

摘 要

汽车制动系统是汽车重要的系统之一，制动性能直接关系到交通安全，是汽车安全行使的重要保障。本课题根据“技术先行，实用第一”的基本原则，以车辆制动系为研究对象，根据对当前汽车使用的液压式制动系统进行结构分析，选取一种典型的制动系统，基于 Pro/E 软件完成了其实体建模，采用 Ansys 软件对其关键重要部件（简称关重件）进行了强度分析，然后，以 Visual Basic6.0 为开发语言，Access2000 为基础数据库，在 Windows2000 平台上开发出了一套汽车制动系统设计计算及性能仿真软件系统。

在制动系统的实体建模部分，讨论了建模工具的选择、建模策略等技术要点，给出了基于 PRO/E 的制动系统零部件的三维 CAD 模型。

在制动系统的零件强度分析部分，基于有限元思想和 ANSYS 软件，对制动蹄、制动底板、制动钳钳体等关重件进行了有限元分析，并依据得出的应力应变图，给出了零部件的设计建议。

制动系统设计计算及性能仿真分析软件的编制是本课题的最重要部分，软件包括汽车理想制动状态设计计算模块、汽车前、后轮理论最大制动力矩设计计算模块、比例阀设计计算模块、行车制动器设计计算模块、总泵真空助力器设计计算模块、应急和驻车制动器计算模块、制动器制动系统校核设计计算模块、性能仿真分析模块、制动器关重件强度数值仿真计算模块。设计时，以软件工程思想为基础，提出了“制动系统设计计算及性能仿真分析软件系统”的总体框架体系，进行了系统的可行性分析，确定了系统的开发方案，给出了各子模块的计算内容和流程图，并编制了制动系统设计资料库。通过实例验证了系统的正确性和实用性。

关键词：制动系统 设计计算 性能仿真 CAE

ABSTRACT

The brake system is one of the most important systems for a vehicle, that is related to the traffic safety and was the main guarantee for safe driving. In this paper, “technique precedence, practical first” was regarded as basic principle, and the brake system was taken as the research object, and structure analysis for hydraulic brake system of current vehicle was carried out, a typical brake system was selected and its solid modeling was finished based on Pro/E software. Strength Analysis of its important parts were carried out by ANSYS software. In this paper, using Visual Basic6.0 as the developing language and Access 2000 as database respectively, and developing a software of vehicle brake system calculation and performance simulation was on Windows 2000.

In the solid modeling of the brake system of the paper, the tools for modeling, modeling strategy and some other technical points were discussed, and the 3-D models of the brake system parts were obtained based on Pro/E software.

In part of strength analysis for the brake system, basing on the FEA idea and ANSYS software, finite element analysis on some important parts ,such as brake shoe, brake plate, brake clamp body were carried out. According to the obtained stress-strain graphs, some advices on the parts design were given.

In this paper, the most important part is the compiling of the software of brake system design calculation and performance simulation. The software contains vehicle ideal brake calculation module, vehicle front and rear wheels maximum brake torque calculation module, proportioned valve design calculation module, driving brake design calculation module, main pump booster design calculation module, urgent and parking brake calculation module, brake system checking calculation module, performance simulation analysis module and important brake parts strength simulation calculation module. Based on the software engineering principle to design it, the general frame system of “software system of brake system calculation and performance simulation analysis” was put forward, and the feasibility of the system was analyzed, the developing scheme was ascertained, and the calculating contents and flow charts of sub modules were presented. The database of brake system was also compiled. One embodied example was given to testify the validity and practicability.

KEYWORDS: Brake system; Design calculation; Performance simulation; CAE

第 1 章 绪论

1.1 前言

汽车作为现代文明的标志之一,已成为必不可少的生产工具和生活资料,同时也成为一个国家或地区科学技术水平的一个重要标志。据国家统计局统计公报,至 2007 年末,我国民用汽车保有量已达到 5697 万辆(包括三轮汽车和低速货车 1468 万辆)。而专家预测,近年将突破 1000 万辆的汽车年产量大关^[1]。与此同时,随着通用、福特、丰田等一批世界一流汽车生产企业纷纷进入中国,企业之间的竞争愈发的激烈。另外,消费者的喜好和需求也趋于多样化,对汽车设计的要求越来越高。

以 CAD/CAE 为核心的数字化设计技术,代表当今汽车设计的先进水平,并正在向虚拟样机技术(VP)发展,它们对提高汽车生产厂商的竞争力,缩短设计周期(T)、降低生产成本(S)、提高产品质量(Q)、保障技术服务(S)和环境保护(E)有着至关重要的作用,因此,目前有必要选择合适的零部件开展 CAD/CAE 方面的课题研究,如集成各种 CAD 软件的优点,探索它们在汽车零部件设计中的应用等^[2]。

制动器是汽车的关键部件之一,其性能的好坏将直接影响汽车整车性能的优劣,危及驾乘人员的生命财产安全,因此,制动器的设计在整车设计中显得非常重要。同时,制动器是汽车外购件之一,国内生产厂商众多,以制动器为研究对象具有很强的现实价值和指导意义^[3]。

1.2 制动器发展状况与设计方法

1.2.1 制动器发展状况

作为底盘的组成部分,制动系统对任何乘用车辆的安全运行起着极为重要的作用。在过去的 100 年中,汽车制动器的发展大体经历了以下过程:从原始的机械装置过渡到拉索鼓式制动器和杆件鼓式制动器,从最初是将制动器安装在后轮发展到全轮使用制动器,继而又出现了采用液压系统和带真空加力器的制动器以及带有电

控的盘式制动器。以下就制动器发展的重要时期作一介绍。

一些早期的轿车装有控制后轮的机械啮合制动器。但随着车辆的功率、重量、最高车速及道路安全问题的增多,复式、半圆形及内张鼓式制动器这样一些更为先进的机械式车轮制动器问世。鼓式制动器最初被用于后车轮,后逐渐普及到四轮。随着汽车自重的增加,助力装置开始应用在机械制动器上。1932年生产的重量为2860kg的凯迪拉克V16车四轮均采用直径419mm的鼓式制动器,并有制动踏板控制的真空助力装置。

1914年液压装置开始应用在制动系统中,液压制动器是继机械制动器后的又一重大革新。Duesenberg Eight车率先使用了轿车液压制动器。以“克莱所勒”为商标的四轮液压制动器于1924年问世。通用和福特分别于1934年和1939年采用了液压制动技术。但直到50—60年代,液压助力制动器才成为现实^[4]。

盘式制动器的应用是二次世界大战以后的事,1949年美国Crosley Supers Port公司生产了第一辆装有盘式制动器的汽车。盘式制动器的出现使汽车在制动性能方面有了量的飞跃。与鼓式制动器相比,盘式制动器具有如下特点:良好的停车性能;扭矩输出高,且结构紧凑、质量较小;较高的抗热衰退性;较佳的抗湿性(可自动擦干);自动调节间隙功能(无需定期进行机械间隙调整)。1965年批量生产的福特雷鸟与林肯大陆两车型均采用了Kelsey—Hayes前轮盘式制动器。雪佛莱·克尔维特车使用了4轮盘式制动器。此后,盘式制动器开始流行^[5]。

电子制动控制装置包括防抱制动系统(ABS)和牵引控制系统(TCS)。1936年,博世(Bosch)公司申请一项电液控制的ABS装置专利促进了防抱制动系统在汽车上的应用。早期的ABS装置性能有限,可靠性不够理想,且成本高,因而无法普及,不久便消失。1979年,德国工程师默·本茨推出一种性能可靠、带有独立液压助力器的全数字电子系统控制的ABS制动装置,使ABS重返轿车舞台。目前ABS被用在各种轿车上。TCS是通过电子控制的燃油系统调整主制动器与发动机扭矩。TCS最初在欧洲生产。1990-1991年间,美国首次将TCS用于凯迪拉克·Allante车上。未来制动器的发展将会更大量地采用电子技术^[6]。

1.2.2 制动器设计方法

如何应用现代化的设计制造手段，设计生产出性能优异的制动器一直是各大汽车公司和专业生产厂家所关注的问题之一。

传统的制动器设计方法如下：

首先，制动器设计部门要明确设计任务。制动器设计任务可能是随着一种新车型的开发而提出，要求重新设计制动系统；也可能是某种车型推出后，制动系统的制动性能达不到要求，不能令客户满意或存在安全缺陷而进行改进设计。

其次，在设计任务确定后，制动系总体设计师就要进行总体方案的构思，提出总体设计方案。确定前、后轮制动器的制动力分配比例，前、后轮制动器的分布形式，以及制动管路的分布，制动助力装置的选择等。总体设计师一般会提出多个总体设计方案供设计小组进行评估和选择。

再次，总体设计方案确定后，就确定了制动器的形式和各个制动器应该分配的制动力，这时候才真正的可以开始制动器的设计。国内的制动器生产厂家一般都是调用现有的制动器的零部件图纸，在此基础上作比例缩放。至于制动器制动效能的计算、摩擦片的磨损校核一般都是进行粗略的计算，这些计算一般都比较复杂、烦琐，而且往往不是一次就能得出理想的结论，鉴于时间和精力考虑，大多设计者都是凭经验进行适当的尺寸调整就可以了。

最后，对制动器进行细致的优化设计，用设计说明书对照检查各个部分的设计是否满足要求。有时做出一个制动器样品来取得具体运行的性能数据，从而进行进一步改进设计、优化设计。然后，将各个设计步骤的文档归案，得到一份完整的设计资料（包括设计图纸、材料明细表、成本预算、工作进度等）。

随着计算机技术的发展，制动器现代设计技术也得到了很大发展。

在制动器的总体方案设计时，可以应用专家系统进行制动系统的制动力分配、制动器的选型。在制动器的详细设计时，可以运用相关软件进行制动器主要参数的初选，调出参数化图形库进行制动器组件的选配，然后调用 CAD 软件自动生成三维实体模型或二维工程图。在制动器的优化和性能分析时，可以应用有限元分析软件和结构优化设计软件。至于设计文档的生成，以上设计过程中可以用软件生成各个步骤的文档，再经过适当的修改，就可以成为制动器的设计文档^[7]。

不仅对结构已经成熟的制动器的改型设计采用以上的设计步骤，而且新型制动器的设计也可以充分利用以上方法建立图库、程序库、专家系统。如果一开始就注意运用参数化的设计方法，那么设计新型制动器也可以方便的进行标准化、系列化。

1.3 CAD/CAE 技术在汽车上的应用

计算机辅助设计(Computer Aided Design, CAD)是计算机系统在工程和产品设计的各个阶段和过程中，为设计人员提供快速、有效的工具和手段，以达到最佳的设计效果的一种技术。

人类发明汽车已经有一百多年了。随着汽车工业的日益发展，汽车设计技术也在不断进步，它大致经历了以下几个阶段：即早期的经验设计阶段；到二十世纪 50 年代，逐步发展到以科学实验和计算分析为基础的设计阶段；上世纪 60 年代以来，尤其是进入上世纪 80 年代，计算机技术，通讯技术和控制理论飞速发展，汽车设计进入了计算机辅助设计阶段；计算机全程设计是今后汽车设计的发展趋势^[8]。

汽车工业是 CAD 技术应用最早的领域之一。它在缩短产品开发周期，提高产品性能、质量、可靠性和降低成本等方面起着重要作用。成为国内外汽车工业开发新产品、组织规模生产、加强市场竞争的重要手段。特别是进入 90 年代后，国际市场的竞争更加激烈，汽车公司对 CAD 技术的需要更加迫切。目前 CAD 已成为衡量一个国家汽车工业水平的重要标志之一，也是衡量一个汽车制造公司的技术水平的重要标志之一。汽车 CAD 系统的软硬件都已达到较高水平，并仍在向智能化、集成化和标准化的方向发展^[9]。

CAE 软件是迅速发展中的计算力学、计算数学、相关的工程科学、工程管理学与现代计算技术相结合，而形成的一种综合性、知识密集型信息产品。近 10 年来，国际上知名的 CAE 软件(如 ANSYS、ADAMS、NASTRAN、ASKA、MARC、ADINA、ABAQUS、MODULEF、DYN-3D...) 在单元库、材料库、前后处理，特别是用户界面和数据管理技术等方面都有了巨大的发展，已经可以对工程和产品进行静力和拟静力的线性与非线性分析、线性与非线性动力分析、稳态与瞬态热分析、流体计算、声场与波的传波计算等方面的性能分析、预报及运行行为模拟^[10]。

CAD/CAE 技术在汽车产品开发过程中的作用集中体现在三方面^[11]：

1. CAD/CAE 极大地缩短了产品的研制周期,在建模和分析过程中采用实体造型和参数化,模型和参数的修改都很方便,最终确定合理的结构参数所需时间得到大幅度的缩短。

2. 减少了开发费用。相对于道路试验和室内台架试验而言,利用 CAE 分析汽车整车及零部件的各种性能所需要的费用大幅减少。

3. 有利于通过优化等手段开发出性能更为优越的汽车整车和零部件。

1) 采用 CAD 软件建模更加方便、准确,生成的图形更加逼真,动态仿真效果更好。

2) 从准确的 CAD 模型中可更方便地得到准确的质量参数,即零件的质量、质心位置、惯性矩等。

3) 机械动力学仿真软件建立柔体模型的功能非常有限,而利用有限元分析软件生成的 MNF(模态中性文件)可输入到机械动力学仿真软件中生成的准确的柔体模型。

4) 尽管机械动力学软件能够确定零件间的相互动力关系和作用力,但不能分析零件的应力,可以借助有限元分析软件来完成。

1.4 国内外研究动态

在国外,计算机除了用于设计制图外,还大量应用于汽车结构分析和模拟车身表面空气动力学实验,噪声、振动和碰撞实验等。CAD 和 CAM 的结合使模具和许多零件直接由 CAD 系统输出的数据进行加工,从而逐步取代了设计蓝图。目前,发达国家的汽车工业,已从 CAD/CAM 发展到 CAD/CAM/CAE 一体化和柔性生产系统(FMS)和计算机集成制造系统(CIMS)。发达国家的汽车工业计算机辅助设计的应用范围已从二维发展到三维,从线性发展到非线性,从静态发展到动态,从零部件发展到整车。将信息技术、自动化技术与传统的设计、制造技术相结合,实现从设计、加工、检验、销售和服务的全过程智能化、自动化,将是计算机辅助设计的发展趋势^[12]。

我国车辆工业应用 CAD 技术起步较晚,与国外相比还存在阶段性差距。“七五”以后我国汽车工业应用 CAD 技术开始进入有组织有计划阶段,列入国家攻关计划的

汽车、拖拉机和工程机械产品 CAD 系统初步建成，并投入实际应用中去，得到了初步成效。“九五”期间，汽车工业以提高产品自主开发能力为主要技术目标积极引进计算机辅助技术（即“CAX”，包括 CAS、CAD、CAE、CATPPM 等）使产品开发水平大幅提高，开发周期缩短，产品更新换代速度加快。在骨干汽车生产企业 CAD/CAM 技术得到普遍应用，实现了从二维设计向三维设计数字化技术的转化。CAS、CAE、CAT 技术的应用开始起步，目前国内通用的汽车产品开发计算机软件、硬件已经在一些企业得到应用，但应用水平尚需进一步提高，特别是在汽车产品数据库方面尤需加强。国外大的汽车公司，都有几十年设计实验数据的积累，并在此基础上建有庞大的产品数据库，用于支撑产品的设计开发工作，在这方面我国所做工作还十分有限。经过几年的努力，我国骨干企业科技人员已初步掌握世界先进的汽车产品开发过程，同时，国内科技人员正自主开发一批小型、实用、适合中国特点的设计软件，如汽车外流场空气分析系统、独立悬架开发系统、大型绘图及计算机控制系统、曲轴设计计算程序系统、计算机控制电机伺服汽车零部件实验系统、汽车灯光自动检测系统、可靠性寿命分布预测数据库、汽车冲压工艺分析等，为提高产品设计水平发挥重要作用^[13]。

1.5 本论文研究的主要内容

本课题以“技术先行，实用第一”为原则，根据对当前汽车使用的液压式制动系统进行结构分析，选取一种典型的制动系统，基于 Pro/E 软件完成了其实体建模，基于 ADAMS 软件研究其动态仿真技术，采用 Ansys 软件对其关键重要部件（简称关重件）进行强度分析，然后，依据对制动系统的原理进行研究，使用 Visual Basic 编制制动系统设计计算及数值仿真分析软件，综合运用理论知识和开发技术，开发出一套汽车制动系统计算机仿真及动态模拟系统。该系统可以计算制动器相关参数，同时进行数值仿真，以达到提高产品质量、缩短产品研制开发周期、提高企业对市场的快速反应能力、技术创新能力和产品开发能力的目的。在实际应用中该系统还可大大提高汽车制动系统设计的效率和质量，减轻设计人员繁重的、重复性的劳动，具有较高的工程应用价值。

本文总体开展以下四个方面的工作：

- 1) 开展液压式制动系统的结构分析，为生产企业建立制动器相关资料库；
- 2) 完成基于 Pro/E 的制动系统实体建模；
- 3) 对制动器的关键重要部件（简称关重件）采用 Ansys 软件进行强度分析；
- 4) 编制制动系统的数值仿真软件并运行该软件。

第2章 液压式汽车制动系统的结构分析

2.1 概述

制动系统是汽车最重要的系统之一,是为高速行驶的汽车减速或停车而设计。制动系统直接关系到交通安全,如果此系统不能正常工作,车上的驾驶员和乘客将受到车祸的伤害。改善汽车的制动系统始终是汽车设计制造和使用部门的重要任务。

典型的液压制动系统如下图 2-1 所示。任何制动系统都具有以下四个基本组成部分^[14]。

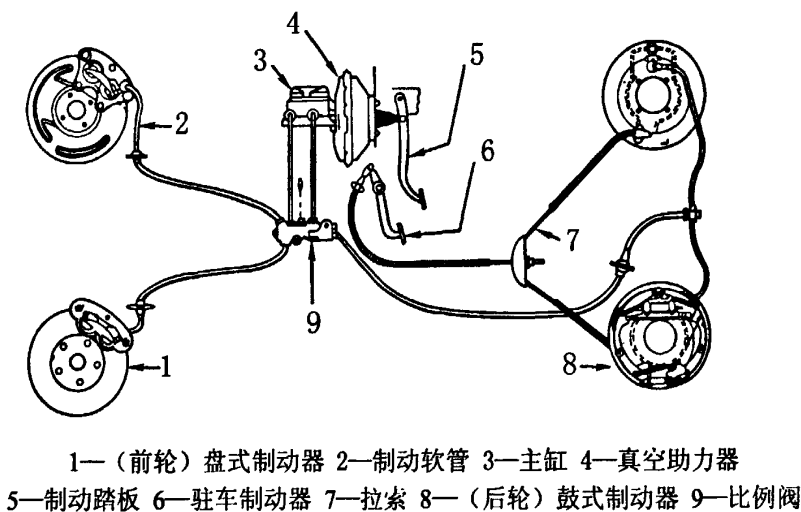


图 2-1 带有驻车制动器的液压制动系统

Fig. 2-1 Hydraulic braking system with parking brake

1) 供能装置——包括供给、调节制动所需能量以及改善传能介质状态的各种部件,其中产生制动能量的部分称为制动能源。人的肌体亦可作为制动能源。

2) 控制装置——包括产生制动动作和控制制动效果的各种部件。图 2-1 中制动踏板机构:即是最简单的一种控制装置。

3) 传动装置——包括将制动能量传输到制动器的各个零件。

4) 制动器——产生阻碍车辆的运动或运动趋势的力(制动力)的部件,其中也包括辅助制动系中的缓速装置。

较为完善的制动系还具有制动力调节装置以及报警装置、压力保护装置等附加装置。

制动系统还可按照制动能源来分类。以驾驶员的肌体作为唯一制动能源的制动系称为人力制动系。完全靠由发动机的动力转化而成的气压或液压形式的势能进行制动的则是动力制动系。其制动能源可以是发动机驱动的空气压缩机或油泵，兼用人力和发动机动力进行制动的制动系称为伺服制动系。以上三种都可用作行车制动系。驻车制动系可以是人力式或动力式。专门用于挂车的还有惯性制动系和重力制动系。前者的制动能源是在牵引车辆先行制动的情况下，挂车向牵引车辆靠拢的惯性（动能）。后者的制动能源是挂车某个组成部件或零件的重力（势能）。当牵引车辆先行制动时，挂车的这一部件或零件便在本身重力作用下降低其重心，致使挂车制动。

按照制动能量的传输方式，制动系又可分为机械式、液压式、气压式和电磁式等。同时采用两种以上传能方式的制动系可称为组合式制动系。

传动装置采用单一的气压或液压回路的制动系为单回路制动系。这种制动系中，只要有一处损坏而漏气（油），整个系统即行失效。故自六十年代以来，愈来愈多的汽车在行车制动系中采用了双回路结构。在双回路制动系中，所有行车制动器的气压或液压管路分属两个彼此隔绝的回路。这样，即使其中一个回路失效，还能利用另一回路获得较原先为小的制动力。我国自1988年1月1日开始，所有汽车均使用双回路制动系。

汽车的制动性能主要由下列三方面来评价：

- 1) 制动效能，即制动距离和制动减速度。
- 2) 制动效能的恒定性，即抗衰退性能。
- 3) 制动时汽车的方向稳定性，即制动时汽车不发生跑偏、侧滑以及失去转向能力的性能。

制动系统性能的具体要求见《汽车制动系统结构、性能和试验方法》(GB12676-1999)。

2.2 鼓式制动器

多年来，鼓式制动器用在道路上的几乎每一车辆的全部四个车轮上。然而，盘式制动器因其部件成本连续下降而被广泛采用后，鼓式制动器的使用已经减少。当今 20%~40%的盘式制动器已经替代了大多数车辆的前轮鼓式制动器。鼓式制动器继续使用的原因：其一.鼓式制动器易于将驻车制动与行车制动装成一体；其二.它的装备简单同时可实现比较便宜的驻车制动系统。常见的领从蹄式制动器鼓如图 2-2 和 2-3^[15]。

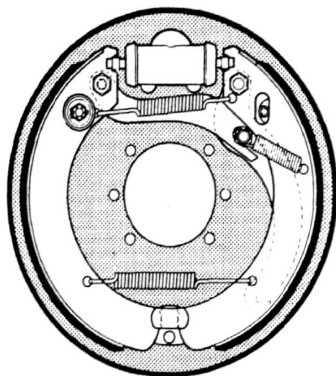


图 2-2 领从蹄鼓式制动器
Fig. 2-2 Leading and Trailing
Shoe drum Brake

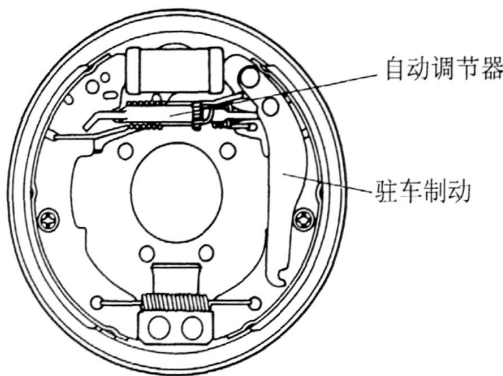


图 2-3 带有驻车制动的领从蹄式制动器
Fig. 2-3 Leading and Trailing Shoe brake
with parking brake

领从蹄式制动器有两个制动蹄支靠在固定支撑销或支撑板上。当车辆前进制动时，领蹄的上端外移，与制动鼓接触。制动鼓旋转时，试图将制动蹄拉向自己。支撑销支承制动蹄并允许制动蹄轻微转动。施加的液压力越大，通过制动鼓/制动蹄的互相作用发出的制动力也就越大。

