,这两种工况又以载荷离地起升工况的振动比较剧烈。为此,本文主要分析载荷离地起升工况。

载荷离地起升工况的整个物理过程按通常方法分为三个阶段^[29]:

第一阶段:以起升电机开始运转为起点,忽略起升钢绳自重,此时起升钢绳应处于松弛状态。随着电机运转,起升钢绳将被逐渐拉直,当起升钢绳开始受力,此阶段结束。通常我们假设起升速度在这一阶段已完成加速,速度达到额定起升速度。这一假设往往偏于保守,得到的起升动载系数数值将偏大。

第二阶段:以起升钢绳开始受力为计时起点。随着电机运转,起升钢绳使塔机结构开始受力并产生振动,当钢绳的内力等于起升载荷重力时,此阶段结束。此过程中,起升载荷在地面处于静止状态,没有参与系统振动。通常可认为此阶段起升机构匀速运转。

第三阶段:以起升载荷离地瞬间为计时起点,包括起升载荷在内的整个系统将做自由振动。此时,四连杆结构受到载荷突加作用时,象鼻梁端部从 O_1 点移向 O_2 点,并由此产生反复弹性振动,这时不仅有铅垂方向的振动,而且还有水平振动的影响,因而象鼻梁质量必产生水平惯性力。同样,臂架质量也将产生水平弹性振动,主要是弯曲振动。因此,这些构件在工作时不仅受到动载荷的作用,同时还受到构件质量的横向振动作用。这也是这些构件动载荷较大的原因。

为了更清晰地看出各标准的差异,笔者选择在同一等级下将各标准进行比较:各起升等级下的起升动载系数曲线,如图 2.13 至图 2.16。从上面的分析比较,可得如下结论:

- 1) 港机的起升动载系数曲线与各主要标准在不同起升等级下的起升动载系数间均存在差异,无论使用何种标准、把门机划归为何种起升等级都不能完全真实地反应该门机的实际动力响应。这是因为现有标准均将起升动载系数 ϕ_2 简化,即简化为起升速度的线性函数,而实际影响起升动载系数的还有结构的刚度、质量以及起、制动强度等因素。准确的动载影响只能通过对实际机型的动力分析得到。

- 2) 起升动载系数随起升速度的不同大致成线性分布,在简化计算中,将起升动载系数线性化是可行的。

- 3) 分析动载荷的最准确方法显然是对门机进行真实的有限元动力分析,用实际算得的动载荷和动位移去校核起重机结构的强度、刚度及稳定性。动载系数法简单方便、易于

计算,因而被各国规范所采用,但其局限性也是显而易见的。因此,应根据结构的重要程度决定采用何种方法对门机进行动载计算。

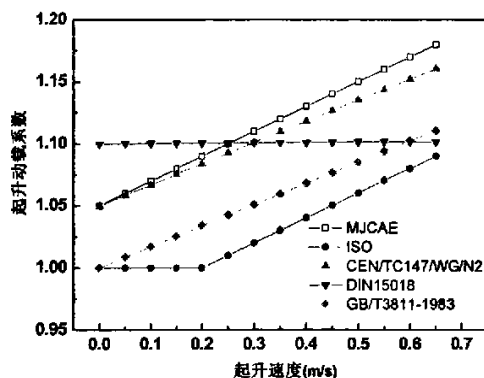


图 2.13 HC₁ 港机起升动载系数曲线与各国标准比较

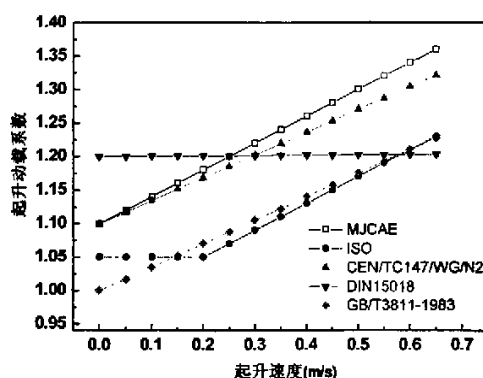


图 2.14 HC₂ 港机起升动载系数曲线与各国标准比较

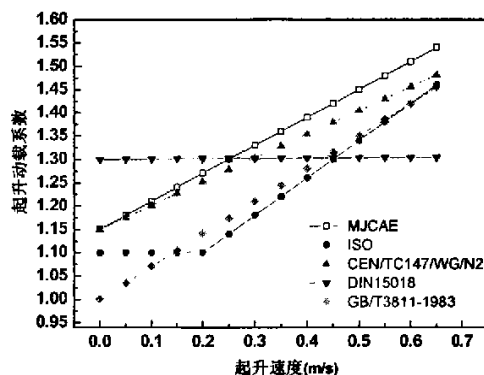


图 2.15 HC₃ 港机起升动载系数曲线与各国标准比较

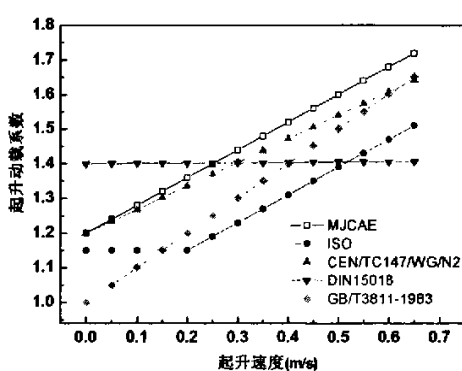


图 2.16 HC₄ 港机起升动载系数曲线与各国标准比较

2.4.4 起升动载系数的优化

为此,根据 MJCAE 系统多次测试的结果,通过调整 ϕ_2 数值和变化变幅幅度,得出相应的稳定性数据,发现对结构各部位取不同的 ϕ_2 的动载效应与取相同的动载系数值比较要更符合实际。其分布规律是:

- 1) 在空间结构的上部构件处,动载系数较小;空间结构的中下部构件处,动载系数较大;靠近结构支承的部位或构件,动载系数最大。这主要是因为作结构动态分析时将无限自由度系统的结构简化为有限自由度系统计算,由于质量集中的关系,就略去了结构其余部位所产生的振动,从而减少了结构的动力效应。
- 2) 结构中主要受轴向力的构件,在设计时仅按轴向受力构件来考虑,但由于自身质量的存在,他们工作时不仅受到动载荷的作用,还受到横向弯曲振动的作用,后者的动力

效应更为明显，而且也不应该被忽略。

但在系统计算中，若按照构件来分别计算动载系数将会大大增加设计人员的工作量。为了保证充分考虑空间结构各处的动力效应问题，建议将 ϕ_2 计算的参数修改为表 2.10:

表 2.10 建议修改的起升动载系数参数表

起升状态级别	ϕ_{2min}	β_2
HC ₁	1.05	0.16
HC ₂	1.10	0.35
HC ₃	1.15	0.50
HC ₄	1.20	0.65

鉴于达到极限值的情况很少， ϕ_{2max} 计算公式不变，如 ϕ_2 计算值大于 2 时，需控制物品的离地速度，可使操作平稳些，但必须控制在 2.2 之内。

2.5 本章小结

- 1) 通过特征技术的应用，完成了门机载荷的特征定义和构造，可便捷准确地计算各工作幅度下的作用载荷，方便了技术人员对各种工况下载荷的计算，从而为结构的有限元分析与优化设计创造了条件。同时通过优化超越方程的算法，在保证精度的前提下，有效防止不收敛的情况，降低迭代次数，同时也提高了运算效率。通过优化应用，起重机载荷计算逐步走向集成化，模块化^[28]。目前该模块试运行顺利，可见本文载荷求解方法对同类工程的分析与优化具有一定的参考价值。
- 2) 利用二分法和牛顿迭代法的优点，所得到的优化算法在保证精度的条件下，具备了防止收敛故障出现的功能，这样就能大大提高系统的稳定性和效率了。该算法具有一定的通用思想，能为以后求解同领域的超越方程提供参考。
- 3) 通过比较不同步长，建议选择步长为 0.5 米和 1 米来操作。任何一种近似求解方法都有其有效的取值范围，根据此次近似求解计算，得出如下结论：在变幅步长的选择当中，[0.5,1] 为有效范围，建议取 0.5 米或者 1 米进行校核。
- 4) 通过分析载荷离地起升情况，并比较各国规范的起升动载系数 ϕ_2 的计算结果，发现港机的起升动载系数计算公式偏安全，由此提出了相应的修订意见。

第三章 四连杆结构的整体稳定性

3.1 规范对整体稳定性的计算方法

起重机对安全性及可靠性要求很高,因此在设计完成之后都会对结构的强度、刚度进行验算,还有的就是对疲劳和稳定性进行校核。本章节将重点研究稳定性校核,若起重机的稳定性不足,一旦翻倒,将造成重大的人身和设备事故,给国家财产带来不可估量的损失。基于这个原因,根据我国施工作业的特点,结合门座起重机的性能要求,对影响因素逐一分析,并对港机的某专用机型进行了实例计算和分析。

起重机的稳定性又称为抗倾覆稳定性,是指起重机在自重和外载荷作用下抵抗翻倒的能力。保证起重机具有足够的抗倾覆稳定性,是起重机设计中最基本的要求之一。GB3811-83《起重机设计规范》规定:流动式起重机均应校核抗倾覆稳定性。

稳定性校核的方法主要有三种,分别为:力矩法、稳定系数法和按临界倾覆载荷标额定起重量。对门座起重机抗倾覆稳定性的校核,一般即要对整体稳定性进行校核,又要对局部稳定性进行校核。根据设计需求,我们系统选用力矩法来进行稳定性的校核,以便计算结果更接近实际情况^[15]。

3.1.1 整体稳定性的分类和定义

起重机结构内的受压构件、受弯构件和压弯构件,都存在稳定性承载能力问题。此外,这些构件有不少是制成薄壁实腹式的,因而还存在会否发生局部失稳的问题。所有这些稳定性问题归纳起来可分为两大类^[27]:第一类是具有平衡分至点的稳定性问题,其共同的特点是:当外载荷达到临界载荷后,构件存在着两者平衡形式,一种是保持原先变形性质的平衡形式;另一种是丧失原先平衡形式的稳定性,或叫屈曲。局部稳定性就属于此类问题。第二类是没有平衡分至点的稳定性问题,其共同的特点是不存在变形性质的突变,构件的变形随着载荷的增长而连续增大,且不呈线性关系,载荷存在一个极大值,称为临界载荷或压溃载荷。整体稳定性属于此类问题^[35]。

图 3.1 的虚线和实线分别表示理想弹性材料和理想弹塑性单向偏心受压构件的平衡途径,前者的极大载荷即为临界载荷,后者的极大载荷即为压溃载荷。

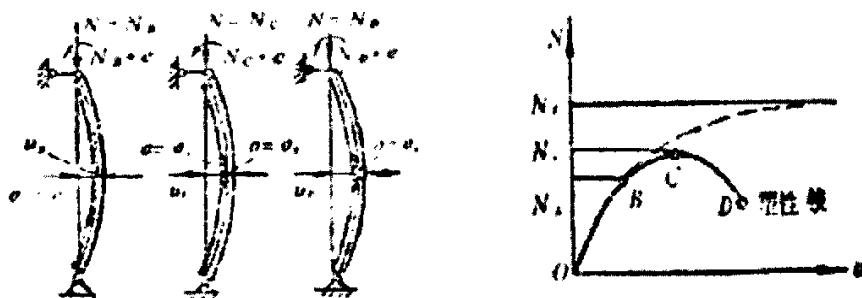


图 3.1 偏心受压构件的平衡途径

3.1.2 整体稳定性的影响因素

整体稳定性按工作状态可分为两类：一类是在工作状态稳定性，又称为载重稳定性，如起重机支腿伸出、变幅机构臂架仰起等状况；另一类是非工作状态稳定性，又称为自重稳定性，如空载运作、回转机构回复至初始位置等状况。本章节根据门机的特点，对于非工作状态的自重稳定性不与分析，着重对载重稳定性做具体分析。

3.1.2.1 支腿分布、支车水平度对稳定性的影响

根据起重机型号、起重能力、制造厂家的不同^[30]，起重机支腿数目在 4-6 之间，一般德国的小中型起重机为 4 个支腿，如德国 KEUPP 公司的 KMK6200 型 200 吨起重机，如图 3.2A 所示；大型起重机一般为 5 个支腿，如德国 KRUPP 公司的 GMT500 型 500 吨起重机，GMT350 型 350 吨起重机；但其中一个支腿主要是因大型起重机底盘过场、自重大，支车底盘离地后悬臂部分过长，防止底盘产生大的塑性变形，只有在起重机的倾覆力矩超过某一数值且沿纵向前方倾翻时才可能对稳定性产生影响，如图 3.2B 所示；日本 TADANO 公司的 160 吨起重机设有 6 个支腿，布置如图 3.2C，起重机稳定性不足时一般沿支腿连续实线倾翻，特殊情况沿虚线倾翻。此时起重机的稳定性与各主要支腿的纵向、横向的相对距离有关，由他们所围成的支撑面积大小是稳定性的主要影响因素。它通过决定各个力的力臂大小来影响起重机的稳定性。

此外，起重机支车时的水平度也是影响稳定性的主要因素^[31]。因为起重机支车时的组合重心与工作状态的组合重心不同，即使是熟练程度很高的作业工人将起重机支得特别平，只要四连杆机构回转，支车时的水平就会发生变化，特别是起重机各支腿处的地面耐压力不同。起重机水平度对稳定性的影响主要是使自重产生一个分力来影响本身的稳定性。

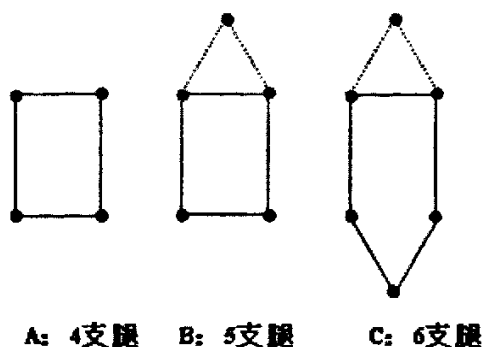


图 3.2 支腿分布与倾翻的关系

3.1.2.2 载荷对稳定性的影响

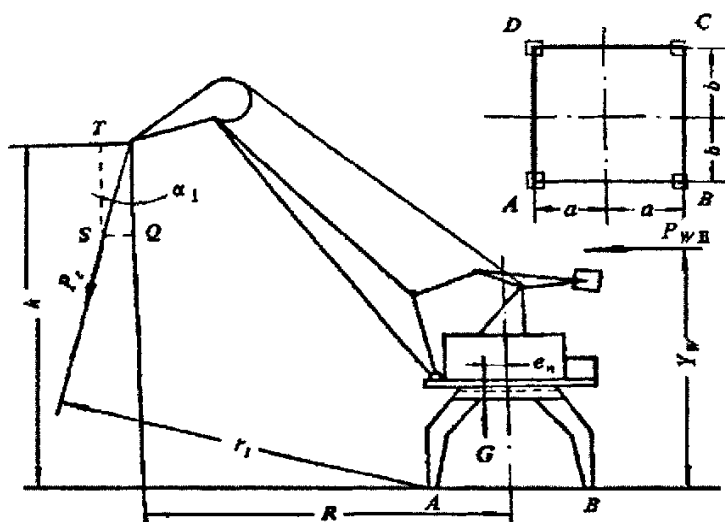


图 3.3 门座起重机电重稳定性计算简图

载荷对稳定性的影响分析如图 3.3 所示。^[36]

1) 自重、配重对稳定性的影响

起重机自重对本身的稳定性是有利的，在起重机各点间距确定时，自重对提高起重机稳定性作用非常有限，因为通过增加自重来提高稳定性会使起重机的机动灵活性降低，对行驶的路面要求增高；同时如果起重机各机构相对位置不合理，使起重机自身重心偏离回转中心很多，是不利于起重机在非工作状态保持其自重稳定性的。因此，应尽可能采用新技术、新材料减轻在行驶状态的自身重量、优化各机构的相对位置。这就出现了一对矛盾：就行驶状态而已自重越小越好；而工作状态时又希望自重越大越好。为克服这一矛盾，大中型起重机工作状态时附加配重(由其他卡车运输)，这样既能保证非

工作状态的机构性能，也能提高起重机的稳定性。

2) 外载荷对稳定性的影响

当四连杆机构顶部的投影没超过水平面内的两支腿连线时，变幅过程的载荷只会使各支腿压力发生变化：越趋近某支腿，该支腿压力越大，相对的支腿压力减少，此时只要支腿支牢不下陷，对起重机稳定性影响很小；当顶部投影到水平面超出两支腿连线时，随着工作幅度的增大，离机构顶部投影最近的支腿压力增大，而相对的支腿压力减少，直至达到动平衡。

3) 惯性载荷对稳定性的影响

由第二章的载荷计算可知，惯性载荷主要包含两种，即起动与制动过程中的惯性载荷，以及货物及起重机各转动部分在旋转时的惯性载荷。若操作人员不按照操作规程执行，起制动过猛，越级换挡，机构就会调速失效。尤其是回转机构、行走机构，突然打反车或刹车，均会造成起制动惯性力突然增大，引起钢结构焊缝开裂的破坏，以致整机倾覆。

起重机吊钩起升或下降时惯性力对稳定性的影响：

起重机吊钩急起急降或者猛烈制动时，将对所吊的设备和吊具产生超出设备重量数倍的惯性力，方向与加速度方向相同。

$$F_{\text{惯}} = m \times a = \frac{Q_{\text{起}} + q}{g} \times \frac{V_t - V_0}{t} \quad (3.1)$$

