



汽车技术创新与研发
系列丛书

汽车离合器 设计与制造

中国汽车工业协会离合器委员会 ◎ 组 编

严正峰 张铁山 ◎ 主 编

袁念诗 郭 杰 ◎ 副主编

高 翔 ◎ 主 审

设计要点 + 注意事项 + 实战案例 + 发展趋势

**AUTOMOBILE
CLUTCH
DESIGN AND MANUFACTURE**

 **机械工业出版社**
CHINA MACHINE PRESS

汽车技术创新与研发系列丛书



汽车离合器 设计与制造

中国汽车工业协会离合器委员会 组编

主 编◎严正峰 张铁山
副主编◎袁念诗 郭 杰
主 审◎高 翔

参编：吴亚军（中国第一汽车集团公司技术中心）
高新民（国家重型汽车工程技术研究中心济南汽车检测中心）
黄遵国（东风汽车集团股份有限公司技术中心）
蒋涛（长春一东离合器股份有限公司）
吴铃海（浙江铁流离合器股份有限公司）
潘顺英（桂林福达股份有限公司）
陈祥（上海萨克斯动力总成部件系统有限公司）
侯勇（东风汽车离合器有限公司）
蔡仁华（浙江科技学院）



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

本书采用集体编写的方式,由中国汽车工业协会离合器委员会组织编写,由汽车厂家、离合器生产厂家资深技术人员和高校老师共同编写。本书内容包括:汽车离合器概论、离合器与动力传动系统的匹配、汽车离合器设计、汽车离合器零件的技术要求与设计、计算机辅助离合器设计、汽车离合器制造及检验、离合器的试验及可靠性技术、汽车离合器开发过程及质量管理、汽车离合器常见故障原因及改善方法、汽车离合器面片、离合器新技术。

本书内容贴近实际,理论论述与离合器设计与制造实践相结合,既可满足汽车主机厂与离合器供应商技术人员的学习要求,也可供高校汽车专业师生阅读使用。

图书在版编目(CIP)数据

汽车离合器设计与制造/中国汽车工业协会离合器委员会组编;
严正峰,张铁山主编. —北京:机械工业出版社,2018.4

(汽车技术创新与研发系列丛书)

ISBN 978-7-111-59450-5

I. ①汽… II. ①中…②严…③张… III. ①汽车离合器-设计
②汽车离合器-制造 IV. ①U463.211

中国版本图书馆CIP数据核字(2018)第054493号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:孙鹏 责任编辑:孙鹏

责任校对:刘岚 责任印制:

印刷厂印刷

2018年5月第1版第1次印刷

169mm×239mm·23.75印张·2插页·477千字

0 001— 册

标准书号:ISBN 978-7-111-59450-5

定价:160.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

服务咨询热线:010-88361066

机工官网:www.cmpbook.com

读者购书热线:010-68326294

机工官博:weibo.com/cmp1952

010-88379203

金书网:www.golden-book.com

封面无防伪标均为盗版

教育服务网:www.cmpedu.com

前言

preface

中国汽车工业协会离合器委员会成立于1987年,旨在为现有或将来的汽车离合器发展提供支持。离合器委员会认为汽车离合器学科的技术出版物太少,认为很有必要编撰一本基础的汽车离合器设计及制造手册。在中国汽车工业协会离合器委员会理事长孟庆洪和各理事单位的支持下,为了完成该目标,很多涉及离合器行业的专业人士参加了该项目。通过努力,结合南京跃进汽车集团袁念诗和吉林大学邵成老师的前期工作,《汽车离合器设计与制造》编写完成。

《汽车离合器设计与制造》共11章,由严正峰完成第1章、第6章、第7章、第11章的统稿工作,张铁山完成第2~5章的统稿工作,吴亚军完成第8章的统稿工作,潘顺英完成第9章的统稿工作,蔡仁华完成第10章的统稿工作。全书编写得益于以下人员的奉献和努力,以下列出了参与编写的人员及所就职的公司名单(以拼音排序)。

蔡仁华	浙江科技学院
陈祥	上海萨克斯动力总成部件系统有限公司
郭杰	长春一东离合器股份有限公司
高新民	国家重型汽车工程技术研究中心济南汽车检测中心
侯勇	东风汽车离合器有限公司
黄遵国	东风汽车集团股份有限公司技术中心
蒋涛	长春一东离合器股份有限公司
潘顺英	桂林福达股份有限公司
吴铃海	浙江铁流离合器股份有限公司
吴亚军	中国第一汽车集团公司技术中心
严正峰	合肥工业大学
袁念诗	南京跃进汽车集团(退休)
张铁山	南京理工大学

合肥工业大学研究生刘猛、程伟平、江强强完成了本书大量文字工作。

很荣幸邀请江苏大学博士生导师高翔教授对本书进行审定,对其辛勤的付出表示衷心感谢!

我们也很荣幸能认识中国汽车工业协会离合器委员会下列相关专家

成员，他们为了本书的内容审查花费了大量的时间和精力。

曹建	重庆长安离合器制造有限公司
李盖华	浙江吉利汽车研究院有限公司
阮宏全	湖北三环离合器有限公司
司洪来	中国第一汽车股份有限公司天津技术开发分公司
谭家富	爱思帝（重庆）驱动系统有限公司
王善南	宁波宏协离合器有限公司
许佳成	中国重型汽车集团有限公司
张明旭	郑州日产汽车有限公司
张勇	浙江奇碟汽车零部件有限公司
周建明	荣城黄海离合器有限公司

相关企业为本书编写提供了相关支持，在此一并表示感谢。

由于编者水平有限，书中难免有错漏之处，诚请广大读者批评指正。

编 者
2016. 10

目 录

contents

前 言

第 1 章 汽车离合器概论	1
1.1 离合器的发展史	3
1.1.1 离合器的起源	3
1.1.2 传统单片干式离合器的雏形	5
1.1.3 膜片式离合器的诞生	7
1.2 汽车离合器的功用	12
1.3 汽车离合器的分类和结构	12
1.4 汽车离合器操纵系统	15
1.5 国内外汽车离合器制造工业概况	15
1.5.1 国际著名汽车离合器公司	15
1.5.2 国内汽车离合器企业	17
第 2 章 离合器与动力传动系统的匹配	18
2.1 离合器与发动机及传动系统的匹配要求	18
2.2 动力传动系统的扭转振动分析理论	22
2.2.1 扭转振动系统的激振源	22
2.2.2 发动机激励下扭转振动系统模型与分析	24
2.2.3 动力传动系统的减振措施	30
2.2.4 路面激励源时的扭转振动分析	32
2.3 动力传动系统扭振匹配设计例子	38
2.3.1 扭转振动系统模型建立	39
2.3.2 传动系统扭转减振匹配仿真	41
2.3.3 仿真模型的选择	44
2.3.4 匹配方案的实现	44
2.4 传动系统典型 NVH 问题分析	45
2.4.1 概论	45
2.4.2 起步颤抖问题	48
2.4.3 仿真与试验研究	57
第 3 章 汽车离合器设计	62
3.1 总体结构与参数的确定	63
3.1.1 从动盘总成数的选择	63
3.1.2 压紧弹簧和布置形式的选择	65

3.1.3	压盘的驱动方式	68
3.1.4	离合器主要参数的选择确定	69
3.2	汽车离合器盖总成的设计	87
3.2.1	结构方案细化与确定	87
3.2.2	主要参数确定	88
3.2.3	设计的主要工作总结	90
3.3	从动盘总成的设计	91
3.3.1	结构方案细化与确定	91
3.3.2	主要参数确定	92
3.3.3	设计的主要工作总结	94
3.4	汽车离合器操纵系统设计	95
3.4.1	对离合器操纵系统的要求	95
3.4.2	离合器操纵系统形式选择与确定	95
3.4.3	设计的主要工作总结	96
3.5	设计校核	108
第4章	汽车离合器零件的技术要求与设计	110
4.1	膜片弹簧	110
4.1.1	技术要求	112
4.1.2	结构设计确定	112
4.1.3	力学模型与数学模型	113
4.1.4	设计问题的处理	118
4.2	离合器盖	129
4.2.1	技术要求	129
4.2.2	力学模型	129
4.2.3	设计问题的处理	130
4.3	压盘	130
4.3.1	技术要求	130
4.3.2	力学模型	131
4.3.3	设计问题的处理	131
4.4	传动片	134
4.4.1	技术要求	134
4.4.2	力学模型	135
4.4.3	设计问题的处理	136
4.5	支承圈	137
4.5.1	技术要求	137
4.5.2	力学模型	137
4.5.3	设计问题的处理	138
4.6	盘毂	139
4.6.1	技术要求	139