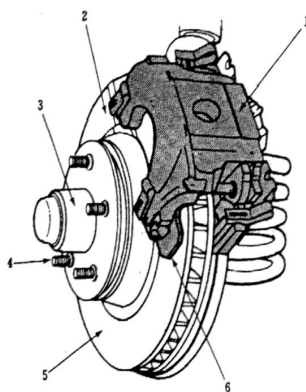
当车辆前进移动时，从蹄上端朝制动鼓运动并与制动鼓接触。制动鼓的运动迫使制动蹄退向轮缸。因此，从蹄对制动鼓的制动作用小得多。大部分制动作用是领蹄运动的结果。当车辆倒车时，其制动作用也相反，从蹄提供大部分的制动作用和制动力。

领从蹄式制动器的效能和效能稳定性，在各式制动器中居中游;前进、倒退行驶的制动效果不变;结构简单，成本低;便于附装驻车制动驱动机构;调整蹄片与制动鼓之间的间隙工作容易。但领从蹄式制动器也有两蹄片上的单位压力不等（在

两蹄上摩擦衬片面积相同的条件下), 故两蹄衬片磨损不均匀, 寿命不同的缺点。此外, 因只有一个轮缸, 两蹄必须在同一驱动回路作用下工作。领从蹄式制动器得到广泛应用, 特别是轿车和轻型货车、客车的后轮制动器用得较多。

2.3 盘式制动器

盘式制动器首先出现在欧洲的竞赛车和小轿车上。由于它具有热稳定性好, 无机械衰退问题, 水稳定性好, 在高温下形成热裂和热点的可能性比制动鼓小, 不会出现由制动鼓的热膨胀引起制动踏板行程损失现象, 且有比鼓式制动器的尺寸紧凑。重量轻及维修保养方便等一系列优点。因此, 目前在世界各国, 特别是西欧各国, 盘式制动器已广泛用在小轿车的前轮上, 与鼓式制动器配合, 可获得较大的制动力分配系数凡有利于提高汽车制动时的稳定性。欧洲有些高性能小轿车前。后轮都采用盘式制动器, 主要是为了保持 β 值的稳定。在我国盘式制动器在轿车和轻型客车上也得到日益广泛的应用。图 2-4 为盘式制动器的基本组成。



1—制动卡钳组件 2—制动盘和毂组件 3—轮毂
4—双头螺栓 5—摩擦面 6—摩擦块或制动器

图 2-4 盘式制动器的基本零件

Fig. 2-4 The basic parts of disc brake

与鼓式制动器比较, 盘式制动器有如下优点:

1) 热稳定性好。原因是一般无自行增力作用, 衬块摩擦表面压力分布较鼓式中的衬片更为均匀。此外, 制动鼓在受热膨胀后, 工作半径增大, 使其只能与蹄中部接触, 从而降低了制动效能, 这称为机械衰退。制动盘的轴向膨胀极小, 径

向膨胀根本与性能无关，故无机械衰退问题。因此，前轮采用盘式制动器，汽车制动时不易跑偏。

2) 水稳定性好。制动块对盘的单位压力高，易于将水挤出，因而浸水后效能降低不多；由于离心力作用及衬块对盘的擦拭作用，出水后只需经一、二次制动即能恢复正常。鼓式制动器则需经十余次制动方能恢复。

3) 制动力矩与汽车运动方向无关。

4) 易于构成双回路制动系，使系统有较高的可靠性和安全性。

5) 尺寸小、质量小、散热良好。

6) 压力在制动衬块上分布比较均匀，故衬块磨损也均匀。

7) 更换衬块工作简单容易。

8) 衬块与制动盘之间的间隙小，这就缩短了制动协调时间。

9) 易于实现间隙自动调整。

盘式制动器的主要缺点是：

1) 难以完全防止尘污和锈蚀（封闭的多片全盘式制动器除外）。

2) 兼作驻车制动器时，所需附加的手驱动机构比较复杂。

3) 在制动驱动机构中必须装用助力器。

4) 因为衬块工作面积小，所以磨损快，使用寿命低，需用高材质的衬块。盘式制动器在轿车前轮上得到广泛的应用。

盘式制动器结构有许多变型，但都可归纳为两个主要类型：固定式制动卡钳和移动式制动卡钳。移动式制动卡钳分浮动卡钳和滑动卡钳。用一个或几个卡钳销子来移动的卡钳通常称为浮动制动卡钳。采用在定位支承滑动面上移动的卡钳称为滑动制动卡钳。

第3章 基于 Pro/E 的制动系统实体建模

3.1 建模工具的选择

目前,国内外市场上流行的三维 CAD 软件种类繁多,主要有 MDT、Solidworks、SolidEdge、I--DEAS、UG、CATIA、Pro/ENGINEER……我们进行 CAD 支撑软件选型要点如下^[16~20]:

- 1) 软件技术的领先性和技术的可持续发展性。
- 2) 用户群的数量。
- 3) 软件功能模块的丰富程度。
- 4) 软件的易学易用性。
- 5) 是否有功能强大、效率高的二次开发模块。

根据以上要点,我们选择了 Pro/ENGINEER 作为 CAD 建模软件。Pro/ENGINEER 是一套由设计至生产的机械自动化软件,是新一代的产品造型系统。它具有以下功能^[17]:

1) 参数化设计和特征功能。Pro/ENGINEER 是采用参数化设计的,基于特征的实体模型系统,工程设计人员采用具有智能特性的基于特征的功能去生成模型,如腔、壳、倒角及圆角,可以随意勾画草图,轻易改变模型,给工程技术人员提供了设计上从来没有过的简易和灵活。

2) 单一数据库。Pro/ENGINEER 是建立在统一基层上的数据库,不像一些传统的 CAD/CAM 系统建立在多个数据库上。所谓单一数据库,就是工程中的资料全新来自一个库,使得每一个独立用户在为一件产品造型而工作。不管他是哪一个部门的,也就是整个设计过程的任何一处发生改动,亦可以前后反应在整个设计过程的相关环节。

3) Top-Down 设计。自顶向下(top-down)是一种先进的产品设计方法,是产品开发的初期就按照产品的功能要求先定义产品构架并考虑组件与零件、零件与零件之间的约束和定位关系,在完成产品的方案设计和结构设计之后,再进行单个零件的详细设计。这种设计过程最大限度地减少设计阶段不必要的重复工作,

有利于提高工作效率。在方案设计过程中可以对产品的结构、关键零件进行仿真优化和强度、刚度校核,从而使设计的产品更可靠。Pro/ENGINEER 软件提供了完整的 Top-Down 设计方案,通过定义顶层的设计意图并从产品结构的顶层向下传递信息到有效的子装配或零件中。Top-Down 设计在组织方式上具有这样几个主要设计理念:确定设计意图;规划、创建产品结构;产品的三维空间规划;通过产品的结构层次共享设计信息;元件之间获取信息。在构建大型装配的概念设计时,Top-Down 设计是驾驭和控制 Pro/ENGINEER 软件相关性设计工具的最好的方法。

4) 行为建模技术。“行为建模”包含一组执行模型的多种分析并将分析结果合并到模型中的工具。“行为建模”能够实现按所需的解决方案来修改模型的设计。使用“行为建模”工具可以完成下列工作:

- 创建基于模型测量和分析的特征参数。
- 创建基于模型测量和分析的几何图元。
- 创建符合特殊要求的测量的新类型。
- 分析变量尺寸和参数改变时测量参数的行为。
- 自动查找满足所需的模型行为的尺寸和参数值。
- 分析指定设计空间内测量参数的行为。

5) 模型检查。模型检查 (ModelCHECK) 是一个集成的应用程序,在 Pro/ENGINEER 内透明地运行。它分析零件、绘图和组件并建议合适的 Pro/ENGINEER 建模方法。它能促进标准设计方法的应用,不但提高下游用户的有效使用,还可提高设计的重用性。ModelCHECK 直接嵌入 Pro/ENGINEER 中,在用户再生或保存模型时可自动运行,以校验与标准和正确建模方法的一致性,并提出改进建议。它以基于 HTML、XML 和 Java 的报表的形式提出建议,并在 Web 浏览器中显示出来。通过此报表,可直接在 Pro/ENGINEER 窗口中将建议加亮,或在某些情况下,使用 ModelCHECK 自动实施它们。在许多情况下,ModelCHECK 还提供关于某一建议的详细支持文档。ModelCHECK 可随时标记出建模不符合标准之处。它使用一个由公司设计标准与最优建模方法组成的可配置列表。每次再生和保存后,ModelCHECK 都将对模型进行分析。ModelCHECK

提供的信息通过一个 HTML 浏览器显示出来。使用超文本链接,可以很容易地从一个常规摘要报表转到有关具体特征的详细信息处。由于 ModelCHECK 的运行以秒计,所以在使用 Pro/ENGINEER 时,报表始终可用。

3.2 建模策略

3.2.1 零件模板的创建

使用 Pro/E 制作零部件时,应使用对象模板(起始模型)来建立模型。一个完善的对象模板是规范化设计的基础,不但能提高工作效率,还能给后续的工程图和装配等工作带来极大方便^[17]。

Pro/E 的默认对象模板(除工程图外)有如下几种:

实体零件模板 inlbs_part_solid.prt (mmns_part_solid.prt);

钣金件模板 inlbs_part_sheetmetal.prt (mmns_part_sheetmetal.prt);

组件装配模板 inlbs_asm_design.asm (mmns_asm_design.asm);

模具制造模板 inlbs_mfg_mold.mfg (mmns_mfg_mold.mfg);

铸造制造模板 inlbs_mfg_cast.mfg (mmns_mfg_cast.mfg)。

以 inlbs_开头的都是英制(默认)模板,以 mmns_开头的都是公制模板,这些文件都存放在安装目录下的 templates 文件夹下。我们可以通过修改这几个文件的参数来定制模板,也可以新建文件来定制模板。如果新建文件定制的话,需要设定 config.pro 的选项:

template_solidpart 选项 对应 实体零件模板的路径;

template_sheetmetalt 选项 对应 钣金件模板的路径;

template_designasm 选项 对应 组件装配模板的路径;

template_mfgmold 选项 对应 模具制造模板的路径;

template_mfgcast 选项 对应 铸造制造模板的路径。

按以下步骤设置零件模板:

1) 单位。从菜单管理器选择 Part (零件) → Set up (设置) → Units (单位), 打开数值单位管理器, 我们看到表中所列的单位制都不太合适, 可以新建一种:

ChineseGB, 指定如下单位: 长度 mm, 质量 kg, 时间秒, 温度 C。

2) 视图。应定义 1 个缺省视图和 6 个相对基准面的方向视图, 推荐命名为 front、top、right、back、bottom、left。

3) 自定义参数。Part (零件) → Creat (创建), 创建所需参数, 推荐下列参数: 从菜单管理器选择 Part (零件) → Set up (设置) → Parameters (参数) → Part PartNO (零件编号)、Partname (零件名称)、Designer (设计者)、PartMaterial (零件材料)、Amount (数量)、Description (备注)。

但不论创建哪个参数, 都有要注意参数名不要使用系统内部已设定的参数名, 如 Name、Units、Material 等; 参数名可以用少数字和英文字母, 应避免使用-、_、) 等符号和中文。这样, 在制作组件和工程图就减少出错。顺带说一句, 参数名避免使用中文, 但在制作零件时, 参数值描述可以输入中文和符号。

最后, 记得指定 (Designate) 参数, 以便在制作零件时可以查看和使用它们。

4) 图层。建立下列图层:

01_PART_PLANES 零件基准面;

02_PART_AXIS 零件基准轴;

03_PART_SURFACES 零件曲面;

04_PART_CURVES 零件曲线;

05_PART_FEATURES 零件修饰特征。

建立图层后记得在相应图层里添加缺省层类型。

3.2.2 基于特征的建模

Pro/E 是基于特征的三维参数化 CAD 软件, 它提供了丰富的特征定义工具^[17]。主要有:

1) 实体特征。主要有以下九类: 拉伸(扫描)特征, 包括拉伸特征及旋转、路径、混合扫描特征; 槽特征; 切除特征; 孔特征; 倒圆角特征; 倒角特征; 筋特征; 壳特征; 扭曲特征等。

2) 曲面特征。

3) 基准特征。包括基准平面、基准轴、基准点、基准曲线和坐标系等。

- 4) 修饰特征。
- 5) 钣金特征。
- 6) 用户自定为特征。

利用这些特征可以建立复杂的几何模型。制动系统的零部件大部分都采用基于特征的建模方法建立。

3.2.3 关系式应用

关系式(relations)是用户使用尺寸符号和各种参数定义的一种数学方程式,或称为函数。建立关系式的目的是为了有效地控制模型的特征外形或控制零件之间的装配关系,而且会大大简化尺寸操作,省去许多相关的手工计算。

理解和使用好 Pro/Engineer 中的关系式很重要,运用得当将给建模带来很大的方便、灵活和快捷。

在编制或修改关系式时,应正确理解 Pro/Engineer 提供的符号含义(均为英文缩写),并准确使用,如在编辑草绘尺寸关系时,就必须用 sd#,而不能使用其它的符号。Pro/Engineer 系统本身也提供一些参数,常用的有 PI(常数 π)、G(重力加速度=9.8m/s²)、C1(常数 1)、C2(常数 2)等。关系式中的运算符基本上同 C 语言中的运算符,在实用中可体会。另外系统还支持三角函数、对数等。

建立关系式的方法有两种:一种是在草图模式(sketcher)中,单击 Relation→add,在出现的空白条目中,建立关系式;另一种是在特征完成后,在 part 菜单中,单击 Relation→add,根据需要建立关系式。关系式可以是恒等式,也可以是不等式。在恒等式中,未知参数放在等号左边,可知或已知参数放在等号右边。

制动系统建模中主要在以下方面应用关系式:

- 1) 在特征中添加关系式。
- 2) 在关系式中使用控制参数 trajpar。Trajpar 是一个介于 0 到 1 之间的实数,在高级建模的变截面扫描特征中很有用,在扫描的起点,其值为 0,在扫描的终点,其值为 1。利用函数和 trajpar 控制特征的外形既准确又方便。
- 3) 在关系式中使用 GRAPH 曲线。GRAPH 曲线实际上是一种数学函数的图形表

示, 该曲线不是零件几何特征, 在零件模型上不显示。应该注意该曲线图形不能封闭, 每一个 x 值只能对应一个 y 值, 绘制 GRAPH 曲线时, 必须使用坐标系。绘制 GRAPH 曲线的具体操作如下: Create→Datum→Graph→输入该函数图形名→AdvGeometry 中的 Coordsys, 用鼠标单击绘图窗口适当位置建立坐标轴→绘制函数图形→标注尺寸→完成。

GRAPH 在关系式中的格式如下: $sd\# = evalgraph("graph-name", x-value)$ 。其中 graph-name 是用 GRAPH 绘制的函数曲线名(英文), $x-value$ 是在 GRAPH 曲线中 x 轴上的值, 总体含义是, 根据 GRAPH 和对应的 x 值, 而返回对应的 y 值, 并赋给要约束的关系尺寸 $sd\#$ 。

对已应用的关系式进行修改也十分方便, 只需选取 Relation 菜单中的 EditRel, 系统自动弹出记事本, 在其中选取要修改的关系式, 编辑修改完后, 保存退出, 并重新生成模型即可。当零件模型的多个关系式之间有一定联系时, 应注意关系式的建立顺序。即如果一个关系式中定义参数被其它关系式使用, 此关系式应放在其它关系式的前面, 如果顺序不对, 则控制达不到目的。当关系式较多时, 建议用 Relation 菜单中的 Sort Rel, 此时系统自动进行特征排序。总之, 在实际设计中, 灵活、巧用关系式, 必将给我们的设计带来意想不到的轻松与便捷。

3.3 制动系统三维 CAD 模型

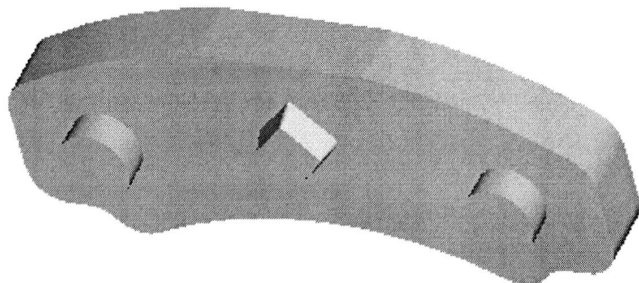


图 3-1 内摩擦片零件图

Fig. 3-1 Parts drawing of internal friction plates

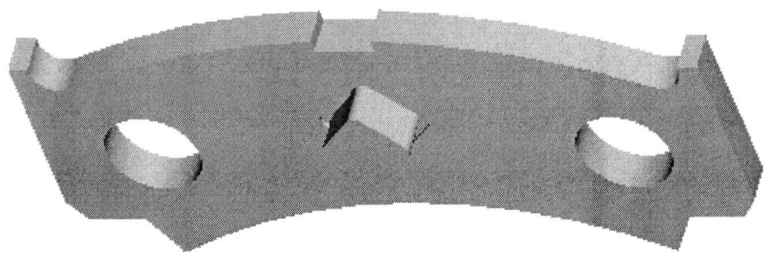


图 3-2 内摩擦片底板零件图
Fig. 3-2 Parts drawing of internal friction plate

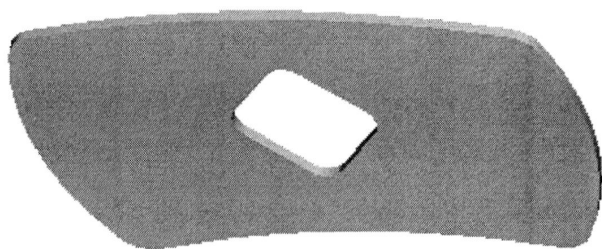


图 3-3 内消音片零件图
Fig. 3-3 Parts drawing of internal sound damping



图 3-4 活塞防尘罩零件图
Fig. 3-4 Parts drawing of
Dust Cover for Piston

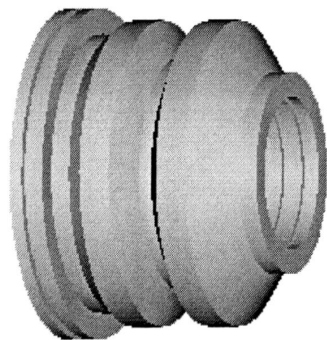


图 3-5 衬套防尘罩零件图
Fig. 3-5 Parts drawing of
Dust Cover for bush

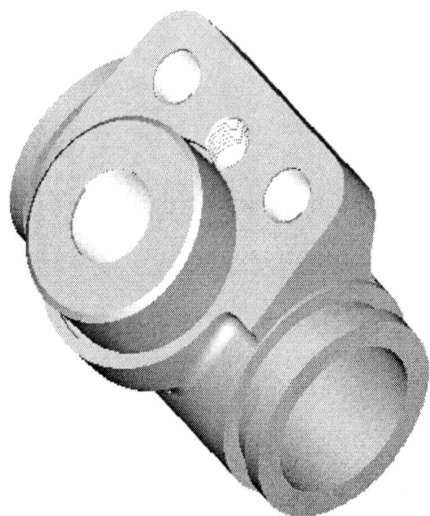


图 3-6 制动分泵壳体
Fig. 3-6 Brake actuating pump



图 3-7 分泵活塞
Fig. 3-7 Actuating pump piston

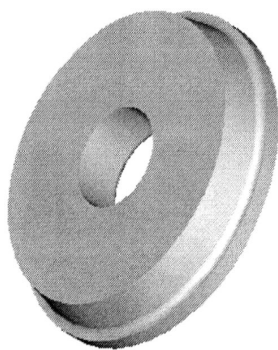


图 3-8 分泵油封
Fig. 3-8 Oil sealing of actuating pump

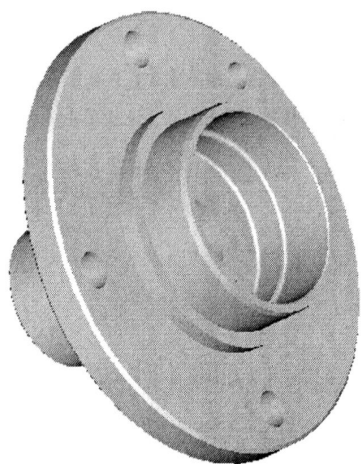


图 3-9 驱动轴凸缘盘
Fig. 3-9 Flange disc of driving shaft

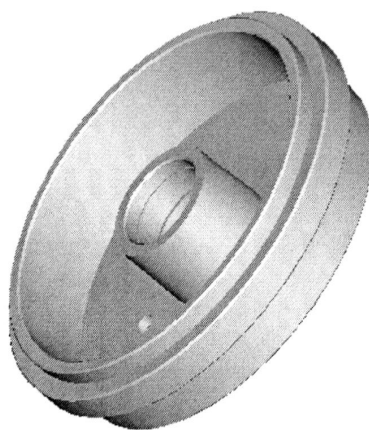


图 3-10 制动毂
Fig. 3-10 Brake hub

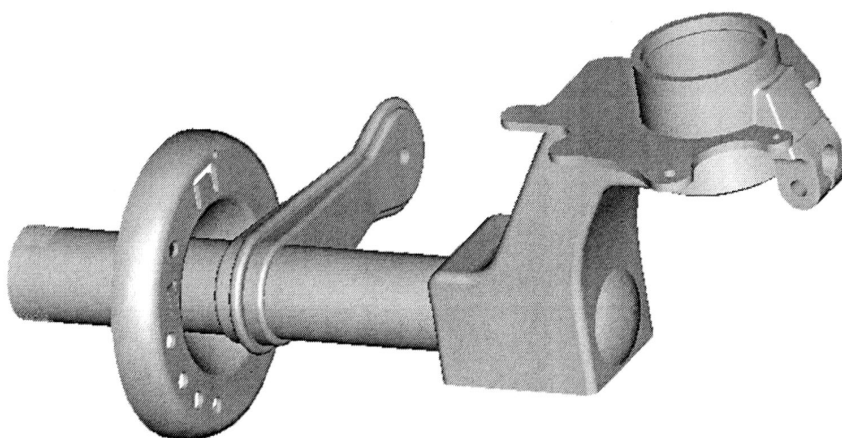


图 3-11 转向节
Fig. 3-11 Steering knuckle

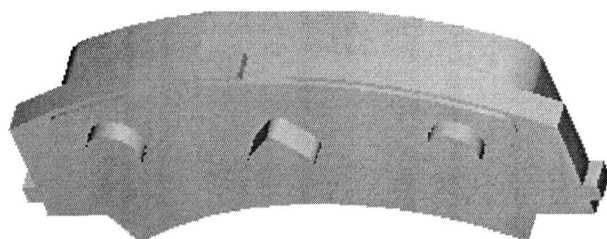


图 3-12 外摩擦衬块总成装配图
Fig. 3-12 Assembly Drawing of external friction lining

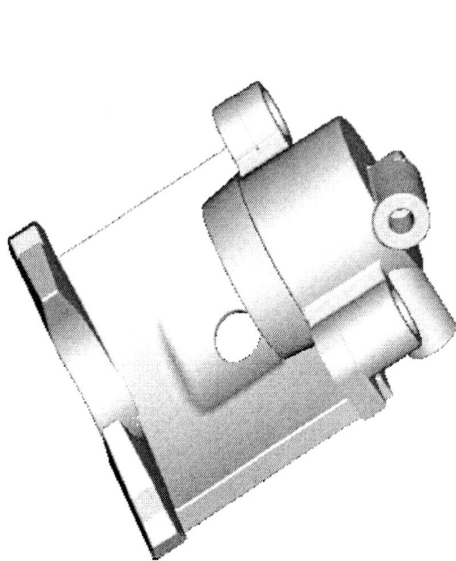


图 3-13 制动钳体
Fig. 3-13 Brake clamp



图 3-14 后轮制动分泵总成
Fig. 3-14 Acutating pump assembly of rear wheel

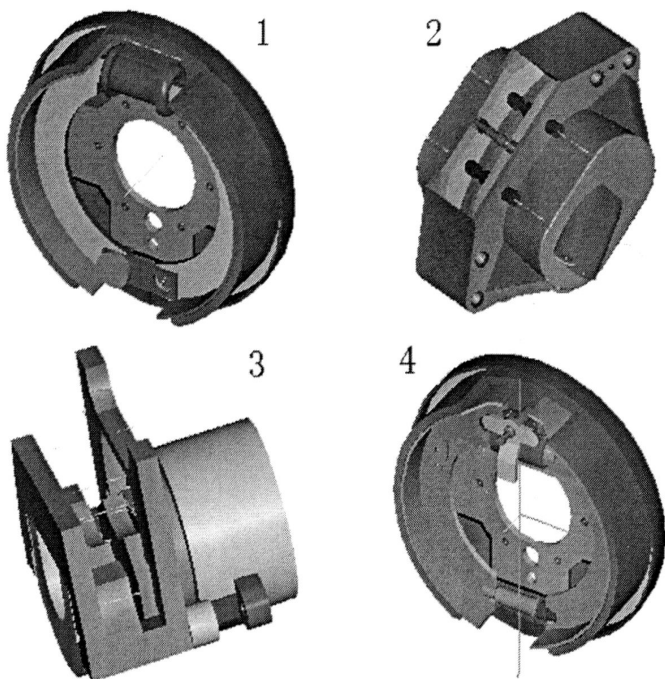


图 3-15 制动器分类图 1 鼓式制动器 2 定钳盘式制动器 3 浮钳盘式制动器 4 鼓式制动器
Fig. 3-15 Brake 1 drum brake 2 fixed Caliper disc brake
3 floating Caliper disc brake 4 drum brake