当 $V_t > V_0$ 时， a 为正值，当加速度方向向上时，惯性力对起重机稳定性不利；当 $V_0 = 0$ 时，快速起动，惯性力与 V_t 相反；当 $V_t < V_0$ 时， a 为负值，而加速度方向向下时，惯性力对起重机稳定性有力；当 $V_0 = 0$ 时，快速制动，惯性力与 V_0 相同。当加速度数值很大时，惯性载荷成为影响起重机稳定性的主要因素。

回转机构工作时惯性力对稳定性的影响，如图 3.4：

当回转机构以角速度 ω 回转时，吊重和吊索具以回转中心为圆心，以 R 为半径作圆周运动，受切向惯性力和离心力作用，前者对稳定性不产生影响，后者使吊重偏离竖直线一段距离 d ，且以 $(R+d)$ 为旋转半径作水平圆周运动，如图 3.4；此时产生的离心力为：

$$P = m \times (R + d) \times \omega^2 = \frac{Q_{\text{起}} + q}{g} \times (R + d) \times \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 = \frac{Q_{\text{起}} + q}{g} \times (R + d) \times \frac{\pi^2 N^2}{900} \quad (3.2)$$

$$\text{因 } \tan \alpha = \frac{d}{H} = \frac{P}{Q_{\text{起}} + q}, \text{ 得 } d = \frac{P \times H}{Q_{\text{起}} + q};$$

又因 $g \approx \pi^2$, 代入整理得:

$$P_a = \frac{R(Q_{\text{起}} + q)N^2}{900 - N^2 H} \quad (3.3)$$

离心力的方向为背离回转中心向外, 力臂 h_3 为起重机四连杆机构顶部至各支点所确定的水平面的垂直距离, $h_3 = L \times \sin \alpha - E \times \cos \alpha + h_0$, 对起重机的稳定性产生不利影响。

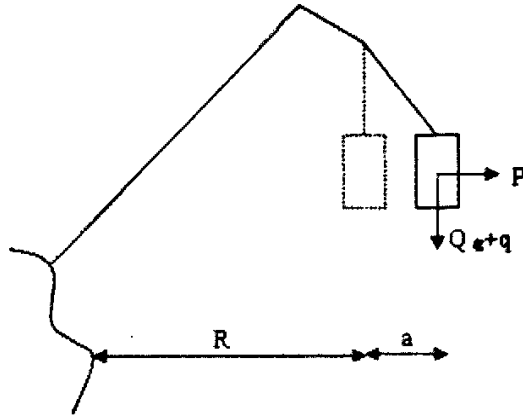


图 3.4 回转时惯性力计算简图

变幅机构工作时惯性力对稳定性的影响, 如图 3.5:

设起重机从臂架下铰点到象鼻梁头部端点长为 L , 在仰角为 α 时以角速度 ω 开始以臂架下铰点为圆心, L 为半径的竖直圆周运动。象鼻梁头部端点的线速度为 $V_{\text{变}} = L \times \omega (m/s)$, 将 $V_{\text{变}}$ 沿竖直方向和水平方向分解为 $V_{\text{变垂}}$ 、 $V_{\text{变平}}$ 。则有:

$$V_{\text{变垂}} = L \times \omega \times \cos(\alpha + \omega t) \quad (3.4)$$

$$\frac{dV_{\text{变垂}}}{dt} = -L \times \omega^2 \times \sin(\alpha + \omega t) \quad (3.5)$$

竖直方向的惯性力为:

$$P_{3\text{垂}} = m \times \frac{dV_{\text{变垂}}}{dt} = -\frac{Q_{\text{起}} + q}{g} \times L \times \omega^2 \times \sin(\alpha + \omega t) \quad (3.6)$$

$$V_{\text{变平}} = L \times \omega \times \sin(\alpha + \omega t) \quad (3.7)$$

$$\frac{dV_{\text{变平}}}{dt} = L \times \omega^2 \times \cos(\alpha + \omega t) \quad (3.8)$$

水平方向的惯性力为：

$$P_{3\text{平}} = m \times \frac{dV_{\text{变平}}}{dt} = \frac{Q_{\text{起}} + q}{g} \times L \times \omega^2 \times \sin(\alpha + \omega t) \quad (3.9)$$

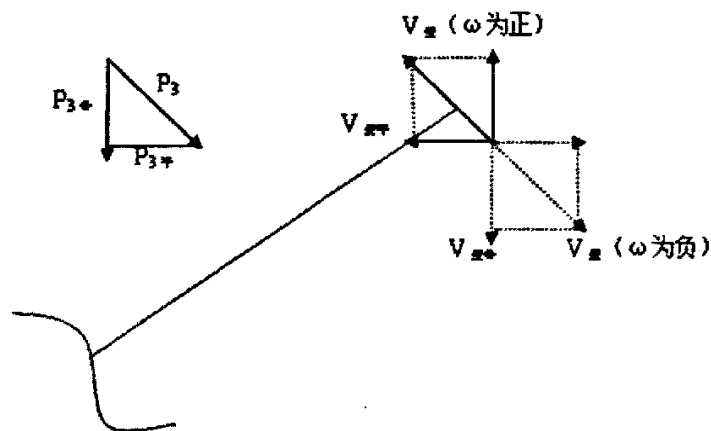


图 3.5 变幅时惯性力计算简图

为此变幅机构工作时对稳定性的影响可分为两类：仰角增大，工作幅度减少，此操作有利于提高起重机的稳定性，但惯性载荷对起重机达到此状况起阻碍作用，不利于提高稳定性；仰角减小，工作幅度增大，此操作不利于提高起重机的稳定性，但惯性载荷对起重机达到此状态也起阻碍作用，有利于提高起重机的稳定性。

风载荷对稳定性的影响：

因为风载荷与迎风物体体型、高度、风压值密切相关，而随着全球环境状况的恶化，风压值升高造成的自然灾害很频繁，因此露天作业时风载荷对起重机稳定性的影响成为安全作业不可忽略的重要因素。具体计算如下^[27]：

$$P_{\text{风}} = C \times K_h \times q_0 \times F_0 (\text{kgf}) \quad (3.10)$$

式中，C——迎风物体体型系数；

K_h ——高度修正系数，按每 10 米分段取相应的高度修正系数分别计算；

q_0 ——标准风压值(kgf/m^2)，按其吊装作业地区的地理位置气候特点分类；

F_0 ——起重机设备或机构垂直于风向的迎风面积(m^2)

虽然风载荷有时有利于稳定性,但风向变化无常,所以考虑风载荷对稳定性的影响时仍按不利于来计算。

门座起重机的稳定性随吊装作业参数的变化而变化,为了更好地作业,我们的系统将用力矩法来衡量起重机稳定性的大小^[11]。在作业的时候虽然不可能同时存在上述所有载荷,但为了保证安全性,我们把上述各载荷都单独计算一遍,并且计算了同时存在的工况,从而综合考虑上述因素对稳定性的影响。

3.1.3 整体稳定性的计算过程

由规范可知,验算整体稳定性需要验算两个值,首先是判断该构件的长细比是否小于许用长细比。然后再验算对应单元应力值是否小于许用应力值^[32]。图 3.6 是分别计算臂架长细比的流程图:

1) 在计算等效构件的计算长度(有效长度) l_c 的时候, $l_c=u_1*u_2*u_3*l$ (l 为几何长度)。 u_3 默认为 1,因为是钢丝绳或者滑轮组对臂架端部侧向位移的约束,回转平面内的长度系数。

2) 每次计算整体稳定性,都是分 ABC 类载荷计算的。在同一类载荷里面,先判断是全幅度计算还是指定幅度计算;然后判断是全工况还是指定工况计算,然后再传进相应的应力和惯性矩。

3) 这里的惯性矩 I 是取对应单元里面最大/小的 I 。不一定是对整个臂架主梁计算的。

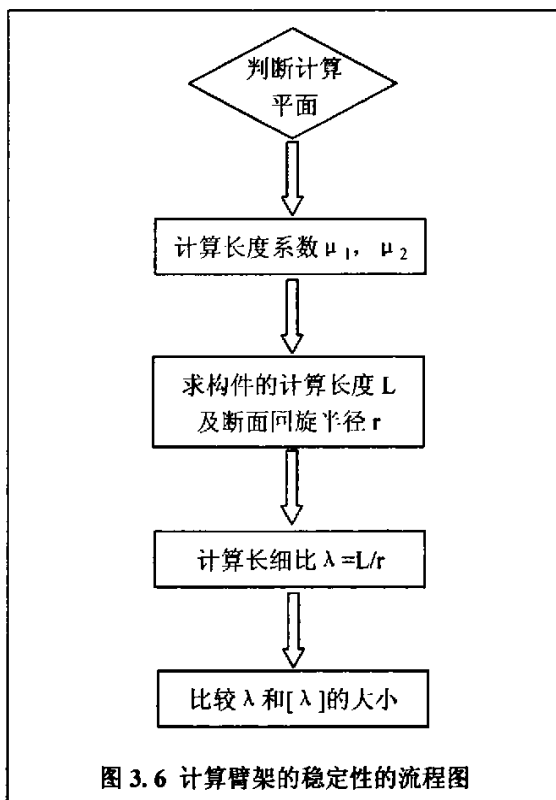


图 3.6 计算臂架的稳定性的流程图

长细比计算方式如下:如图 3.7 所示,在

XY 平面,对臂架段 $B01, B12$ 沿臂架中心线长度部分做整体稳定性分析; μ_{1y} 的取值和支

撑条件参考规范的构件支撑方式可得, $\frac{a}{L} = \frac{PT}{R_1}$; 支撑模型可以简化为一端铰接,一端

为自由端，受力为 N 。 μ_{2y} 的取值则由设计人员提供 a_y 和 n ，根据输入条件得：

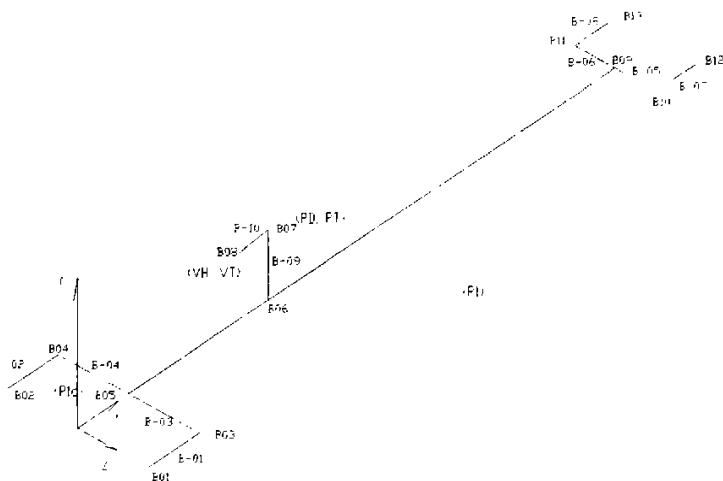


图 3.7 臂架主梁单元及节点示意图

$\overline{B01, B12}$ 等效构件的计算长度为：

$$L_{y\overline{B01, B12}} = \mu_{1y} \times \mu_{2y} \times (R1) \quad (3.11)$$

断面回转半径：

$$r_{y\overline{B05, B09}} = \sqrt{\frac{\max(I_{y\overline{B05, B09}})}{A_{y\overline{B05, B09}}}} \quad (3.12)$$

构件 XY 平面的长细比：

$$\lambda_{y\overline{B05, B09}} = \frac{L_{y\overline{B05, B09}}}{r_{y\overline{B05, B09}}} \quad (3.13)$$

只要 $\lambda_{y, R1} \leq [\lambda]$ ，长细比就符合校核要求，合格；其中许用长细比为 150。^[27]

同理在 XZ 平面，对臂架上部，即 $\overline{B06, B12}$ 部分做整体稳定性分析， $\mu_{1z} = 0.7$ ，支撑条件参考图表得： $\frac{a}{L} = 1$ ；支撑模型可以简化为一段固接，一端为自由端，受力为 N 。 μ_{2z}

的取值由设计人员提供 a_z 和 n 计算可得；

$\overline{B06, B12}$ 等效构件的计算长度为：

$$L_{zB06,B12} = \mu_{1z} \times \mu_{2z} \times (R_1 - PT) = 0.7 \times \mu_{2z} \times (R_1 - PT) \quad (3.14)$$

断面回转半径(取臂架上 $B06,09$ 部分的惯性矩):

$$r_{zB06,B09} = \sqrt{\frac{\max(I_{zB06,B09})}{A_{zB06,B09} |I_c = \max(I_{zB06,B09})}} \quad (3.15)$$

构件 XY 平面的长细比:

$$\lambda_{zB06,B12} = \frac{L_{zB06,B12}}{r_{zB06,B09}} \quad (3.16)$$

判断条件为 $\lambda_{zB06,B12} \leq [\lambda]$, 其中 $[\lambda] = 150$ 。

计算应力的模块化思路如图 3.8 所示:

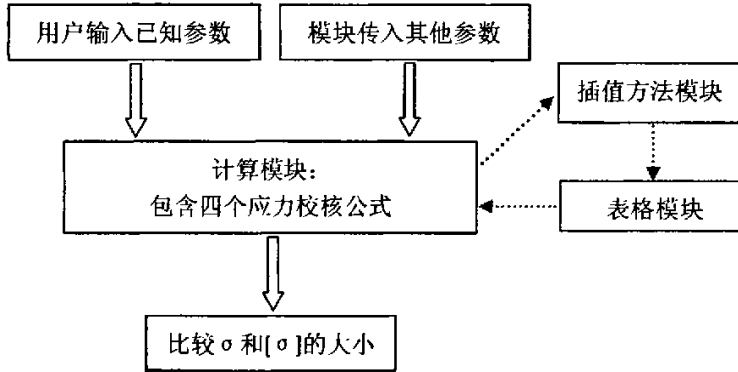


图 3.8 计算臂架许用应力模块的思路图

图 3.9 为臂架整体稳定性的应力计算的逻辑图, 计算过程中有如下注意事项:

- 1) 如果 $\sigma_s > 350$, 则公式变为 $\lambda_0 = \max[\lambda_z^2, \lambda_y^2] \times \sqrt{\frac{\sigma_s}{350}}$ 。
- 2) $\Phi \Psi$ 乘积是有 $\Phi_x \Psi_x$ 和 $\Phi_y \Psi_y$ 之分的, 取较小值进行计算。
- 3) 分别计算强弱两轴的欧拉临界力, 然后取小值作计算。

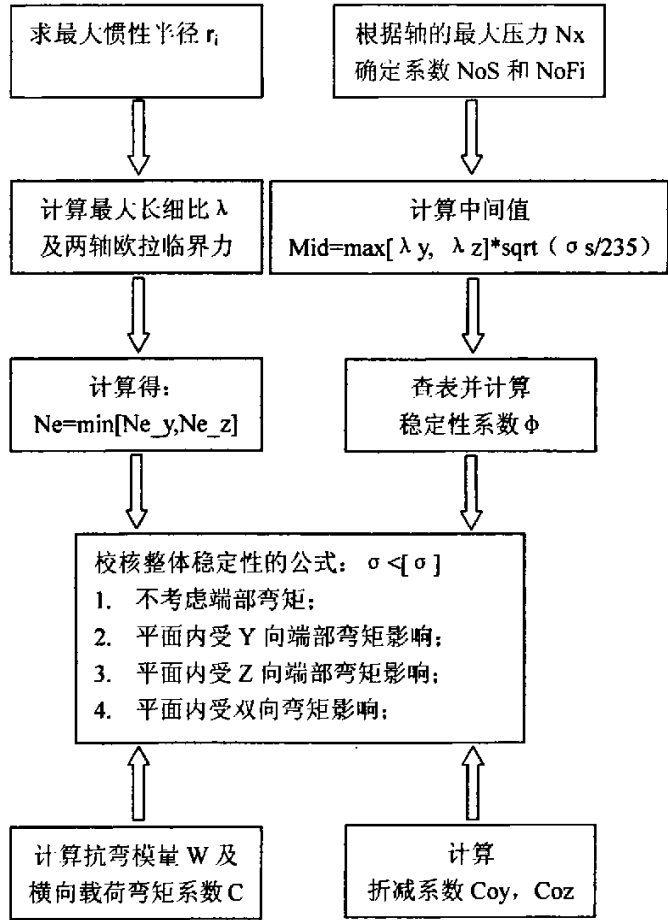


图 3.9 整体稳定性的应力计算逻辑图

图 3.10 为臂架在变幅摆动平面和旋转平面的截面变化趋势图。对于同一个构件，若选取不同的平面进行分析，变截面的变化趋势是不一样的。在变幅摆动平面，即 XY 平面，截面形状从小变大到达与齿条架铰接处时又从大变小；而在旋转平面，即 XZ 平面，截面形状是从大往小变化的。