4.6.2 受力分析	140
4.6.3 设计问题的处理	140
4.7 螺旋弹簧	141
4.7.1 技术要求	141
4.7.2 力学与数学模型	142
4.7.3 设计问题的处理	143
4.8 碟形弹簧	144
4.8.1 技术要求	144
4.8.2 力学模型	144
4.8.3 设计问题的处理	145
4.9 波形片	145
4.9.1 技术要求	145
4.9.2 力学模型	145
4.9.3 设计问题的处理	154
4.10 从动盘与夹持盘	155
4.10.1 技术要求	155
4.10.2 力学模型	155
4.10.3 设计问题的处理	155
4.11 铆钉	155
第5章 计算机辅助离合器设计	157
5.1 汽车离合器性能的计算机辅助设计	160
5.1.1 AUTOCAD 设计图样与三维模型	160
5.1.2 离合器盖总成性能仿真实例	160
5.1.3 扭转角扭转力矩仿真实例	166
5.2 膜片弹簧的计算机辅助设计	175
5.2.1 优化设计	175
5.2.2 CAE 技术	178
5.3 压盘的计算机辅助设计	180
5.3.1 模型的简介和处理	180
5.3.2 材料属性	180
5.3.3 载荷的处理和施加	181
5.3.4 计算工况	182
5.3.5 有限元仿真结果及分析	183
5.4 离合器盖的计算机辅助设计	184
5.4.1 模型的简化处理	184
5.4.2 边界条件（约束简化与处理）	185
5.4.3 载荷处理及计算载荷工况选择	185
5.4.4 有限元计算结果及分析	185
5.4.5 采用多体装配模型的分析	187

5.5 传动片的计算机辅助设计	191
5.5.1 模型建立	191
5.5.2 仿真计算及结果分析	193
5.6 波形片的计算机辅助设计	193
5.6.1 几何模型建立与处理	194
5.6.2 波形片数值仿真模型的建立	195
5.6.3 仿真计算及结果分析	196
5.7 盘毂的计算机辅助设计	197
5.7.1 模型简化与有限元模型建立	197
5.7.2 仿真结果及分析	198
5.8 夹持盘的计算机辅助设计	201
5.8.1 模型简化与有限元模型建立	201
5.8.2 仿真结果及分析	202
5.9 弹簧的计算机辅助设计	207
5.9.1 模型的建立	207
5.9.2 仿真结果及分析	207
5.10 拓扑优化与疲劳强度仿真	208
5.10.1 波形片的模态分析实例	208
5.10.2 离合器盘毂的拓扑优化	208
5.10.3 波形片疲劳强度仿真分析	209
第6章 汽车离合器制造及检验	214
6.1 盖总成及主要零件工艺	214
6.2 膜片弹簧	215
6.2.1 材料	215
6.2.2 冲压工艺	216
6.2.3 冲压工艺装备	217
6.2.4 热处理工艺	218
6.2.5 热处理工艺装备	220
6.3 压盘	224
6.3.1 材料	224
6.3.2 铸造工艺装备	225
6.3.3 机械加工工艺	226
6.3.4 机械加工工艺装备	228
6.4 盖	228
6.4.1 材料	228
6.4.2 冲压工艺	229
6.5 盖总成装配	231
6.5.1 装配工艺	231
6.5.2 装配工艺装备	236

6.6 从动盘总成及主要零件工艺	238
6.7 波形片	239
6.7.1 材料	239
6.7.2 冲压工艺	239
6.7.3 热处理工艺	240
6.7.4 热处理装备	241
6.8 盘毂	242
6.8.1 材料	242
6.8.2 冲压工艺	242
6.8.3 盘热处理工艺	243
6.8.4 整体盘毂热处理工艺示例	244
6.8.5 盘毂压嵌	244
6.8.6 碳氮共渗多用炉	245
6.9 夹持盘和从动盘	245
6.9.1 材料	245
6.9.2 冲压工艺示例	246
6.9.3 热处理工艺	247
6.10 从动盘总成装配	248
6.10.1 装配工艺	248
6.10.2 装配工艺装备	251
6.11 汽车离合器再制造	252
第7章 离合器的试验及可靠性技术	255
7.1 离合器总成及零部件台架试验	255
7.1.1 盖总成分离指（杆）安装高度及分离指（杆）轴向圆跳动量试验	256
7.1.2 盖总成分离特性试验	257
7.1.3 盖总成负荷特性试验	258
7.1.4 盖总成不平衡量试验	258
7.1.5 从动盘总成轴向压缩特性、厚度偏差及平行度试验	259
7.1.6 从动盘总成扭转特性试验	259
7.1.7 从动盘总成拖曳分离特性试验	260
7.1.8 从动盘总成不平衡量试验	260
7.1.9 盖总成静态分离耐久性试验	261
7.1.10 盖总成动态分离耐久性试验	261
7.1.11 盖总成耐高速性能试验	262
7.1.12 从动盘总成轴向压缩耐久性试验	262
7.1.13 从动盘总成扭转耐久性试验	262
7.1.14 从动盘总成耐高速性能试验	263
7.1.15 离合器摩擦性能试验	263
7.1.16 防黏着试验	265

7.2 操纵系统试验	266
7.2.1 基本操纵性能试验	266
7.2.2 输入-输出性能试验	267
7.2.3 操纵稳定性试验:系统工作位置保持试验	267
7.2.4 调整性能试验	267
7.2.5 系统效率试验:负载效率、行程效率	268
7.2.6 可靠性试验	269
7.2.7 振动试验	269
7.2.8 环境试验	269
7.2.9 操纵系统的其他性能	269
7.2.10 操纵系统组件的有关试验	270
7.3 离合器道路试验	270
7.3.1 离合器操纵舒适性整车测试方法	270
7.3.2 离合器转矩容量整车测试方法	270
7.3.3 离合器系统散热能力整车测试方法	271
7.3.4 离合器减振性能整车测试方法	271
7.4 汽车离合器可靠性技术及评价	272
第8章 汽车离合器开发过程及质量管理	274
8.1 汽车离合器开发管理技术	274
8.1.1 产品开发过程	274
8.1.2 质量功能展开 QFD	275
8.1.3 工业设计	276
8.1.4 稳健设计	277
8.1.5 专利和知识产权	277
8.1.6 产品开发项目的经济分析	277
8.1.7 产品开发项目管理	277
8.2 汽车离合器质量管理技术	281
8.2.1 质量管理体系的发展	281
8.2.2 PDCA 循环	284
8.2.3 质量改进 8D	284
8.2.4 ISO 9000:2000 八项质量管理原则	285
8.2.5 组织绩效分析的过程方法	286
8.2.6 五大手册介绍	287
8.2.7 质量门	290
8.2.8 膜片弹簧离合器的特殊特性	291
第9章 汽车离合器常见故障原因及改善方法	293
9.1 汽车离合器故障分类、故障树图及解决方法	293
9.2 汽车离合器故障推荐诊断流程	301
9.3 汽车离合器安装要求	304

第 10 章 汽车离合器面片	306
10.1 摩擦学	306
10.2 离合器的摩擦特性	308
10.3 离合器面片分类	309
10.4 离合器面片发展历史	310
10.5 离合器面片的性能要求	311
10.5.1 离合器面片的要求	311
10.5.2 离合器面片的配方设计	314
10.5.3 离合器面片的原材料选择	317
10.6 离合器面片制造工艺	322
10.6.1 制造工艺概述	322
10.6.2 常用工艺的特点	324
10.7 离合器面片试验	325
10.7.1 概述	325
10.7.2 离合器面片主要试验	326
第 11 章 离合器新技术	332
11.1 自调整离合器	332
11.2 双质量飞轮	336
11.3 双离合模块	339
11.4 液力变矩器	341
11.5 多用离合器总成	344
11.6 混合动力传动系统	345
11.7 电子离合器管理系统	346
11.8 先进工艺技术	347
11.8.1 冲压	347
11.8.2 机械加工	349
11.8.3 装配线及装备	349
11.9 先进管理技术	355
附录 国内外汽车离合器企业介绍	356
参考文献	363

第 1 章

汽车离合器概论

交通是用于克服距离，包括改变人员、货物和信息的位置而发生的所有过程，交通工程的目标是开发和提供可靠的运输系统和运输方式。旅客交通和货物交通两者是不同的。旅客交通的主要运输方式有步行、自行车、摩托车、私人汽车、出租车、公共汽车、地铁、铁路、飞机和船舶。其中，乘用车执行着最大比例的旅客交通任务。对于货物运输，有五种不同的运输方式可以使用：铁路、商用车（道路交通）、船舶（河运、海运）、飞机（货物空运）和管道。这些运输方式通常连接成一个运输链。如果从运输速度和交通量的角度对运输方式进行比较，铁路运输最好，其次是货车，而管道运输最差。如果从运输交通（总重量与有效载荷的比值）来比较，管道运输最佳，其次为船舶、铁路和货车。其中，商用车承担的年货物交通量最大。因此，汽车传动系统也就成了运输系统的重要构成部分。