第4章 基于 ANSYS 的关重件强度分析

制动器中的一些关重件，如制动蹄、制动底板、制动钳等，工作环境恶劣，承受长期交变载荷作用，本课题采用有限元方法对制动器关重件的强度进行分析。

4.1 有限元分析原理

有限元方法最基本的出发点是将分析对象的结构或实体划分为有限个微小单元体，这些微元体称为“单元”，两相邻单元间只通过节点相连接。将作用在结构体上的外载荷按静力等效原则分解为等效节点载荷向量，以这些单元体的集合替代原来的连续结构实体，这一过程称为连续体的离散化。

离散化过程就是将被分析的工程实体简化为有限元计算模型的过程，因此也称为模型化过程。有限元方法是在离散化的模型上求解，将复杂的连续弹性体上分析的问题转化为在离散化的模型上解一个多元代数方程。有限元方法的求解过程简单，方法成熟，但计算工作量大，这特别适合于计算机计算，避免了人工在连续体上求分析解的数学困难，这就是有限元方法广泛应用于复杂结构力学分析的原因。

有限元方法按照节点基本未知数可分为位移法、应力法和混合法。应用最多的是位移法。

在位移法中，通常选取多项式函数近似地表达单元体内位移分量的分布，这一通过节点位移表达单元内部位移规律的函数称为插值函数，不同单元形式可以有不同类型插值函数。有了插值函数，即可利用变分原理建立单元节点力向量和节点位移向量之间的关系，即单元刚度矩阵。应用节点力平衡条件和协调条件，将所有单元刚度矩阵方程扩展后叠加，建立结构整体节点力和节点位移的关系方程——结构总刚度方程。结构总刚度方程是一个以节点向量为基本未知数的代数方程组。引入约束条件后即可用计算机求解结构节点位移，代入单元刚度方程后即可求得节点力和各单元内部应力和应变分量。

有限元分析的具体步骤是：(1) 离散化，即划分单元或网格；(2) 施加载荷，

描述约束；(3) 计算各个单元的刚度矩阵，建立单元平衡方程；(4) 求解结构整体刚度矩阵，建立结构整体平衡方程；(5) 求解线性代数方程组，得出各节点位移，由节点位移求各单元节点力；(6) 显示处理计算结果。

在上述各步骤中，第一、二步可以划入前处理过程，第六步可以称为后处理，其余几步则是主要的计算过程^[21~25]。

4.2 Ansys 软件的分析功能

ANSYS 软件是融结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件。由世界上最大的有限元分析软件公司之一的美国 ANSYS 开发。该软件主要包括三个部分：前处理模块，分析计算模块和后处理模块。前处理模块提供了一个强大的实体建模及网格划分工具，用户可以方便地构造有限元模型；分析计算模块包括结构分析（可进行线性分析、非线性分析和高度非线性分析）、流体动力学分析、电磁场分析、声场分析、压电分析以及多物理场的耦合分析，可模拟多种物理介质的相互作用，具有灵敏度分析及优化分析能力；后处理模块可将计算结果以彩色等值线显示、梯度显示、矢量显示、粒子流迹显示、立体切片显示、透明及半透明显示（可看到结构内部）等图形方式显示出来，也可将计算结果以图表、曲线形式显示或输出。软件提供了 100 种以上的单元类型，用来模拟工程中的各种结构和材料^[26]。

ANSYS 的前处理模块主要有两部分内容：实体建模和网格划分^[26]。

1) 实体建模。ANSYS 程序提供了两种实体建模方法：自顶向下与自底向上。

自顶向下进行实体建模时，用户定义一个模型的最高级图元，如球、棱柱，称为基元，程序则自动定义相关的面、线及关键点。用户利用这些高级图元直接构造几何模型，如二维的圆和矩形以及三维的块、球、锥和柱。无论使用自顶向下还是自底向上方法建模，用户均能使用布尔运算来组合数据集，从而“雕塑出一个实体模型。ANSYS 程序提供了完整的布尔运算，诸如相加、相减、相交、分割、粘结和重叠。在创建复杂实体模型时，对线、面、体、基元的布尔操作能减少相当可观的建模工作量。ANSYS 程序还提供了拖拉、延伸、旋转、移动、延伸和拷贝实体模型图元的功能。附加的功能还包括圆弧构造、切线构造、通过

拖拉与旋转生成面和体、线与面的自动相交运算、自动倒角生成、用于网格划分的硬点的建立、移动、拷贝和删除。

自底向上进行实体建模时，用户从最低级的图元向上构造模型，即：用户首先定义关键点，然后依次是相关的线、面、体。

2) 网格划分。ANSYS 程序提供了使用便捷、高质量的对 CAD 模型进行网格划分的功能。包括四种网格划分方法：延伸划分、映像划分、自由划分和自适应划分。延伸网格划分可将一个二维网格延伸成一个三维网格。映像网格划分允许用户将几何模型分解成简单的几部分，然后选择合适的单元属性和网格控制，生成映像网格。ANSYS 程序的自由网格划分器功能是十分强大的，可对复杂模型直接划分，避免了用户对各个部分分别划分然后进行组装时各部分网格不匹配带来的麻烦。自适应网格划分是在生成了具有边界条件的实体模型以后，用户指示程序自动地生成有限元网格，分析、估计网格的离散误差，然后重新定义网格大小，再次分析计算、估计网格的离散误差，直至误差低于用户定义的值或达到用户定义的求解次数。

前处理阶段完成建模以后，用户可以在求解阶段获得分析结果。

4.3 制动蹄强度的有限元分析

现以双向自增力式制动器为例说明制动蹄强度的有限元分析过程。

4.3.1 受力分析

双向自增力式制动器受力简图如图 4-1 所示，结构示意图如图 4-2 所示，两蹄片之间通过浮动的顶杆相互连接，两蹄都是领蹄，在制动时，前蹄只受促动力 F_0 ，由于前蹄自行增势作用，造成比 F_0 大得多的支点反力 S ，而后蹄则受到两个促动力 S 和 F_0 ，同时，制动蹄还承受由于制动毂作用于摩擦衬片材料上的正压力 N_1 、 N_2 及其摩擦力 uN_1 、 uN_2 。前蹄一边绕平行支撑转动，一边沿其滑动，具有两个自由度，而后蹄则可视为绕固定支撑转动的紧蹄，具有一个自由度。

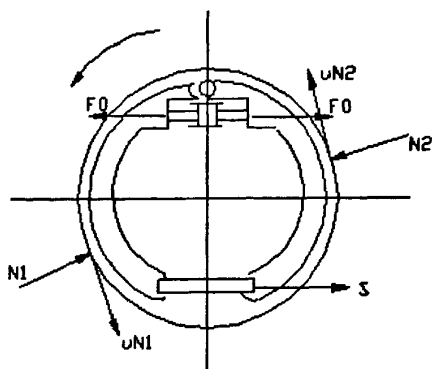


图 4-1 双向自增力式制动器受力简图
Fig. 4-1 Simple forced diagram of
bi-directional-servo brake stress

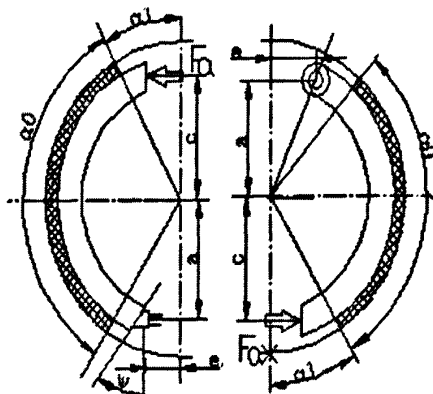


图 4-2 双向自增力式制动器结构示意图
Fig. 4-2 Structural diagram of
bi-directional-servo brake stress

制动器参数如下：蹄片宽 $B=90\text{mm}$ ，蹄片摩擦系数 $\mu=0.3$ ， $R=116\text{mm}$ ， $a_1=90\text{mm}$ ， $a_2=65\text{mm}$ ， $c_1=65\text{mm}$ ， $c_2=90\text{mm}$ ， $e_1=30\text{mm}$ ， $e_2=15\text{mm}$ 。

令 $F_a=1000\text{N}$ ，可以计算出 $S=8500\text{N}$ ， $P_{\max 1}=1.26\text{E}6\text{Pa}$ ， $P_{\max 2}=2.214\text{E}6\text{Pa}$ 。

4.3.2 网格划分

在用有限元法求解弹性力学问题时，单元划分的好坏与计算结果的精确度及计算消耗的机时有很大的关系，因此，划分单元是进行有限元分析很重要的一环。

通常情况下，应力的计算误差与单元的尺寸成正比，位移的误差与单元尺寸的平方成正比，单元划分愈大，位移的误差愈显著。虽然从理论上说，单元分得越小，网格划得越密，计算结果越精确，但随之而来的是计算量越大，计算时间越长，对计算机存储量的要求也越大。计算表明，当加密网格超过一定的限度，不但不能提高精度，有时反而使精度降低，因为过分地加密网格，使得计算量激增，从而导致计算误差的增大，所以要根据对精度的要求，计算机容量及合理的计算时间来确定单元的大小。

利用 ANSYS 划分网格分两个步骤：第一步确定单元的大小和类型参数，第二步是在几何实体上建立网格。

ANSYS 提供了多种单元、节点的生成方法，归纳起来有 3 种：自由网格、映射网格及人工技术。为了更准确地求解制动蹄板工作时的应力和变形规律，网

格单元采用四面体三维单元, 采用 ANSYS 内部网格自动划分功能, 划分时取单元边长 5mm, 得到了 28 个网格面, 6100 个节点, 9101 个单元。如图 4-3 所示。

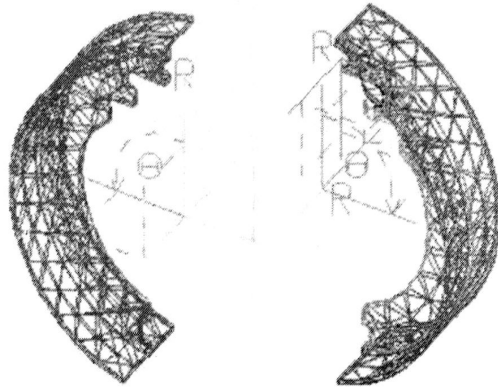


图 4-3 双向自增力式制动器左右制动蹄的网格划分图

Fig. 4-3 Grid-division diagram for brake shoes of bi-directional-servo brake stress

4.3.3 边界条件的处理

边界条件是用来建立包含施加于模型上的载荷及约束等边界条件的分析工况。在 ANSYS 中, 分析工况包括 DOF 集、约束 (CONSTRAINS)、结构载荷及热传导载荷, 对于大多数结构分析问题, 只需要结构载荷和约束^[27]。

1) 载荷。施加于有限元模型上的载荷是否合理、准确关系到整个有限元模型的质量, 所以对模型的载荷条件分析尤为重要。结构载荷可以是节点力 (直接作用于节点上), 或者是单元边界或面上的压力 (运算中它也将转换为节点力)。一个节点力有六个值, 分别为三个正交方向的力及相应方向的力矩。如图 4-4 所示, 通过对制动蹄板受力分析, 结合实际工作情况, 对载荷和约束作适当的处理, 确定施加于两蹄有限元模型的载荷有: 第一, 来自顶杆的推力; 第二, 分泵活塞的推力; 第三, 摩擦衬片传递来自制动鼓与摩擦片之间呈正弦分布的切向摩擦力。

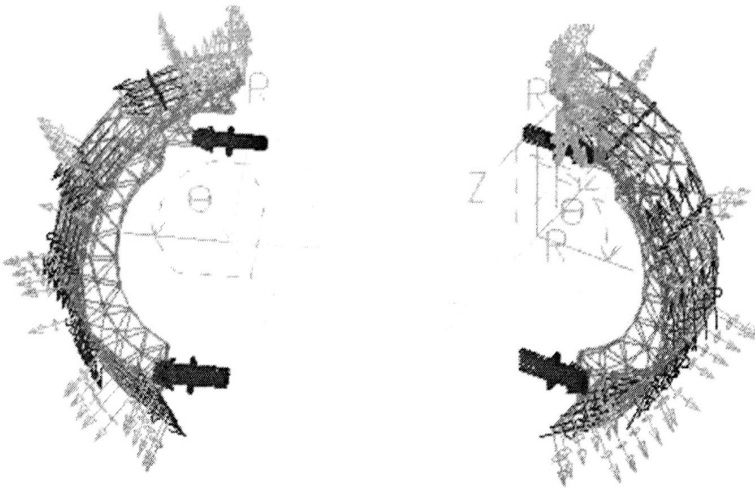


图 4-4 双向自增力式制动器左右制动蹄的边界条件图
Fig. 4-4 Boundary conditional diagram for brake shoes of
bi-directional-servo brake stress

2) 约束。约束 (RESTRAINTS) 用来约束模型相对参考系的运动。在每个节点上约束也有六个值：在总体坐标系 OXYZ 中，就是沿 X、Y、Z 三轴的平动及绕 X、Y、Z 三轴的转动。对每个值的输入来说，可以是一个表示固定位移的值，也可以让其自由。对节点施加约束类型的选择方法与对节点施加载荷的选择方法一样。对每个节点，约束值的给定是基于节点本身的位移坐标系统，而不是全局坐标系统^[28]。

有限元模型的约束，与实际结构及工况紧密相关，但又不同于实际情况，经过分析与反复试算，本报告确定了制动蹄板约束条件的施加方法。如图 4-4 所示，首先，蹄板上部可以绕支撑座转动，很明显蹄板上与支撑座接触的半圆柱面上的节点在两者之间巨大的压力作用下，只能绕支撑座转动，节点在圆柱面法向上是不能移动的。所以施加时，对于半圆柱面建立局部圆柱坐标系统 ROZ1，半圆柱面上的节点在 R 方向上位移为零；其次，在工作状态下，蹄板与制动鼓接触的圆柱面上的节点也一样在两者之间的法向压力作用下，只能是绕蹄板中心 O 的转动，在法向方向上是不能移动的^[29]，所以类似支撑端的半圆柱面，同样建立局部圆柱坐标系统 ROZ2，蹄板与制动鼓接触的圆柱面上的节点在 R 方向上的位移为零。

4.3.4 模型求解

ANSYS 模型求解器是该软件包中的一个核心部分, 分析时不需要其它的附加输入文件, 只要把有限元分析模型提交给模型求解器, 就可自动求解^[30]。

4.3.5 后处理

某蹄片材料是 08 钢, 根据其工作状态, 本文中重点考虑其屈服失效状况。在进行强度校核时, 采取第四强度理论即形状改变比能理论作为屈服准则, 查取 08 钢材料的屈服极限为 195MPa, 经有限元计算, 该制动蹄的最大应力为 73.7MPa, 强度符合要求。图 4-5 为双向自增力式制动器左右制动蹄的应力分布云图。

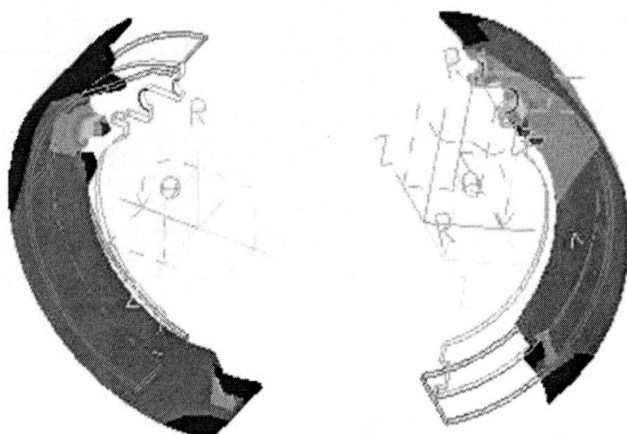


图 4-5 双向自增力式制动器左右制动蹄的应力分布云图

Fig. 4-5 Contours graph of stress distribution for brake shoes of
bi-directional-servo brake stress

前进制动时, 第一、二蹄的液压缸施力点的应力最大, 第二蹄与支承销的接触面周围的应力比较集中, 而第一蹄与支承销的接触面不受力, 这和实际情况相符, 在重新设计时, 建议适当加宽施力面, 使应力分布均匀。

4.4 制动底板强度的有限元分析

4.4.1 受力分析

双向自增力鼓式制动器底板受力如图 4-6 所示, 汽车制动时, 制动器受两个

力的作用——制动促动力和地面制动力。制动促动力来自于汽车驾驶员，通过液压制动分泵作用在制动蹄的上端部，地面制动力由汽车车轮传递给制动鼓，作用在制动蹄的摩擦表面上。与这两个力相平衡的约束反力是由制动底板上用于支撑制动蹄下端的固定支撑座所提供，对制动底板而言，该约束反力与制动底板承受的外力为作用力和反作用力^[32]。

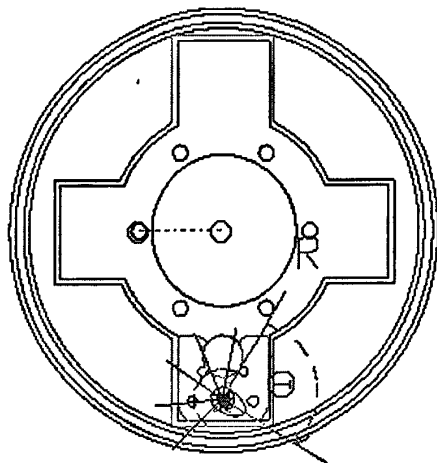


图 4-6 制动底板受力图

Fig. 4-6 Forced diagram of brake disk

汽车制动时，来自于制动蹄端的力通过支撑座及两个铆钉和一个固定销传递给制动底板。因为主销与销孔的配合要求比铆钉配合要求的高了许多，所以主要是主销承受了来自蹄片的推力 $F_x=30420\text{N}$, $F_y=18259\text{N}$ (计算蹄片时可得)，铆钉承受的载荷在此可忽略不计，而底板通过周向均布的六个螺栓连接固定在后桥上。

4.4.2 划分网格

为了更准确地求解底板工作时的应力和变形规律，网格单元采用四节点四面体单元，划分时采用 ANSYS 内部网格自动划分功能，最后，得到了如图 4-7 所示底板的三维有限元计算模型，包括 62 个网格面，3745 个节点，10664 个单元，单元边长 10mm。

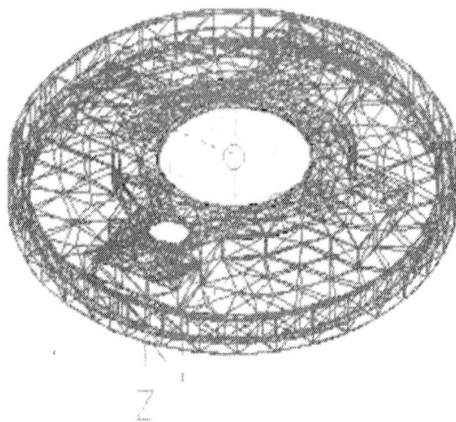


图 4-7 制动盘网格划分图

Fig. 4-7 Grid-division diagram of brake disc

4.4.3 边界条件的处理

1) 载荷。通过对底板受力分析可以知道, 底板只在主销孔承受来自主销的推力 $F_x=30812\text{N}$, $F_y=18397\text{N}$, 可以计算出合力 $F=35886\text{N}$, 方向与 F_x 方向夹角为 31° (如图 4-6 所示)。所以在施加此载荷时可以这样处理: 最大值在合力处, 沿合力方向两边成余弦分布。

2) 约束。对于底板约束条件, 是通过六个紧固螺栓孔全约束了底板的 6 个自由度。最后, 得到了如图 4-8 所示的包含节点、单元、边界条件的底板三维有限元模型。

如图 4-9 所示底板总体应力分布图, 制动底板最大应力出现在主销孔受力部位, 这是由于应力集中的原因造成的, 其最大值为 186MPa 。

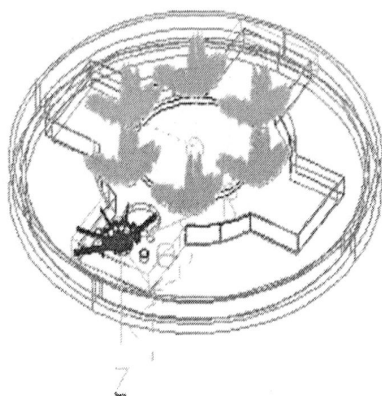


图 4-8 制动盘边界条件图
Fig. 4-8 Board conditional
diagram of brake disc

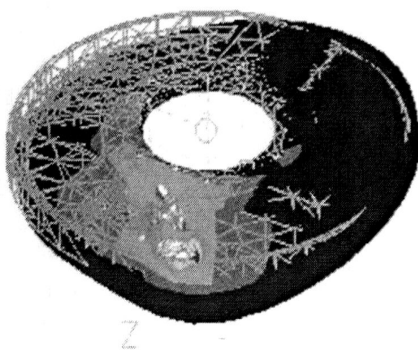


图 4-9 制动盘应力应变图
Fig. 4-9 Brake stress-strain
diagram

由上图可以看出：制动盘在固定液压缸的销孔周围存在应力集中，在固定制动盘的螺栓孔周围却没有应力集中的现象，而通常认为在这些地方也存在应力集中。

4.5 制动钳钳体强度的有限元分析

4.5.1 受力分析

图 4-10 为浮钳盘式制动器的简图，其中：1 为制动钳，2 为制动块，3 为活塞，4 为制动盘。制动器摩擦副中的旋转元件是圆盘形的制动盘，当活塞受油缸液压 p 的作用下推动摩擦片沿轴向移动，以一定的压力 N 压向制动盘时，在摩擦衬片与金属盘之间会产生相应的摩擦阻力即制动力矩 M_u 。其中油缸中的液体压强 p 就是制动管路压力^[33]。

在正常工作状态下，根据浮钳盘式制动器工作原理，在静力平衡状态下，制动钳受以下三个力的作用（如图 4-11）：①制动盘的反作用力通过内侧摩擦块、活塞和制动液介质作用在制动钳体的油缸侧壁，即油压 p ；②制动盘的反作用力通过外侧摩擦块对钳体产生一个推力 N ；③与支架相接的螺栓孔处有来自支架对钳体的作用力。浮动钳体在滑动方向处于平衡，所以 $N = p \times S = p \times \pi \times d_2^2 / 4$ ，