1) 选取任意一个平面进行分析：确定载荷工况和对应计算幅度值后,在 XY 平面

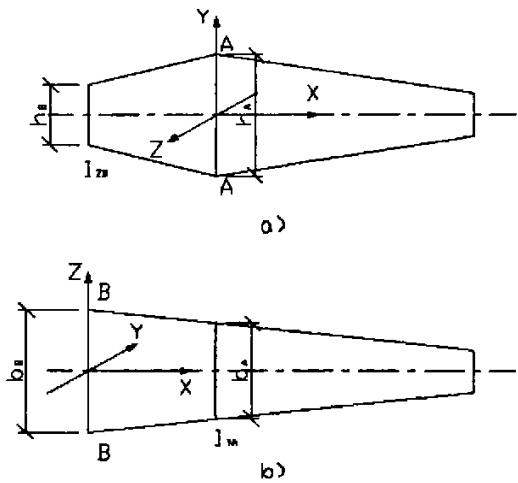


图 3.10 臂架两平面的截面变化趋势

内寻找出待计算构件的最大惯性距 I_y 所在的单元号以及节点局部编号。根据寻找得到的单元，程序可以提供对应截面 A-A 的惯性距 I_{yA} ，截面面积 A，单元长度 L_{CZ} ，从而计算出最大惯性半径 r_{yA} 和最大长细比 λ_{yA} ，计算如公式 (3.17)，(3.18)。

$$r_{yA} = \sqrt{\frac{I_{yA}}{A}}, \quad \lambda_{yA} = \frac{L_{CZ}}{r_{yA}} \quad (3.17, 3.18)$$

2) 在求解截面 A-A 的欧拉临界力 N 的时候，我们做如下假设：把变截面的构件简化为等截面圆轴。取其中一个截面分析，有 Y 向和 Z 向两个轴力。当轴力超过任一轴向的欧拉临界力，轴就会发生屈曲。所以取 $N_E = \min[N_{EZ}, N_{EY}]$ 。计算欧拉临界力的公式如公式 (3.19)：

$$N_{Ei} = \frac{\pi^2 \times E \times A_i}{(\lambda_{yi})^2} \quad (i = y, z) \quad (3.19)$$

之后取 Y 向和 Z 向两者的小值作为该轴的欧拉临界力 N_E 。

3) 在确定构件是受压构件之后，根据截面类型的不同查表选择对应的稳定性系数 φ 。这里要根据上面的欧拉临界力计算来判断是计算 Y 向还是 Z 向的系数；见表 3.1。同时需

判断材料种类：若 $\sigma_s < 350 \text{ N/mm}^2$ ，使用公式 $mid = \max[\lambda_z, \lambda_{yA}] \times \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$ ；若

$\sigma_s > 350 \text{ N/mm}^2$ ，使用公式 $mid = \max[\lambda_z, \lambda_{yA}] \times \sqrt{\frac{\sigma_s}{350}}$ 。根据 mid 值，对应 3811 规范查

a、b、c 三类的截面轴心受压构件的稳定性系数 φ 。

4) 规范要求还需要计算轴压修正系数，用以修正稳定性系数的偏差，力求计算应力的数值更接近真实情况。计算轴压修正系数有两种方法，一种是查表法，一种是公式法。两者各有优劣：

公式法的优点在于对稳定性系数没有范围的限制，均可得到值。公式如(3.20)：

$$\psi_i = \frac{0.9 \times N_{Ei} - N_x}{0.9 \times N_{Ei} - \varphi \times [0.9 \times \sigma_s \times A \times (1 - \varphi) + N_x]} \quad (3.20)$$

查表法的局限在于只能得到 λ 属于 [10, 250] 以及 a 属于 [0.1, 0.8] 之间的值，但优点也是很明显的，就是设计人员在施工现场校核的时候，可以查表得到数值。表格的相关参数计算如公式(3.21)、公式(3.22)：

$$a = \left(\frac{N}{A} \right) / \left[\frac{\pi^2 \times E}{\max(\lambda_z^2, \lambda_y^2)} \right] \quad (3.21)$$

$$\lambda_0 = \max(\lambda_z^2, \lambda_y^2) \times \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \quad (3.22)$$

这里要注意一点就是在计算 λ_0 时, 开平方根的分母数值是根据材料而变化的, 若材料的屈服极限值 σ_s 小于 350MPa, 分母取 235; 若屈服极限值等于大于 350, 分母则取为 350; 如材料 Q235 为 235MPa, 小于 350MPa, 所以分母取 235。之后根据相应表格可查 ψ 值。

5) 对截面 A-A, 计算对应两个轴向的抗弯模量 W。由于是变截面的构件, 节点力是以单元坐标系(局部坐标系)输出, 两者的转换关系使得节点力不仅在数值会产生差异, 并且方向也可能不一样, 这就出现了构件两端弯矩不等的情况, 为此规范专门设置了一个折减系数 C 来进行校核, 校核准则如公式(3.23):

$$C_{oi} = 0.6 + 0.4 \times \left(\frac{M'_{oi}}{M_{oi}} \right) \quad (3.23)$$

若 M_{oi} 和 M'_{oi} 两者任一为 0, 取 $C_{oi}=0.6$; 当 M 是非零且 $M \neq M'$ 情况下: 若 $\left| \frac{M'_{oy}}{M_{oy}} \right| \leq 1$,

直接计算 C; 若 $\left| \frac{M'_{oy}}{M_{oy}} \right| \geq 1$ 时, 取为倒数, 再计算 C; 若 $C > 0.4$, 取 C 实际计算值; 若 $C < 0.4$,

取为 0.4。

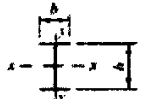
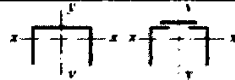
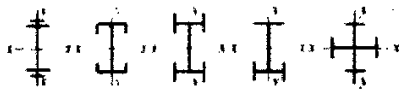
对构件的稳定性产生影响的还有横向载荷引起的弯矩, 为了安全起见一并计算此弯矩值, 由下面的结果分析可知, 由横向载荷引起的弯矩值虽然不列入计算范围, 但也是作为一个重要的横向对比的数值比较, 具有一定的参考价值。若横向载荷为集中力, 则

有 $C_H = 1 - 0.2 \times \frac{N_x}{N_E}$; 否则取 $C_{Hx} = C_{Hy} = 1$ 。

许用应力 σ 要根据材料厚度选取相应值, 同时根据载荷组合的类别来确定安全系数 n。A 类载荷的安全系数最大, B 类载荷次之, C 类载荷最小, 只有 1.16。之后直接代入相应公式校核构件的整体稳定性, 其中, 当 M_{Hx} 与 M_{ox} 反向(或者 M_{Hy} 与 M_{oy} 反向),

且 $|M_H| < 2M_0$ 时, 取 $M_H = 0$;

表 3.1 轴心受压构件的截面类型($t \leq 40\text{mm}$)^[15]

截面型式			对 x 轴	对 y 轴
 轧制			a 类	a 类
 轧制, $b/h \leq 0.8$			a 类	b 类
 轧制, $b/h > 0.8$	 焊接, 翼缘为焰切边	 焊接	b 类	b 类
 轧制	 轧制等边角钢	 轧制等边角钢		
 轧制, 焊接 (板件厚度 ≤ 20)	 轧制或焊接			
 焊接		 轧制截面和翼缘为焰切边的焊接截面		

1) 不受端部弯矩影响:

$$\frac{N_x}{A_z \times \varphi} \leq [\sigma] \quad (3.24)$$

2) 在平面内受 y 向端部弯矩影响:

$$\frac{N_x}{A_z \times \varphi \times \psi} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N_x}{0.9 \times N_{EYA}}} \right] \times \frac{C_{0Y} \times M_{0Y} + C_{HY} \times M_{HY}}{W_Y} \leq [\sigma] \quad (3.25)$$

3) 在平面内受 z 向端部弯矩影响:

$$\frac{N_x}{A_z \times \varphi \times \psi} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N_x}{0.9 \times N_{EZ}}} \right] \times \frac{C_{0Z} \times M_{0Z} + C_{HZ} \times M_{HZ}}{W_Z} \leq [\sigma] \quad (3.26)$$

4) 在平面内受双向端部弯矩影响:

$$\begin{aligned}
 & \frac{N_x}{A_z \times \varphi \times \psi} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N_x}{0.9 \times N_{EZ}}} \right] \times \frac{C_{0Z} \times M_{0Z} + C_{HZ} \times M_{HZ}}{W_z} + \\
 & + \left[\frac{1}{1 - \frac{N_x}{0.9 \times N_{EYA}}} \right] \times \frac{C_{0Y} \times M_{0Y} + C_{HY} \times M_{HY}}{W_y} \leq [\sigma]
 \end{aligned} \quad (3.27)$$

若最后计算值超过许用应力值，则整体稳定性验算不合格；考虑添加隔板或者其他措施进行改进。

小结：由上面的臂架计算实例可知，计算整体稳定性需要从长细比和所受应力进行校核。在载荷作用下，构件产生弯曲变形，当载荷增大至临界值时，构件就发生侧向屈曲而丧失整体稳定性。值得一提的是，由于程序是可以直接找到最大惯性矩所在的截面，所以对于一个特定的平面，整体稳定性应力校核只需要验算一次。

3.2 对整体稳定性的应力模型讨论

3.2.1 臂架最大应力点的计算方法

1) 原理阐述：

由上一节可以知道，整体稳定性的应力计算关键是要找出计算构件最大惯性矩的所在截面。过往由于技术的限制，设计人员都是求出构件两端的惯性矩再通过线性插值来获得需要截面的惯性矩大小，这样就产生了估算误差和计算误差，并不能真实地反应稳定性的数值计算。在这一节将通过计算实例，重点介绍程序通过寻找最大惯性矩并获得最大应力的过程，并且通过构件的连续应力比较，来验证程序计算结果的准确性。

臂架是门机把货物传递到旋转平台的主要构件。臂架设计是否合理对起重机的整体自重、稳定性及整机性能有重大影响。为此，必须保证满足臂架的强度、刚度和稳定性的要求。因此选用臂架来进行应力分析。

在计算整体稳定性的时候，其实就是寻找最大应力的过程，找出构件在工作过程中最危险的工作点。对于一个幅度为 30 米到 10 米的门座起重机，若设置步幅为 1 米计算一次，需用计算 20 次；而载荷共有 23 种单载，组合后的 ABC 三类的工况共有 30 种，那么计算一次将有 600 个模型，计算量十分庞大。而最大应力即产生在载荷工况和步幅

的某一组合里面。下面我们选用最大幅度 30 米为例，寻找出固定步幅里面的最大应力所在工作点，然后以此类推，每个步幅都计算一次，即可得到最危险点。

2) Nastran 文件格式

由于我们的专用系统使用的是 NX_UGS 的 Nastran 解算器，为此文件的输入格式也必须设置为解算器可识别的格式^[37]，如表 3.2 整体稳定性参数输入格式所示：

表 3.2 整体稳定性参数输入格式

TS		i		Ni		Nj		X		
TS		1		A		22		30000		
Lxy1	Zxy 1	alxy1	nxyl	a2xy1	Ghxy1	Ixy11	Ghxy12	Jxy12	Ghxy13	Kxy13
24630	1	6000	4	2425	11	5	18	9	11	5
Lxz1	Zxz1	alxz1	nxz1	a2xz1	Ghxz1	Ixz11	Ghxz12	Jxz12	Ghxz13	Kxz13
24630	4	0	4	2500	11	5	18	9	12	6

表 3.2 的第二、三行分别代表 XY 和 XZ 平面的计算参数，参数含义如下：

TS——Total Stability，整体稳定性的计算字段标识符；

i ——构件上计算部分编号；

Ni——计算载荷类别，对应 ABC 三类；

Nj——各类载荷内编号，如 A 类中，有 11——33 共 9 种编号；

X——计算位置，mm；

Lxy 平面 i——计算结构 XY 平面内实际长度，mm；

Zxyi——支撑方式，1,2,3,4,5,6；

alxyi——对应支撑方式 ZXY 平面 i 的长度 a，mm；

nxyi——本结构在 XY 平面内性质代码，1,2,3,4；

a2xy 面 i——计算结构中的等断面部分的长度，mm；

GHxy 面 i1——本计算结构在 XY 平面内的起始端单元号，对应局部单元编号；

Ixyi1——整个计算结构的起始节点号，局部编号，对应 GHxyi1 单元编号的 I 或 J 端；

GHxyi2——本计算结构在 XY 平面内的截止端单元号，对应局部单元编号；

Jxyi2——整个计算结构的截止节点号，局部编号，对应 GHxyi2 单元编号的 I 或 J 端；

GHxyi3——本计算结构在 XY 平面内的最大惯性矩 Iy 单元号，对应局部单元编号；

Kxyi3——整个计算结构中拥有最大惯性矩 Iy 节点局部编号，对应 GHxyi2 单元编号的 I 或 J 端；

我们以变幅摆动平面做为实例分析，首先选定模型是从最大幅度往最小幅度变化，

计算幅度为 30 米，计算构件为臂架主梁，长为 24.63 米，载荷工况为 A 类载荷的 A22，即加载起升载重为 25 吨，臂架自重 26.5 吨，在无风状态下，变幅摆动平面内受到负 X 方向的变幅惯性力。

在 XY 平面内，臂架模型可以简化为两端固接的情形；对应支撑长度 a 为 6 米。在有限元模型布置单元的时候选择了布置 8 个单元，如图 3. 11 所示，图中蓝色编号为节点编号，红色编号为指定参考点；红色圆点为固定节点，黄色节点为用户添加单元后显示的相应节点。把 8 个单元的惯性矩分别作为最大惯性矩进行计算，得到结果，如表 3.3 所示：

表 3.3 臂架主梁的 A22 工况整体稳定性计算结果输出

单元号	$\lambda_{XY \text{ 平面}}/[\lambda]$	$\sigma_{XY \text{ 平面}}/[\sigma]$	$\lambda_{xz}/[\lambda]$	$\sigma_{xz}/[\sigma]$
11	53.2675	2.90342	100.843	3.06948
12	63.6922	2.42764	88.4274	2.74681
13	64.1667	2.45437	88.5386	2.775
14	67.061	2.6022	89.4771	2.94783
15	68.5460	3.2682	90.1745	3.75367
16	74.5467	3.67205	92.5717	4.30681
17	80.2921	5.22687	93.2272	6.3993
18	76.3741	6.7178	113.5080	7.9361

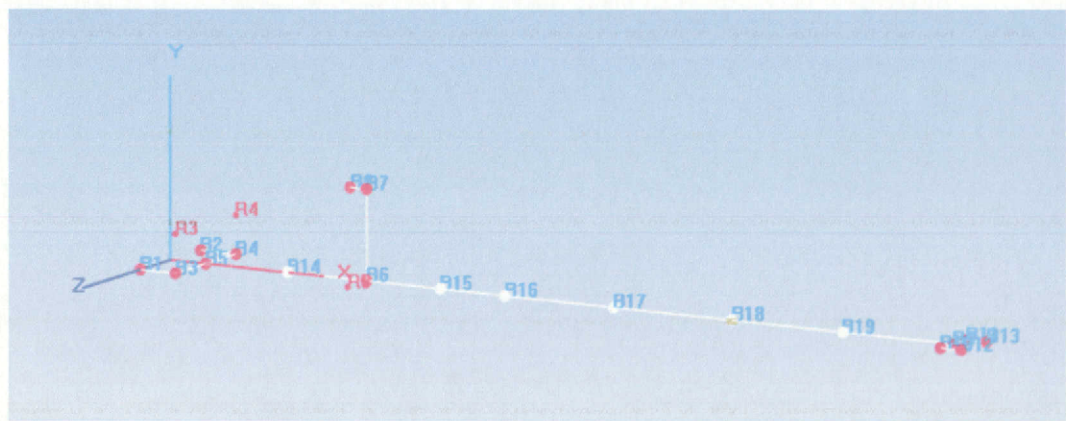


图 3.11 单元坐标系下的臂架模型图

以此类推，可以把臂架在两个平面内，幅度为 30 米的 30 种工况对应的稳定性结果计算得到，如图 3. 12 所示。在变幅摆动平面内：

- 1) 对单类载荷而言，A 类载荷组合产生的最大应力发生在 A13 工况，即负载的同时受到四种变幅惯性力的作用；在臂架的第 18 号单元处产生应力最大值为 112.9MPa；B 类载荷组合产生的最大应力发生在 B13 工况，在负载的同时受到四种惯性力和垂直 Z 向

的风载荷作用；在臂架的第 18 号单元处产生应力最大值为 114.6MPa；C 类载荷组合产生的最大应力发生在 C1 工况，在兼有自重的情况下，臂架承受猛烈提升荷重动载荷的作用；在第 18 号单元处，最大值为 134.6MPa；