汽车传动系统作为发动机与驱动轮之间的连接装置，将其作为一个功能整体来看待是明智之举。对汽车传动系统的主要要求如下：

- 1) 能使汽车从静止起步。
- 2) 调节动力流。转换输出转矩 T_o 和输出转速 n_o 。
- 3) 能使汽车倒退行驶。
- 4) 能够实现永久性功率传递。能以最小的损失，有效地传递发动机功率。
- 5) 控制功率匹配。
- 6) 其他辅助要求。

汽车传动系统的形式与所用的发动机类型有密切关系。这是由于不同类型发动机（如内燃机和电动机）它们的转矩－转速特性有着很大的差别。为了使装用不同类型发动机的运输车辆在各种行驶条件下都有满意的牵引力－车速特性，就必须根据发动机的转矩－转速特性，采用相应的传动系统方案。汽车传动系统的设计对汽车动力和燃油经济性有着重大影响。

汽车传动系统中变速器的任务是将动力装置获得的牵引动力进行变换，从而满足车辆、道路、驾驶人和环境的要求。图 1-1 所示为一些常见的变速器设计及其系统分类。

变速器的设计首先涉及如何确定最大传动比和最小传动比，然后再考虑选择中间传动比的问题，所选择的传动比是传动系统的重要参数。确定好传动系统参数，主要考虑相关零部件的布置与设计，如齿轮、轴、换档机构、起步元件、轴承和壳体等。

变速器类型												
Z档变速器(带有Z个前进档的齿轮式变速器)										无级变速(CVT)		
手动变速器(MT)		机械式自动变速器(AMT)		带有不同传动比的自动变速器			带有电动机的混合动力驱动装置			机械式无级变速器		静液无级变速器
常啮合变速器	同步啮合变速器	半自动常啮合或同步啮合变速器	全自动常啮合或同步啮合变速器	双离合变速器(DCT)	中间轴式自动变速器	传统式自动变速器(AT)	串联混合动力驱动装置	并联混合动力驱动装置	混联混合动力驱动装置	带轮式变速器	超环面变速器	液压传动装置
有动力中断				无动力中断(动力换挡)								
用脚操作离合器起步		自动起步										
手动换挡		自动换挡		转矩和转速自动变换								

图 1-1 一些常见的变速器设计及其系统分类

其中起步元件无一例外的都是一些控制动力传递的离合装置，其主要任务如下：

- 1) 将发动机转矩传给变速器。
- 2) 起步平衡无冲击。
- 3) 使用寿命长。
- 4) 衰减扭转振动。
- 5) 尺寸小。
- 6) 对内燃机和传动系统部件起到过保护作用。

在现代汽车上，有四个基本装置可作为控制动力传递的起步元件：

- 1) 干式摩擦式离合器， $i = 1.0$ ，用作手动变速器的标准件。
- 2) 湿式摩擦式离合器，用于无级动力换挡式变速器。
- 3) 液力变矩器， $i \geq 1.0$ ，用作传统式自动变速器的标准件。
- 4) 液力耦合器。

图 1-2 所示为起步元件的系统分类。

干式离合器利用摩擦力将发动机转矩传递给变速器输入轴，它能实现快速而彻底的分离，而且在起步和换挡接合中实现转矩的无冲击传递。依据离合器从动盘的数目，可将干式离合器分为单片式离合器 and 多片式离合器。

与干式离合器不同，湿式离合器需要油压操作，一般制成多片式结构，并在密封的壳体内，浸在传动油中。

双离合模块是相互独立工作的两套离合器。这两套离合器分别用于双离合变速器中的奇、偶数档，从而实现动力换挡。双离合模块可分为干式双离合模块和湿式双离合模块。

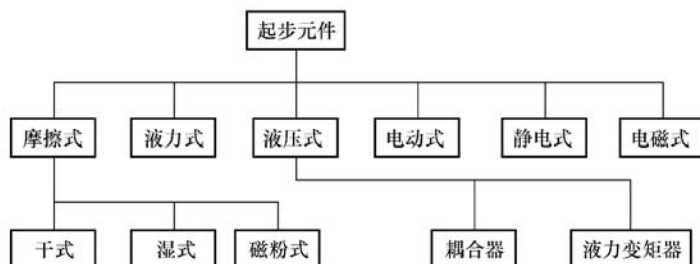


图 1-2 起步元件的系统分类

液力变矩器是传统式自动变速器的标准起步元件，它不仅能改变速度，而且还能改变转矩。液力耦合器仅含有涡轮和泵轮，省去了提供反作用力的固定的导轮，只能转换转速，不能对转矩进行转换。属于“简化的”液力变矩器。

1.1 离合器的发展史

在 100 多年的汽车发展史中，几乎所有的零部件在技术方面都经历过巨大的发展变化：可靠性、生产成本、维护便利性和节能减排性等，都已经成为且将一直是汽车行业的追求目标，这些发展目标要求汽车工程师们不断地提出更新更好的解决方案。

在技术方面，直到 1910 年，往复式活塞内燃机汽车才明显地超过蒸汽汽车和电动汽车。1902 年，一辆汽油发动机汽车第一次打破了当时的最高速度记录，而在此之前，最高速度记录则一直是由蒸汽汽车和电动汽车创造的。蒸汽和电动汽车相对于“液体燃料驱动汽车”（蒸汽和电动汽车支持者的习惯叫法）有一个非常突出的优点，就是其近乎理想的转矩特性，它们既不需要离合器，也不需要变速器，因此易于操作，也很少出故障，更容易维护。由于往复式活塞内燃机只有在达到一定转速时才能输出转矩，在发动机和变速器之间必须要有一个分离接合装置。汽油发动机需要借助离合器的接合功能才能起动汽车，因为只有当发动机达到一定转速时，才能输出转矩。除了离合器的接合功能，离合器的分离功能也同样重要，因为在车辆行驶中要求可以自由换档。鉴于相关问题的复杂性，早期在很多小型车设计结构中并没有离合器的接合功能，车辆是借助人力推动而起动的。

1.1.1 离合器的起源

第一代离合器的工作原理来自早期工业化社会使用机械装置的工厂。通过对带式变速器的类推，人们将一种平面传动带引入到汽车中。通过带轮的张紧作用，控制传动带把发动机输出的转矩传递到驱动齿轮上，当通过调节张紧轮来使传动带松

弛时，传动带打滑，就相当于离合器的分离。由于此过程导致传动带磨损太快，人们便采用了一种新的方法：安装一个与驱动带轮同样尺寸的惰轮，通过扳动杠杆，可以将传动带从惰轮转到驱动轮上。

此传动带传动装置的缺点一方面是效率低下，容易磨损，尤其是在雨天传递动力能力下降时；另一方面是要求变速器增加档位，以应对不断提高的发动机转矩，这就促使工程师们不断地探索更好的方法，以取代此离合器。

于是人们发明了各种各样的离合器，包括现代离合器先驱——基于摩擦原理的离合器。这是一个位于曲轴末端的盘，并与另一个静止的盘相连接。当两个盘接触时，摩擦便产生了，静止的盘便开始转动。随着压紧力的提高，驱动盘带动从动盘，使其转速不断提高，直到两个盘转速相同。在两个盘完全接合之前，二者一边接触，一边打滑，从发动机传递过来的一部分动能都转化成了热能。这种结构满足了以下两个要求：其一，离合器逐渐地、柔和地接合，在起动汽车时发动机不会熄火，也不会引起传动系统的抖动；其二，离合器接合后可以将发动机输出的全部动力都传递到变速器。

这种离合器通过脚踏板来实现分离与接合，踩下离合器踏板，通过分离拨叉拉回锥形座圈，释放弹簧，从而使离合器分离。

在 1889 年，戴姆勒公司的汽车就使用了这种原理：锥形/斜面摩擦离合器，如图 1-4 所示。一个可以自由移动的锥形盘连接到变速器轴上，与能够连接在曲轴上的带锥形凹槽的飞轮牢牢地接合。螺旋弹簧将锥形盘压入到飞轮锥形凹槽里，离合器接合；可踩下踏板，通过分离套筒、弹簧将此锥形盘拉回，从而分离离合器，中断动力传输。最初使用驼毛作为锥形盘摩擦材料，但很快被皮革取代。皮革在蓖麻油中浸泡过，可以防潮湿，防油脂。此离合器的优点是可以自动调节，而且变速器的输入轴上不受该离合器弯曲应力。缺点是太重，并且摩擦片磨损太快，更换太复杂，后在皮革摩擦片中设计了压紧弹簧销或传动片进行改进。飞轮和离合器锥盘体积大，产生的惯性矩较大，导致换挡时离合器比其要求的分离过程要慢很多（与变速器已不同步了）。

为解决上述问题，大约在 1910 年，车辆配备了另一个离合器制动或变速器制动装置，它通过第二个脚踏板来操纵，通常该第二踏板与离合器踏板连接在一起，都位于踏板轴的后方。