单个制动块产生的摩擦力 $F = N \times u$ 。某型制动器取 $d_2 = 48\text{mm}$, $p = 10\text{MPa}$, $u = 0.39$ 则可容易求得 $N = 18095.6\text{N}$, $F = 7057.3\text{N}$ 。

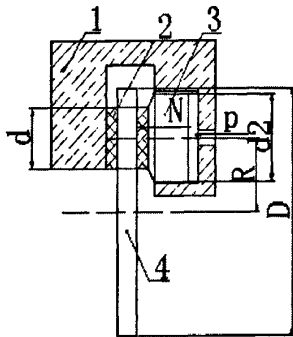


图 4-10 浮钳盘式制动器的受力简图
Fig. 4-10 Simple forced diagram of floating caliper brake

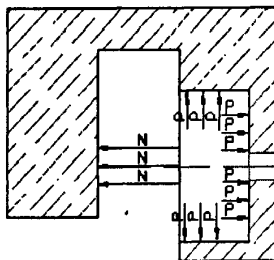


图 4-11 浮钳盘式制动器钳体受力简图
Fig. 4-11 Simple forced diagram of clamp in floating caliper brake

4.5.2 划分网格

在实际工况中，制动钳用高强度和高韧性的可锻铸铁或轻合金铸成，为能防振，要求钳体的强度和刚度都较大。由于制动钳是铸造后再进行机加工的，所以钳体表面轮廓比较复杂，本文在建立其实体模型时，抑制去模型上一些不重要且不作为研究对象的特征，如放气孔及进油孔等。为了更准确地求解制动钳体工作时的应力和变形规律，网格单元采用四面体单元，采用 ANSYS 内部网格自动划分功能，得到了 6175 个节点，13972 个单元，单元边长取 5mm。

4.5.3 边界条件的处理

1) 载荷。在对制动钳钳体的受力分析之后，将已知的载荷—油缸内压 p 均匀分布在油缸的内壁上。

2) 约束。制动钳钳体约束条件有二：第一，钳体与支架的螺栓连接处，由于钳体可相对支架做轴向滑动，所以六个自由度中，沿轴向的移动是自由的，即其余五个自由度被约束；第二，外侧制动块固定在钳体上，所以钳体与制动块相接触的平面上的节点在轴向上的位移为零，边界条件的约束处理如图 4-13 所示。

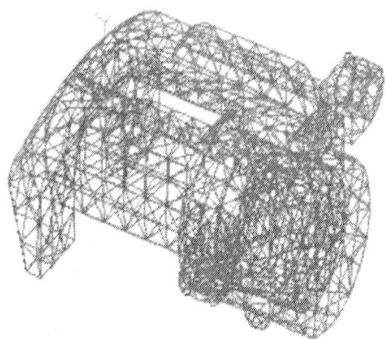


图 4-12 浮钳盘式制动器钳体网格划分图
Fig. 4-12 Grid-division diagram of floating caliper brake clamp

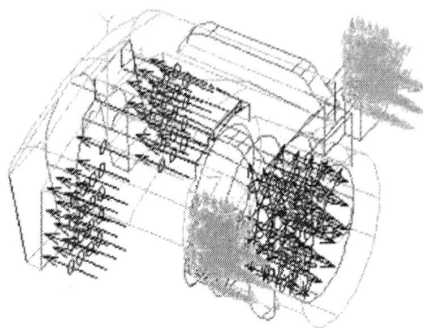


图 4-13 浮钳盘式制动器钳体边界条件图
Fig. 4-13 Boundary conditional diagram of floating caliper brake clamp

钳体材料是 QT500-7，通过分析其工作状态，主要考虑其断裂失效状况。在进行强度校核时，采取最大拉应力理论来作为强度准则，查取材料的抗拉强度为 500MPa，屈服强度为 320MPa。

由于钳体的变形主要是由拉伸和弯矩复合叠加的结果，应考虑其抵抗拉伸的能力，所以检查其最大主应力（MAXIMUM PRINCIPAL）的分布。

由制动钳应力分布云图（图 4-4）可以看出：最大主应力区发生在“钳口”弯折处，为 132MPa，满足强度要求。

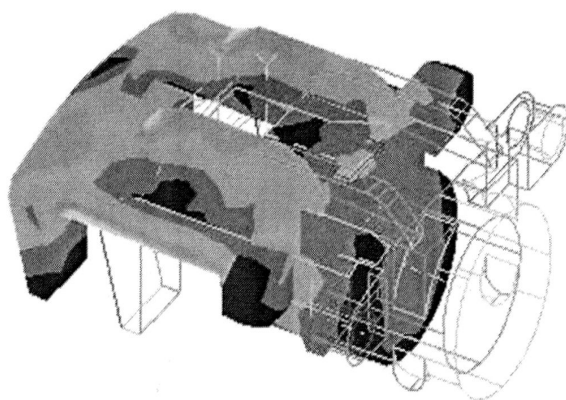


图 4-14 浮钳盘式制动器钳体应力分布云图
Fig. 4-14 Contours graph of stress distribution of floating caliper brake clamp

第5章 制动系统设计计算及性能仿真分析软件的编制

汽车制动过程是很复杂的，它与汽车总布置和制动系各参数选择密切相关。按照传统设计方法，只能在汽车设计最后或等样车试验结束后才能发现其主要参数与性能是否达到要求，再进行修改。科技的进步、市场的竞争导致新产品的开发周期越来越短，传统的设计方法正逐步被现代设计方法所取代。按照“并行方程^[34]”的观点，在设计初步阶段对汽车性能进行准确的计算分析，不但缩短了新产品开发周期，而且节约了研制经费。下面将借助计算机工具，建立汽车制动过程数学模型，进行数值仿真，以模拟实际制动过程。

5.1 制动系统总体框架体系

按照系统的目标和要求把系统分成以下几个模块：参数输入模块、制动系统设计计算分析模块、结果输出模块、数据库模块。构架原型如图 5-1 所示^[35~38]。

各功能模块之间的数据交换通过数据库进行。各模块详细介绍如下：

1) 参数输入模块。主要根据各独立模块的需要从公共数据库读入或由用户从界面输入数据。并把用户输入的数据存入数据库以供其它模块使用。

2) 计算分析模块。该模块是系统的核心模块。是制动系设计的具体计算分析模块。模块中又规划了九个计算模块，各模块即可作为一个整体统一运行，也可以作为个体单独运行，运行机制方便，灵活。

3) 结果输出模块。该模块实现各计算模块计算结果的显示、编辑、存档、打印等工作。

4) 数据库管理模块。该模块是整个系统的支撑工具，存储了系统分析计算所需要的所有数据，它为用户提供了友好、方便的人机界面，可对数据库进行不断修改和扩充，以适应不断变化的问题和条件。

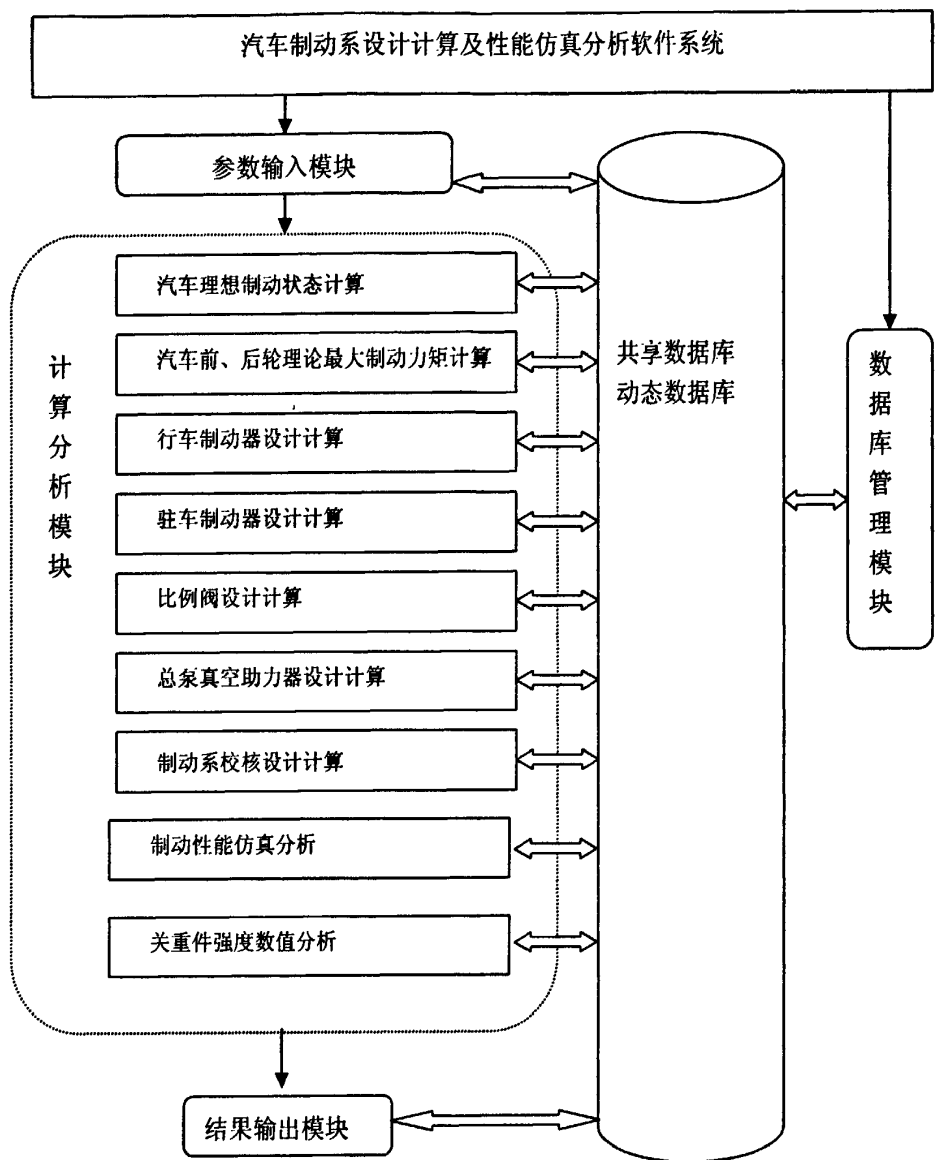


图 5-1 汽车制动系统设计计算及性能仿真分析软件系统总体构架

Fig. 5-1 Overall structure for analysis software system of designing calculation and performance simulation of vehicle Brake system

在汽车制动系统设计计算及性能仿真子系统中，规划了六个设计及数值分析模块，其中，行车制动器设计计算分析、驻车制动器设计计算分析、比例阀设计计算分析、真空助力器设计计算分析、制动性能仿真分析、制动系关重件强度数值分析的具体构造分别如图 5-2、图 5-3、图 5-4、图 5-5、图 5-6、图 5-7 所示。

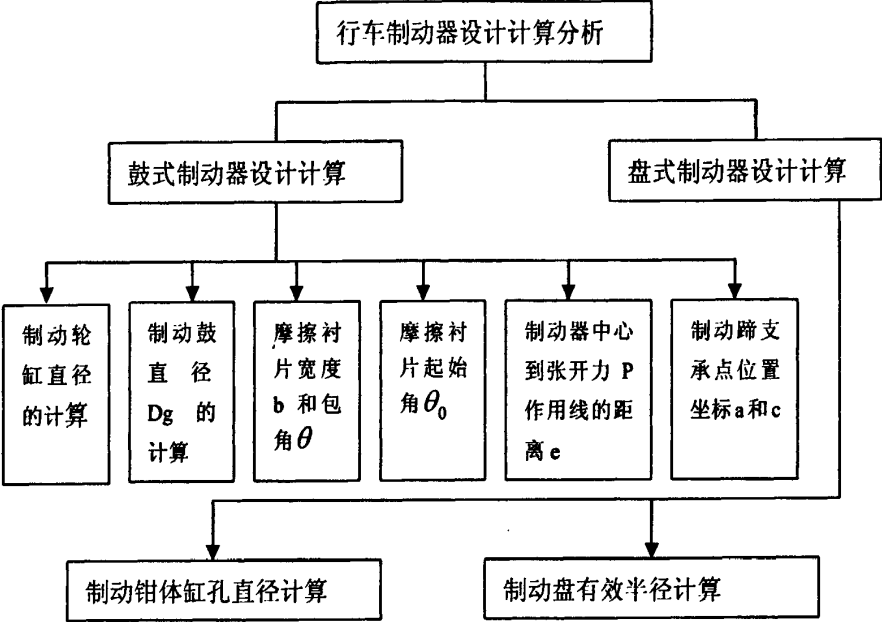


图 5-2 行车制动器设计计算分析模块构造

Fig. 5-2 Construction of calculation and design module for driving brake

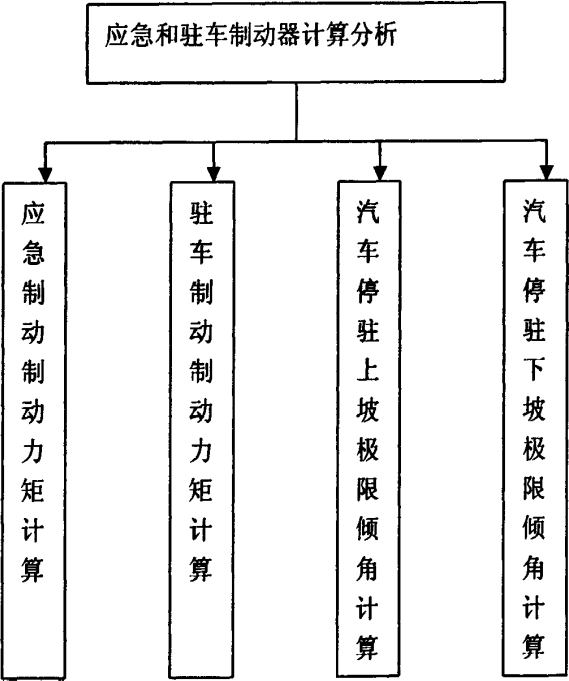


图 5-3 应急和驻车制动器设计计算分析模块构造

Fig. 5-3 Construction of calculation and design module for emergency halt vehicle brake

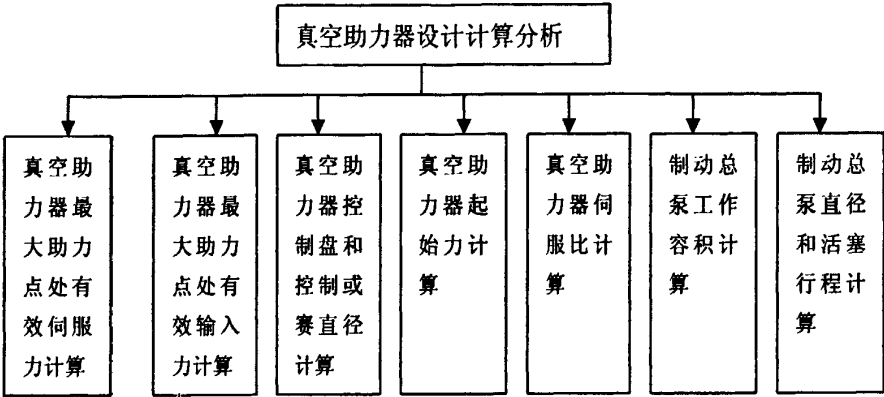


图 5-4 真空助力器设计计算分析模块构造

Fig. 5-4 Construction of calculation and design module for vacuum booster

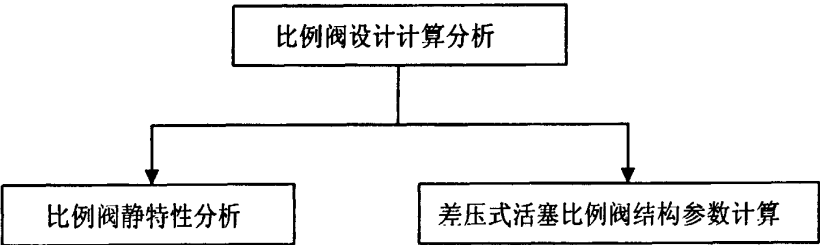


图 5-5 比例阀设计计算分析模块构造

Fig. 5-5 construction of calculation and design module for proportional value

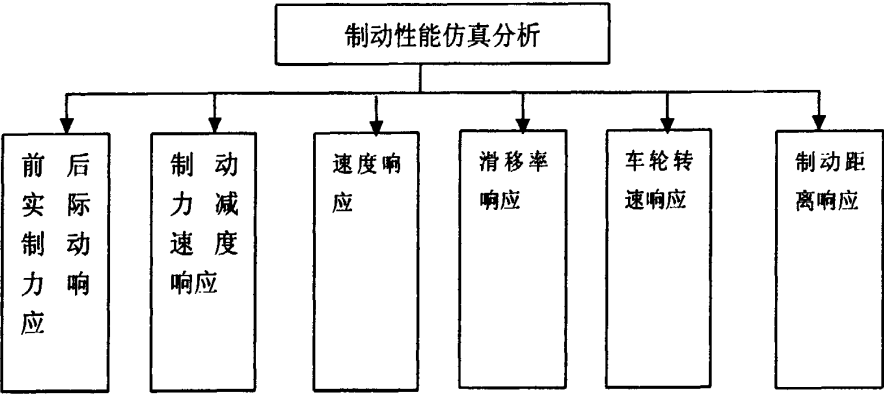


图 5-6 性能仿真分析模块构造

Fig. 5-6 Construction of analysis Module for performance simulation

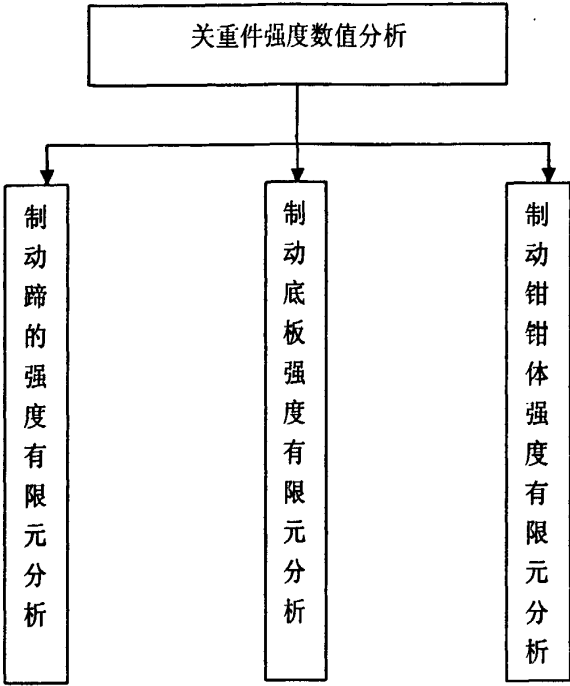


图 5-7 关键件强度数值分析模块构造

Fig. 5-7 Construction of analysis module for key components strength value

5.2 系统的开发环境

5.2.1 硬件支持环境

- 主机：奔腾 586，主频 1GHz 以上，内存 128M 以上。
- 存储介质：内置硬盘，10G 以上，或可读写光盘，容量 650M 以上。
- 输入设备：鼠标，键盘，数字化仪等。
- 输出设备：打印机，绘图仪等。

5.2.2 软件支撑环境

- 开发语言：Visual Basic 6.0。
- 操作系统：Windows 98 , Windows 2000 或 Windows XP。
- 数据库：Microsoft Access 7.0 以上。

5.2.3 用户界面的设计

用户界面是计算机应用程序与用户之间的接口，用户通过界面输入一定的信息，获得结果信息，并在程序运行时动态地与计算机交互，界面的好坏直接影响系统的性能，好的用户界面能给操作者提供方便，提高工作效率^[39]。

用户界面设计是本系统开发中一个重要的部分，界面设计遵循可操作性、可视性、动态性等原则。界面设计采用面向对象的技术，通过类的封装，利用对象的连续性和继承性，用消息映像调用函数，实现事件响应。

操作界面由眉头、主菜单、工具条、操作框、浮动工具条、状态栏等组成。

5.2.4 用户菜单与组织

本系统是基于 Windows 操作系统的应用软件，继承了 Windows 的图形界面风格，采用下拉式分级菜单和弹出式窗口技术。系统的内容采用树型结构形式提示选择，便于用户选择正确的计算步骤，同时使用系统的总体设计框架比较鲜明，内容组织比较合理。

在 VB 中有菜单模板，通过修改、添加、删除设计出满足用户要求的菜单。菜单中的各项用消息映像函数或 Clicked 事件处理用户的响应。

主菜单设计时各模块或子系统的第一栏主菜单（工程文件）和最后一栏主菜单（帮助）的内容一致，第一栏菜单中包含的内容及其含义如下：

1) “新建方案”、“打开方案”等下拉式子菜单。其中“新建方案”的含义为：输入方案代号、方案名称、模型文件名；“打开方案”的含义为：选择已存在设计产品（产品代号、名称）。只有在方案代号确定以后设计计算模块才可启用。

2) “保存”、“另存为”、“打印”等子菜单的含义都与 Windows 操作系统中菜单的含义相同。

5.2.5 输出曲线显示格式设计

本系统许多计算结果会以曲线形式输出，经设计本系统中曲线和一般曲线的表现形式相比具有以下特点：

- 1) 输出曲线周围有图形框, 图形区凹陷。
- 2) 两个坐标轴均有步长, 并标出每个坐标轴所表示的参数名和单位。
- 3) 用鼠标看曲线时, 具有数据采集功能, 即实时数据采集并存储的功能;
- 4) 曲线的分离结合自由, 可由用户视情况确定。曲线直观好看。

根据上述要求, 曲线显示在对话框中, 可用 Picture 控件显示。为了简化程序把计算和绘图分开定义, 把曲线的绘画定义为如下几个过程, 并将它们全部存放在类模块中, 方便后面多次调用。

```
Public Function PaintLine1 () //一个图形控件中画一条曲线;
```

```
Public Function PaintLine11 () //一个图形控件中画一条曲线 横纵坐标刻度相同;
```

```
Public Function PaintLine2 () //一个图形控件中画二条曲线, 横纵坐标值相同;
```

```
Public Function PaintLineadd () //在原曲线上添加曲线;
```

```
Public Function PrintLine () //打印曲线。
```

5.2.6 相关参数的约定

参数约定包括两方面的内容: 一是参数符号的约定, 二是参数量纲的约定。为了保证系统公共动态数据库的正确使用, 使编程方便, 程序便于维护, 也使程序具有可读性, 特对各模块的参数作统一约定。由于一些在计算中常使用的符号在用 VB6.0 编程时无法表达, 本系统对它们另外进行了约定。

5.3 性能仿真子系统软件各子模块的详细设计

本系统以 VB6.0 作为开发工具, 采用了面向对象的程序设计方法, 运用当今流行的软件模块化设计思想组织数据结构。计算分析模块中包含了大量的计算公式, 我们把它定义为函数过程全部存放在类模块中, 这样既方便其余模块多次调用函数, 简化程序, 又便于对函数进行察看和修改, 而且避免了变量之间名称发生冲突^[40]。

该子系统包括: 汽车理想制动状态设计计算模块、汽车前、后轮理论最大制

动力矩设计计算模块、行车制动器设计计算模块、应急和驻车制动器设计计算模块、比例阀设计计算模块、总泵真空助力器设计计算模块、制动器制动系校核设计计算模块。制动性能仿真分析模块，关重件强度数值仿真计算模块。由于程序需要处理的计算公式太多，不详细介绍。