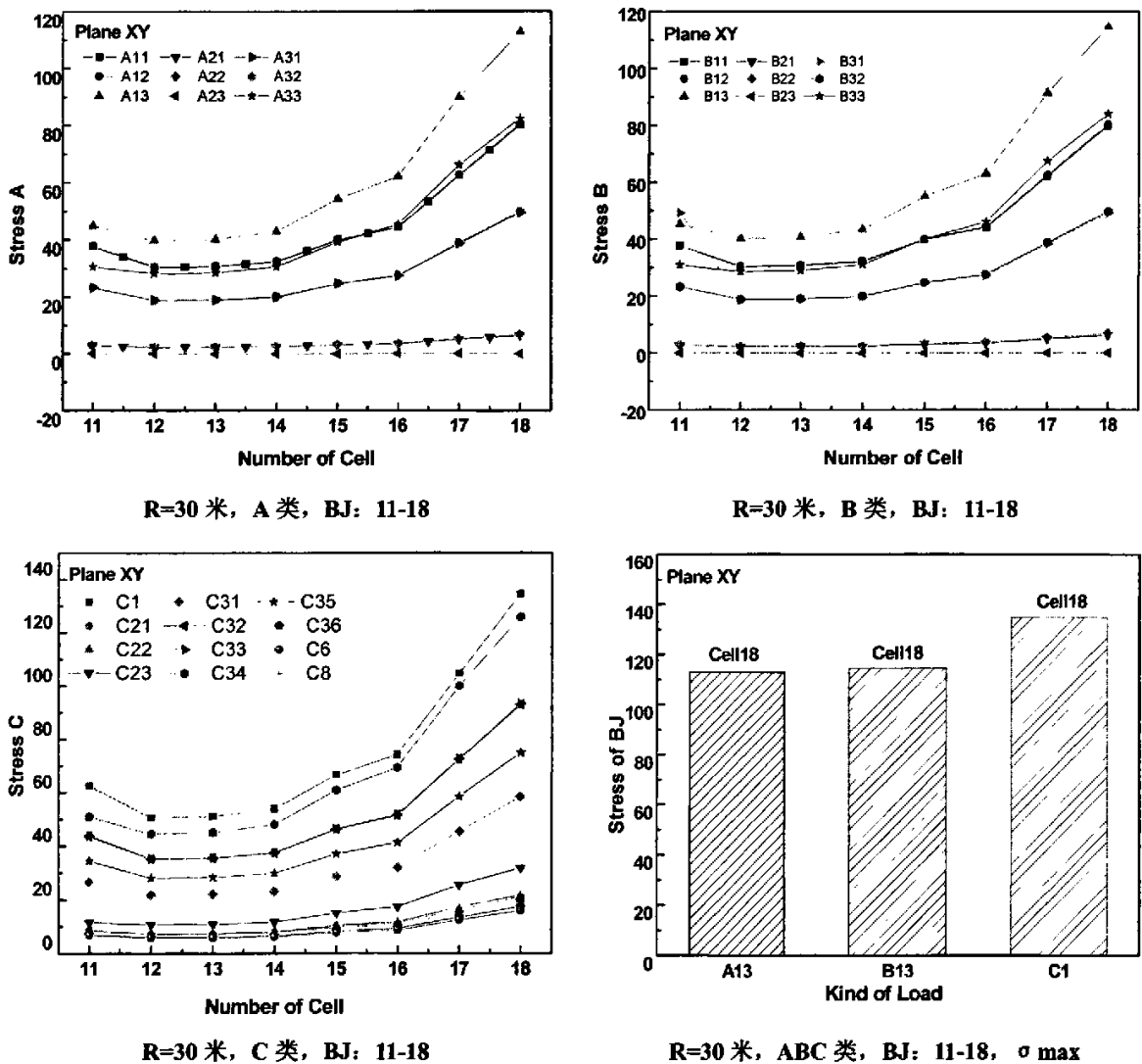


图 3.12 在变幅摆动平面内 R=30M，各载荷组合作用下的臂架应力值图

- 2) ABC 三类载荷组合里面，A 和 B 类载荷的应力值基本持平，可见偶然载荷的影响并不是太大。而 C 类载荷的应力值普遍偏高，平均高出 A/B 类载荷近 20MPa。可见特殊载荷对门机运作是产生很大的影响，要注意多加预防。
- 3) 对臂架构件而言，从 11 到 18 单元，不论载荷组合，应力值基本是呈上升趋势。最大应力基本发生在第 18 号单元，即与象鼻梁的铰接处；只有 B31 工况，在具备吊重和附加设备的同时，承受来自变幅平面 X 向的风载荷；此时是 11 号单元应力最大，那里

也是臂架与行走机构的铰接处。可见铰接处是构件产生应力最大位置，也是整体稳定性最薄弱的地方，因此进行铰轴校核是非常有必要的。

小结：每类载荷都有自己最为危险的工况，经过对不同幅度进行测试后，发现工况结果基本一致，危险工况主要发生在具备变幅惯性载荷的情况下。对于臂架而言，应力最大值一般产生在铰接处，并且发生在 C 类载荷组合里面，即具有风载荷的情况；为此建议除了校核整体稳定性和局部稳定性外，添加铰轴校核计算。

在回旋平面的稳定性计算结果如图 3.13，在变幅选择平面内：

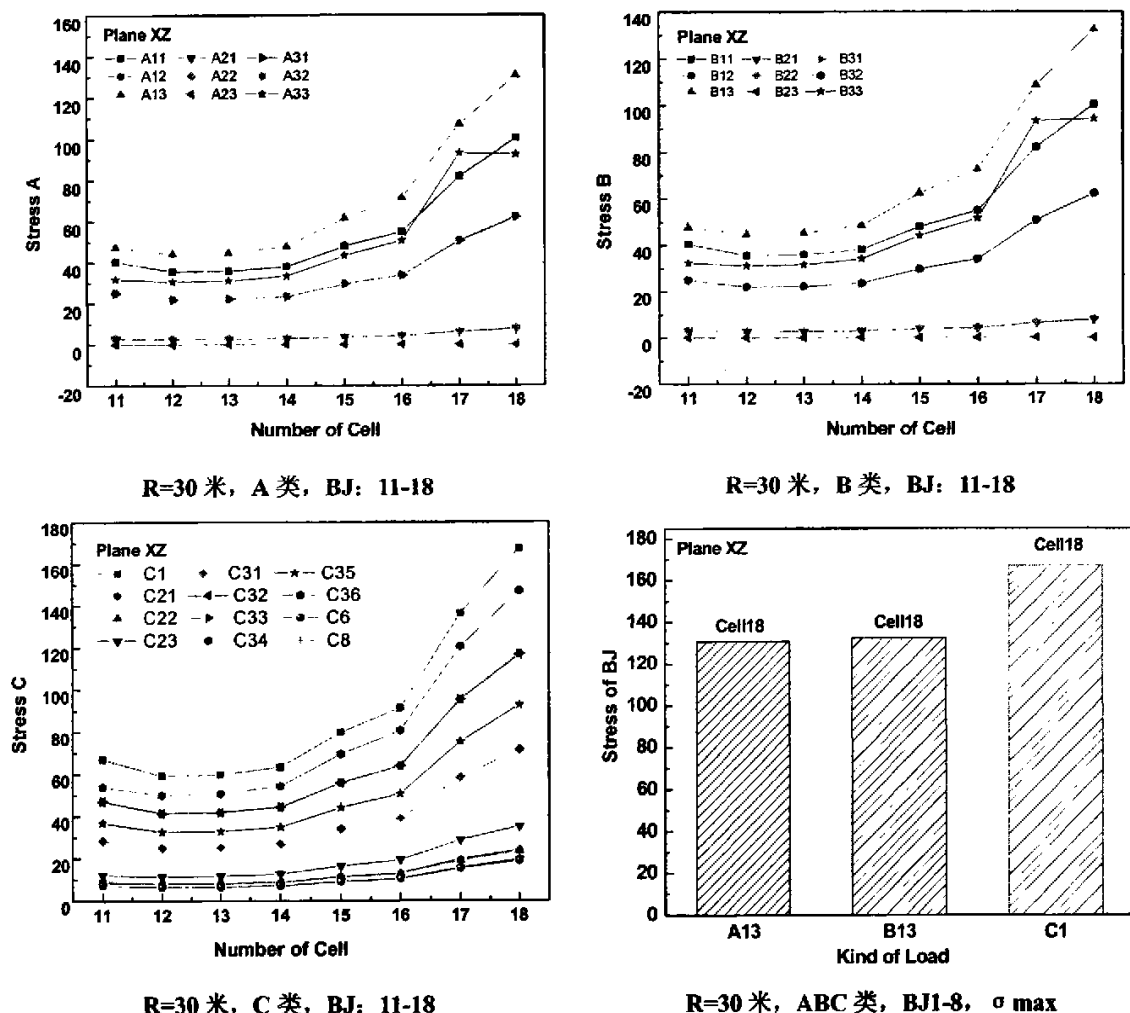


图 3.13 在旋转平面内 R=30M，各载荷组合作用下的臂架应力值图

- 1) 和 XY 平面类似，A 类载荷组合产生的最大应力发生在 A13 工况，臂架的第 18 号单元处，最大值为 130.7MPa；B 类载荷组合产生的最大应力发生在 B13 工况，臂架的第 18 号单元处，最大值为 132.4MPa；C 类载荷组合产生的最大应力发生在 C1 工况，臂架

的第 18 号单元处，最大值为 167.3MPa；

2) A 和 B 类载荷的应力值基本持平。C 类载荷的应力值平均高出 A/B 类载荷近 20MPa。

3) 从 11 到 18 单元的应力值基本是呈上升趋势。最大应力基本发生在第 18 号单元，即与象鼻梁铰接处。只有 A33 和 B33 工况，是 17 号单元应力最大，该单元虽然不是铰接处，但是由于截面面积变化的原因，在此处处于面积小同时惯性矩也大的关系，导致应力急速增大。

由此可知，危险工况主要发生在具备惯性载荷的工况。对于臂架而言，应力最大值一般产生在铰接处，并且发生在 C 类载荷组合里面。旋转平面的应力值普遍比变幅摆动平面的高出 20MPa，究其原因在于支撑方式的不同，导致固接方式应力更大。

3.2.2 臂架应力模型的建立及分析

由章节 3.2.1 可以看出，载荷的工况组合对稳定性的应力计算影响很大，因为直接影响四连杆机构的受力情况；同时在不同同步幅构件的受力情况也在变化。而这个因素在上一节是没有考虑的。为此，我们考虑建立一个关于稳定性的模型，把 N_i , N_j , R_x 作为变量，以寻找最大的应力值为目标函数，对比在这几个参数变化的时候，模型应力值的产生的变化。 $f(N_i, N_j, R_x)=0$ ，其中：

N_i ：载荷种类，ABC；

N_j ：载荷工况编号，11，12，13……；

R_x ：变幅幅度，9-30m；

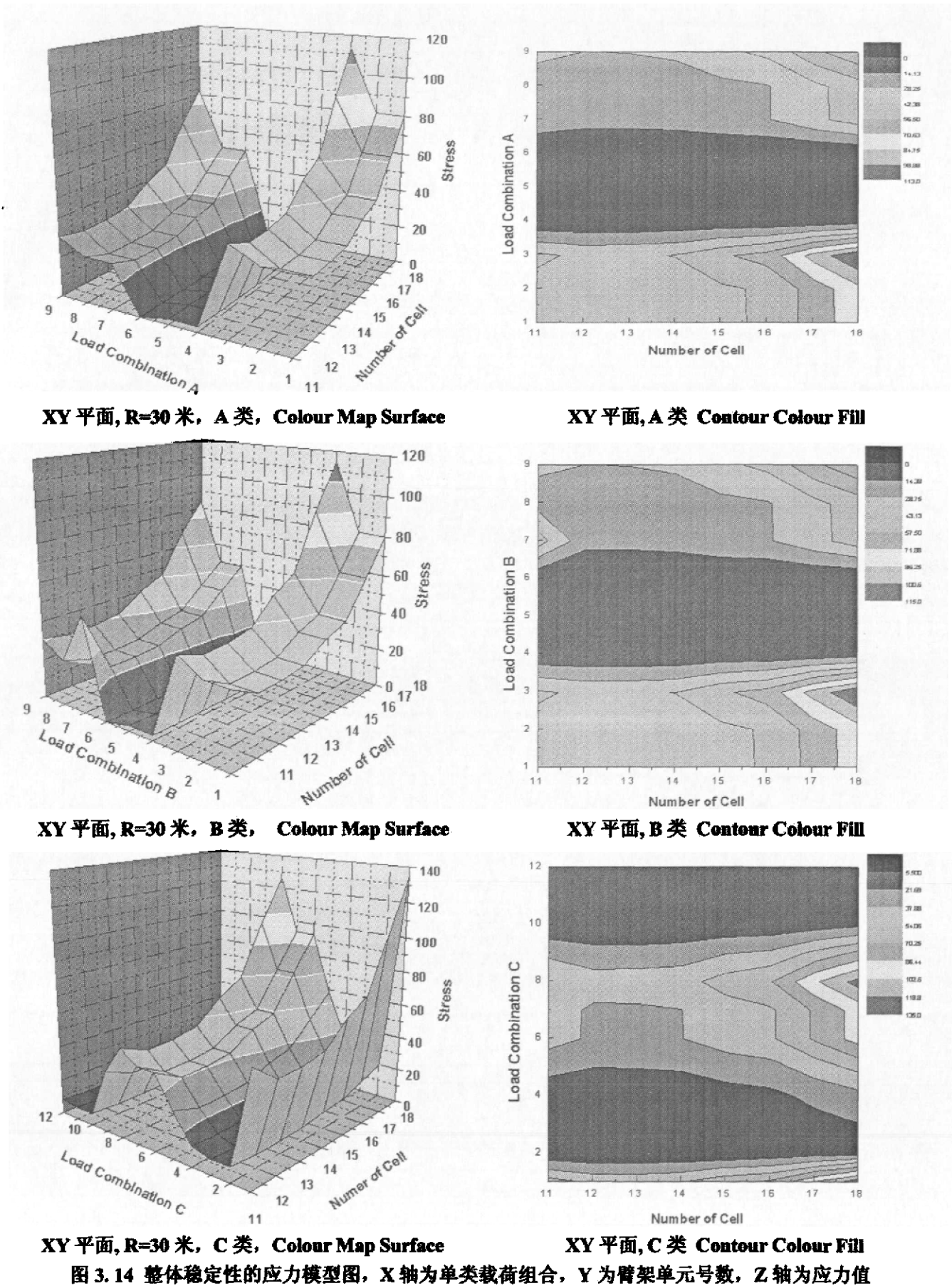
3.2.2.1 以载荷类别和臂架单元号为变量的应力模型一

在 XY 平面，ABC 各类载荷组合作为 X 轴，把臂架的 8 个单元作为 Y 轴，一一对应取出应力值进行对比，得到系列组图 3.14；对此现象进行分析，结论如下：

1) 对于 A 类载荷，臂架构件的整体最高应力值出现在 3 号点处，即组合 A13；对于 B 类载荷，整体最高应力值同样出现在 3 号点出，即组合 B13；对于 C 类载荷，整体最高应力值则出现在 1 号点处，即组合 C1。和上一节的寻找最大应力分析结果一致。

2) 对于臂架的 11 号到 18 号单元，不论各类载荷，应力趋势均呈现逐渐攀升的变化。尤其 C 类的斜率变化最为明显，证明 C 类载荷的应力值是偏大的，这已经得到数值计算中的结论支持。原因是风载荷的添加和载荷系数 ϕ_2 的影响。

3) 对于单个构件的单元而言，A 类和 B 类载荷作用下的应力值呈现近似正弦函数变化，



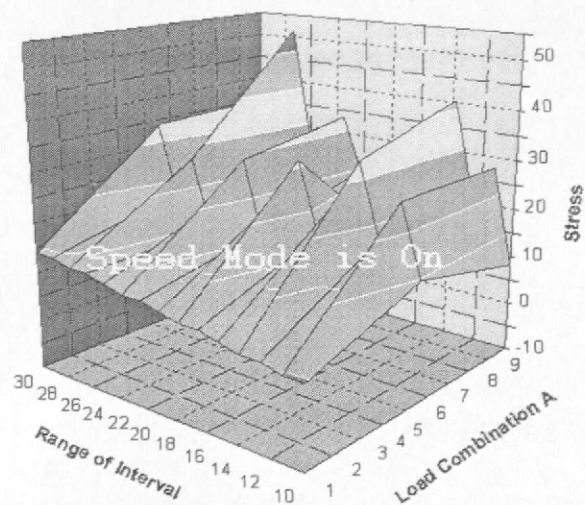
但是中途出现较多危险点。A 类载荷的出现在 A13 和 A33; B 类载荷的出现在 B13 和 B31; C 类载荷作用下的应力值呈现近似余弦函数变化, 危险点出现在 C1 和 C32;

4) 经过数据计算, 旋转平面的稳定性应力发展趋势大致和变幅摆动平面一致, 为此这里不重复赘述。需要注意的是这个只是计算了单个步幅(30 米)的模型, 虽然危险点不能以偏概全, 但是趋势应该是一致的。

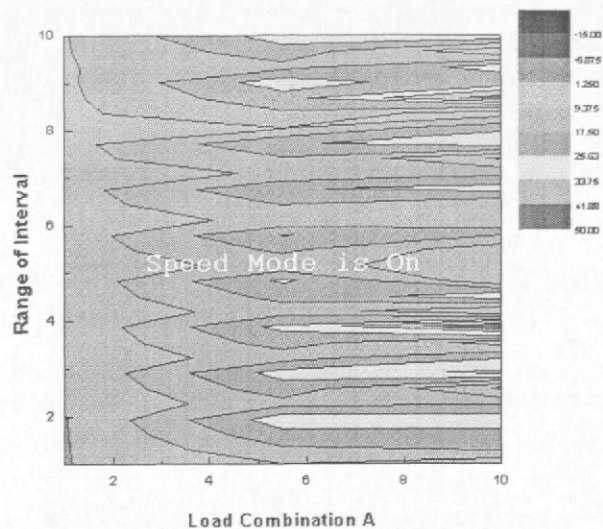
3.2.2.2 以变幅幅度和载荷类别为变量的应力模型二

在 XY 平面, 把 10 到 30 米的步幅作为 X 轴, ABC 各类载荷组合作为 Y 轴, 把臂架的单个单元如 B-12 号单元的右节点号 B6 的应力值取出并对比, 得到系列组图图 3.15; 对此现象进行分析, 结论如下:

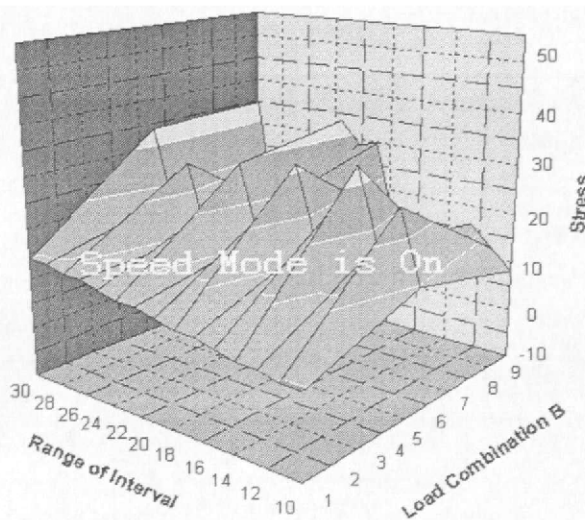
- 1) 对于 A 类载荷, 危险位置不在最大或最小步幅, 而是在中间 24 米处; 次危险位置在步幅为 14 米处。原因在于工厂在步幅卸载了吊重附加设备, 产生了猛烈提升荷重载荷; 对于 B 类载荷, 危险位置靠近最大步幅, 原因在于最大步幅的时候, 特殊载荷的风载荷与变幅摆动平面的角度接近 90° , 为此大大增加了风载荷的计算值; 对于 C 类载荷, 危险位置不在最大或最小步幅, 而是在中间 22 米处, 原因在于此处吊重发生了变化。可见步幅对稳定性的影响并不是简单呈线性关系的, 而是呈现高低交错的折扇波动。
- 2) 对于同类载荷的不同工况的对比, A 类的最危险情况出现在 A32 组合里; B 类的最危险情况集中在 B23 和 B31 组合里; C 类里面最危险的情况是出现在 C35 组合, 主要是添加的地震载荷和风载荷同向, 导致破坏应力迅速上升。
- 3) 对于同一工况而言, 在步幅为 30 米处的时候, 最危险的载荷组合分别为 A13, B13, C1, 和上一节的结论吻合。纵观各个工况, 应力数值的变化呈现近似抛物线趋势, 即两边低, 中间高。最高数值分别出现于各类载荷组合的中后部。即 $A2i(i=1, 2, 3)$ 和 $B2i(i=1, 2, 3)$ 以及 $C2i(i=2, 3)$ 和 $C3i(i=1, 2, 3, 4)$ 组合。
- 4) 经过数据计算, 旋转平面的稳定性应力发展趋势大致和变幅摆动平面一致, 为此这里不重复赘述。



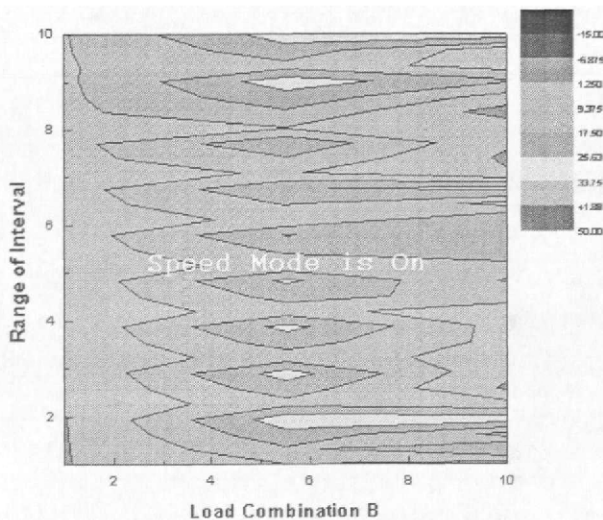
BJ, $I_{max}=(12, 6)$, A类, Colour Map Surface



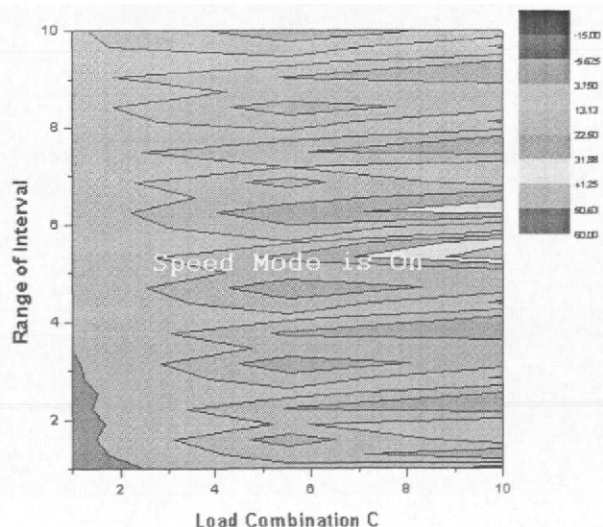
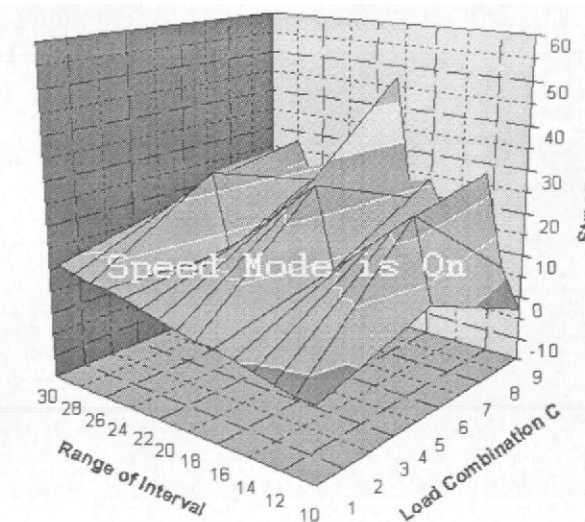
BJ, $I_{max}=(12, 6)$, A类, Contour Colour Fill



BJ, $I_{max}=(12, 6)$, B类, Colour Map Surface



BJ, $I_{max}=(12, 6)$, B类, Contour Colour Fill



XY平面, BJ, $I_{max}=(12, 6)$, C类, Colour Map Surface BJ, $I_{max}=(12, 6)$, C类, Contour Colour Fill

图 3.15 整体稳定性的应力模型图, X轴为步幅, Y为单类载荷组合, Z轴为应力值

3.3 结果比较

在《起重机设计规范》GB/T3811-1983 中,对于起重机金属结构的计算,规定结构件受有轴心受力以及绕强轴(Z 轴)和弱轴(Y 轴)的双向或单向弯矩作用的构件时,除用一般的强度公式验算强度外,还需要验算整体稳定性。具体公式如下所示:

其中,(3.28)式为双向压弯构件的稳定性验算公式;(3.29)式为单向压弯构件的稳定性验算公式;(3.30)式为轴心受压构件的稳定性验算公式。在实际应用中,这些公式系数较多,计算较为复杂,通常使用一些简化式,如公式(3.31):

当计算长细比 λ_z (或 λ_y) 小于 100(85)(括号中值用于 16Mn 钢)时,公式(3.31)可变为(3.32),称为雅辛斯基公式。

$$\begin{aligned} \frac{N_x}{A_z \times \varphi \times \psi} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N_x}{0.9 \times N_{EZ}}} \right] \times \frac{C_{0Z} \times M_{0Z} + C_{HZ} \times M_{HZ}}{W_z} + \\ + \left[\frac{1}{1 - \frac{N_x}{0.9 \times N_{EYA}}} \right] \times \frac{C_{0Y} \times M_{0Y} + C_{HY} \times M_{HY}}{W_y} \leq [\sigma] \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$\frac{N_x}{A_z \times \varphi \times \psi} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N_x}{0.9 \times N_{EZ}}} \right] \times \frac{C_{0Z} \times M_{0Z} + C_{HZ} \times M_{HZ}}{W_z} \leq [\sigma] \quad (3.29)$$

$$\frac{N_x}{A_z \times \varphi} \leq [\sigma] \quad (3.30)$$

$$\frac{N_x}{A_z \times \varphi \times \psi} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N_x}{0.9 \times N_{EZ}}} \right] \times \frac{M_{0Z}}{W_z} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N_x}{0.9 \times N_{EYA}}} \right] \times \frac{M_{0Y}}{W_y} \leq [\sigma] \quad (3.31)$$

$$\frac{N_x}{A_z \times \varphi} + \frac{M_{0Z}}{W_z} + \frac{M_{0Y}}{W_y} \leq [\sigma] \quad (3.32)$$

3.3.1 计算公式的表达形式比较

从公式(3.28)、(3.31)、(3.32)中可以看出,这三个公式的基本结构是相同的,都是将轴向力产生的应力、x 轴弯矩和 y 轴弯矩产生的应力相加作为总应力和构件的许用应力

进行比较。不同点在于 3 个公式的系数：在轴向应力计算中,式(3.28)和式(3.31)不仅考虑了一个稳定系数,还附上了稳定系数的修正系数 ψ ，以求数值的准确性。而式(3.32)是将 ψ 作为 1 看待。在 x 轴和 y 轴弯矩所产生的应力计算中,公式(3.31)和公式(3.32)的弯矩是计算所计算截面的弯矩产生的应力,而公式(3.28)的弯矩计算是将整个构件作为一个整体,其弯矩取最大值乘以相应的权系数所产生的应力,即考虑了横向载荷对构件产生的弯矩的影响。公式(3.31)和公式(3.32)在轴向力和弯矩产生的应力的放大系数数值上不同。

本章节将以有限元方法分析结果为基础，进一步研究四连杆机构的受力情况，比较了规范和教材《金属结构》中推荐的简化公式间计算结果的差异。

3.3.2 实例比较

门座起重机的臂架是实腹式构件，属于典型的受压构件。我们选取臂架为计算对象，幅度取为 30 米，计算工况为 C1，即负有构件自重载荷 Lod_{02} 和猛烈提升荷重动载荷 Lod_{14} ，不考虑其他载荷情况。臂架为变横截面的箱型梁构件，支撑方式是下臂为铰支，上臂与象鼻梁铰接。该臂架各截面均为箱型梁，四边为钢拼方焊接而成，截面简图如图 3.16 示，其中各截面参数如表 3.4 所示，截面 2 个方向的中性轴分别为 y-y、z-z。

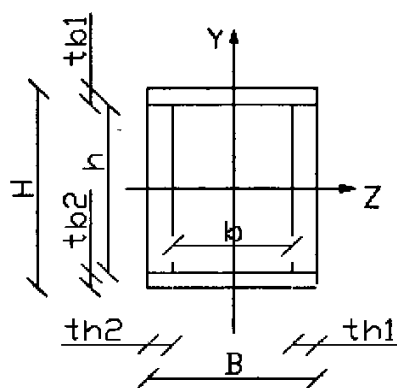


图 3.16 截面示意图

表 3.4 臂架截面主要参数

截面类型	区段(mm)	稳定性系数	箱型梁截面信息 (单位: mm)					
			B	H	tb1	tb2	th1	Th2
S13	20220-20600	53.2675	1436.4	1004.6	10	10	8	8
S14	17200-20220	63.6922	1203.6	1498.7	8	8	10	10
S15	13600-17200	64.1667	1423.9	1564.0	10	10	12	12
S16	10275-13600	67.061	1626.3	1627.3	10	10	12	12
S17	8275-10275	68.546	1782.1	1676.2	12	12	14	14
S18	6000-8275	74.5467	1907.2	1715.4	12	12	14	14
S19	3575-6000	80.2921	1928.0	1724.0	12	12	14	14
S20	0-3575	76.3741	2905.4	1299.7	12	12	10	10

截面类型是箱型梁，已知各个单元长细比 λ 可计算得到相应单元的稳定性系数 ϕ 。计算各工况整体稳定性的关键在于求解臂架的弯矩和挠曲变形。在变幅平面内，根据叠加原理可分别计算单独载荷作用时在各构件产生的内力和变形，然后将所有内力和变形

分别叠加,即得到所有载荷共同作用产生的总内力和总变形。对于臂架这一超静定结构,可用力法方程求解。即将支撑点隔离并代之以多余约束力得到静定结构。其中,在计算力法方程中的柔度系数和自由项而采用图乘法积分时,对于臂架则只计算弯矩对轴力的影响。求出弯矩之后,即可代入相应公式计算平面应力。

1) 双向偏心的公式比较

图 3.17 是规范推荐式(3.28)与雅辛斯基公式的计算结果对比。图中横坐标为单元号,纵坐标为该单元的轴向应力。

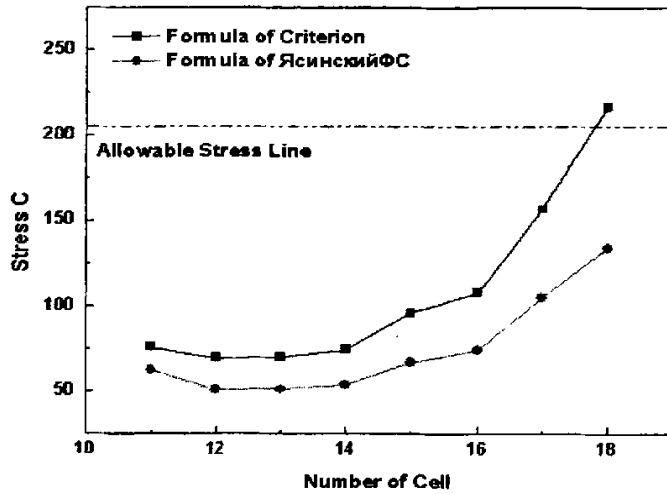


图 3.17 规范推荐式(3.28)与雅辛斯基公式的计算结果对比

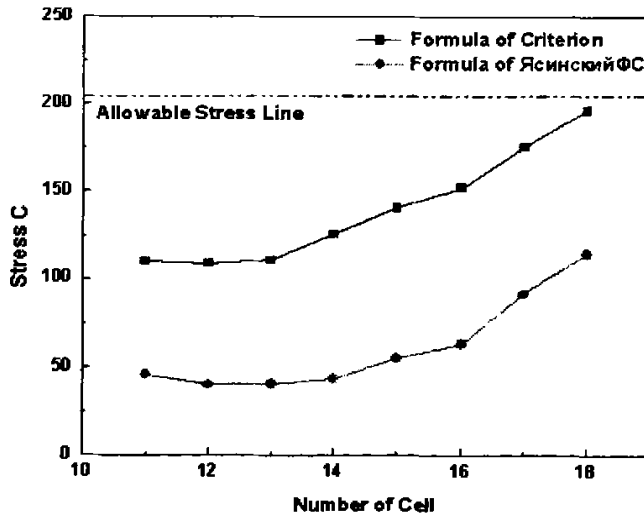


图 3.18 规范推荐式(3.29)与雅辛斯基公式的计算结果对比

通过计算,发现轴压稳定系数 ψ 都可以取为 1,因此可以用雅辛斯基公式进行计算。

从图 3.17 可见,由雅辛斯基公式计算得到的结果(只适合于杆件受压情况)普遍要小于规范推荐式的计算结果,这说明了规范推荐式是偏安全而简化式偏危险。在臂架和象鼻梁铰接处受力较大,由公式(3.28)可以看出,第二、第三项的系数 $1/(1-N_x/0.9N_E)$ 将增大,公式(3.28)的值将增大,因此两者的计算结果相差较大。仅在臂架的前半部分计算应力值还比较接近。而对于与象鼻梁连接的后半部分,虽然两者计算结果相差较大,但是基本小于材料的稳定性许用值,因此用雅辛斯基公式不会造成危险。

2) 单向偏心的公式比较

比较结果见图 3.18。比较图 3.17 和图 3.18 可知,两者在趋势上是一致的。由公式(3.29)计算得到的结果略大于公式(3.30)的计算结果,出现此情况是由于 X 方向的偏心应力与轴向应力及 Y 方向的偏心应力相反,经过叠加,应力反而增大。

3.3.3 小结

- 1) 当构件的截面较大时,实际的分析计算模型需按照梁单元进行简化,否则计算结果上误差较大。
- 2) 当构件位双向偏心受力且截面较大时,用规范推荐式(3.28)计算得到的结果与雅辛斯基公式计算的结果基本接近。使用后者,有利于提高效率。
- 3) 由工厂应用可知,简化公式已可满足工程使用需求,规范计算整体稳定性的方法偏于保守,使用此法计算可能导致材料的浪费,因为推荐工程应用使用简化公式,而将规范式作为校核的参考。

第四章 局部稳定性

4.1 局部稳定性概述

4.1.1 局部稳定性的定义

如第三章开头提到,稳定性问题都可概况为两类,第一类是具有平衡分至点的稳定性问题,其共同特点是当外载荷达到临界载荷后,构件存在着两者平衡形式,一种是保持原先变形性质的平衡形式;另一种是丧失原先平衡形式的稳定性,或叫屈曲。局部稳定性就属于此类问题。

图 4.1 分别给出了轴心受压构件(a)和受压平板(b)的平衡途径,对应于分至点 A 的载荷即为临界载荷,对应的压应力为临界应力。

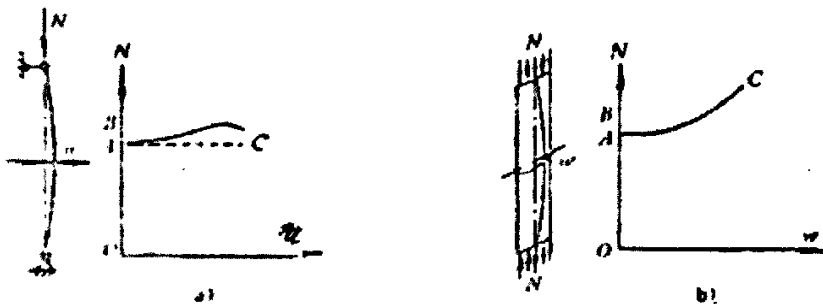


图 4.1 轴心受压构件和受压平板的平衡途径^[35]