当改变车速时，许多驾车者习惯于让离合器打滑而不是换挡，这时飞轮受热程度要比仅受锥形盘摩擦更严重，锥形盘通过皮革制的摩擦层来散热。经过一段时间的长途驾驶后，由于飞轮的热膨胀，锥形盘可能与飞轮接合得更深，但当飞轮温度下降后，就很难从飞轮中分离出来。

直到第一次世界大战末期，金属摩擦片才开始普及。而此前，人们还试验了其他不同的摩擦材料，如 NAG 公司设计了一种薄钢片压制的驼毛锥盘，并装有扇形散热片，其在两部分间接合，皮革线状环被螺栓固定在飞轮上（图 1-3）。该结构

的两部分允许皮革线状环自由移动，从而简化了离合器的维护，并减少了离合器被卡住的次数。

戴姆勒发动机公司开发了一种铝制锥盘开放式摩擦离合器。为了使分离柔和，需要定期用油润滑摩擦层。由于结构简单，锥盘离合器在整个1920年一直占主流地位（图1-4）。

圆柱形金属摩擦面离合器的接合平顺性能较差，一直没有被市场接受，而圆柱形离合器的演化版——板簧离合器，因其创造性的设计，由戴姆勒公司在19世纪末20世纪初装配在奔驰车上，并持续到第一次世界大战（图1-5）。

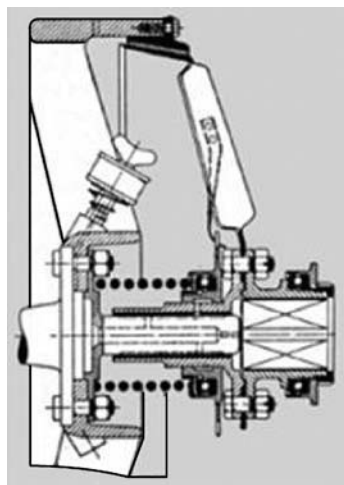


图1-3 带双空心锥环的NAG离合器

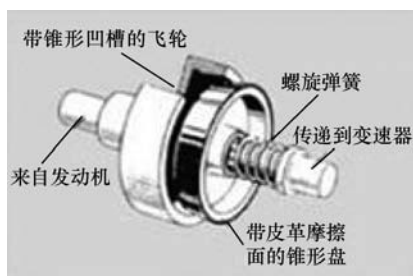


图1-4 锥形/斜面摩擦离合器

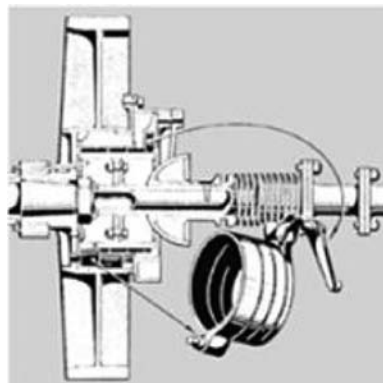


图1-5 戴姆勒公司的板簧离合器

1.1.2 传统单片干式离合器的锥形

在板簧离合器中，有一个坚固耐磨的板簧，其与变速器输入轴的鼓形末端相连，安装在飞轮的凹陷处。螺旋板簧的一端与飞轮相连，另一端紧固在弹簧罩壳上。离合器踏板压紧板簧，板簧在鼓形周围绕其自身越来越紧（自动增强），驱动变速器输入轴——接合离合器。只需很小的力即可压缩弹簧，并使离合器接合柔和。

大约在戴姆勒公司开发其板簧离合器的同时，英国的 Hele - Shaw 教授也完成了对多片离合器的试验，这也被认为是现在的传统单片干式离合器的先驱。命名为“Weston”离合器，与锥形盘离合器相比，该离合器一个决定性的优点是在较小的安装空间下，其摩擦面积却很大，并可以持续地接合。

在多片离合器中，飞轮连在鼓形外罩上，并根据主动盘的外缘形状在其内部开槽，允许主动盘与曲轴或飞轮一起转动，同时纵向移动。与之匹配的同数量数量的内凹的从动盘位于盘毂中央，盘毂连在离合器轴上。从动盘可沿盘毂上的离合器轴向移动。在安装时，离合器内从动盘与外从动盘交替地接合成一组盘，如主动盘和从动盘始终接合。

这对主从动盘是这样工作的：开始青铜盘相对钢制盘转动，并在螺旋弹簧的作用下被压盘一起压紧。这样，所有的盘便持续地接合。这个摩擦力逐渐增加的效果能够让离合器非常柔和地接合。随着弹簧压力的下降，从动盘又分离了，传动片支承部位开始从从动盘平面部发生弯曲。通过改变从动盘对的数量，离合器可调节到适合于每个发动机的输出功率。

多片离合器可为湿式，也可为干式。干式的是比较特殊的，其摩擦层用铆钉铆住（图 1-6）。多片式离合器，尤其是湿式多片离合器，其最大缺点是有一定程度的迟滞，导致其只能部分分离，从而造成换档困难。

若干年后，单片离合器就淘汰了锥形盘和多片离合器。De Dion 和 Bouton 是第一个认识到单片离合器是离合器未来发展方向的人（图 1-7）。随着 Ferodo 石棉摩擦片的出现，离合器技术取得了一大进步。石棉摩擦片大概从 1920 年起一直使用到当代，直到其被非石棉摩擦片取代。单片干式离合器的优点是明显的：

较低的从动盘质量使其分离后可更快地停止转动，从而使换档更容易，彻底告别了变速器制动结构。单片干式的最初构造相对较复杂。离合器外罩用法兰固定在飞轮上，离合器盖用螺栓固定在离合器外罩里。带弹簧向内侧压缩的分离杠杆的离合器盖从中间盘经由摩擦盘传递压力，将来自飞轮的转矩传到变速器。摩擦盘通过驾驶人将其连接到连接处或变速器输入轴。离合器通过一个可让锥形盘前后移动的滑动环片来实现分离和接合。锥盘的各侧相应地作用于分离杠杆，分离杠杆由螺旋弹簧起作用，受到压紧或分开，即中间盘接合或分离。由于锥盘是转动的，而滑动环片是静止的，故需要定期的润滑。

压紧力由螺旋弹簧提供的螺旋弹簧离合器，获得了人们的认可，如图 1-8 所示。起初，是将螺旋弹簧放在中间进行试验，但只有几个较小的螺旋或螺旋弹簧沿离合器外罩外圈排列的结构才得到大批量的生产。分离杠杆通过可在变速器输入轴上自由移动的分离轴承来压缩螺旋弹簧，以分离压盘使离合器分离。压紧力可因使

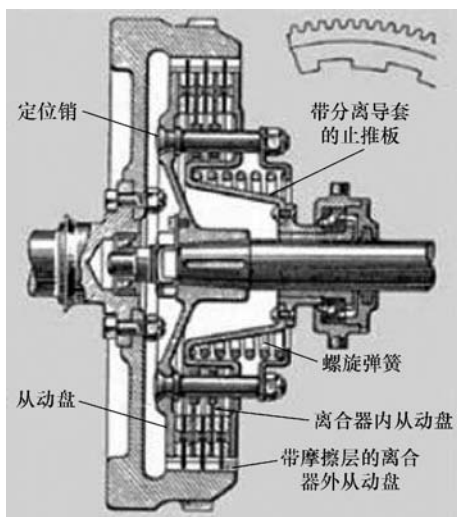


图 1-6 多片干式离合器

用不同的弹簧组而有变化，但其有一个致命的缺点，即随着发动机转速的增加，位于压盘外圈的螺旋弹簧，因离心力作用对着弹簧外罩方向继续向外压，在弹簧和外壳之间发生了摩擦，使压紧力性能曲线发生改变。

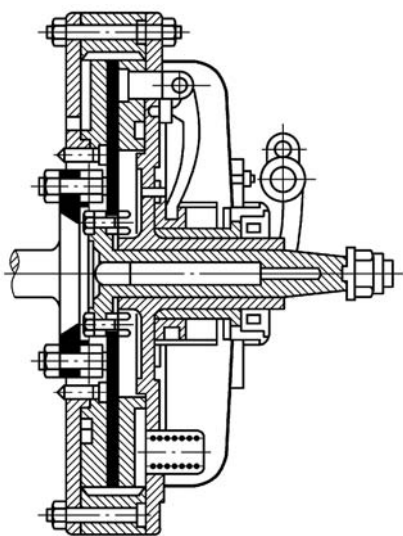


图 1-7 单片离合器

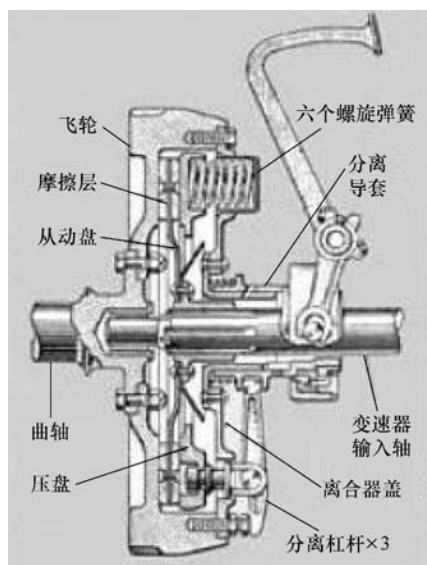


图 1-8 螺旋弹簧离合器

随着发动机转速的不断增加，离合器分离变得越来越重。除此以外，用来作用于分离杠杆的分离轴承一直处在受压状态下，使其和离合器外罩很容易发生磨损，尤其是在发动机高转速时换挡，会很快地磨损。