5.3.1 汽车理想制动状态设计计算模块

一般根据汽车前、后轴制动器制动力的分配，载荷情况及道路附着系统等因素，当制动器制动力足够时，制动过程可能出现如下三种情况：1) 前轮先抱死拖滑，然后后轮抱死拖滑；2) 后轮先抱死拖滑，然后前轮抱死拖滑；3) 前后轮同时抱死拖滑；由汽车在制动过程中的方向稳定性可知，情况 1) 是稳定工况，但在制动时汽车丧失转向能力，附着条件没有充分利用；情况 2) 汽车后轴可能出现侧滑，是不稳定工况，附着利用率也低；而情况 3) 可以避免汽车后轴侧滑，同时前转向轮只有在最大制动强度下才使汽车失去转向能力，较之前两种工况，附着条件利用情况较好，此时的前、后轮制动器对汽车前、后轮制动力 F_{u1} 和 F_{u2} 的关系曲线，常称为理想的前、后制动器制动力分配曲线。

本程序是通过输入整车参数汽车总重量或总质量 $G_a = mg$ 、轴距 L 、汽车重心至前、后轴的纵向距离 L_1 、 L_2 、汽车重心高度 h_g 。根据汽车在制动状态相关理论，计算出前后轮同步抱死的制动工况下的各轴理想制动力。再以附着系数 Φ 为参变数，输出前、后轴制动周缘力的理想关系曲线。在汽车制动系统设计中，前、后制动器制动力分配的比例将影响到汽车制动时的方向稳定性和附着条件利用程度，所以设计汽车制动系统必须妥善考虑这一问题。程序流程如图 5-8

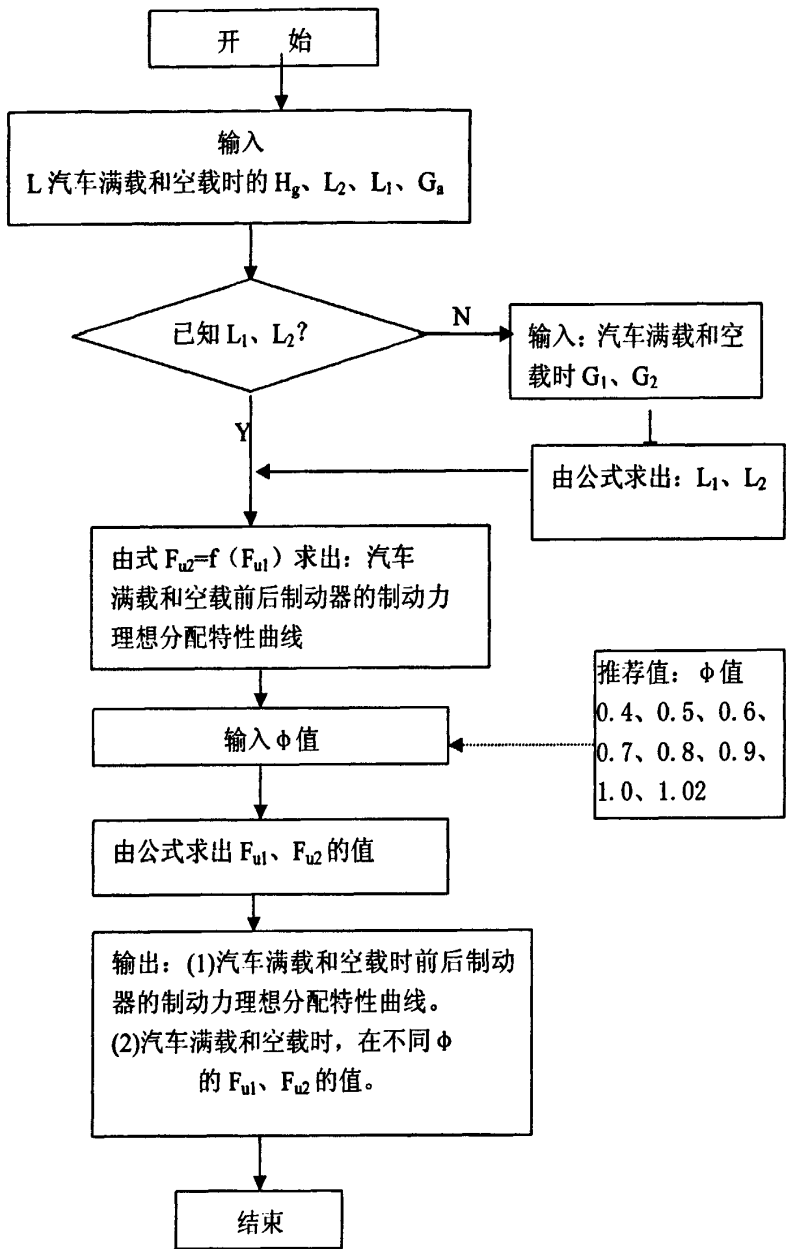


图 5-8 程序流程图

Fig. 5-8 Flow chart

5.3.2 汽车前、后轮理论最大制动力矩设计计算模块

随着道路条件的不断改善, 现如中小型客车的车速都设计的较高。一般从保证汽车在制动时的稳定性出发, 一般宁可让前轮先抱死而不让后轮先抱死。如此, 在确定轿车和中小型客车的同步附着系统 Φ_0 时, 取值都较高。在轿车和中小型

客车的最高车速 $>150\text{km/h}$ 时, 根据路面平整程度和附着系数实际情况, 推荐 Φ_0 取 0.8-0.9, 这样就可以根据对 Φ_0 值较大汽车的前、后轴最大制动力矩的计算原则, 确定汽车各单个制动器应有的最大制动力矩。程序流程如图 5-9

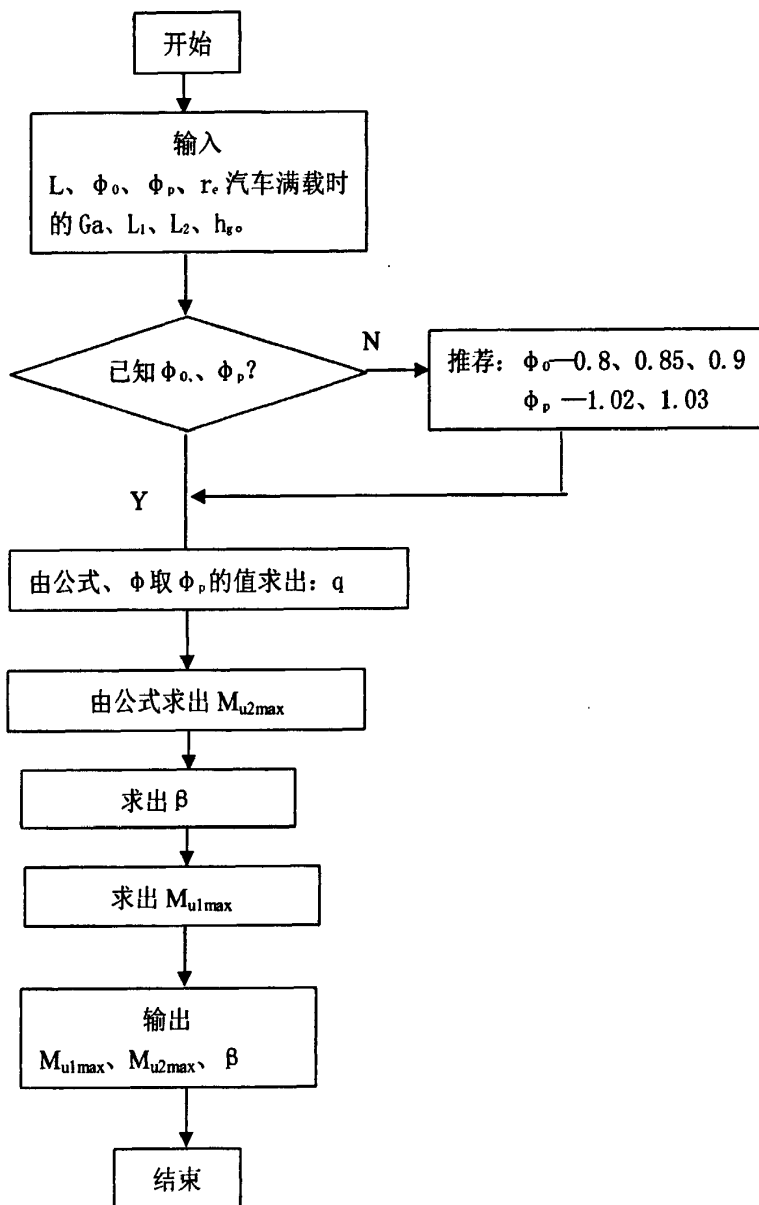


图 5-9 程序流程图
Fig. 5-9 Flow chart

5.3.3 比例阀设计计算模块

一般中小型客车的比例阀的设计可采用如下三个步骤进行。1)确定汽车理想

的前、后制动管路压力分配特性；2)选定最接近理想特性的最佳的比例阀特性；
3)确定比例阀的结构参数，以保证所选定的比例阀特性的实现。程序流程图如
5-10。

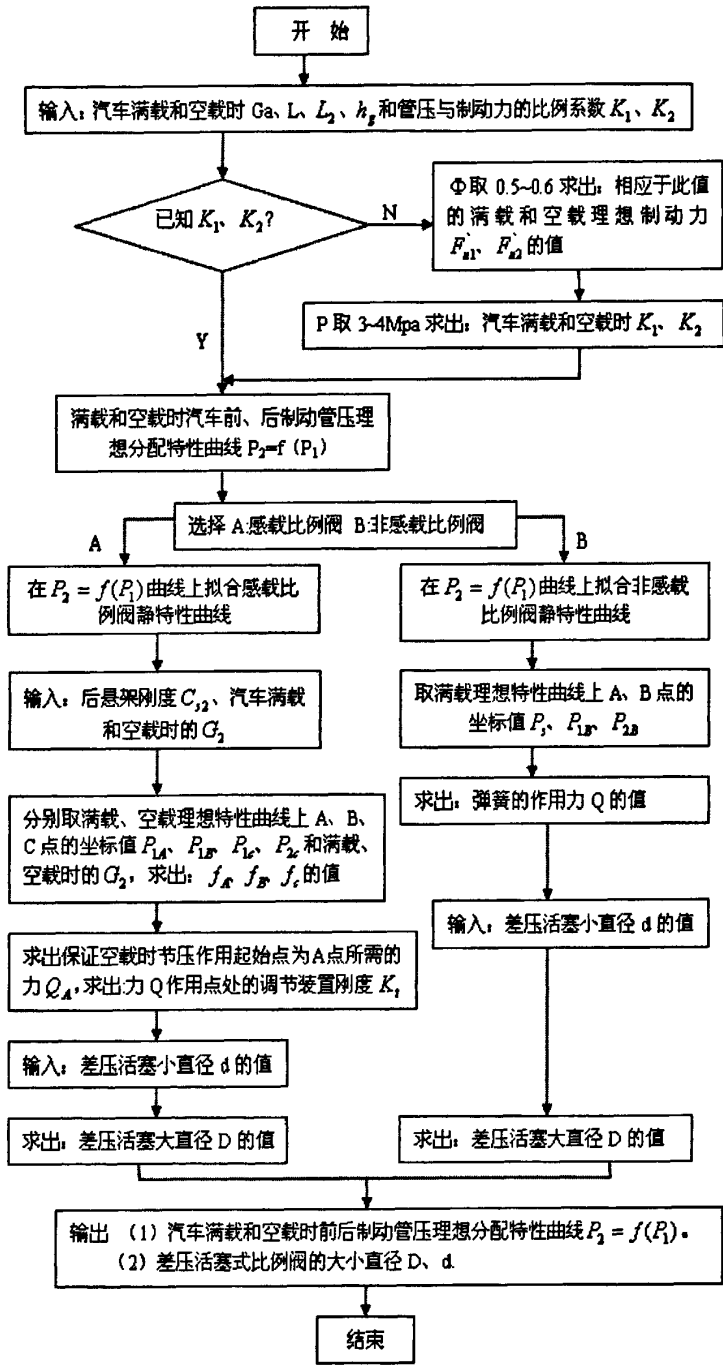


图 5-10 程序流程图
Fig. 5-10 Flow chart

5.3.4 行车制动器设计计算模块

1、盘式制动器设计计算

在本模块中需要确定的参数是制动盘有效半径 r_1 和制动钳体缸孔直径 D_1 。求制动盘有效半径，首先要知道制动钳摩擦衬块内外径 R_1 、 R_2 。求制动钳体缸孔直径，需要先确定用于计算的最大制动力矩 M'_{ulmax} 。基本流程如图 5-11 所示。

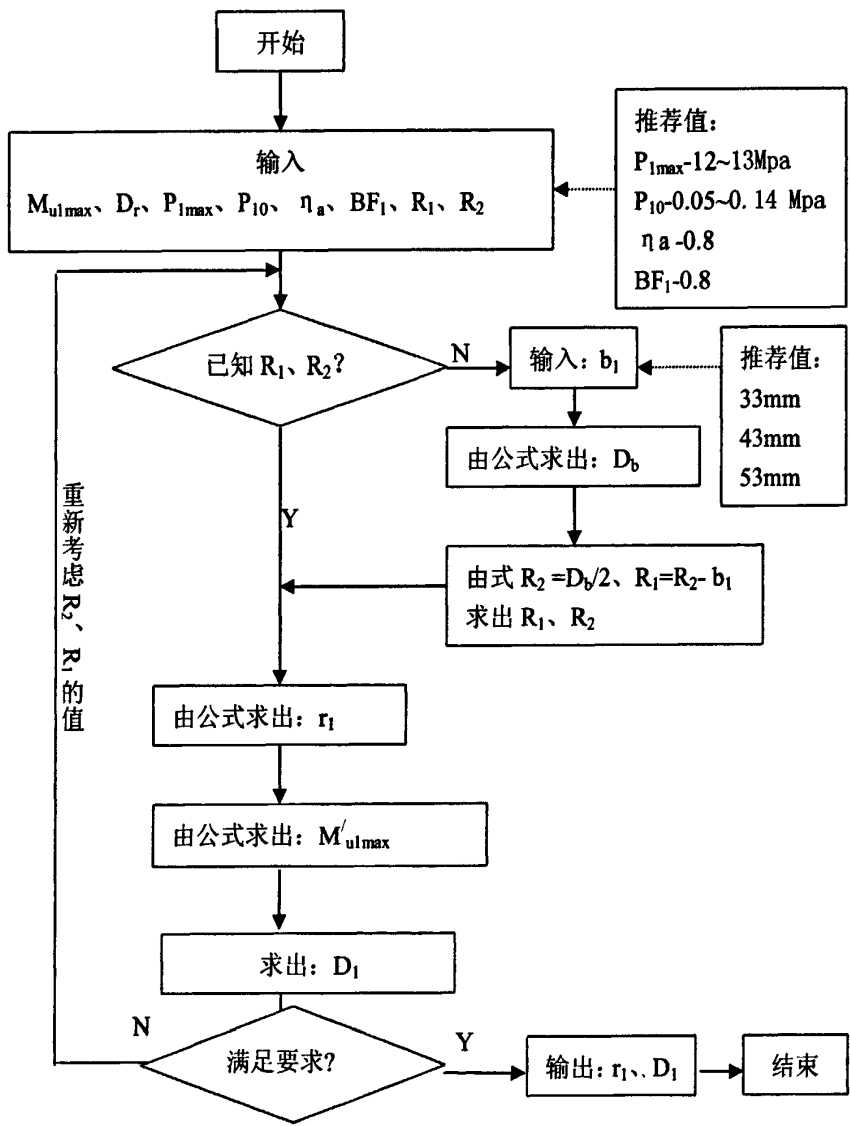


图 5-11 程序流程图
Fig. 5-11 Flow chart

2、鼓式制动器设计计算

本模块中需要确定的结构参数有：鼓式制动器制动分泵直径 D_2 ，摩擦片宽度 b_2 ，包角 θ_2 ，前蹄、后蹄摩擦片起始角 θ_{01} 、 θ_{02} ，制动器中心到制动蹄上承点的距离 e ，制动蹄下支承点到制动器中心距离 a 和到水平中心距离 c 。基本流程如图 5-12 所示。

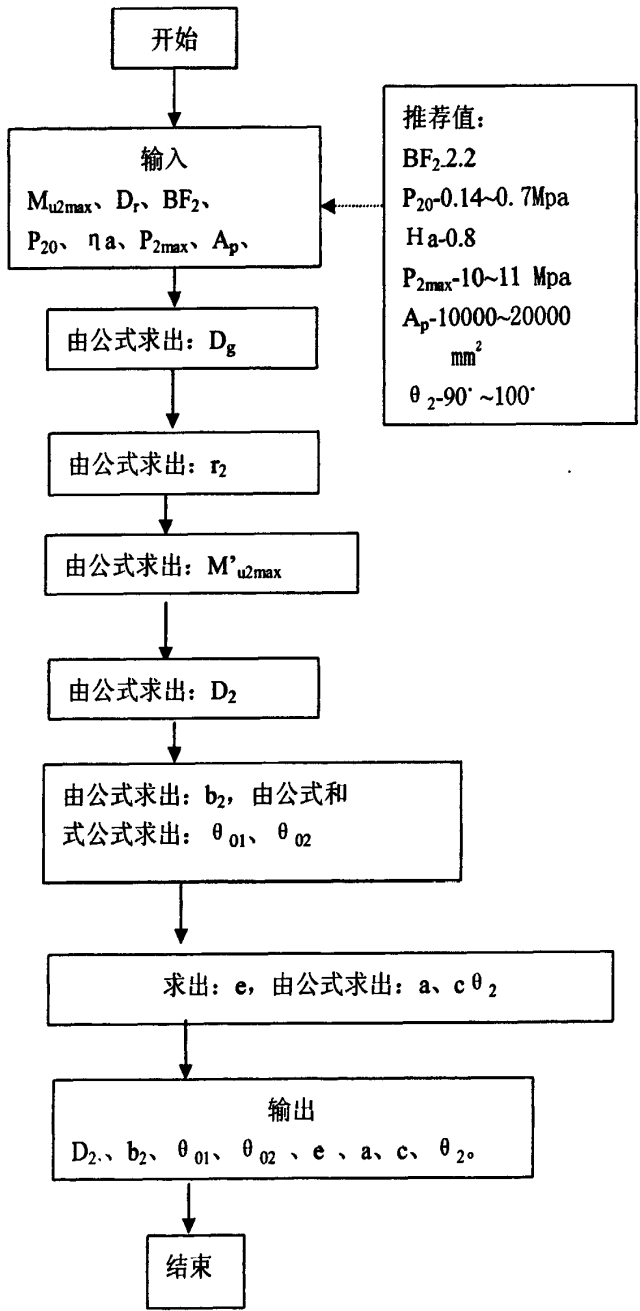


图 5-12 程序流程图
Fig. 5-12 Flow chart

5.3.5 总泵真空助力器设计计算模块

在中小型客车的制动系统设计中,以总泵真空助力器总成作为制动系统的驱动装置最为普遍,其中制动总泵采用双腔双活塞结构形式。从安全性考虑,由双腔双活塞形成的双回路液压制动系统中任一回路失效时,制动总泵仍能工作,制动系统的安全可靠性得到提高。总泵真空助力器功能就是通过输入制动踏板力将制动液由低压状态变成高压状态输入汽车前、后轮制动器的制动钳体和制动分泵中,产生对制动盘和制动鼓的制动力。因此,制动总泵、真空助力器的主要参数设计与制动管压、真空助力器助力比、制动踏板杠杆比、踏板力等因素有关。基本流程如图 5-13。

5.3.6 应急和驻车制动器设计计算模块

在中小型客车的制动系统设计中,应急制动和驻车制动一般是靠手操纵的驱动机构使兼作为驻车制动器的后轮鼓式制动器产生制动力矩,从而引起路面对后轮作用的制动力,以实现整车制动。手操纵的驱动机构一般由手制动拉丝、拉臂、传力杆等零件组成。其作用是将来自于司机的制动操纵力放大并通过传力杆使制动蹄总成上的磨擦片压紧制动鼓,形成汽车的应急和驻车制动。基本流程如图 5-14。