实腹式压弯构件在载荷作用下,如果构件中某一部分板件在构件丧失整体稳定以前就发生局部屈曲变形以致失去承载能力,我们就称为实腹式压弯构件丧失局部稳定。由于局部屈曲将影响构件的整体工作性能和承载能力,因此,为了防止构件由于局部屈曲而过早地破坏,在设计实腹式压弯构件时,应该按下述原则来确定截面,即板件的局部屈曲抗力应该等于或大于整个构件的压屈抗力,也就是说局部稳定应是保证整体稳定的先决条件,为了工程设计工作的方便,各国钢结构设计规范偏于安全地采用规定板件许用宽厚比的办法(或采用纵向加劲肋来满足分格板件的宽厚比要求)来保证实腹式压弯构件的局部稳定性^[35]。

4.1.2 薄板局部失稳的概念

梁中薄板局部失稳的概念^[39]:由薄钢板支撑的工字梁和箱型梁,在载荷作用下梁的腹板和翼缘板受有正应力和剪应力作用,有的还受有局部压应力作用;压应力和剪应力

除产生强度问题外,还会引起薄板丧失稳定,使钢板发生波浪式翘曲曲面。

为提高薄板的邻接应力,需增加板厚或用加劲肋来加强。显然使用厚板不经济,而应多采用有加劲肋的结构。

加劲肋把薄板分割成许多巨型区格,加劲肋分刚性肋和柔性肋两种,刚性加劲肋的惯性矩较大,需满足一定要求,因此用刚性肋将板分隔成的各区格发生失稳翘曲时互不影响,只需按局部区格计算板的稳定性即可;柔性肋的刚性差些,它将随薄板一起屈曲,应按带肋板计算稳定性。

加劲肋分横向加劲肋(垂直于板长方向或压应力方向)和纵向加劲肋(平行与板长方向或压应力方向)两种,横向加劲肋都采用刚性肋,而纵向加劲肋可采用刚性肋也可用柔性肋(尤其使用于宽大的板)。

矩形板失稳时的临界应力与所受应力状态有关。矩形板受有均匀压应力、弯曲正应力、均匀剪应力、局部压应力和多种应力的联合作用^[34]。

受均匀压应力的简支矩形长板如箱型梁的翼缘板,失稳时对板的终面翘曲成若干个堆成的凹凸波形曲面,曲面之间不变形的直线成为节线,曲面长度为半波长,当曲面半波长等于板宽时临界应力最小,所以常用板宽和板厚来表征板的临界应力。

受弯曲正应力的板如梁的腹板,弯曲失稳时将翘曲成若干个不对称的波形曲面,波峰在受压区,曲面半波长约为 $0.7h_0$ (h_0 为腹板高度,即板宽,减少板厚或增大板宽就会降低临界应力)。

受剪应力的矩形板(腹板)将沿对角线方向失稳,产生倾斜的翘曲曲面,曲面被斜节线隔开,其倾斜角在 $35^\circ - 45^\circ$ 之间,根据板区格尺寸和板边嵌固情况而不同,其半波长度约为 $(0.9-1.25)h_0$,正方形区格(斜节线倾角约为 45°)的临界应力最大,无限长板的临界应力最小。

腹板边缘受非均匀分布的局部压应力作用,计算时换算成均布压应力,此局部压应力沿板宽(腹板高)呈曲线分布,板边最大,向板内部衰减很快,板在受压应力较大的上部发生丘状波形。

多种应力同时作用的板,失稳时翘曲的形状更为复杂。根据板的应力状态和失稳时翘曲的波形,可以确定采用何种加劲肋。对受剪应力大的腹板部位(简支梁的端部),应该用横向加劲肋(箱型梁则为横隔板)来加强,当横向加劲肋间距 $a=b$ 时,效果最好;对受弯曲压应力大的跨中腹板,应该采用纵向加劲肋加强受压区;同样对受均匀压应力的

板(如翼緣板),若不能滿足下述板的寬厚比時,也應該採用縱向加勁肋加強;對受局部壓應力作用的腹板,應用縱向和橫向加勁肋或再設置短加勁肋來加強。總之,加勁肋應設置在板翹曲最大的波峰區,以阻止板的變形,從而提高板的穩定性。

4.2 局部穩定性計算

4.2.1 箱型截面臂架的局部穩定性

由於箱形截面單臂架通常由薄板組成,如果這些薄板先局部失穩,可能導致臂架提前破壞,因此設計時要求薄板的局部穩定性不低於臂架的整體穩定性。要保證板的局部穩定性,就必須滿足板的臨界應力決定的寬厚比,但在實際工程中,為了合理使用材料,通常不一定採用較厚的板,而用設置縱、橫加勁肋來保證其寬厚比。

就目前製造門機而言,無論起重重量大小,人字架一般都採用箱形閉合結構,因此,在設計時均按照控制板件不失穩的要求布置縱橫肋板。

4.2.2 局部穩定性的計算原理

(1)母板的定義:

我們可以将構件的板件受力情况簡化為薄板受力問題加以研究。在彈性力學中指出,小撓度薄板有面內荷載與橫向荷載同時作用時,必須考慮中面力對橫向彎曲的影響,如果中面力是壓應力,必須考慮板的穩定性。

工字形截面翼緣板和腹板的受力情况^[38],如图 4.2:

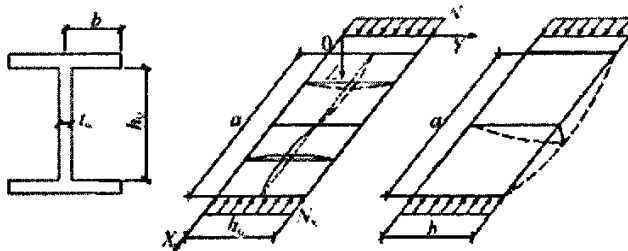


图 4.2 从左到右为:工字梁截面形状,腹板受力与弹性屈曲,翼缘受力与弹性屈曲

通常意义而言,腹板指的是中间那个直板,翼板是上下两端的板,如图 4.2 所示。但发现这样的粗略规范并不能很好地反应板件的受力。为此确定板两端的应力比值小于零,就是腹板;反之,就是翼板。

由上所述可知,局部稳定性不是针对具体构件,而是振动构件的某个薄板进行局部稳定性计算的。通常只需计算箱型梁截面或工字梁截面的板件局部稳定性。因此,对于工字梁,相当于要计算 3 次局部稳定性;箱型梁截面就要计算四次了。假设构件单元的

截面为箱型梁，把其中一个板件抽出当成母板，进行局部稳定性的计算演示，如图 4.3 示。

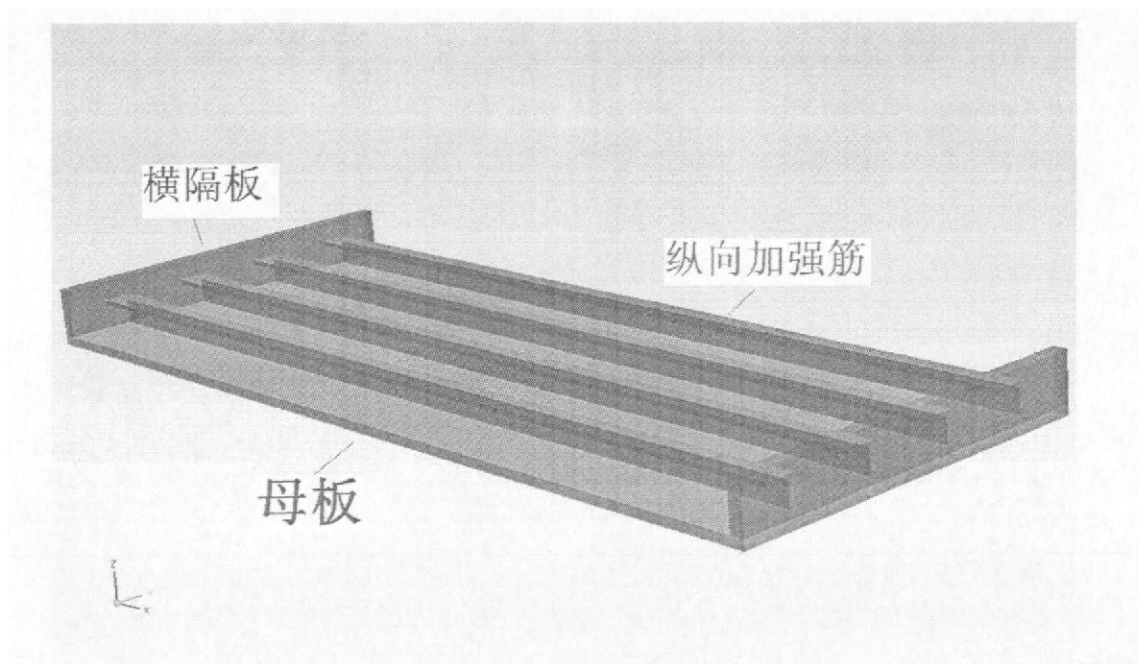


图 4.3 薄板局部稳定性计算示意图

(2) 板的临界应力

板的临界应力与板的应力状态，区格尺寸和板边的嵌固程度有关。^[33]

当板的区格分别受有压缩应力 σ_1 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 作用时，板的临界应力分别为：

$$\sigma_{1cr} = xK_{\sigma}\sigma_B \quad (4.1)$$

$$\tau_{1cr} = xK_{\tau}\sigma_B \quad (4.2)$$

$$\sigma_{mcr} = xK_m\sigma_B \quad (4.3)$$

式中 σ_{1cr} ——临界压缩应力，单位为 MPa；

τ_{cr} ——临界剪切应力，单位为 MPa；

σ_{mcr} ——临界局部压应力，单位为 MPa；

x ——板边弹性嵌固系数，一般 $x=1-1.26$ ，当对边受强筋的翼缘板或强纵向加劲肋嵌固时取较大值；

K_{σ} 、 K_{τ} 、 K_m ——四边简支板的屈曲系数，取决于板的边长比 $\alpha = a/b$ 和板边应力状态。

σ_E ——板的欧拉应力，单位为 MPa，按公式(4.4)计算：

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 = 18.6 \left(\frac{100\delta}{b}\right)^2 \quad (4.4)$$

式中 δ ——板的厚度，单位为 mm；

b ——区格宽或板宽，单位为 mm；

μ ——泊松比。

(3) 腹板局部稳定性验算^[40]

当腹板用加劲肋分隔成区格后，就可验算区格的稳定性。

通常梁的腹板同时受有弯曲压应力 σ_1 、切应力 τ 和局部压应力 σ_m 的作用，应验算腹板区格在符合应力作用下的局部稳定性。

矩形板在 σ_1 和 σ_m 同时作用下，其屈曲临界相关曲线与板的边长比 $\alpha = a/b$ 有关，当 $\alpha < 2$ 时，矩形板在 σ_1 、 σ_m 和 τ 同时作用下的等效临界复合应力按公式(4.5)计算：

$$\sigma_{i,cr} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}}\right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}}\right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{mcr}}\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2}} \quad (4.5)$$

式中 σ_1 、 σ_m 、 τ ——腹板(或区格)受压边的弯曲压应力、局部压应力和平均剪应力；

σ_{1cr} 、 σ_{mcr} 和 τ_{cr} ——对应于 σ_1 、 σ_m 、 τ 分别作用时腹板(或区格)的临界弯曲压应力、临界局部压应力和临界剪应力；

ψ ——腹板(或区格)中央截面两边缘上弯曲应力之比， $\psi = \sigma_2 / \sigma_1$ ， σ_1 和 σ_2 各带自己的正负号。

腹板稳定性也可用安全系数条件式表达或验算：

$$\frac{1}{\frac{1+\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}}\right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}}\right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{mcr}}\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2}} \geq n \quad (4.6)$$

应用上列公式是偏安全的。

当 $\alpha \geq 2$ 时，宜用下式计算等效临界复合应力：

$$\sigma_{i,cr} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}} \right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}} \right) \right]^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{mcr}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}} \right)^2}} \quad (4.7)$$

同理，其安全系数条件式为：

$$\frac{1}{\frac{1+\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}} \right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}} \right) \right]^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{mcr}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}} \right)^2}} \geq n \quad (4.8)$$

由上列式中可得特殊情况：

当 $\tau=0$ 、 $\sigma_m=0$ 时， $\sigma_{i,cr} = \sigma_{1cr}$ ；

当 $\sigma_1=0$ 、 $\sigma_m=0$ 时， $\sigma_{i,cr} = \sqrt{3}\tau_{cr}$ ；

当 $\sigma_1=0$ 、 $\tau=0$ 时， $\sigma_{i,cr} = \sigma_{mcr}$ ；

当局部压应力作用于腹板的受拉边缘(如悬伸梁腹板的上边缘)时， σ_1 与 σ_m 不相关，可在上列式中分别取 $\sigma_m=0$ 或 $\sigma_1=0$ 进行计算。

应当指出，当 σ_{1cr} 、 σ_{mcr} 和 $\sqrt{3}\tau_{cr}$ 中任一项值超过材料的比例极限值(取 $0.75\sigma_s$)时，均需按公式(4.9)进行修正后再代入上列公式中计算。当用式(4.5)或公式(4.7)计算时，若算得的 $\sigma_{i,cr}$ 又超过材料的比例极限值，则不再进行修正。

当任一单项临界应力都不超过材料比例极限，而计算的等效临界复合应力超过材料比例极限则需讲 $\sigma_{i,cr}$ 作一次性修正。

有时为方便计算，对超过材料比例极限的单项临界应力先不修正，在求得等效临界复合应力 $\sigma_{i,cr}$ 后再做一次性修正，但这种方法得到的只是近似结果的。修正计算式为：

$$\sigma_{cr} = \sigma_s \left(1 - \frac{\sigma_s}{5.3\sigma_{i,cr}} \right) \quad (4.9)$$

式中 σ_s ——钢材的屈服点；

$\sigma_{i,cr}$ ——板的等效临界复合应力或各单项临界应力 σ_{1cr} 、 σ_{mcr} 、 $\sqrt{3}\tau_{cr}$ 。

板的局不穩典型需用应力按以下两式计算：

当 $\sigma_{i,cr} \leq 0.75\sigma_s$ 时， $[\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{i,cr}}{n}$ ；

当 $\sigma_{i,cr} > 0.75\sigma_s$ 时, $[\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{cr}}{n}$;

式中 n ——安全系数, 取强度安全系数,。

腹板或区格的局部稳定性按下式验算:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma_{cr}] \quad (4.10)$$

若按上述公式验算不合格时, 可在腹板局部受压区用短加劲肋来加强, 当短加劲肋的间距取为 $a_1 \leq 60\delta$ (δ 为腹板厚度) 时, 在验算中则不必考虑局部压应力的作用, 即取 $\sigma_m = 0$ 。

4.2.3 局部稳定性的优化思想

由上面的章节可知, 计算局部稳定性的步骤非常繁复: 首先判断横向加劲肋是否必须, 然后判断板的类型, 最后再根据板的受力条件提取节点的相应应力进行计算, 其中还涉及各类情况的应力公式计算问题。仔细分析就会发现局部稳定性的验算逻辑图如图 4.4。为此, 我们可以抽取计算的共性, 简化验算过程如下:

整个截面按照截面类型划分为 n 块母板: 如箱形梁 4 块, 工字钢 3 块;

对一块母板验算横隔板的判断条件, 如间距 a 、外伸宽度 b_s 、厚度 t_s 、惯性矩 I_s 等;

对每一块母板, 验算纵向加劲肋的惯性矩 I_s ;

若纵向加劲肋的惯性矩 I_s 不合格, 则二次验算各区格和整板带纵加劲肋的复合应力; 若惯性矩合格, 则仅验算各加劲肋区格的复合应力。

由于局部稳定性是以横隔板截断的一块母板(上面分布了横隔板、纵向加强筋)作为考虑对象的, 而箱型梁和工字钢分别是 4 块和 3 块这样的母板。对每一块母板其处理检测过程是一致的, 所以应该抽象出母板类(如图 4.3 所示), 针对母板作局部稳定性分析。对于一块板而言, 对于每一类(A B C 三类)工况组合, 需要提取四组应力(包含上下两个正应力 Q_1 、 Q_2 和剪应力 T), 也就是[3][4][3]: 即三类载荷组合, 四组应力, 三个应力值, 见表 4.1:

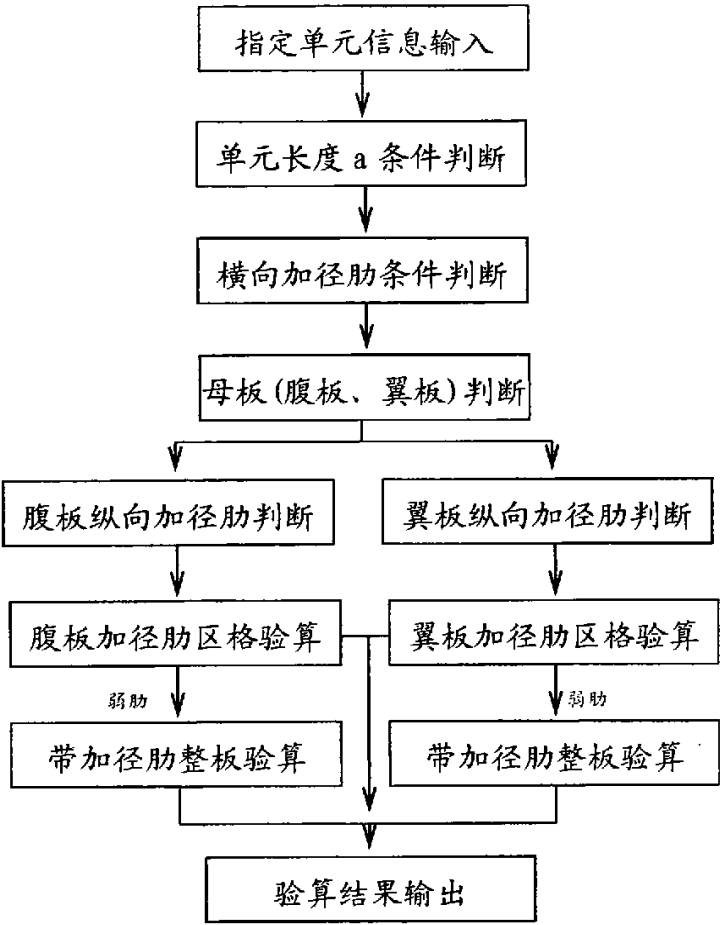


图 4.4 验算逻辑图

表 4.1 单载荷组合的母板应力提取值

幅度工况组	σ_1	τ	σ_2
1(i 端)	σ_{i1max}	τ_i	σ_{i2}
2(j 端)	σ_{j1max}	τ_j	σ_{j2}
3(i 端)	$\sigma_{i1'}$	τ_{imax}	$\sigma_{i2'}$
4(j 端)	$\sigma_{j1'}$	τ_{jmax}	$\sigma_{j2'}$

对于这四组应力计算出相应的各区格以及整板带加强筋局部稳定性 σ 和许用 $[\sigma]$ 。如图 4.6，对箱形梁来说，需要提取 1、5、9、13 共 4 个角点正应力数据，以及 Q_y 、 Q_z 的剪力。对于 tb_1 板，为 1、13 点，对于 tb_2 板，为 5、9 点，对于 tb_1 板，为 1、5 点，对 tb_2 板，为 13、9 点。

如图 4.7 对于工字钢，需要提取 1、4、7、10、3、9 点正应力，以及 Q_y 、 Q_z 剪力，对于 tb_1 板，为 10、7 点，对于 tb_2 板，为 1、4 点，对于 tb 板，为 3、9 点。

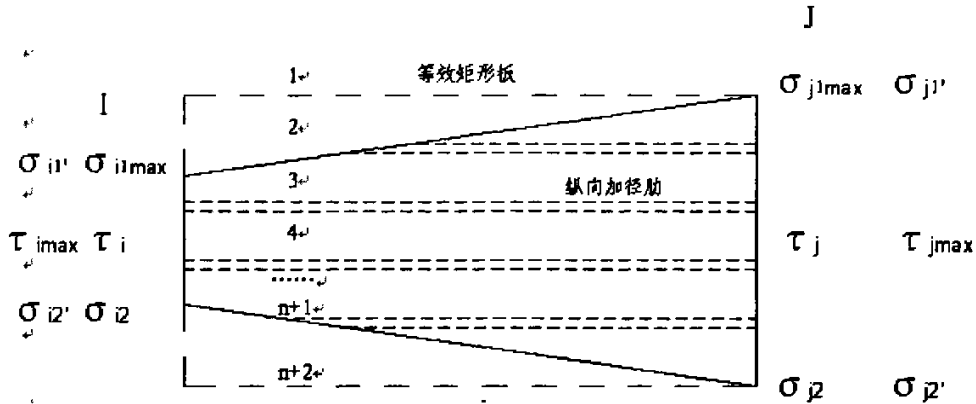


图 4.5 母板的等效矩形板示意图

至于纵向加强筋是不等间距分布的，需按照从上到下，从右到左的顺序进行位置输入。当板的两端几何尺寸不一致的时候，为了使计算结果趋于安全，取板宽度较大一段，厚度取平均值。需要特别提出的是，在计算单个步幅，单类载荷工况组合的时候，计算过程是这样的：首先，在 AB 中找出各自最大压应力， σ_A 、 σ_B ，比较大小，找出大的 σ 对应的幅度和工况，取出该幅度和工况对应的 σ_A 、 σ_B 以及 τ_1 作为此次计算的 σ_1 、 σ_2 、 τ 。然后，对 J 端重复 I 端的思路。再者，在 I 端中找出最大的剪力对应的幅度和工况，取出该幅度和工况对应的 σ_A 、 σ_B 以及 τ_1 作为此次计算的 σ_1 、 σ_2 、 τ 。同样，对于 J 端重复 I 端的思路。最后循环所有步幅，进而循环三类载荷工况组合。

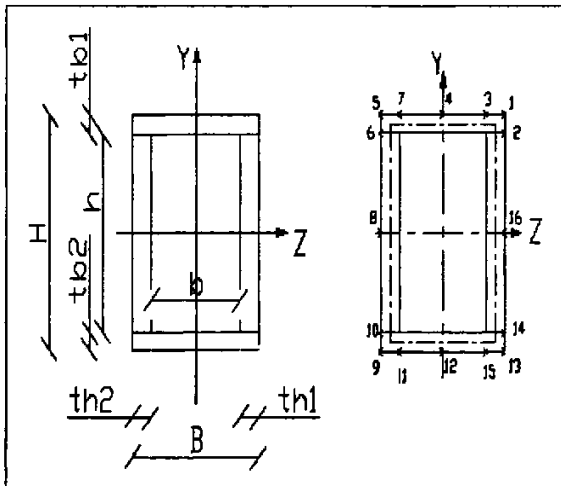


图 4.6 箱型梁截面的应力取值点图

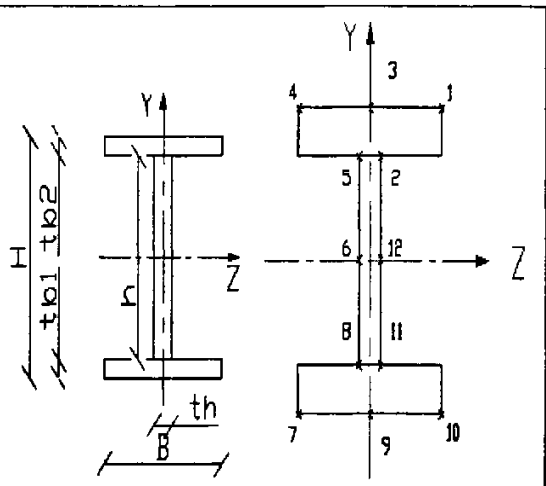


图 4.7 工字梁截面的应力取值点图

4.2.4 区格的验算过程

我们在计算的时候，不论是计算整板的验算还是单区格时，可以把整板视为一个大区格来进行计算。^[41]为此，我们只介绍区格的验算过程：

区格的受力情况大致分为四种：第一种是纯剪切情况；其次是区格处于均匀压缩或不均匀压缩受力情况；再者是纯弯曲或以拉为主的弯曲的受力情况；最后是以压为主的弯曲情况。不同的受力情况，分析过程是一致的，只是最后推导出来的公式有所不同，先只列出纯剪切理论和以压为主的弯曲两种受力情况：

(1) 纯剪切下理论临界折算应力 $\sigma_{i,cr}$ 和局部稳定性许用应力 $[\sigma_{cr}]$ 计算：

当： $\min[\sigma_1, \sigma_2] > 0$ ，板不受压，取 $\sigma_1 = \sigma_2 = 0$ ，对应纯剪切下的屈曲系数计算，即

特殊情况： $\sigma_1 = 0$ ， $\sigma_m = 0$ ；临界复合应力 $\sigma_{i,cer}$ ： $\sigma_{i,cer} = \sqrt{3} \times \tau_{i,cr}$ ；

区格的屈曲系数 K_r 由边长比 α 的数值确定：

即若边长比 $\alpha = \frac{a}{b} \geq 1$ ， $K_r = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$ ，否则： $\alpha = \frac{a}{b} < 1$ ， $K_r = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$ ；

τ_{cr} 的计算：

由 K_r 和 σ_E 求出 τ_{cr} ： $\tau_{cr} = \chi \times K_r \times \sigma_E$ ， χ 为常数；

$\sigma_{i,cr}$ 的计算：

$$\sigma_{i,cr} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{i,cr}} \right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{i,cr}} \right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{mcr}} \right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}} \right)^2}} \quad (4.11)$$

式中， $\psi = \sigma_2 / \sigma_1$ 为板边两端应力比， σ_1 、 σ_2 各带自己的正负号。

只有剪应力作用时取 $\sigma_1 = 0$ 、 $\sigma_m = 0$ ，上式则简化为：

$$\sigma_{i,cr} = \tau_{i,cr} = \frac{\sqrt{3\tau^2}}{\sqrt{\left(\frac{\tau}{\tau_{cr}} \right)^2}} = \sqrt{3} |\tau_{cr}| \quad (4.12)$$

纯剪切情况下的局部稳定性许用应力 $[\sigma_{cr}]$ 的计算：

当 $\sigma_{i,cr} \leq 0.8\sigma_s$ 时： $[\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{i,cr}}{n}$ (n 对应 ABC 三类载荷组合取相应的值)；

当 $\sigma_{i,cr} > 0.8\sigma_s$ ， $[\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{cr}}{n}$ ， σ_{cr} 为折减临界应力，计算公式如下：

$$\sigma_{cr} = \sigma_s \times \left(1 - \frac{1}{1 + 6.25 \times m^2} \right) \quad (4.13)$$

其中 σ_s 为材料的屈服极限, m 为大于 $0.8 \sigma_s$ 的临界复合应力与材料屈服点之比值,

$$m = \frac{\sigma_{i,cr}}{\sigma_s};$$

(2)以压为主的弯曲下 $\sigma_{i,cr}$ 和 $[\sigma_{cr}]$ 计算:

当 $-1 < \psi < \frac{\sigma_2}{\sigma_1} < 0$, 式中, $\sigma_2 = \max[\sigma_1, \sigma_2]$, 区格处于以压为主的弯曲情况:

区格的屈曲系数 K_σ 、 K_τ 的确定:

若 $\alpha \geq 1$, 则 $K_\sigma = (1 + \psi) \times K_{\sigma'} - \psi \times K_{\sigma''} + 10 \times \psi \times (1 + \psi)$, $K_\tau = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$; 式中, $K_{\sigma'}$

为 $\psi=0$ 时的屈曲系数, $K_{\sigma''}$ 为 $\psi=-1$ 时的屈曲系数。查找 3811 规范, 可知 $\psi=0$, 则

$$K_{\sigma'} = \frac{8.4}{1.1}, \quad K_{\sigma''} = 23.9;$$

若 $\frac{2}{3} \leq \alpha < 1$, 则 $K_\sigma = (1 + \psi) \times K_{\sigma'} - \psi \times K_{\sigma''} + 10 \times \psi \times (1 + \psi)$, $K_\tau = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$; 式中,

$$K_{\sigma'} = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha} \right)^2 \times \frac{2.1}{1.1}, \quad K_{\sigma''} = 23.9;$$

若 $\alpha < \frac{2}{3}$, 则 $K_\sigma = (1 + \psi) \times K_{\sigma'} - \psi \times K_{\sigma''} + 10 \times \psi \times (1 + \psi)$, $K_\tau = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$; 式中,

$$K_{\sigma'} = \left(\alpha + \frac{1}{\alpha} \right)^2 \times \frac{2.1}{1.1}, \quad K_{\sigma''} = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6 \times \alpha^2;$$

$$\alpha = \frac{a}{b} < \frac{2}{3}, \begin{cases} K_\sigma = (1 + \psi) \times K_{\sigma'} - \psi \times K_{\sigma''} + 10 \times \psi \times (1 + \psi) \\ K_\tau = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2} \end{cases}$$

σ_{lcr} 和 τ_{cr} 的计算:

$$\sigma_{lcr} = \chi \times K_\sigma \times \sigma_E, \quad \tau_{cr} = \chi \times K_\tau \times \sigma_E;$$

$\sigma_{i,cr}$ 的计算:

$$\sigma_{i,cr} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \times \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}}\right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \times \frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{mcr}}\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2}} \quad (4.14)$$

取 $\sigma_m = 0$ ，则有

$$\sigma_{i,cr} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \times \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}}\right) + \sqrt{\left(\frac{3-\psi}{4} \times \frac{\sigma_1}{\sigma_{1cr}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2}} \quad (4.15)$$

局部稳定性许用应力 $[\sigma_{cr}]$ 的计算：

当 $\sigma_{i,cr} \leq 0.8\sigma_s$ 时： $[\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{i,cr}}{n}$ (n 对应 ABC 三类载荷组合取相应的值)；

当 $\sigma_{i,cr} > 0.8\sigma_s$ ， $[\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{cr}}{n}$ ， σ_{cr} 为折减临界应力，计算公式如下：

$$\sigma_{cr} = \sigma_s \times \left(1 - \frac{1}{1 + 6.25 \times m^2}\right) \quad (4.16)$$

其中 σ_s 为材料的屈服极限，m 为大于 $0.8\sigma_s$ 的临界复合应力与材料屈服点之比；若区格的局部验算不通过，则需要进入对带有加强肋板的板进行稳定性验算。

(5) 区格两端计算点的应力取值

如图 4.5，分别计算板两端和板上加劲肋板对应的点的正应力值，共 $n+2$ 个值，在同一类组合工况中(共 ABC 三类组合工况)全变幅位置情况下，分别取各个点的最小正应力值(负值表示压应力)，记录其对应的工况号和变幅位置号；各点的最小正应力值对应区格的两端压(或拉)应力，用于区格局部稳定性许用应力 $[\sigma_{cr}]$ 计算和各点的复合应力计算，

满足条件 $\sqrt{\sigma_{\pm}^2 + 3\tau_{平均}^2} \leq [\sigma_{cr}]$ 即通过验算。

4.3 局部稳定性的结果分析

4.3.1 计算条件

仍取 1638 门机为计算机型，设定计算局部稳定性的相关参数^{[42][43]}：

取象鼻梁的头部单元 A-11 为计算单元，横隔板厚度为 20mm，I 端隔板距 I 端距离为 100mm，I 端隔板 (KYI) Y 向延伸 75mm，(KZI) Z 向延伸 75mm；J 端隔板距 J 端距

离 100mm, J 端隔板 (KYJ) Y 向延伸 75mm, (KZJ) Z 向延伸 75mm。如图 4.8 所示:
加劲肋为角钢, 均布个数为 2。如图 4.9 所示:

Y 向参数为: $L1=50$, $L2=50$, $t1=10$, $t2=10$, 单位 mm;

Z 向参数为: $L1=50$, $L2=50$, $t1=10$, $t2=10$, 单位 mm;

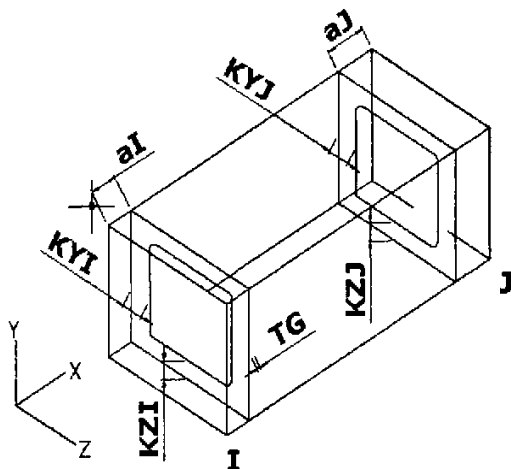


图 4.8 横隔板示意图

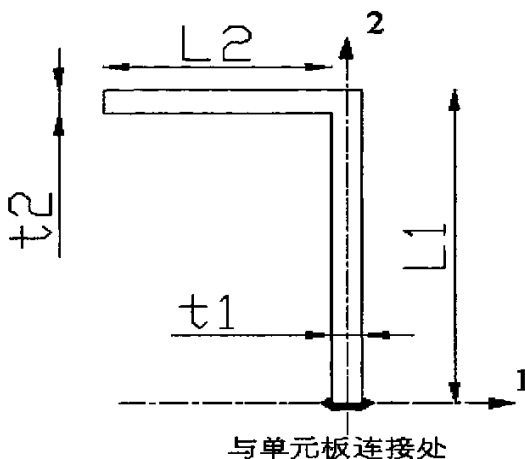


图 4.9 角钢示意图

4.3.2 计算准则

按照图 4.5 取值, 计算准则如下:

第一组取 I 端的正应力进行计算, 对应取值的原则是找到 I 端的最大剪应力 $\tau_{i\max}$ 对应的 σ_{i1} , σ_{i2} ; 第二组取 J 端的正应力进行计算, 对应取值的原则是找到 J 端的最大剪应力 $\tau_{j\max}$ 对应的 σ_{j1} , σ_{j2} ; 第三组取 I 端的纯剪情况进行计算, 对应取值的原则是找到 I 端最大的正应力 $\sigma_{i1\max}$ 对应的 τ_i, σ_{i2} ; 第四组取 J 端的纯剪情况进行计算, 对应取值的原则是找到 J 端最大的剪应力 $\sigma_{j\max}$ 对应的 τ_j, σ_{j2} 。

4.3.3 结果及分析

如图 4.10, 把第一组和第二组同是找到该端最大剪应力情况下的板两端的应力值进行比较, 发现由于是加劲肋均布的关系, 板两端的受力情况十分接近, 受力均匀。

如图 4.11, 则是把第三组和第四组同是纯剪情况下的板两端的应力值进行比较, 发现 J 端的应力值普遍比 I 端的值高, 究其原因是因为在单元 A-11 的 J 端接近象鼻梁的三角地带, 此处焊接应力增大。但其纯剪情况出现的可能性很低, 把这两组受力情况进行比