1.1.3 膜片式离合器的诞生

为了解决上述这些系统性的不足，人们便开发出了膜片弹簧离合器，膜片弹簧离合器诞生于 1936 年通用汽车的研究实验室里，并在 19 世纪 30 年代后期在美国大批量生产。在欧洲，是在第二次世界大战之后，人们通过美国通用公司的军用货车才开始熟悉膜片弹簧离合器，并在 19 世纪 50 年代中期应用在一些单一的欧洲车型上。保时捷 356、Goggomobil、宝马 700 和 DKW Munga 是第一批配备了膜片弹簧离合器的德国制造的汽车。膜片弹簧离合器大批量生产始于 1965 年的欧宝 Rekord 车型。

由于膜片弹簧离合器能够均衡、对称地转动，因而不受发动机转速的影响。膜片弹簧离合器在 19 世纪 60 年代获得了成功，那时凸轮轴顶置式高转速发动机（Glas、宝马、阿尔法·罗密欧）大范围地取代了凸轮轴下置式发动机。到 19 世纪 60 年代末，几乎所有的汽车制造商都采用膜片弹簧离合器（图 1-9）。

这里需要强调的是，LuK 公司在让膜片弹簧离合器大批量生产方面，起了至关

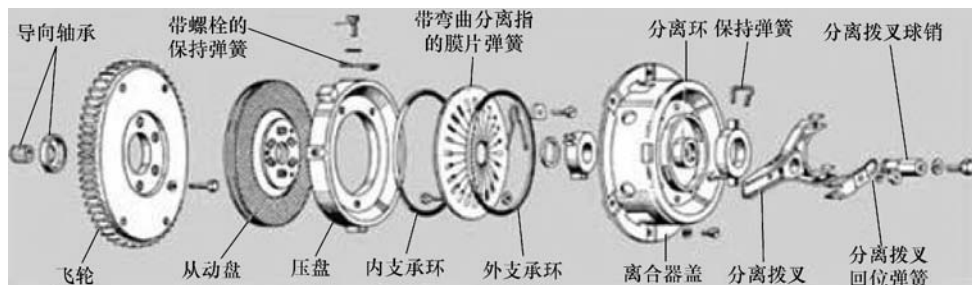


图 1-9 膜片弹簧离合器

重要的作用。用膜片弹簧取代螺旋弹簧系统的所有分离杠杆，带来了诸多优点：结构简单，压紧力恒定不变，相对较高的压紧力仅需较小的安装空间（对横置发动机非常重要）和不受发动机转速影响。由于这些特点，现在几乎都是用膜片弹簧离合器，而且在多功能车上的应用也是越来越多，以前一直是使用螺旋弹簧离合器。

与此发展相对应的是，离合器从动盘总成也得到了优化。往复式活塞式内燃机不断变化的转速和波动的转矩所产生的振动从曲轴、离合器、变速器输入轴传递到变速器，导致了噪声和严重的齿轮磨损。现代汽车中不断轻量化的飞轮和整车质量，加剧了这种现象，因此人们开发了带转矩减振器和波形弹簧片的离合器从动盘总成。

长时间操纵离合器需要一个强大的大腿，因为踏板力必须通过连接杆/拉线或轴来传递。随着 19 世纪 30 年代离合器拉索和 19 世纪 50 年代液压分离机构的应用，驾驶舒适性得到了提高。

让离合器自动化的不同尝试使离合器的操作越来越简单：在 1918 年，Wolseley 最先提出了电磁离合器的概念。在 19 世纪 30 年代早期，法国 Cotal 公司生产了一种用在豪华轿车上的带电磁离合器的、有预选择器的变速器。其中最著名的是通过离心力来调节压紧力的离心式离合器和自动离合器，如 Sachs 公司、LuK 公司、Borg & Beck 公司和 Ferodo 公司。

下面按时间顺序叙述自 1784 年以来对离合器发展有重大影响的事件，讨论了不同设计理念和形状的离合器，旨在使读者对离合器有大致的了解。每一个重要的事件都相互衔接，共同提供了现在的“高容量，轻重量”的离合器设计理念。

1784 年——Watt 获得采用牙嵌离合器接合和齿轮常啮合的变速器的专利。

1863 年——提出了多片式 Weston 离合器的设计构想。

1880 ~ 1905 年——功能可靠，成本低的离合器得到了发展。

1889 年——原始式样的锥形离合器安装在戴姆勒公司生产的钢质车轮的小汽车上。

1900 年——引进了以木块为主要摩擦材料的单元素“星”式从动盘总成离合器。

1902 年——引入以金属为摩擦表面的单片从动盘总成离合器。

1904 年——石墨摩擦材料加入到飞轮和单片离合器的压盘中。

1905 年——铝被应用到锥形和片式离合器的摩擦材料中。

1905 ~ 1915 年——可生产轻质量的离合器。

1906 年——钢/铜和铁/青铜混合材料的摩擦材料应用到多片式离合器上。松软的皮革从动盘摩擦片被应用到单片从动盘离合器上。

1908 年——木质和铁混合摩擦材料被应用到多片式离合器上。

1911 年——在单片式离合器上，摩擦材料可直接铆接到飞轮和压盘上。

1912 年——在单片式离合器从动盘总成中，两片皮革摩擦片被铆接到盘的两面。

1914 年——类似于 1912 年的设计，除了摩擦片，也可以铆接铜或石棉摩擦材料。

1916 年——在单片式离合器从动盘总成中，石棉材料被铆接在飞轮和压盘上。同时，单片式离合器从动盘总成中带有两片松软编织的石棉摩擦片。

1920 年——单片离合器从动盘总成的每面可铆接六个木块。

1921 年——低成本的冲压离合器盖总成开始应用。

1924 年——单片离合器铆接橡胶减振中心，以减小曲轴传递的振动。

1925 年——引入多片式离合器，单片离合器有减少径向跳动的弹性从动盘。

1926 年——减小噪声和平稳接合的技术在带有弹性从动盘的单片式离合器从动盘总成上得到发展。

1927 年——设计了橡胶减振系统的单片离合器从动盘总成，以减小噪声同时有助于吸收突变力。

1928 年——单片离合器从动盘总成含有两个阻尼片，并利用按圆周分布在盘毂周围的 12 个螺旋弹簧的扭转减振作用。双片式也采用了相同的减振系统。Trilok 液力变矩器（现代液力机械式“传统”自动变速器的预调节装置）开发成功。

1929 年——单片离合器使用硬的模压成形材料为摩擦表面，并利用可以轴向变形的弹性波形片，使接合柔和并延长接合时间使其接合异常平滑。

1930 年——完全深拉深成形的冲压钢盖双片式螺旋弹簧离合器开始应用。双摩擦片从动盘总成开始应用，每片由三块交错放置、可以轴向减振的摩擦元件支承，带橡胶弹性盘毂的双片式离合器产生。

1931 年——两片全直径从动盘总成中间用扁弹簧来实现轴向缓冲，两片全直径从动盘总成中间用垫片来实现轴向缓冲。意大利开发四片从动盘总成离合器便于逐渐接合，每片都安装在有球轴承的输入轴上（无花键转矩传递）。

1932 年——带有扁平离合器从动盘总成的弯曲飞轮来实现轴向缓冲。

1933 年——单片离合器从动盘总成带有螺旋弹簧减振中心和轴向布置的螺旋弹簧，以控制扭转减振摩擦阻尼值。

1934 年——离合器压盘散热片和通风离合器壳体得到发展。

1935——半离心式螺旋弹簧杠杆离合器在支承杆的末端带有离心块，其通过冲压盖上三个桥连接冷却。

1936——带有可调减振摩擦的轻重量、低惯性量离合器从动盘总成，使用开口销固定螺母，通过螺栓将带有星形蝶形垫片将两个摩擦垫片固定在一起。

1937——在单片膜片弹簧推式离合器中，膜片弹簧和上下钢丝支承环通过九个螺栓固定在盖上。压盘和盖之间的转矩传递通过铸造压盘的凸台与盖的凹槽接合完成，并能够保持高容量转矩能力和耐久性。沟槽式离合器摩擦片被引入。

1938 年——离合器从动盘和摩擦片通过三个允许径向跳动的铆钉与减振盘毂连在一起，通过三个螺旋弹簧传递到减振盘毂。花冠状弹簧单片推式离合器带有 12 个实心波形片是为了对膜片弹簧和杠杆的刚度有缓冲的作用。花冠状弹簧悬挂着六个弹簧线夹，相比以前的离合器有 41 个部分，现在的离合器模型中有 9 个部件。