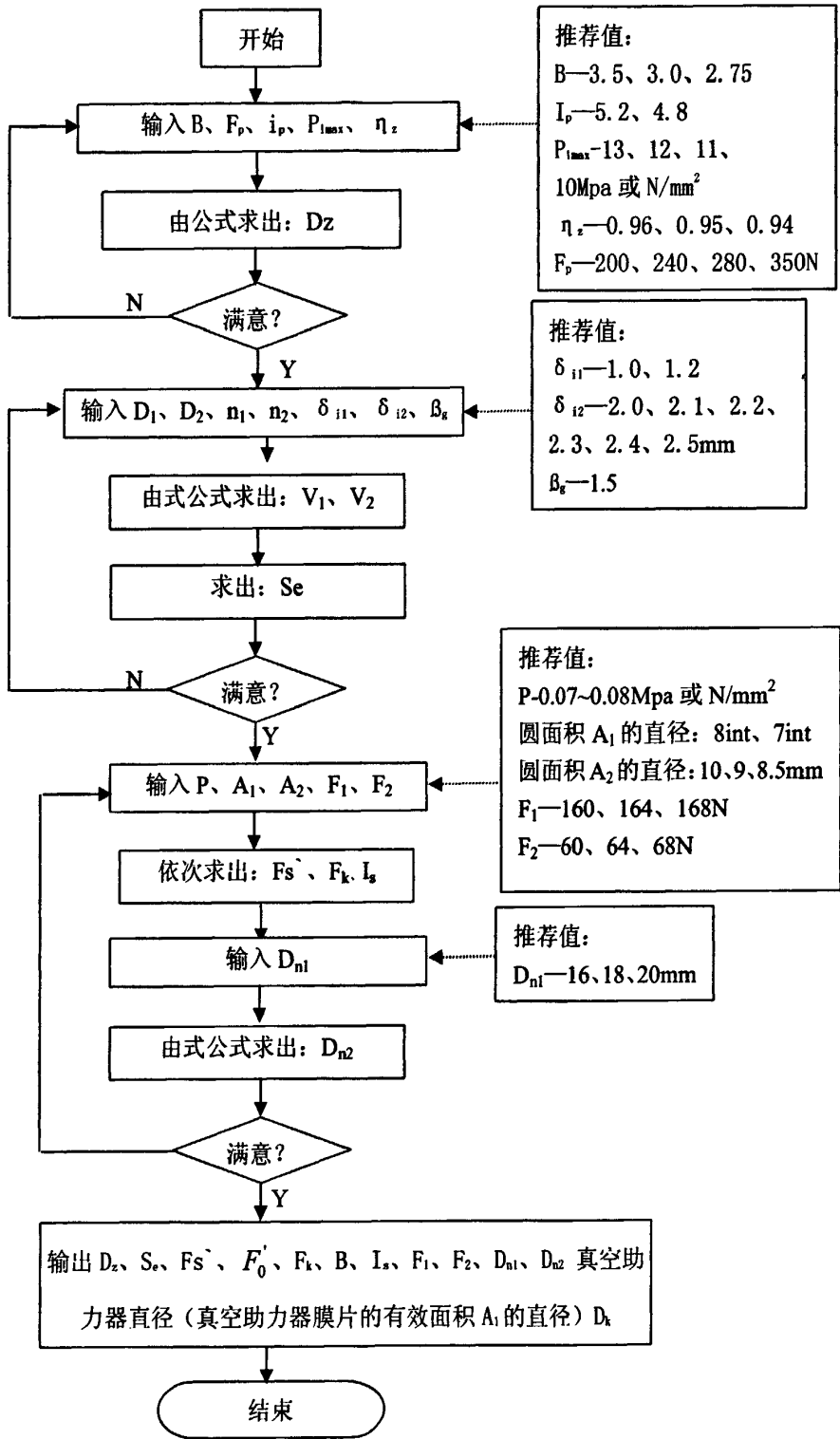


图 5-13 程序流程图

Fig. 5-13 Flow chart

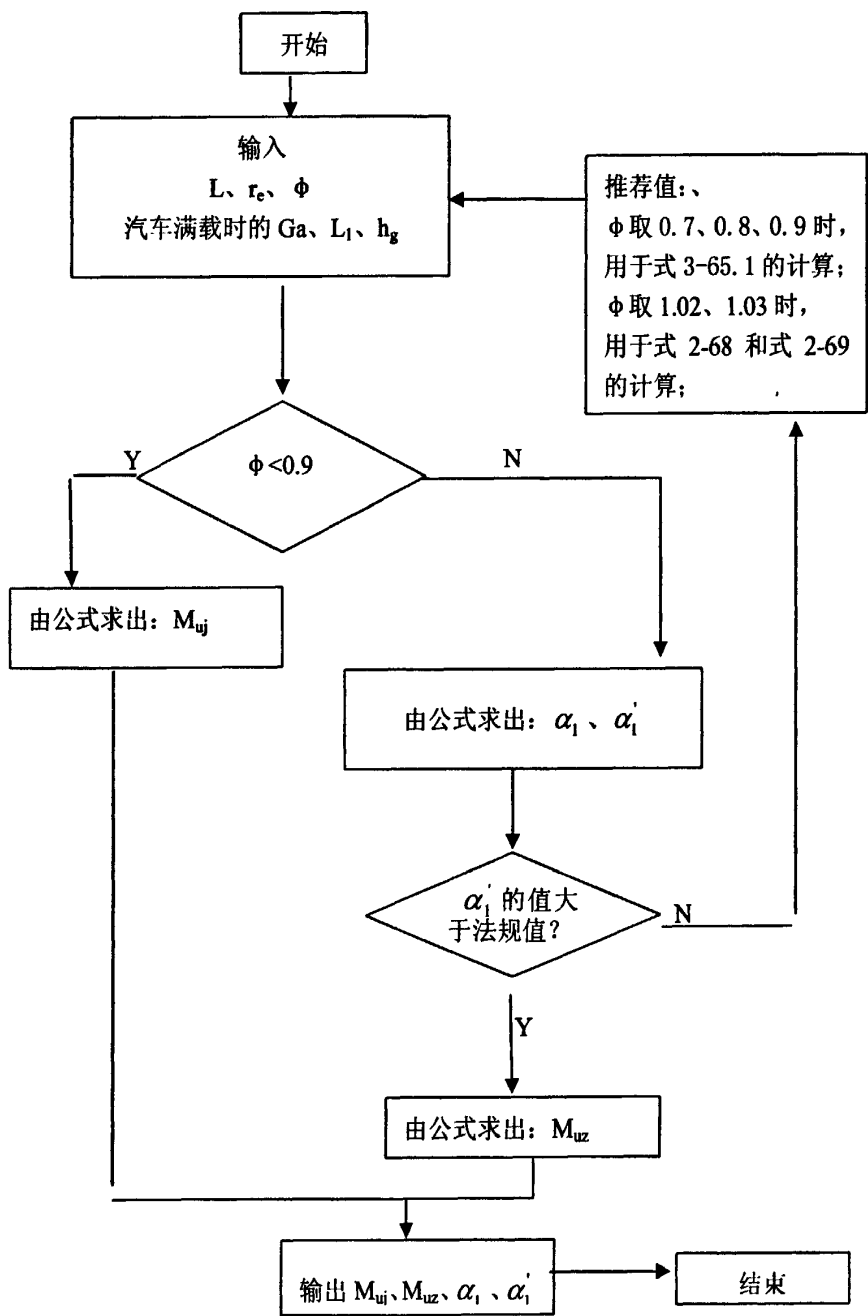


图 5-14 程序流程图

Fig. 5-14 Flow chart

5.3.7 制动系统校核计算模块

制动系统的校核计算是制动系统设计中的必要环节，通过核校计算可以基本掌握制动系统部件的主要性能，为保证整车的性能参数要求提供必要的依据。

1) 盘式制动器校核计算。盘式制动器校核主要是根据有关零件的性能尺寸和性能指标，对制动力矩 (M_{ul})、制动力矩与制动衬块的摩擦系数、前制动管压的关系，制动衬块磨损特性进行校核计算，以确认盘式制动器工作图纸是否达到设计性能要求。汽车制动过程可视为将汽车的机械能的一部分转变为热量而耗散的过程。在制动强度很大的紧急制动过程中，制动器几乎承担了汽车全部动能耗散的任务。此时，由于制动时间很短，实际上热量还来不及逸散到大气中，而为制动器所吸收，致使制动器温度升高。这就是所谓制动器的能量负荷。能量负荷愈大，则制动衬块磨损愈严重。由于汽车的总重及制动衬块的摩擦面积各不相同。因而有必要用一种相对的量作为评价能量负荷的指标。现常用的指标是比能量耗散率 (e_1)，即每单位衬块摩擦面积的每单位时间耗散的能量。摩擦特性的另一个指标是每单位衬块摩擦面积的制动器摩擦力，称为比摩擦力 (f_1)。比摩擦力愈大，则摩擦将愈严重。基本流程如图 5-15 所示。

2) 鼓式制动器校核计算。鼓式制动器的结构与盘式制动器相比，鼓式制动器比较复杂，其次，鼓式制动器还兼作为驻车制动器，因此，鼓式制动器需校核计算的内容较多，但基本原理是一致的。对鼓式制动器的校核主要是制动效能因数、制动力与汽车重力的比值、摩擦片磨损特性进行校核计算，以确认鼓式制动器工作图纸是否达到设计性能要求。

在本模块中分别对领从蹄自动定心浮销式鼓式制动器和带双向自增力式自动定心浮钳式鼓式制动器进行了校核。其中制动效能因数主要有：汽车前进时制动器制动效能因数 BF_2 、倒车时制动器制动效能因数 BF_2' 、驻车前进时制动效能因数 BF_2 、驻车倒车时制动效能因数 BF_2' ；制动器摩擦片磨损特性有：比能量耗散率 e_2 、比摩擦力 f_2 ；鼓式制动器制动力与后轴载荷比值有：空载鼓式制动器制动力与后轴载荷比值 H_1 、满载鼓式制动器制动力与后轴载荷比值 H_2 、驻车制动器制动力与满载时汽车总重力的比值 H_3 。流程如图 5-16 所示。

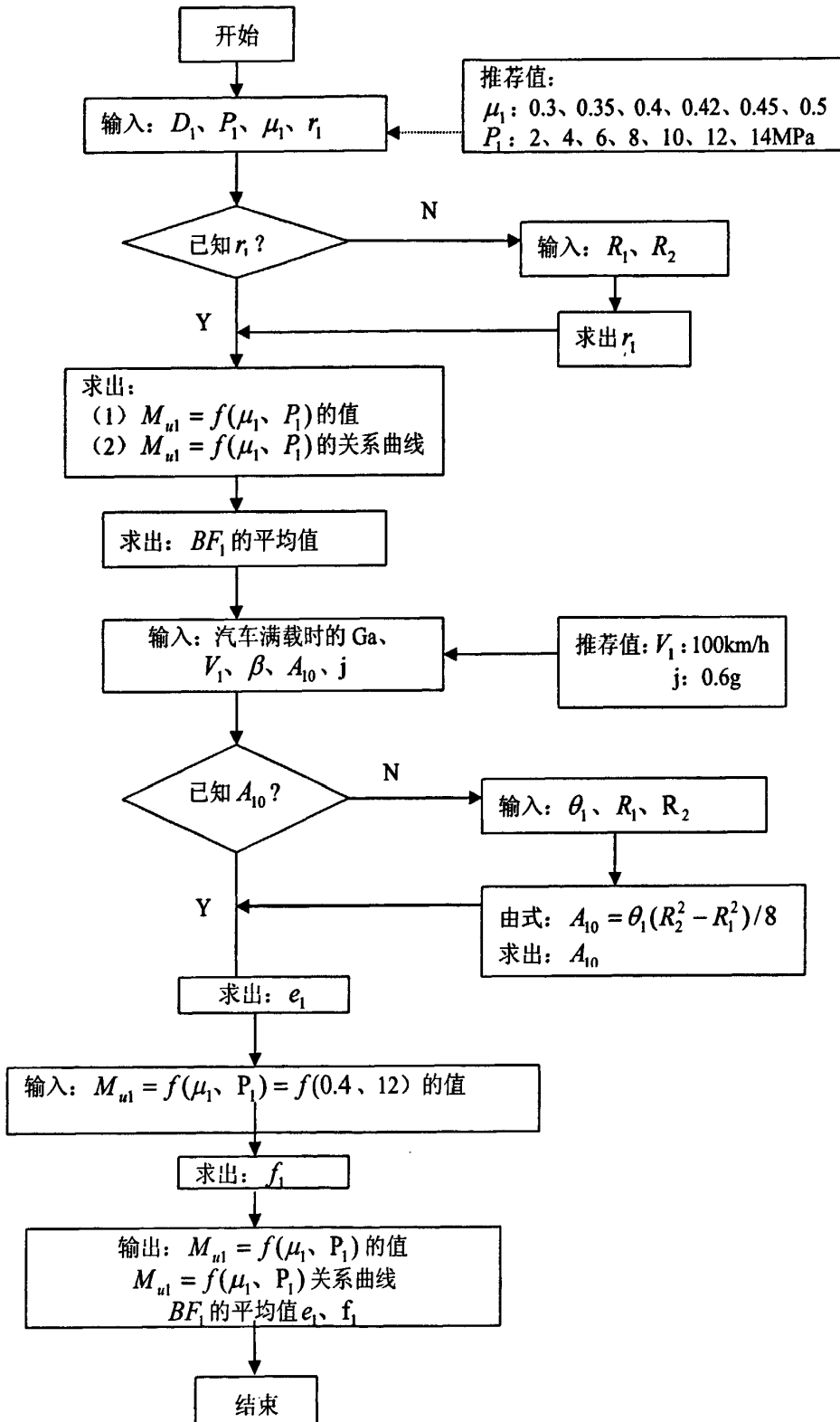


图 5-15 盘式制动器校核计算流程图

Fig. 5-15 Flow chart of disc brake checking calculation

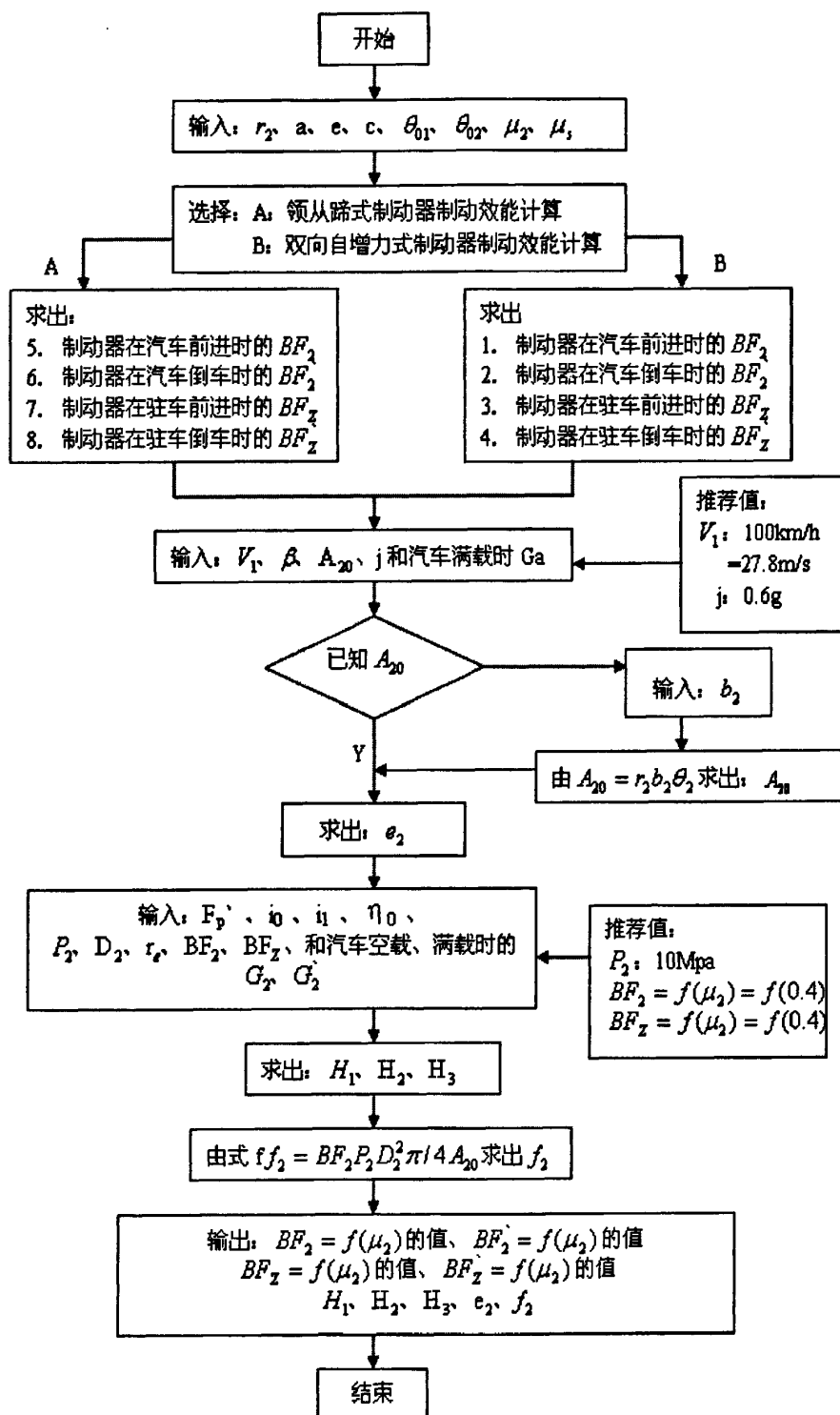


图 5-16 鼓式制动器校核计算流程图

Fig. 5-16 Flow chart of drum brake checking calculation

5.3.8 制动性能仿真分析模块

1) 制动方程式的推导。推导制动过程数学模型时，作如下假设^[3]：

(1) 模型为后轴驱动的双轴汽车，全轮制动，前轮驱动的汽车分析方法类似；

(2) 整车分为三部分：车身、前轮和后轮（包括后轮及与它一起旋转的旋转部分—主减速器、传动轴、变速器和齿轮等），只考虑以下三种运动：a) 车身的平动；b) 前轮的旋转运动；c) 后轮的旋转运动；

(3) 不考虑钢板弹簧及车身连接件对制动影响；

(4) 制动时假设已断开离合器，不考虑发动机制动；

(5) 不考虑空气阻力；

(6) 不考虑两前轮之间及两后轮之间受力的差别；

(7) 制动时间仅从驾驶员踩下制动踏板时计起，驾驶员的反应时间并不计算在内。

如图 5-17，以离散的车身质心 S_A 、前轮质心 S_1 和后轮质心 S_2 取代汽车总质心 S ，换算公式如图^[41]。

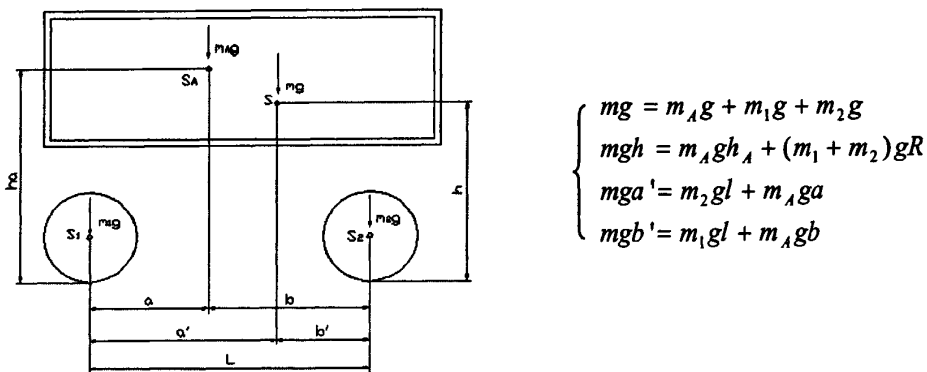


图 5-17 车辆质心离散

Fig. 5-17 Vehicle centroid discrete

式中：

m 、 m_A 、 m_1 、 m_2 ——分别为整车质量、车身质量、前轮质量和后轮质量；
 $m = m_A + m_1 + m_2$ ；单位 kg。

a' ——汽车总质心至前轴的纵向距离； (m)

b' ——汽车总质心至后轴的纵向距离； (m)

- a —— 车身质心至前轴的纵向距离; (m)
- b —— 车身质心至后轴的纵向距离; (m)
- L —— 汽车前、后轴间距离; (m)
- h —— 汽车总质心高度; (m)
- h_a —— 车身质心高度; (m)

在坡度为 α 的坡道上上坡制动的汽车受力如图 5-18, 应用质心运动定理和质心转动定理建立整车的运动方程^[3]。

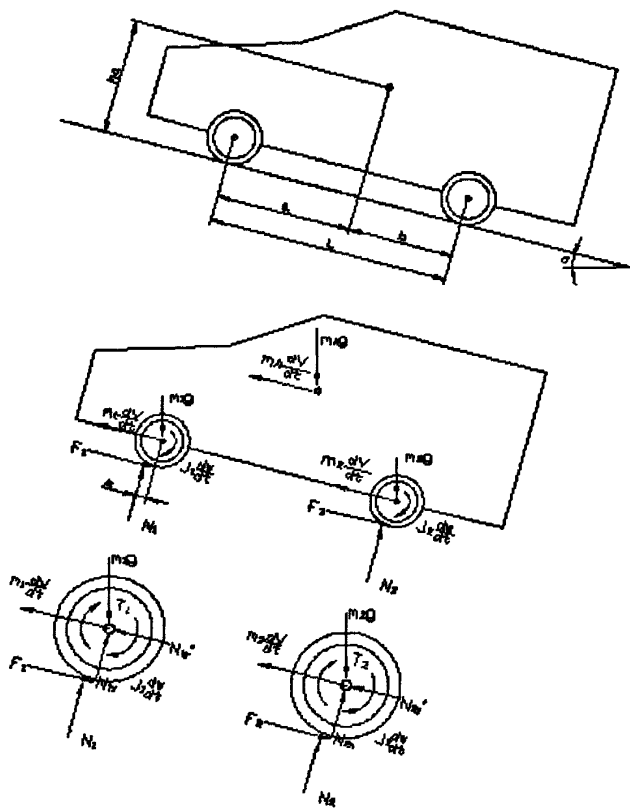


图 5-18 上坡制动时受力图

Fig. 5-18 Forced figure of uphill braking

$$\sum x = 0 \quad (m_A + m_1 + m_2) \frac{dv}{dt} - (m_A + m_1 + m_2) g \sin \alpha - (F_1 + F_2) = 0 \quad 5-1$$

$$\sum y = 0 \quad N_1 + N_2 - (m_A + m_1 + m_2) g \cos \alpha = 0 \quad 5-2$$

对 N_2 作用点 B 点力矩平衡得:

$$\begin{aligned}
 N_1 \cdot l - (m_1 + m_2)g \cdot \frac{dV}{dt} \cdot R - m_A \cdot \frac{dV}{dt} \cdot h_A + (m_1 + m_2)g \cdot \sin \alpha \cdot R - m_1 g \cdot \cos \alpha \cdot (l - e) \\
 + m_2 g \cdot \cos \alpha \cdot e - m_A g \cdot \cos \alpha \cdot (b - e) + m_A g \cdot \sin \alpha \cdot h_A + J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = 0
 \end{aligned} \quad 5-3$$

式中:

N_1 、 N_2 ——前、后轮动载荷; N

F_1 、 F_2 ——前、后轮地面制动力; N

J_1 、 J_2 ——前、后轮转动惯量; $\text{Kg} \cdot \text{m}^2$

ω_1 、 ω_2 ——前、后轮角速度; rad/s

e ——车轮法向力着力点由通过车轴中心线垂直线偏移距离; m

由 5-2 得:

$$N_2 = (m_A + m_1 + m_2)g \cos \alpha - N_1 \quad 5-4$$

又

$$F_1 = \varphi_1 \cdot N_1 \quad 5-5$$

$$F_2 = \varphi_2 \cdot N_2 \quad 5-6$$

式中:

φ_1 、 φ_2 ——前、后轮道路附着系数;

将式 (5-4)、式 (5-5)、式 (5-6) 代入式 (5-1) 得:

$$m \frac{dV}{dt} = mg(\sin \alpha + \varphi_2 \cos \alpha) + (\varphi_1 - \varphi_2)N_1 \quad 5-7$$

由式 (5-3) 得:

$$\begin{aligned}
 N_1 = & \left[(m_1 + m_2) \frac{dV}{dt} - (m_1 + m_2)g \sin \alpha \right] \cdot \frac{R}{l} + (m_A \cdot \frac{dV}{dt} - m_A g \sin \alpha) \cdot \frac{h_A}{l} \\
 & + m_1 g \cos \alpha \cdot \frac{l - e}{l} + m_A g \cos \alpha \cdot \frac{b - e}{b} - m_2 g \cos \alpha \cdot \frac{e}{l} - \frac{J_1}{l} \cdot \frac{d\omega_1}{dt} - \frac{J_2}{l} \cdot \frac{d\omega_2}{dt}
 \end{aligned} \quad 5-8$$

将式 (5-8) 代入式 (5-7) 得:

$$\begin{aligned}
 \frac{dV}{dt} = & \frac{1}{ml - (\varphi_1 - \varphi_2)[(m_1 + m_2)R + m_A h_A]} \{ (\sin \alpha + \varphi_2 \cos \alpha)mg l + (\varphi_1 - \varphi_2) \\
 & [-(m_1 + m_2)g \cdot \sin \alpha \cdot R - m_A g \cdot \sin \alpha \cdot h_A + m_1 g \cdot \cos \alpha \cdot (l - e) + m_A g \cos \alpha \cdot (b - e) \\
 & - m_2 g \cos \alpha \cdot e - J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} - J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt}] \}
 \end{aligned} \quad 5-9$$

由图 5-17, 由质心转动定理, 前轮旋转运动方程式为:

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = F_1 R - N_1 e - T_1 \quad 5-10$$

式中:

T_1 ——前轮制动器制动力矩和; $T_1 = 2 \times K_1 \times F_0 \times R_f$

F_0 ——制动分泵促动力;

R_f ——前制动器有效制动半径;

由图 5-17, 质心转动定理, 后轮旋转运动方程式为:

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = F_2 R - N_2 e - T_2 \quad 5-11$$

道路附着系数和滑移率的关系为^[39]:

$$\varphi = \frac{K_x}{F_z} S(1-q)^2 + (u_0 - \alpha \cdot S \cdot V) q^2 (3-2q) \quad 5-12$$

式中:

K_x ——制动刚度;

F_z ——轮胎载荷;

S ——滑移率;

q ——滑动域长度系数; 一般 $q < 1$, 当 $q > 1$ 时, q 取 1.

u_0 ——滑动速度极小时的最大摩擦系数; 一般取 $u_0 = 0.85$

α ——衰减系数; 取 $\alpha = 0.005$

V ——车速; (m/s)

至此, 双轴汽车制动模型建立完毕, 汽车基础运动方程式为式 (5-9)、式 (5-10) 和式 (5-11), 而三式中的附着系数在制动过程中变化十分复杂, 且和制动车速有关, 更给解方程带来难度。下面将简要介绍制动方程式的解法。

2 制动方程式的解法

在解如上的制动微分方程式中, 四阶龙格—库塔法是一种较容易在计算机上实现, 精度也较高的一种方法。其原理简要介绍如下:

设 $y(x)$ 是 $y' = f(x, y)$ 的精确解, $y(x)$ 在点 x_n 处泰勒公式展开得:

$$y(x_n + h) = y(x_n) + h \cdot y'(x_n) + \frac{h^2}{2!} y''(x_n) + \dots \quad 5-13$$

要得到精确解,就需要计算其中 $y(x)$ 的各阶导数,随着导数阶数的增大,其计算量十分可观,而根据四阶龙格—库塔法得出微分方程的近似解

$$y_{n+1} = y_n + (K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4)/6 \quad 5-14$$