较只是为了更全面的分析和对比。

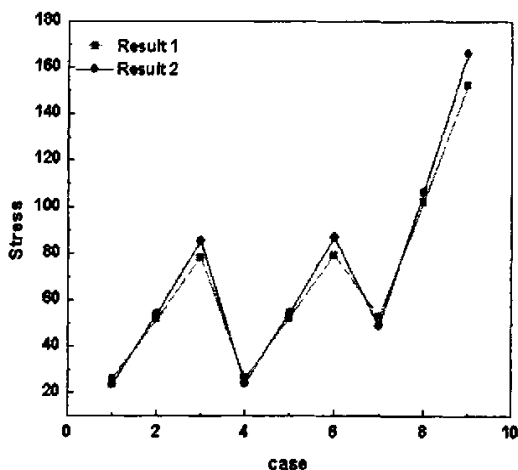


图 4.10 同为正应力情况下的板两端的受力情况

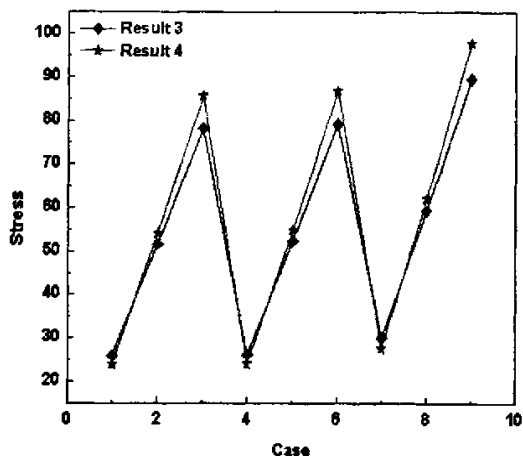


图 4.11 同为纯剪情况下的板两端的受力情况

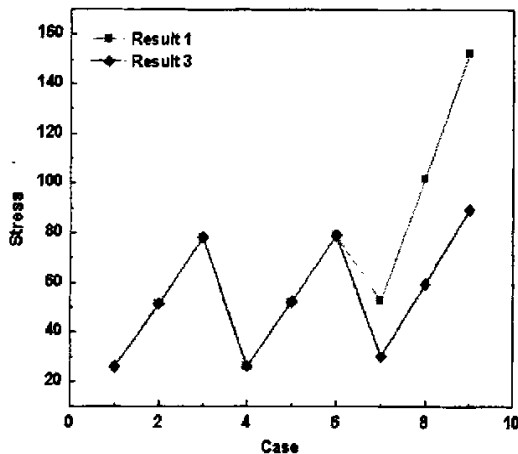


图 4.12 在板 I 端的不同的受力情况

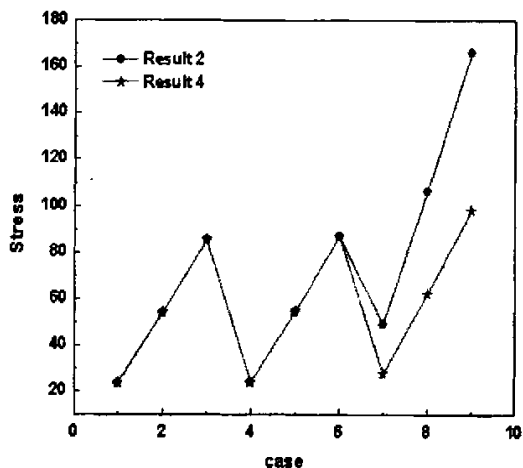


图 4.13 在板 J 端的不同的受力情况

如图 4.12, 把 I 端的两者受力情况进行比较, 发现在最大剪应力的情况下, 载荷组合为 A 类和 B 类的情况下, I 端的正应力值和纯剪情况基本一致; 但若载荷组合变为 C 类的时候, I 端的正应力值迅速急升, 在三区格的数值更是提高到 166MPa, 十分接近板的许用应力值, 板有可能发生屈曲。究其原因, 是 C 类载荷的特殊载荷具有较多的不定性, 当特殊载荷如地震载荷添加后, 板的正应力值就增大将近一倍。

如图 4.13, 是把 J 端的两者受力情况进行比较, 结果和图 4.12 类似, 在此不再复述。

第五章 总结与展望

5.1 总结

四连杆结构的整体稳定性和局部稳定性的计算和校核，是门座起重机设计计算中重要的环节。笔者在完成门座起重机四连杆结构分析系统的稳定性模块的开发基础上，完成了对局部稳定性和整体稳定性的验算做了几方面的分析和研究，为系统的开发数据的准确性提供了理论基础支持。

本文归纳总结了整体稳定性和局部稳定性的常规校验算法，对载荷计算起关键作用的超越方程的算法进行了优化，并给出了拟合方程，方便技术人员在无系统情况下可以完成校核计算结果。同时提出了对起升动载系数的计算参数进行修正。在载荷的合理分配的前提下，总结了系统的整体稳定性计算方法，并通过算法优化，在不同工况，不同步幅情况下寻找出构件的最大应力点及危险点。为了进一步了解整体稳定性的趋势，我们以整体稳定性计算得到的系列应力数值建立模型，希望能找出对构件破坏或影响最大的情况；通过分析载荷和步幅的变化情况，寻找应力变化的规律。实践表明，本文提出的技术和方法可以有效应用于门座起重机四连杆结构计算的开发，所开发的软件系统的计算结果准确性得到了厂家相关专家的认可。同时为了确保构件不发生屈曲失稳现象，本文分析了局部稳定性的影响因素，提出了优化局部稳定性计算的思想。本文的研究内容为以后起重机专用分析系统增加稳定性计算子系统提供了实例参考，为搭建类似的工程集成软件也有一定的参考作用。

通过这项研究课题，笔者对四连杆结构的稳定性计算方法有了较全面的研究，同时加深了对薄板理论的理解，对软件设计也有了更深刻的理解。稳定性分析是一个复杂而反复的过程，虽然笔者在工作中尽量做到精益求精，但错误、疏漏肯定难以避免，稳定性分析模块还需要进一步的完善和扩充。同时，虽然本文试图清晰、详尽地分享稳定性的优化思想，但因水平有限，难免有不尽如意的地方，恳请各位专家、读者能够给予批评和指正。

5.2 展望

基于门座起重机四连杆结构分析系统的开发工作已于4月基本完成。在整个过程中，笔者深感理论与应用的距离，在完成稳定性模块的分析需要非常扎实和深厚的力学基础，同时也需要对起重机这类机械的运作情况有深刻的理解以及各个方面的知识。为此，

笔者请教了相关行业的高工，同时也得到了项目组的时刻关怀和帮助。在完成整个模块分析之时，鉴于时间和能力有限，笔者有如下一些想法没能实现，分列如下：

1. 在载荷计算章节中，通过比较不同步长，发现拟合方程的最小误差值是发生在步长为 0.5 米的时候，此时的近似计算结果也是和实际最吻合的，笔者在小结时建议在变幅步长的选择当中， $[0.5,1]$ 为有效范围，建议取 0.5 米或者 1 米进行校核。若超出此范围，需重新拟合方程。若想扩大方程的适用范围，可以尝试多机型的工况进行拟合，再确定更合适的方程参数，并用实验去校核方程系数的适用范围。
2. 在分析起升动载系数的时候，笔者主要是通过比较各国规范的计算公式推导出修正结论，并直接在系统中运用。为进一步精确此系数的范围，可以考虑用系统来进行计算：通过修改变幅位置和起升动载系数，通过得到的疲劳和稳定性的系列数据去反馈该系数的取用是否过于保守。
3. 既然各国的规范在计算整体稳定性使用的是不同的公式，为增加系统的包容性和准确性，可以把公式 3.31 也加入模块中去，并把计算结果的对比展示在系统中，方便使用不同规范的用户进行查找和分析。鉴于上海重工有限公司目前是有使用一套内部的优化系统的，可以考虑把其中的数据导入到系统，在此基础上进行稳定性的验算，能更好地得出有效的数据。同时可以和工厂的老工程师交流，创建专家系统，可以对稳定性的分析结果进行修改和纠正。
4. 由于起重机的结构和载荷情况较为复杂，按照 GB3811 规范进行整体稳定性和局部稳定性的验算，工作量很大。因此选择的实例是常见机型，具有一定的代表性，但计算仅为一例，计算得到的结论可能有一定的局限性；对同类机型是否具有普遍的共性，尚有待于今后对更多的实例进行计算和研究。
5. 在计算局部稳定性的时候是把母板提取出来并简化为矩形板进行获取应力值，近似模型的计算值是符合工程应用的，但是偏保守。在扩展系统的相应功能的时候，可以考虑把简化模型进行修改，把母板的形状精确化，考察计算值是否通过校核，和近似模型的计算值差别在何处，由此可给出母板计算的修正系数以便技术人员使用。

参考文献

- [1] 陆国贤,倪庆兴.门座起重机设计[M]北京:人民交通出版社,1985
- [2] 港口轮胎起重机支腿梁局部和整体稳定性研究[D]西南交通大学,2007
- [3] Trahair, N.S.and Bradford, M.A.The Behaviour and Design of Steel Structure, Revised 2nd.Chapman and Hall, London, 1991
- [4] Kato.B.Deformation Capacity of Steel Structure.J.of Construct.Stell Research, 17,1990
- [5] 陈骥.钢结构稳定理论与设计[M]北京:科学出版社,2006,
- [6] 邱栋良.国内外起重机发展动态[J]起重运输机械, 2007 (08) ,3-5
- [7] Galabos,T.V.ed.Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures, 5th.Ed.John Wiley & Sons,1998
- [8] S.铁摩辛柯.弹性稳定理论[M]北京:科学出版社, 1958
- [9] 荣国瑞.箱形薄壁结构的局部稳定性分析方法[J]河北建筑工程学院学报,1999(3), 4-6
- [10]任伟新,曾庆元. 钢压杆稳定极限承载力分析[M]北京:中国铁道出版社,1994
- [11]沈红高.薄板构件若干稳定性问题[D]上海海事大学, 2003
- [12]AISC. Specification for structural steel buildings[R], 2005
- [13]张峰. NX Nastran 基础分析指南[M]. 北京:清华大学出版社, 2006.
- [14] Development of Design Automation Software for Crane Design with F.E.M, Rules. Proceedings of the 1992 ASME International Computer in Engineering Conference and Exposition, 1992. Aug.U.S.A.
- [15]GB/T3811-1983《起重机设计规范》修订版(送审稿)[R], 2007
- [16]宋传增. 塔式起重机的载荷优化计算[J]山东机械,2001(2),24~26
- [17]王美成. 100 吨汽车起重机转台的有限元计算与分析[J]工程机械 , 2005,(08)
- [18]黄崇斌. 用 Excel 软件进行起重机总体设计[J]计算机辅助工程,2000(12),75~78
- [19]刘极峰. 计算机辅助设计与制造[M]北京:高等教育出版社,2004, 180-207
- [20]陈晓明, 郑荣, 张亮有. 基于特征的门式起重机 CAD 方法[J]太原重型机械学院学报, Vol.21, No3, 201~20
- [21]同济大学数学教研室. 高等数学[D] 北京:高等教育出版社, 1996,120~150
- [22]李有法. 数值计算方法[D]. 北京:高等教育出版社, 2003, 12~65.
- [23]夏拥军,陆念力.关于水平臂式塔机起升动载系数 ϕ_2 的一点讨论[J]工程机械,2005 (2) ,32~37

- [24]穆远东,陆念力.水平臂式塔式起重机起升动载系数分析[J]建筑机械,2004(01),83~85
- [25]ISO 8686-1:1989 Crane-Design principles for loads and load combination-Part 3:General, 1989
- [26]DIN 15018-1 Cranes steel structures verification and analyses,1987.
- [27]港口起重机设计规范[R], 2007
- [28]邱向荣, 陈炽坤. 基于 VB 的 ANSYS 二次开发在起重机设计中的应用[J]起重运输机械, 2007(5), 41~43
- [29]胡宗武, 顾迪民. 起重机设计计算[D]. 北京: 北京科学技术出版社, 1989, 13~52.
- [30]周晓玲.塔式起重机塔身稳定性计算[J]建筑机械化,2005(06),24~26
- [31]崔华伟, 徐长生.桥式起重机桥架结构参数化设计与有限元分析[J]起重运输机械, 2007, (7), 21~23
- [32]张连文,马新敏.双吊点塔式起重机臂架整体稳定性计算[J]起重运输机械,2004(02),16~18
- [33]冯锡安,董良才.集装箱桥机结构稳定性改善的若干问题研究[J]中国工程机械学报,2004(10),444~448
- [34]朱洪雷.起重机械安全隐患与缺陷的统计分析[J]起重运输机械,2003(08),11~14
- [35]徐克晋.金属结构[M]济南:机械工业出版社,150-170
- [36]宋光明.全液压汽车起重机稳定性影响因素分析[J]化工建设过程, 2001, Vol.23 No.4,17-22.
- [37]李增刚.Nastran 快速入门与实例[M]北京: 国防工业出版社,2007, 9-15
- [38]陈光烁.建筑幕墙横梁的局部稳定性分析[J]2007(07),8-15
- [39]陆万明,罗学富.弹性理论基础(下册) [M]北京: 清华大学出版社,施普林格出版社,2001
- [40]胡建伟,盛宝安.客运专线架桥机主梁的局部稳定性分析[J]工程机械,2005(9)
- [41]Wakabayashi, M., Nonaka, T. and Nishikawa, K.An Experimental Study on the Buckling of Circular Welded Tubes. Disaster Prevention Research Institute Annuals, No.12A,March, 1969
- [42]Masao Saitoh, et al. A Study on Structure Characteristic of Beam String Structure.Part II:Behavior for Additional Load. Summaries of Technical Papers of Annual Meeting Architectural Institute of Japan, 1987
- [43]Masao Saitoh, et al. A Study on Structure Characteristic of Beam String Structure.Part III:Loading Test of bss considering Boundry Conditions. Summaries of Technical Papers of Annual Meeting Architectural Institute of Japan, 1987

附录：作者攻读硕士学位期间科研工作情况

发表论文：

1. 李珩, 童水光, 舒胜宏, 严正宏, 葛俊旭, 李春木. 门式起重机载荷计算方法的研究. 现代机械. 已录用待发表
2. 严正宏, 童水光, 李珩, 葛俊旭. 基于 Nastran 的门式起重机专用有限元系统开发. 现代机械. 已录用待发表

完成的科研项目：

与上海港机重工有限公司合作开发“门座起重机四连杆结构分析系统”。负责完成载荷计算模块和整体稳定性模块的开发，协助完成局部稳定性模块开发。

此项目隶属上海市“创新行动计划”产学研联盟专项，上海市装备制造业企业数字化开发支撑技术研究及其应用示范(编号：07DZBZ11309)。

作者简介：

李珩，女，1983 年生于广东省清远市。2006 年毕业于华南理工大学过程装备与控制工程专业，获得学士学位。2006 年 9 月起于浙江大学化工过程机械专业攻读硕士学位，研究方向为门座起重机载荷和稳定性的分析。

致 谢

在此论文完成之际，谨向我的母校求是园，所有指导、帮助和关心过我的师长、同学、朋友和亲人致以衷心的感谢。

首先，我要衷心感谢我的导师童水光教授！在浙大的近两年来，童老师在科研学习方面为我创造了良好的条件，并给予很多无私的帮助。同时，童老师在学术上积极创新的开拓风格、在事业上锐意进取的执着精神、在分析事物时独到的眼光，是我永远学习的榜样！

我特别需要感谢的是港机项目组的成员！他们分别是上海港机重工有限公司的李春木工程师以及 CAD 实验室的葛俊旭博士，严正宏博士，赵琼博士，舒胜宏硕士。李工渊博的专业知识以及严谨的态度是项目顺利完成不可或缺的充要条件。葛博士严谨而细致的治学态度，对项目的一丝不苟使我获益良多；严正宏博士对理想的执着及幽默的生活态度使我对平衡生活和工作有了新的看法；赵琼博士清晰的逻辑思维令我留下了深刻的印象；舒胜宏硕士独特的快速求解能力帮助我攻克了工作中的很多难点。是您们，令我感受到了团队的温暖和重要。

衷心感谢化机所的郑津洋老师、金涛老师、贺世正老师、蔡娥老师、钟崑老师。他们对我的研究工作提供了不少的帮助以及中肯的建议。感谢化机 CAD 实验室的各位师兄、师姐、师弟、师妹，他们是周鸿波博士、刘岩博士、赵科博士、徐立博士、张响博士、吴燕玲博士，余跃博士，周懿博士，谢金芳博士，苏亮硕士，卢超硕士，李坤硕士，马海波硕士。感谢他们对我的帮助和鼓励以及一起分享求学道路上的快乐。

感谢全体化机 06 级的同学；感谢我的室友张雁冰、平芳、马圆圆；感谢我的好友王保清、李玲、林挺萃、suney、肖成梁等，我们一起在浙大留下了最美好的回忆！

最后要和我的父母和姐姐说一声谢谢，是您们宽容的心让我能无忧地在外求学多年，您们无微不至的关怀令我有了一颗感恩的心。感谢您们的支持和理解！同时也要感谢我的男友陆湛泉，感谢您的包容和体贴，感谢您和我一起分享生活的点点滴滴！

衷心感谢百忙中抽出宝贵时间参加论文评审和答辩的各位专家学者！感谢您们的意见和指正。

李 珩

二零零八年 五月

于浙江大学 求是园