1939 年——通用汽车公司 Hydra - Matic 变速器：最早批量生产的传统式自动变速器，共生产 1300 万台，采用液力耦合器、4 档行星齿轮传动机构。ZF4 档变速器采用电磁式多片离合器的原型变速器。

1940 年——液压减振离合器从动盘由四个带有漏油孔的螺旋弹簧/活塞柱塞单元组成里面是填充油脂的密封原件。它在发动机和驱动系统中平稳有效抑制扭转振动。Franke 获得双离合器变速器的专利。

1941 年——带有 18 个分离指的膜片弹簧的单片膜片弹簧推式离合器通过三个销或者螺旋弹簧从盖连接到铸件压盘上。盖和压盘之间的转矩传递像以前一样是通过凸块/凹槽，但是悬架装置提供了压盘铸造件的回位。

1943 年——单片离心式离合器的压力载荷由碟形冲压件经过淬火的钢材提供，并且盖和压盘之间的转矩传递通过平弹簧钢传动片完成。

1947 年——钢索传动的离合器操作系统。

1950 年——Van Doorne 的“Variomatic”成为批量生产的锥盘轴向可调（直径可调的）V 带式无级变速器。Packard 的 Ultramatic 变速器成为采用液力变矩器锁止离合器、2 级双相变矩器和 2 档行星齿轮机构的传统式自动变速器。

1954 年——液压传动的离合器操作系统。

1957 年——特殊离合器从动盘总成减振器扭转弹簧刚度和摩擦滞后值的开发用于抑制高转矩发动机和同步的变速器接合时产生的齿轮碰撞。

1960 年——膜片弹簧单片推式离合器在乘用车上广泛应用。

1970 年——各公司为商用车开发一种带有液力变矩器锁止离合器和 6~8 档变速器的液力变矩器——离合器变矩器。

1971 年——膜片弹簧单片推式离合器通过钢索离合器分离系统操纵。

1979 年——第一个预填充、液压驱动、自调整离合器分离系统出现。自调整分离轴承使用玻璃填充塑料和硅的混合物。自调整分离轴承通过波形状弹簧和其他部件连接。

1980 年——Trilok 将带有锁止离合器的变矩器装在乘用车自动变速器上。

1982 年——第一个无石棉的有机离合器摩擦材料大批量生产。

1983 年——带有“预减振”的离合器从动盘减振器用于抑制变速器怠速噪声，引入了多级弹簧刚度和两级扭转摩擦滞后值。

1985 年——LuK 公司开发双质量飞轮 DMF。

1987 年——黏性剪切离合器从动盘总成减振器得到发展，用来加强对变速器齿轮噪声的控制，避免驱动系统较大的冲击感觉。

1988 年——当高于怠速速度时，离合器从动盘总成减振器通过预减振阶段的“闭锁”来抑制变速器怠速时的噪声，避免驱动系统较大的冲击感觉。

1989 年——带有高扭转容量的膜片弹簧的铝合金盖产生，单片拉式离合器和通过润滑油填充的液压减振器，SMF（分离式质量飞轮）飞轮被应用到抑制匹配高转矩发动机的宽范围驱动模式变速器齿轮噪声。为了可以承受更高的旋转速度，无石棉有机离合器摩擦片被固定在钢质加强盘上，并应用了冷却技术。

1990 年——采用液力变矩器、锁止离合器、电控液压换挡并具有五个档位的传统式自动变速器投入批量生产。

1993 年——LuK 公司开发自调整离合器 SAC。

2000 年——丰田批量生产装备在 Prius1 汽车上的混合动力驱动装置，SACHS 公司开发行星式双质量飞轮。

2001 年——SACHS 公司开发自调整离合器 X-TEND。

2003 年——VW 采用用于发动机横置前轮驱动的六档双离合变速器，Borgwarner 湿式双离合。

2008 年——VW 生产具有干式离合器的七档双离合变速器，LuK 干式、湿式双离合，LuK 公司开发离心摆吸振器。

2009 年——ZF 将 8HP8 档乘用车自动变速器用作标准传动装置，优化了传动效率。

2010 年——LuK 公司开发行程调节离合器 TAC。

2014 年——SACHS 开发 X2C 双离合。

1.2 汽车离合器的功用

离合器是汽车传动系统中直接与发动机相连接的总成，其主要功用是切断和连接发动机与传动系统之间的动力传递，以保证汽车起步时将发动机与传动系统平顺地接合，确保汽车平稳起步；在换挡时发动机与传动系统分离，减少变速器中换挡齿轮之间的冲击；在工作中受到大的动载荷能限制传动系统所承受的最大转矩，防止传动系统各零件因过载而损坏；有效地降低传动系统的振动和噪声。

摩擦离合器依靠摩擦原理传递发动机动力。当离合器处于分离时，飞轮和盖总成不能带动从动盘总成旋转。当离合器处于接合时，飞轮和盖总成对从动盘总成夹紧所产生的摩擦力带动从动盘总成旋转，如图 1-10 所示。

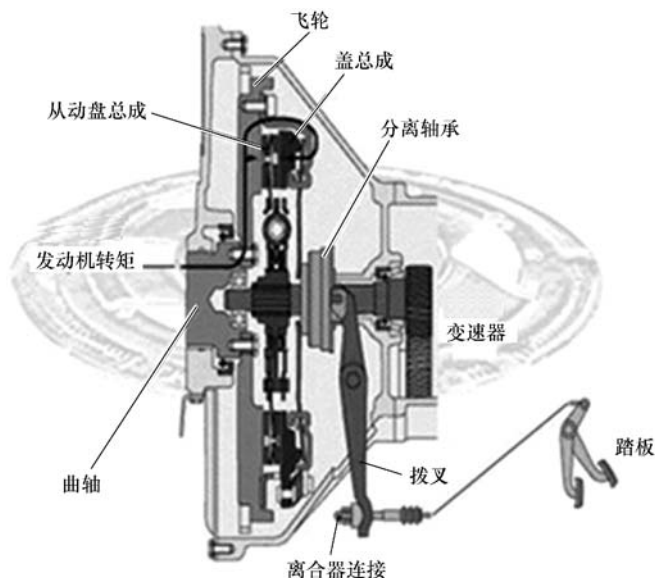


图 1-10 汽车离合器布置图

1.3 汽车离合器的分类和结构

根据压紧弹簧形式和布置位置的不同，离合器可分为周置圆柱螺旋弹簧离合器、中央弹簧离合器、周布斜置弹簧离合器和膜片弹簧离合器，如图 1-11 ~ 图 1-15 所示。

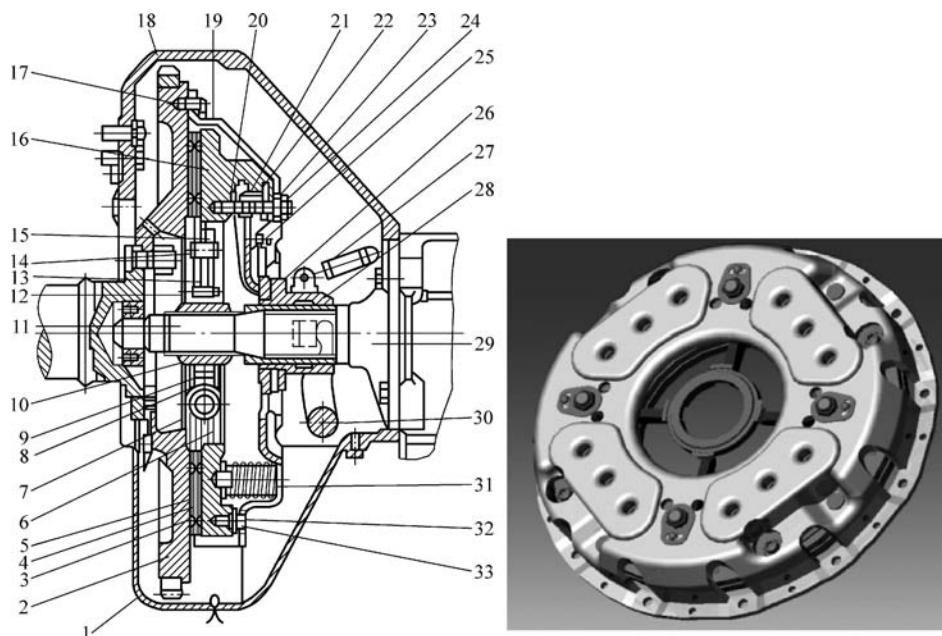


图 1-11 周置圆柱螺旋弹簧离合器

- 1—飞轮壳底板 2—飞轮 3—摩擦片铆钉 4—从动盘 5—摩擦片 6—夹持盘 7—减振弹簧 8—减振器阻尼片
 9—阻尼片铆钉 10—从动盘毂 11—变速器第一轴（离合器从动轴） 12—阻尼弹簧铆钉 13—减振阻尼弹簧
 14—从动盘铆钉 15—从动盘铆钉隔套 16—压盘 17—离合器盖定位销 18—飞轮盖 19—离合器盖
 20—分离杠杆支承柱 21—摆动支片 22—浮动销 23—分离杠杆调整螺母 24—分离杠杆弹簧
 25—分离杠杆 26—分离轴承 27—分离套筒回位弹簧 28—分离套筒 29—变速器第一轴轴承盖
 30—分离叉 31—压紧弹簧 32—转动片铆钉 33—转动片