式中:

$$\begin{cases} K_1 = h \cdot f(x_n, y_n) \\ K_2 = h \cdot f(x_n + h/2, y_n + K_1/2) \\ K_3 = h \cdot f(x_n + h/2, y_n + K_2/2) \\ K_4 = h \cdot f(x_n + h, y_n + K_3) \end{cases}$$

可以证明,式(5-13)和式(5-14)比较,式(5-14)只不过具有忽略 h^5 以后各项所导致的误差。因此,四阶龙格—库塔法精度是较高的。

当有多个未知数时,例如 x 、 y 、 z 三个未知数,微分方程如下:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = f_1(t, x, y, z) \\ \frac{dy}{dt} = f_2(t, x, y, z) \\ \frac{dz}{dt} = f_3(t, x, y, z) \end{cases} \quad 5-15$$

初始条件取 $t=t_0$ 时, $x=x_0$ 、 $y=y_0$ 、 $z=z_0$, 当 $t_1=t_0+h$ 时, $x=x_0+k$ 、 $y=y_0+l$ 、 $z=z_0+m$, 则由四阶龙格—库塔法可得:

$$\begin{cases} k = (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)/6 \\ l = (l_1 + 2l_2 + 2l_3 + l_4)/6 \\ m = (m_1 + 2m_2 + 2m_3 + m_4)/6 \end{cases} \quad 5-16$$

式中:

$$\begin{cases} k_1 = h \cdot f_1(t_0, x_0, y_0, z_0) & l_1 = h \cdot f_2(t_0, x_0, y_0, z_0) & m_1 = h \cdot f_3(t_0, x_0, y_0, z_0) \\ k_2 = h \cdot f_1(t_0 + h/2, x_0 + k_1/2, y_0 + l_1/2, z_0 + m_1/2) & l_2, m_2 \text{ 定义类似} \\ k_3 = h \cdot f_1(t_0 + h/2, x_0 + k_2/2, y_0 + l_2/2, z_0 + m_2/2) & l_3, m_3 \text{ 定义类似} \\ k_4 = h \cdot f_1(t_0 + h, x_0 + k_3, y_0 + l_3, z_0 + m_3) & l_4, m_4 \text{ 定义类似} \end{cases}$$

在已知制动器参数、制动参数、制动管路压力变化情况下,制动微分方程式中只有 V 、 ω_1 、 ω_2 三个未知数,按照上述方法即可求解制动方程式。

5.3.9 制动器设计资料库

设计过程是取得信息和处理信息的过程。据统计,全部设计时间中约有 8~15%用以搜集信息,如何存储信息,更好地提供信息是提高设计效率的有效措施,设计资料库正是解决这一问题的办法。汽车设计资料库是一种制动器设计信息库,它是一种支持方案及详细设计的信息管理系统。它把制动器设计过程中的大量信息有规律地加以分类、存储,以便于设计人员快速地查找与阅读制动器设计过程中的相关资料,便于计算机辅助设计的应用。

1) 对制动器设计资料库的要求。

- (1) 设计资料库内容系统、清晰,分层次编排;
- (2) 库中每一层次目的明确,易于识别;
- (3) 具有可修改与扩充的可能性。

2) 制动器设计资料库的实现形式。制动器设计资料库模块的模型结构是一种典型的树状分层结构,逻辑结构比较单一,同层次的并列模块间不存在复杂的联系,它是对现有 CAD 系统的功能扩充,成为设计人员的联机手册。设计资料库中包含众多的设计方法、工程经验、设计运算、产品实例的相关内容,有大量的文字、图形和公式。对于该设计资料库,可以考虑以下四种方式实现:

- (1) 多媒体演示系统;
- (2) 基于数据库的应用;
- (3) 基于 Web 的应用;

(4) 超文本技术。超文本技术类似于人的联想记忆结构,它采用非线性的网状结构组织块状信息,把文本按其固有的独立性和相关性划分为不同的信息块,再按它们的自然关系连接成网络。超文本技术用于对信息的非线性表示和检索,主要用于联机手册、维修和操作手册、字典、娱乐等。如 Windows 帮助手册就是一种典型的超文本文体。考虑到制动器设计资料库中包含大量的文本、公式和图片,适合于采用基于超文本技术的查询的系统。因此,制动器设计资料库采用超文本技术构建,组建成一个 Web 站点。

3) 建库工具选择。制动器设计资料库采用 Frontpage 构建。

FrontPage 是微软公司开发的一个网页制作和发布程序,具有文本搜索、论

坛表单、CGI 脚本、Java 小应用程序、Active X 控件、数据库访问以及许多高级 Web 功能，可以制动和发布具有专业外观的 Web 站点，适用于资料库的建立。

4) 设计资料库的总体结构。总体结构如 5-19 图所示：

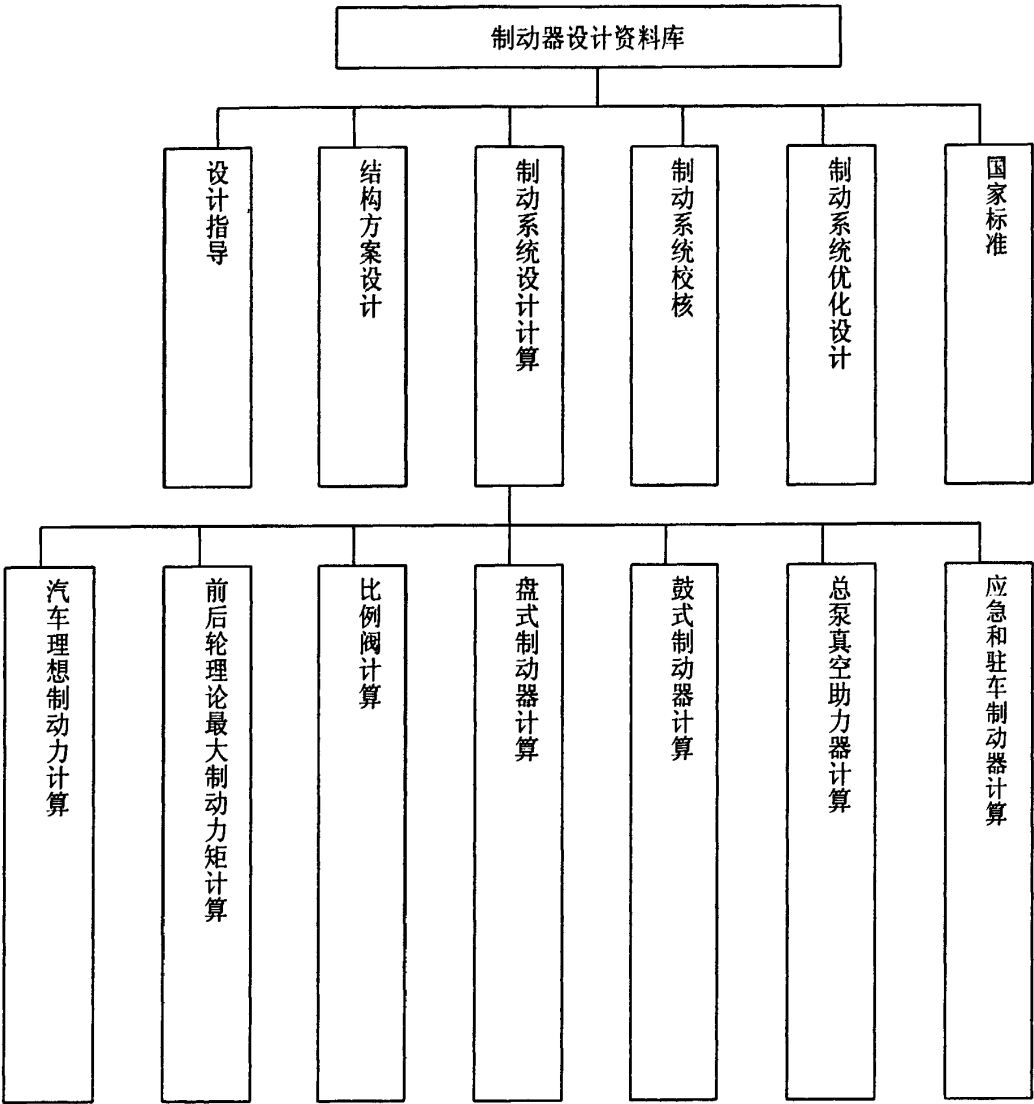


图 5-19 设计资料库总体结构简图

Fig. 5-19 Simple diagram for the overall structure of design database

5) 设计资料库的编程实现

采用 VB 语言编程，举例如下：

```
function buildNavigation(PageIDStr)
{
    var ID = PageIDStr.toUpperCase(); // Category links
    setSelectTitle("设计资料类型")
    addSelectList("", "", "SELECTED")
}
```

```
addSelectList(unescape("汽车制动系统设计资料"),"index.htm")
addCategory("no1",unescape( "设计指导"), false);
addCategoryLink("no1", "引言", "引言.htm");
addCategoryLink("no1", "设计指导", "引言.htm#design");
addCategory("no2",unescape( "结构方案设计"), false);
.....
```

6) 结果显示与说明。

图 5.20 为设计资料库的目录树，各部分简介如下：

- (1) 设计指导。包括制动系统的组成、分类、设计原则、设计方案选择程序以及设计要求等。
- (2) 结构方案设计。包括许多不同类型的盘式制动器和鼓式制动器的构造、原理，有大量翔实的图片资料和文字说明。
- (3) 制动系统设计计算。包括汽车理想制动力、前后轮理论最大制动力矩、盘式制动器、鼓式制动器、应急和驻车制动器、比例阀、总泵真空助力器的详细设计。
- (4) 制动系统校核。包括盘式制动器和鼓式制动器的校核方法、步骤和公式。
- (5) 制动系统优化设计。卡钳式盘式制动器的优化实例。
- (6) 国家标准。《汽车制动系统结构、性能和试验方法》(GB12676—1999) 的全文及所有附录。

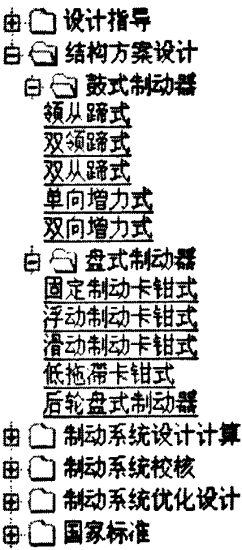


图 5-20 设计资料库目录树

Fig. 5-20 Catalogue tree of design database

第 6 章 仿真系统的运行与结果

6.1 系统运行实例

6.1.1 进入系统

运行制动器设计计算及性能仿真分析软件出现图 6-1。

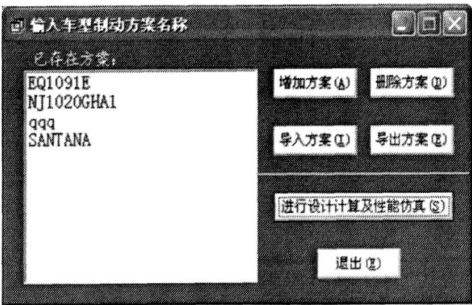


图 6-1 输入车型制动方案名称界面

Fig. 6-1 Interface of braking program name for entering vehicle type

下面以 NJ1020 车型为例进行参数输入运行。

在已存在方案中，选择 NJ1020GHA1，进行设计计算和性能仿真。出现图 6-2

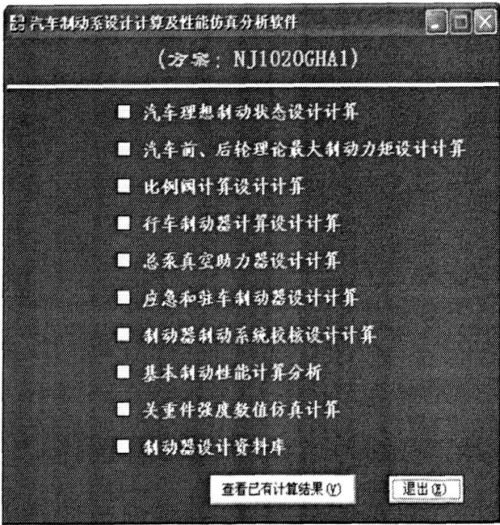


图 6-2 输入车型制动方案名称界面

Fig. 6-2 Interface of braking program name for entering vehicle type name

6.1.2 汽车理想制动状态设计计算模块运行

在图 6-2 所示界面中选中“汽车理想制动状态设计计算”，则出现图 6-3 所示的界面。图右下方分别为“载入”“保存”“退出”按钮。载入数据按钮可以把已存方案中的数据载入，以供用户参考。

6.1.3 汽车前、后轮理论最大制动力矩计算模块运行实例

进入汽车前、后轮理论最大制动力矩计算模块后，上一模块输入的整车参数和计算结果自动导入，尚未输入的汽车参数用户手工输入。同步附着系数和汽车可能遇到得最大附着系数系统已给出参考值，用户只需根据实际情况选择合适的值即可。计算结果如图 6-4 所示。

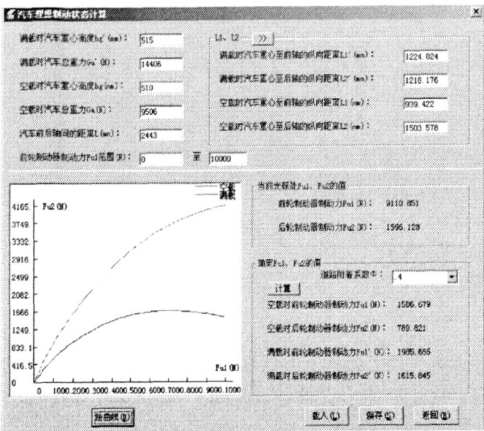


图 6-3 汽车理想制动状态设计计算界面
Fig. 6-3 Calculation interface of the ideal braking state of vehicle design

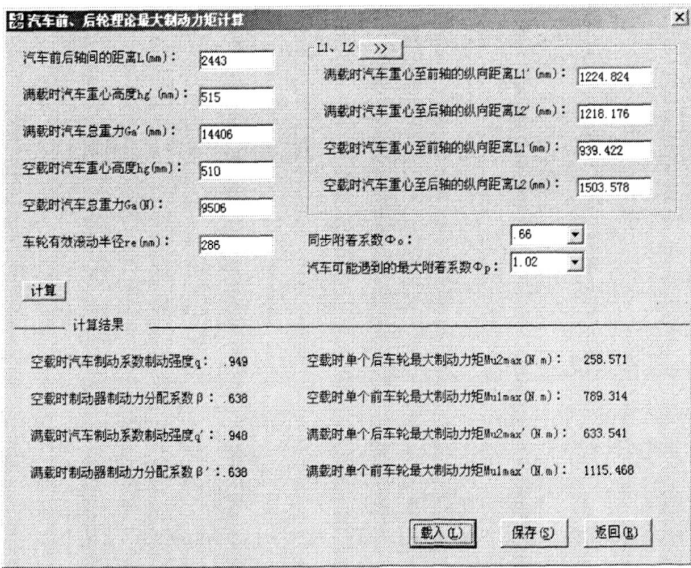


图 6-4 汽车前-后轮理论最大制动力矩设计计算界面

Fig. 6-4 Calculation interface of the Theoretical maximan braking torque of front-rear wheel design

6.1.4 比例阀设计计算模块运行实例

选择比例阀进行计算，界面如图 6-5 所示为非感载比例阀的设计计算。由于汽车前后轮制动管压与制动力之间的比例系数不知道，所以先点击界面中带箭头的按钮进入如图 6-5 所示的界面确定 K_1 、 K_2 ，下面就可以进行比例阀的设计计算。

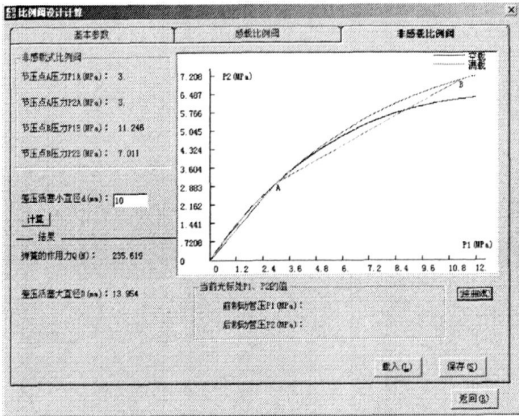


图 6-5 比例阀设计计算界面

Fig. 6-5 Calculation interface of proportional valve design

6.1.5 行车制动器设计计算模块运行实例

本系统既可以进行盘式制动器计算，又能进行鼓式制动器计算。鼓式制动器设计计算情况如图 6-6 所示。

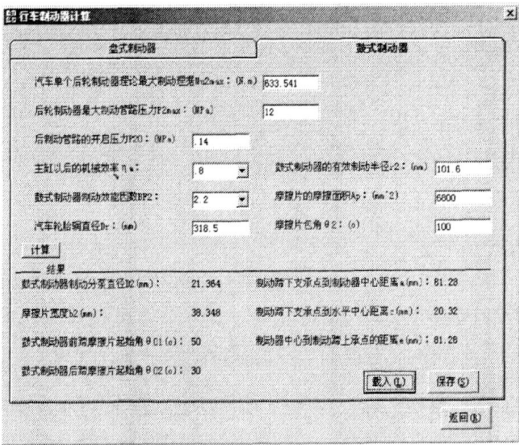


图 6-6 行车制动系统设计计算界面

Fig. 6-6 Calculation interface of service braking system design

6.1.6 总泵真空助力器设计计算模块运行实例

由于各模块通过数据库可以共享数据，为了使界面简洁便于察看，已知参数不再重复显示，在本模块新增加的参数系统都给出了参考值，用户可根据情况选取。计算界面如图 6-7 所示

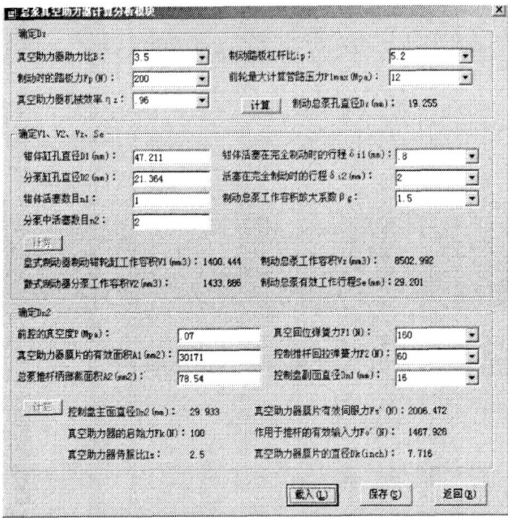


图 6-7 总泵真空助力器计算分析界面

Fig. 6-7 Analysis and calculation interface of total-pump vaccum assistor

6.1.7 应急和驻车制动器设计计算模块运行实例

运行界面和计算结果如图 6-8 所示

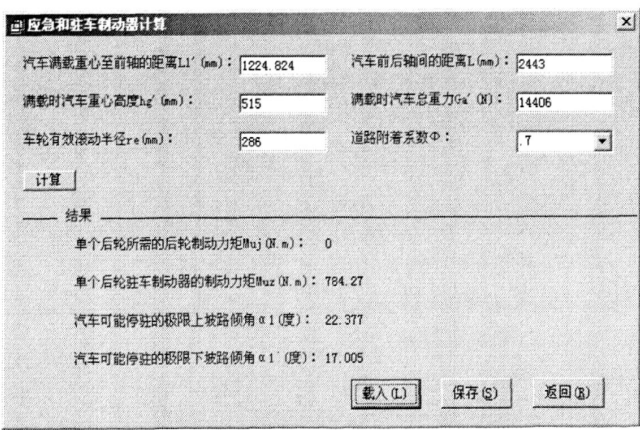


图 6-8 应急和驻车制动设计计算界面

Fig. 6-8 Calculation interface of emergency and parking brake design

6.1.8 制动系统校核计算模块运行实例

在本模块中分别对盘式和鼓式制动器进行了校核运算，盘式制动器校核运算

界面如图 6-9

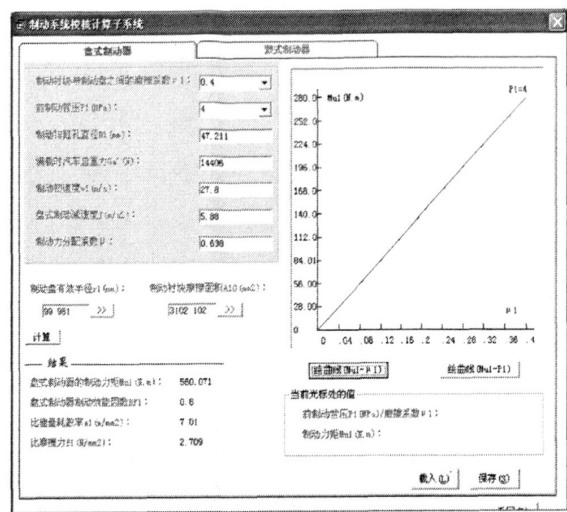


图 6-9 制动系统校核计算模块运行界面

Fig. 6-9 Running interface of checking and calculation module of brake system

6.1.9 制动性能仿真分析模块运行实例

运行出现如图 6-10 性能仿真分析界面，输入下列仿真参数。

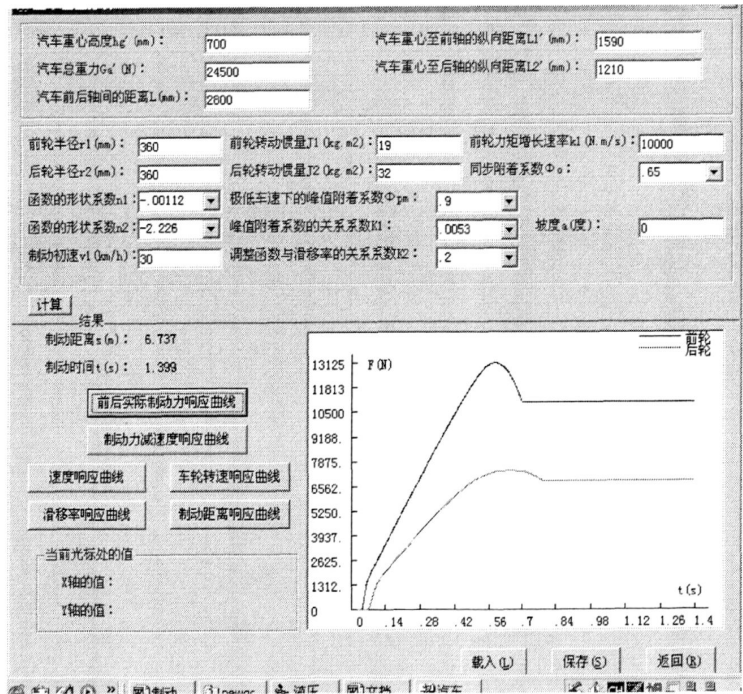


图 6.10 性能仿真界面

Fig. 6.10 Interface of Performance Simulation

管压参数			
迟滞时间 (s)	0.2	前管路最高压力 (MPa)	6
压力增长时间 (s)	0.35	后管路最高压力 (MPa)	6
模拟数据			
车重 (N)	24500	制动初速 (km/h)	30
汽车总质心高 (mm)	700	坡度	0
总质心至前轮距离 (mm)	1590	前轮等效转动惯量 (kg·m ²)	19
总质心至后轮距离 (mm)	1210	后轮等效转动惯量 (kg·m ²)	32
车轮轴距 (mm)	2800	前制动器效能因素	1.2
车轮滚动半径 (mm)	360	后制动器效能因素	4.6