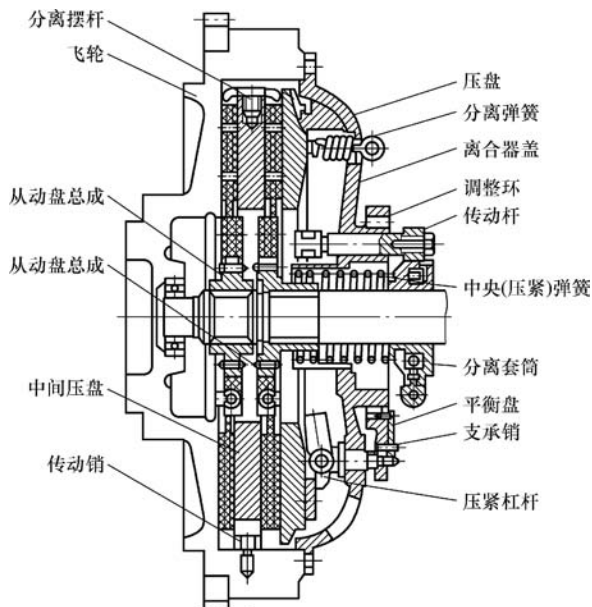


图 1-12 中央弹簧离合器



图 1-13 周布斜置弹簧离合器



图 1-14 膜片弹簧离合器构造简图



图 1-15 拉式膜片离合器

各公司也有不同的内部编号，图 1-16 所示为盖总成的 DKS、DBV、DST、CP 结构。

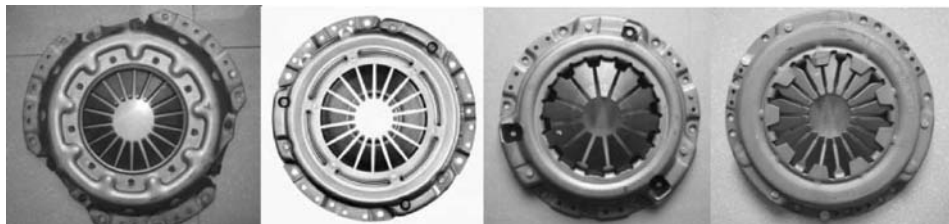


图 1-16 盖总成的 DKS、DBV、DST、CP 结构

从动盘总成有分体波形片、整体波形片和预减振等不同结构形式，如图 1-17 所示。



图 1-17 分体波形片、整体波形片和预减振等不同结构从动盘总成

1.4 汽车离合器操纵系统

汽车离合器操纵机构如图 1-18 所示。按照操纵离合器的能源划分，离合器操纵机构分为人力式、助力式和动力式三种。按传动方式划分，离合器操纵机构有机械、液压和气压三种。

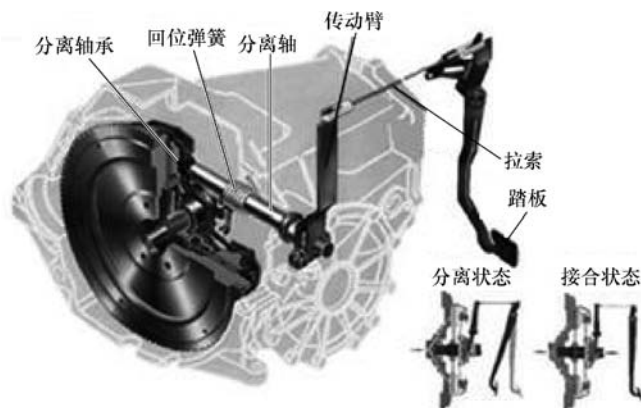


图 1-18 汽车离合器操纵机构

1.5 国内外汽车离合器制造工业概况

1.5.1 国际著名汽车离合器公司

由于离合器市场容量巨大，生产较汽车整车市场分散得多，世界主要汽车生产国都有上规模的离合器生产企业，如英国 AP 公司、美国 EATON 公司、法国法雷奥公司、德国 SACHS 公司和 LuK 公司、日本 EXEDY 公司和 AISIN 公司、韩国 PH

VALEO 公司和 SECO 公司等。随着全球经济一体化的深入，产能逐渐向一些国际化的复合型汽车零部件巨头集中，离合器产品只是其产品中的一个组成部分。并且，国际著名离合器公司纷纷与动力传动系统公司结盟，应对日益激烈的市场竞争，实现其全球战略。

随着汽车工业的发展和电子技术广泛应用，汽车离合器新技术也不断涌现，如自调整离合器、双质量飞轮、双离合器和混合动力传动模块。图 1-19 所示为 LuK 公司离合器产品发展和图 1-20 所示为 SACHS 公司离合器产品演化。

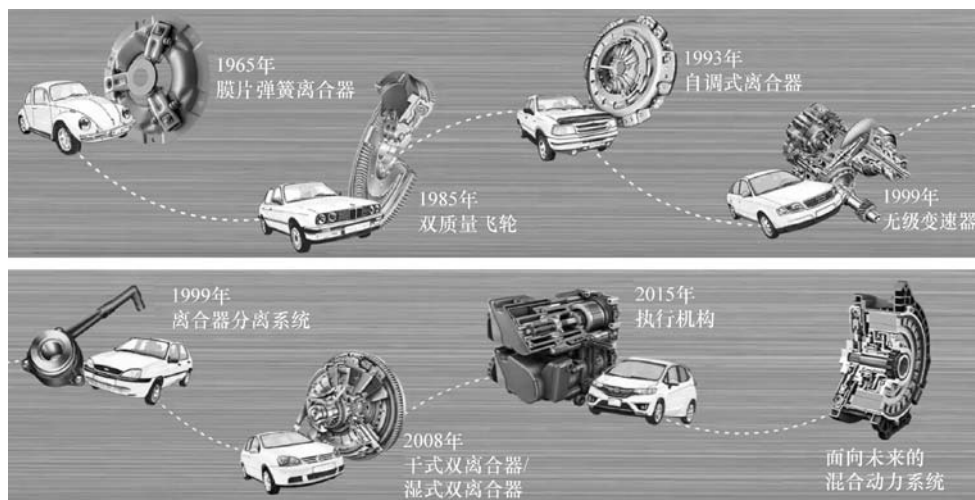


图 1-19 LuK 公司离合器产品发展

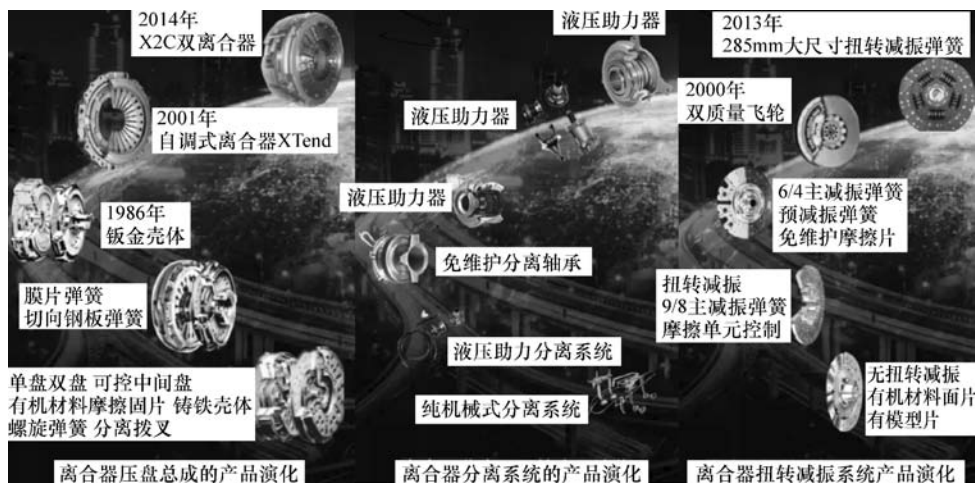


图 1-20 SACHS 公司离合器产品演化

1.5.2 国内汽车离合器企业

我国批量生产离合器从20世纪50年代中期开始。随着中国汽车工业的建立,一汽、南汽、济汽、上汽和上汽等相继成立,离合器在其内部的专业化生产工段、车间或工厂批量制造,开始了真正意义上的离合器制造。20世纪70年代,我国离合器研究、教育、设计和制造的专业队伍也初步形成。此后由于汽车产量和保有量的逐年增加,各地又建立了一批离合器专业制造厂,有了行业的雏形。