图 6-11~6-16 为计算所得仿真结果,从图 6-16 制动距离响应曲线上可得制动距离为 6.737 米,从图 6-13 速度响应曲线上可得制动时间为 1.399 秒。图 6-14 车轮转速响应曲线清楚地表明,前轮抱死时间为 0.704 秒,在图 6-11 前后实际制动力响应曲线中,前轮制动力 0.592 秒达到最大值 13144.525 牛顿,此时前轮附着系数达到峰值,ab 段随着滑移率增大,附着系数呈下降趋势,导致地面制动力下降,到 0.7 秒后,此时前轮滑移率达到 1,前轮抱死,地面制动力不再变化,前轮制动力稳定在 11027.788 牛顿。后轮没有抱死,制动力在 0.79 秒后稳定在 6856.57 牛顿。制动力的这种变化也反映在制动减速度的变化上,减速度响应曲线上 a'b'段和制动力响应曲线上 ab 段对应。这段波动正是由前轮抱死所造成的,制动减速度在 0.79 秒后稳定在 7.028m/s²。

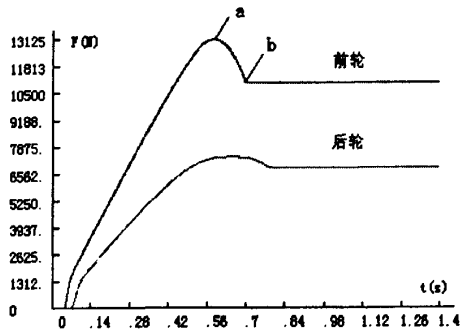


图 6-11 前后实际制动力响应曲线

Fig. 6-11 Response curve of front-rear actual braking stress

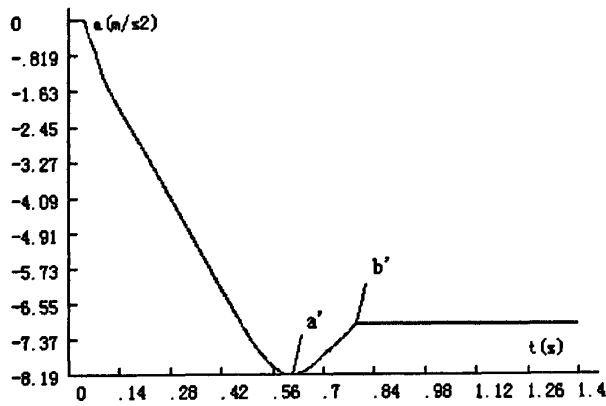


图 6-12 制动力减速度响应曲线

Fig. 6-12 Response curve deceleration of braking force



图 6-13 速度响应曲线

Fig. 6-13 Response curve of speed

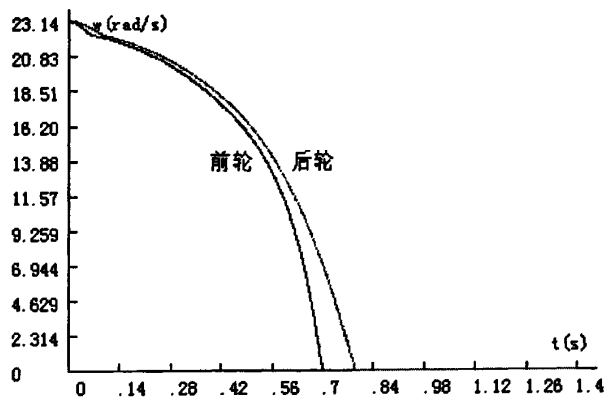


图 6-14 车轮转速响应曲线

Fig. 6-14 Response curve of rotating speed of wheels

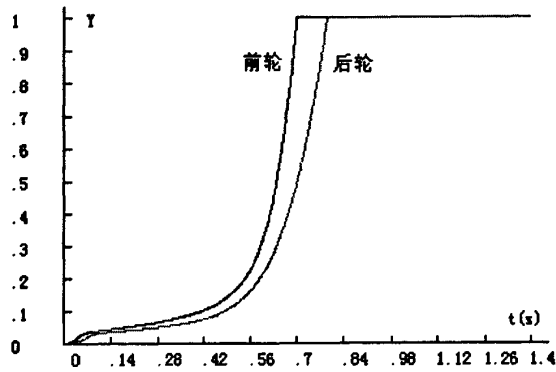


图 6-15 滑移率响应曲线

Fig. 6-15 Response curve of slip ratio

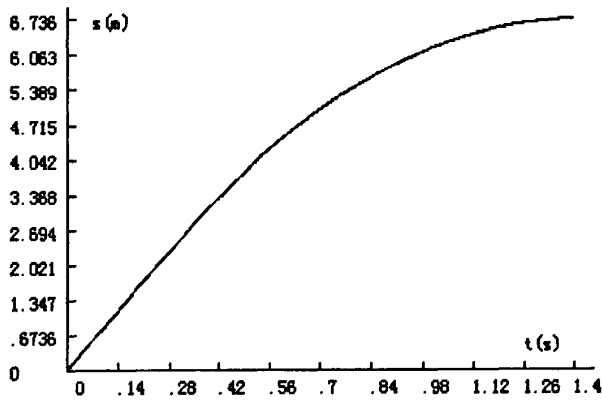


图 6-16 制动距离响应曲线

Fig. 6-16 Response curve of braking distance

6.1.10 关重件强度数值仿真计算界面

在图 6-2 中点击关重件强度数值仿真计算模块，出现 ANSYS 主界面图，如图 6-17。本程序自动调用 ANSYS 软件，供用户进行制动器关重件的强度数值仿真计算。

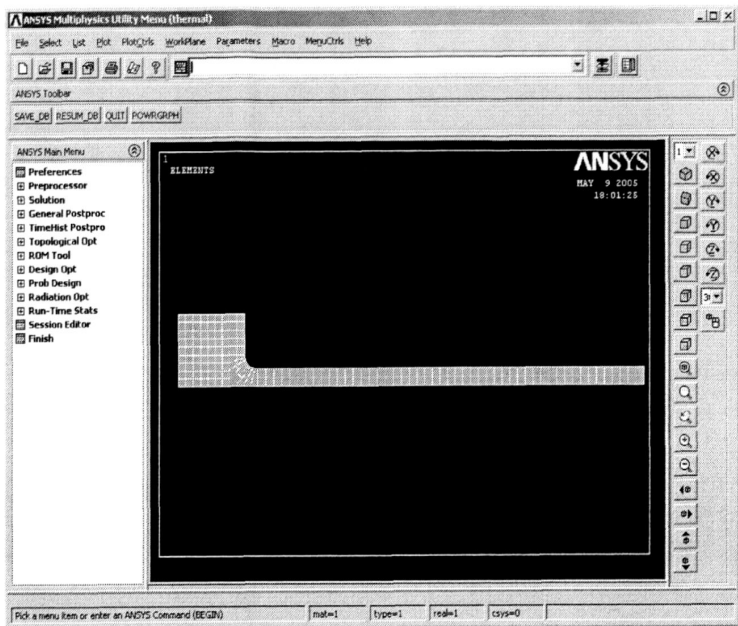


图 6-17 ANSYS 程序界面
Fig. 6-17 Interface of ANSYS program

6.1.11 制动器设计资料库运行实例

点击 图 6-2 中制动器设计资料库出现如图 6-18 制动器设计资料库界面。

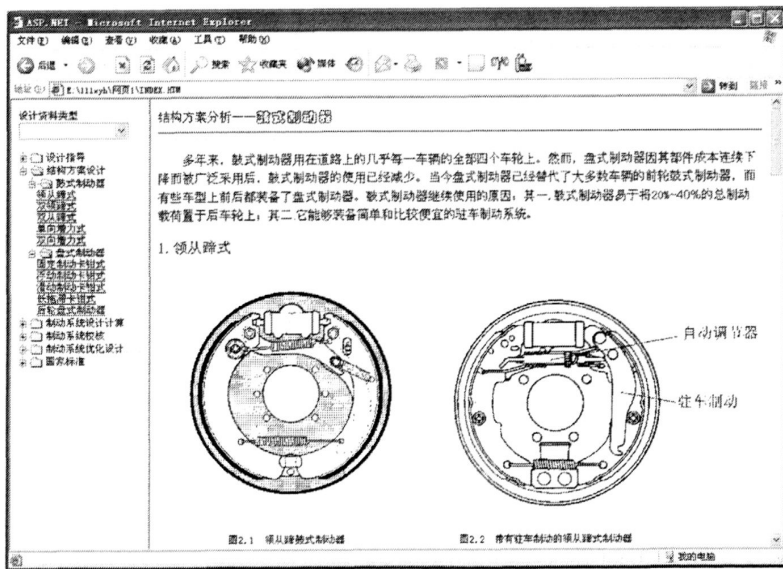


图 6-18 制动器设计资料库运行实例界面
Fig. 6-18 Theimplemented interface for brake design database running

6.2 结论与展望

6.2.1 系统主要功能和优点

系统运行的结构显示,预定的各项目标都很好地实现了,归纳起来,系统的主要功能是:

1) 实现制动器的计算机辅助设计计算。系统可以完成汽车理想制动状态的设计计算、汽车前后轮理论最大制动力矩的设计计算、应急和驻车制动器设计计算等,可以对比例阀、真空阀等零部件设计计算。

2) 对制动性能进行仿真。通过仿真,能够分析系统的工作状态以及相关原因。

3) 完成关重件的强度分析。系统自动调用 ANSYS 软件,用户可以对需要分析的部件进行强度分析,找出设计关键。

4) 作为资料库。这一点上一章已经介绍。

实践证明,本系统的主要优点是:

1) 实现了人一机交互界面,界面美观、方便、高效,给用户带来视觉上的享受,使用户乐于使用,达到用户满意。

2) 操作便捷:能以最简便的输入实现各项功能。

3) 简单易学:系统功能应清晰可见,易于操作,方便理解。

4) 各计算模块运行速度快且准确。

6.2.2 价值体现与展望

分析软件提高了汽车制动系统的设计水平和研制质量,制动系统的设计人员可利用本系统完成制动系的主要零部件的设计计算与性能仿真分析工作。

在不久的将来,我们努力在此基础上建立更庞大的产品数据库,用于支撑产品的设计开发工作。作为一个范例,在我国科技人员已初步掌握世界先进的汽车产品开发过程的同时,可自主开发一批小型、实用、适合中国特点的设计软件,如汽车外流场空气分析系统、独立悬架开发系统、汽车灯光自动检测系统、可靠性寿命分布预测数据库等,为提高产品设计水平发挥重要作用。

参考文献

- [1]李语实. 国际金融报[N]. 2007. 5. 16
- [2]刘元. 汽车设计的昨天, 今天和明天[J]. 汽车与社会, 2003(3): 6-9
- [3]余志生. 汽车理论[M]. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 1990
- [4]宋进桂. 美国轿车制动器百年发展史话[J]. 西北汽车, 1997(2): 31-34
- [5]昌庆龄. 车辆制动器参数化设计研究[D]. 南京理工大学硕士论文, 2004. 3
- [6]袁旭亮. 汽车液压制动系统设计[J]. 轻型汽车技术, 1998(2/3): 8-13
- [7]吴植民. 汽车构造[M]. 第2版. 北京: 人民交通出版社, 1990
- [8]周颖. 汽车设计手册(整车底盘卷)[M]. 长春: 长春汽车研究所, 1998
- [9]文福安. 最新计算机辅助设计. 北京: 北京邮电大学出版社., 2000
- [10]徐志刚. 汽车设计 CAE 开发应用三步曲[J]. 微型机与应用, 2007(1)
- [11]黄雄键. CAD/CAE 技术在汽车变速器设计中的应用[J]. 广西工学院学报, 2007(1)
- [12]齐卫东. 国内外 CAD/CAE 的发展及计算机辅助设计课程的探讨[J]. 天津理工学院学报, 2001(S1)
- [13]童秉枢等. 机械 CAD/CAE 技术基础[M]. 第1版. 北京: 清华大学出版社, 1996
- [14]闫军. 浅析汽车制动系中的盘式制动和鼓式制动[J]. 内蒙古科技与经济, 2008(7)
- [15]黄海. 盘式制动器与鼓式制动器的比较[J]. 城市公共交通. 2007(9)
- [16]刘治波, 禹宏云. Pro/E、ADAMS 与 ANSYS 在虚拟设计中的联合应用[J]. 机械工程与自动化, 2008(02)
- [17]张红旗. Pro/ENGINEER 二次开发技术的应用与研究. 计算机辅助设计与制造, 2000(2): 47-49
- [18]黄庆等. ANSYS 工程应用教程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2002
- [19]范钦满. PRO/E 应用教程[M]. 南京: 东南大学出版社, 2006
- [20]刘震. 计算机辅助枪械外形参数化设计研究[D]. 南京: 南京理工大学, 1998
- [21]博嘉科技. 有限元分析软件: ANSYS 融会与贯通[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2002
- [22]张涛依. 我国机械 CAD/CAM 技术应用研究综述[J]. 机械制造与自动化. 2008(01)

- [23]任茂文. 车辆地面力学研究现状与展望[J]. 机械制造与自动化, 2007 (04)
- [24]向文. 参数化特征造型系统的研究[D]. 武汉: 华中理工大学, 1992
- [25]向文, 钱小平等. 基于特征的三维参数化造型[J]. 中国机械工程, 1994, 5 (4): 4-6
- [26]皓月等. ANSYS 工程计算应用教程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2002
- [27]陈效华. 制动器参数化设计系统概念设计[J]. 南京理工大学学报, 2001 (04)
- [28]朱容庆. 重型载重汽车车架轻量化设计研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2006.
- [29]侯炜. 汽车车架的有限元静动态响应分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2006.
- [30]王晖云. 低速载货汽车车架静态特性研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2007
- [31]钟佩思. 基于 ANSYS 的货车车架的有限元静态分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2008 (04)
- [32]陈效华. 基于参数化的制动器设计方法研究[J]. 机械设计与制造工程, 2002 (01)
- [33]田正兵. 盘式汽车制动器的有限元模态分析[J]. 北京工商大学学报, 2007 (05)
- [34]范李. 并行工程在汽车产品开发设计中的运用[J]. 中国汽车制造, 2007 (02)
- [35]范钦满. 车辆制动器 CAD 系统的研究与实现[J]. 机床与液压, 2005 (12)
- [36]赖锋. 重型汽车制动系统结构分析及其设计方法研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2006.
- [37]吴永海. 液压式汽车制动器计算机辅助设计技术研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2003.
- [38]孙习武. 车辆防抱制动系统的仿真研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2006
- [39]王薇. 基于 VB 的课件制作研究与实践[J]. 哈尔滨师范大学自然科学学报, 2008 (01)
- [40]杨克玉. VB6.0 程序设计实训教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005
- [41]周衍柏. 理论力学教程[M]. 第二版. 北京: 高等教育出版社, 2002
- [42]Myung, S. Knowledge-based parametric design of mechanical products based on Construction design method . Expert Systems with Applications , Vol.21, No .2, p 99-107 ,2001
- [43]Rashad, Essam E.M. Theory and analysis of three-phase series-connected parametric motors. IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 11, No. 4, p 715-720, 1996
- [44]Chua, C.K. Lye, S.L. Parametric modelling of drinking bottles. Integrated Manufacturing Systems, Vol. 9 , No. 2 , p 99-108, 1998
- [45] Anderl, R. Parametric design and its impact on solid modeling applications. Symposium on Solid Modeling and Applications - Proceedings May 17-19 1995, ACM SIGGRAPH ACM p 1-12,1995

- [46]Johannesson, Hans L. Parametric computer aided hydraulic cylinder design. Cylinder product modeling. American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Division (Publication) 1990 Publ by ASME p 297-304 ,1990
- [47]Rosen, David W. Goal-directed geometry: beyond parametric and variational geometry CAD technologies. American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Division (Publication) ASME p 417-426, 1994
- [48]Lee, Joon Seok. Linking expert group technology with parametric design. Computers in Engineering, Proceedings of the International Conference and Exhibit v /2 Sep 11-14 1994 ASME p 931-936 ,1994
- [49]Rudolf Limpert. Brake Design Safety. Second Edition. Society of Automotive Engineers, Inc, 1999
- [50]PTC 公司. Pro/ToolKIT User's Guide ,2007
- [51]PTC 公司.Pro/ENGINEER Help ,2007
- [52]韦曙光. ANSYS 基础应用及范例分析. 北京: 机械工业出版社 2003

攻读期间发表的文章与参加的科研工作

1、文章

[1] 王锋, 周苏闽. 1.5 米淋水杀菌釜矩形开孔应力分析[J]. 淮阴工学院学报, 2008(5), 67-69

2、参加科研项目

[1] 项目 (HAG07046) HYG9386 半挂车车架轻量化设计与研究
范钦满, 王锋 淮安市科技局

致 谢

本论文是在周苏闽导师的不断鼓励和悉心指导下完成的。从论文的选题、实验、到论文的撰写都凝聚着导师的心血和汗水。导师严谨的治学态度、渊博的学识、不断探索的精神、一丝不苟的工作作风使我受益匪浅。在此，谨向导师在论文指导过程中给予的帮助和支持表示最衷心的感谢！

在本论文的研究工作中，感谢南京工业大学机械与动力工程学院的老师对本论文提出的宝贵建议和无私的帮助。

在论文后期，还得到了交通系范钦满和吴永海老师的大力帮助，在此一并表示感谢！同时感谢几年来淮阴工学院同事以及学友们的大力支持！

王 锋

附录一：参数符号与参数量纲的约定

名称与量纲	常用符号	程序中另外约定符号
汽车总重力 (N)	G_a	
汽车重心高度 (mm)	h_g	
汽车前后轴间的距离 (mm)	L	
汽车重心至前轴的纵向距离 (mm)	L_1	L1
汽车重心至后轴的纵向距离 (mm)	L_2	L2
汽车前轴载荷 (N)	G_1	G1
汽车后轴载荷 (N)	G_2	G2
地面对前轮的法向反作用力 (N)	Z_1	Z1
地面对后轮的法向反作用力 (N)	Z_2	Z2
道路附着系数,	Φ	Phi
地面对汽车前轮的制动力 (N)	F_{u1}	Fu1
地面对汽车后轮的制动力 (N)	F_{u2}	Fu2
同步附着系数	Φ_0	Phi0
汽车可能遇到的最大附着系数	Φ_p	Phip
车轮有效滚动半径(mm)	r_e	re
制动器制动力分配系数	β	Beta
单个前车轮制动器最大制动力矩 (N.m)	M_{u1max}	Mu1max
单个后车轮制动器最大制动力矩 (N.m)	M_{u2max}	Mu2max
制动压力 (N)	P	
比例系数	$K_1、K_2$	K1,K2
空载时节压作用起始点为 A 所需的力 (N)	Q_A	QA
非感载式比例阀节压作用起始点	P_s	
差压活塞小直径(mm)	d	dF
弹簧的作用力 (N)	Q	QF
差压活塞大直径(mm)	D	DDF
调节弹簧刚度	kt	
汽车后悬架的挠度	f	
差压活塞小直径(mm)	d	
A 点前、后制动器制动管压	$P_{1A}、P_{2A}$	P1A、P2A
B 点前、后制动器制动管压	$P_{1B}、P_{2B}$	P1B、P2B

C 点前、后制动器制动管压	P_{1c} 、 P_{2c}	P1C、P2C
分别为 A、B、C 点的挠度	f_A 、 f_B 、 f_C	fA、fB、fC
汽车轮胎辍直径 (mm)	Dr	
制动盘直径 (mm)	Db	
制动盘有效半径 (mm)	r_1	r11
制动钳摩擦衬块内径 (mm)	R_1	R1
制动钳摩擦衬块外径 (mm)	R_2	R2
盘式制动器制动钳缸孔直径 (mm)	D_1	D1
前制动管路的开启压力 (MPa 或 N/mm ²)	P_{10}	P10
盘式制动器制动效能因数:	BF_1	BF1
主缸以后的机械效率:	η_a	etaa
前轮最大计算管路压力(MPa N/mm ²)	P_{1max}	P1max
盘式制动器制动钳体缸也的工作面积 (mm ²)	A_{wc1}	Awc1
制动鼓有效制动半径 (mm)	r_2	r21
制动鼓直径 (mm)	Dg	
鼓式理论输出制动力矩 (N.m)	M_{u2max}	Mu2max
鼓式用于计算的最大制动力矩 (N.m)	M'_{u2max}	Mu2maxP
鼓式制动器制动分泵缸孔的工作面积 (mm ²)	A_{wc2}	Awc2
鼓式制动器制动器制动效能因素	BF_2	BF2
鼓式后制动管路的开启压力 (M P a)	P_{20}	P20
鼓式后制动管压 (M P a)	P_2	P2
鼓式制动器制动分泵直径 (mm)	D_2	D2
摩擦片的宽度 (mm)	b_2	b2
鼓式制动器前、后蹄摩擦片起始角 (度)	θ_{01} 、 θ_{02}	theta01、theta02
制动蹄下支承点到制动器中心距离 (mm)	a	
制动蹄下支承点到水平中心距离 (mm)	c	
制动器中心到制动蹄上承点的距离 (mm)	e	
鼓式制动器摩擦片的摩擦面积 (mm ²)	A_p	
鼓式制动器摩擦片的包角	θ_2	theta2
制动总泵孔直径 (mm)	Dz	
真空助力器助力比	B	
制动时的踏板力 (N)	Fp	
制动踏板杠杆比	ip	
真空助力器机械效率	η_z	etaz

盘式制动器制动钳轮缸工作容积(mm^3)	V_1	V1
鼓式制动器分泵工作容积(mm^3)	V_2	V2
制动总泵工作容积(mm^3)	V_z	
钳体缸孔直径(mm)	D_1	D1
钳体活塞数目	n_1	
钳体活塞在完全制动时的行程(mm)	δ_{i1}	Delta1
分泵缸孔直径 (mm)	D_2	
分泵中活塞数目	n_2	
活塞在完全制动时的行程(mm)	δ_{i2}	Delta2
制动总泵工作容积放大系数	β_g	Betag
制动总泵有效工作行程(mm)	S_e	
真空助力器膜片有效伺服力 (N)	F_s'	Fsp
真空助力器的启始力 (N)	F_k	
前腔的真空度 (MPa 或 N/mm^2)	P	
真空助力器膜片的有效面积 (mm^2)	A_1	A1
总泵推杆柄部截面积 (mm^2)	A_2	A2
真空回位弹簧力 (N)	F_1	F1
控制推杆回拉弹簧力 (N)	F_2	F2
助力器的输出力, 即在总泵活塞上产生的总推力(N)	F_z	
作用于推杆的有效输入力 (N)	F_o'	Fop
真空助力器侍服比	I_s	Ils
控制盘副面直径 (mm)	Dn_1	Dn1
控制盘主面直径 (mm)	Dn_2	Dn2
单个后轮所需的后轮制动力矩(N.m)	M_{uj}	
汽车可能停驻的极限上坡路倾角	α_1	Alpha1
汽车可能停驻的极限下坡路倾角	α_1'	Alpha1p
单个后轮驻车制动器的制动力矩上限(N.m)	M_{uz}	
摩擦衬块与制动盘之间的摩擦系数	μ_1	μ_1
衬块与制动盘之间的单位压力(MPa 或 N/mm^2)	P_1	
制动衬块摩擦面积(mm^2)	A_{10}	
前制动管压(MPa 或 N/mm^2)	P_1	P1
制动初速度 (m/s)	v_1	ν_1
制动减速度(m/s^2)	j	
制动器中心至传力杆的垂直距离 (mm)	l	

摩擦衬片与制动鼓之间的摩擦系数	μ_2	μ_2
浮销支座与制动蹄之间的摩擦系数	μ_s	μ_s
领从蹄制动器效能因素	DB、EB、FB、GB、HB、 γ_2 、 γ_1	
领从蹄制动器效能	BF_{21}	BF21
从蹄制动效能因数	BF_{22}	BF22
驻车时制动器制动效能因数	BFz	
手制动手柄传动比	i_0	
手制动的制动器内部传动比	i_1	
手制动操作装置效率	η_0	