改革开放以后,围绕“六车一机”国产化,国家重点支持一汽东光离合器厂、上海离合器厂、南汽离合器厂、黄石离合器厂分别从英国AP公司、德国F·S公司、美国BW公司、法国法雷奥公司引进具有当代水平的膜片弹簧离合器产品及制造技术,带动了离合器行业的快速发展。通过产、学、研相结合,消化吸收,实现了螺旋弹簧离合器向膜片弹簧离合器的换代,行业的规模和水平都获得了提高。

汽车行业的高速发展带动了汽车离合器行业的进步,近年已形成年生产离合器盖总成3000万件、离合器从动盘总成5000万件、销售收入100亿元(其中出口10亿元)以上规模。其中,销售收入5亿元以上且产量在200万套以上的企业有杭州西湖、上海SACHS动力总成部件、长春一东;销售收入3亿元以上且产量在100万套以上的有桂林福达、重庆EXEDY、南京VALEO、湖北三环;销售收入1亿元以上的有珠海华粤、东风传动轴苏州分公司、荣城黄海、杭州奇碟、广东亚新、宁波宏协、上海翔翰、重庆长安、芜湖禾丰、无锡联信。

从区位分布来看,东北地区以长春一东为代表,华北地区以荣城黄海、山西晋南、济南桥箱为代表,华东地区以上海SACHS、杭州西湖为代表,华南地区以桂林福达、珠海华粤为代表,华中地区以三环为代表,西南地区以重庆EXEDY为代表,西北地区尚处于空白,河间、玉环小企业群体具有一定规模。

第2章

离合器与动力传动系统的匹配

汽车传动系统是一个多自由度的弹性扭转振动系统，也是汽车振动和噪声的主要来源之一。传动系统的扭转振动负荷随着汽车使用工况而变化。汽车行驶过程中，发动机的激励、路面输入的激励、车轮不平衡以及传动系统中齿轮啮合间隙等的作用都会引起传动系统的载荷变化并引起扭转振动。当汽车处于起步、换挡和制动等非稳态工况下，传动系统受到非周期冲击性干扰力而受激振动，从而形成很大的动载荷。传动系统扭转振动与发动机振动、路面激励、传动系统弯曲振动、传动系统轴向振动、驱动桥振动、悬架振动及车身振动等其他振动形式相互耦合、相互作用，构成了汽车复杂的振动和噪声问题。当来自外界的干扰激励，主要是发动机周期性扭转激励频率与动力传动系统的固有频率重合时，便会产生扭转共振。此时，传动系统中会产生很大的扭转振动载荷，这将直接影响动力传动系统零部件的工作可靠性与耐久性。与此同时，共振还会在齿轮副、花键副间引起敲击，产生令人厌烦的噪声，此外共振还会引起车身的垂向和纵向的振动，影响了车辆的乘坐舒适性。特别是随着汽车功率和速度的不断提高，汽车结构重量的逐渐轻量化，人们对于汽车的乘坐舒适性和安全性要求也变得越来越高的，这就使得研究汽车传动系统扭转振动问题显得更为重要。

在传动系统设计时，合理设计离合器的扭转减振器（现在还可以采用双质量飞轮），使其与传动系统合理匹配，能够较好抑制传动系统扭转振动。

离合器与发动机以及传动系统匹配包括多个方面的内容，即静态转矩能力的匹配、动力性匹配、燃油经济性匹配和动态地减少振动问题等。从实际设计角度讲，后者难度更大。而且需要离合器设计者与整车设计紧密联系，否则难以完成。

2.1 离合器与发动机及传动系统的匹配要求

（1）与车辆动力性匹配 考虑离合器与车辆动力性匹配，要保证离合器能够可靠地将发动机动力传递给变速器，满足车辆在不同工况下正常行驶的要求。车辆的总体参数、发动机转矩和转速、传动系统的传动比（变速器档位速比、变速器的档位数、主减速器速比等），合理选择离合器的传递转矩能力，包括滑摩功范围的控制等。匹配一般要按照相关的标准进行，与车型以及行驶工况有关。

（2）扭转振动抑制 汽车传动系统扭转振动的抑制是传动系统设计的重要任务之一。在装备手动变速器的车辆中，目前主要通过离合器（或双质量飞轮扭转

减振器) 解决抑制传动系统的扭转振动的问题。因此, 在进行离合器设计时, 通过设计合理的扭转减振装置的扭转刚度与阻尼, 并适当控制离合器各个部分的质量与惯量, 力求使传动系统动态特性与外激励特性匹配, 以抑制扭转振动。

汽车的噪声、振动与声振粗糙度 (NVH, Noise Vibration and Harshness) 品质越来越受到社会的重视。传动系统的 NVH 问题一直是汽车 NVH 研究领域重点关注的内容。

传动系统的 NVH 成分非常复杂, 影响因素很多, 且大部分与离合器关系不大, 如图 2-1 所示。对于离合器制造厂家而言, 重要的任务是合理设计扭转减振装置, 尽可能地降低传动系统 NVH 尽绵薄之力, 并且, 目前应将主要精力放在扭转振动更加现实。对于处于研发阶段的产品, 一般先进行仿真, 为了仿真需要将设计时选取、确定的各种性能、参数作为输入。仿真确定后, 进行样机制造, 而后进行试验, 以确定仿真的正确性。当积累了相关经验后, 仿真结果与实际吻合程度将比较好。进行传动系统 NVH 仿真的软件有许多, 如: ADAMS、LMS 等。

要设计制造适合传动系统的扭转减振装置, 需要认识传动系统各个部分的振动噪声特点。图 2-1 所示为某型车动力传动系统主要振动、噪声现象特点。

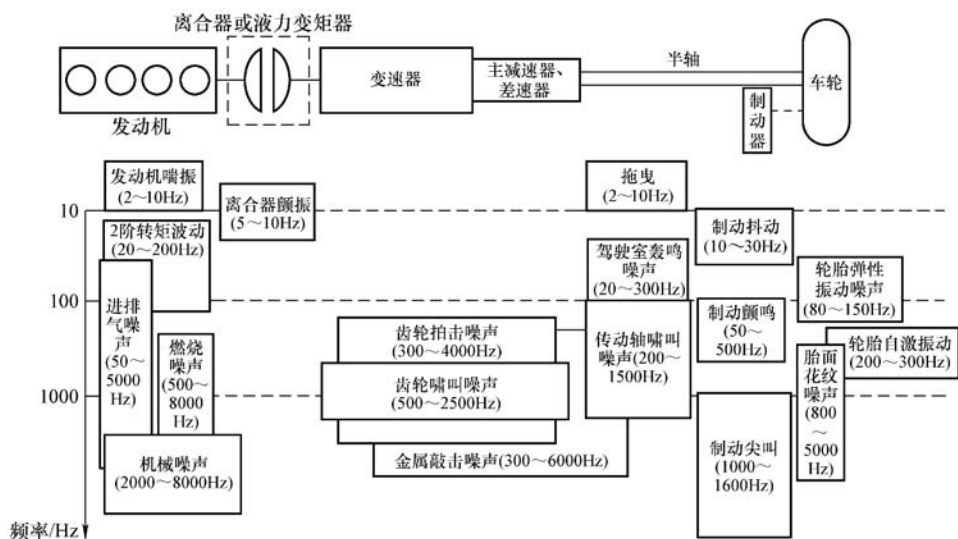


图 2-1 某型车动力传动系统主要振动、噪声现象特点

在实际工程中, 传动系统 NVH 问题的解决途径包括从源头和传播途径两个方面。但是, 汽车传动系统 NVH 问题与汽车其他系统的 NVH 问题相比, 具有以下一些难点:

- 1) 汽车传动系统的子系统和零部件众多。
- 2) 汽车传动系统布置形式各异, 各部件结构、材料各异。
- 3) 汽车传动系统中存在大量的非线性因素 (如离合器扭转减振器非线性扭转

刚度和干摩擦阻尼的迟滞现象、齿轮动态啮合刚度、齿轮和花键的间隙、轮胎的非线性刚度等)。

汽车传动系统 NVH 问题的研究大致遵循图 2-2 所示的步骤。动力学研究建模步骤如图 2-3 所示。

1) 试验获取仿真建模需要的某些动力学相关参数 (新品需要从设计模型获取这些参数)。

2) 在相关动力学参数的基础上建立汽车传动系统动力学模型, 根据相应的动力学原理和算法, 分别得到数学模型和仿真模型, 对仿真模型的不同工况下响应进行仿真分析, 并对车辆传动系统进行计算模态分析。

3) 将仿真结果与试验进行对比, 修正仿真模型, 进一步, 得到理论的优化或解决方案。

4) 对理论的优化或解决方案进行试验验证, 根据实际情况调整该方案, 最终得到经过试验验证是可行的方案。

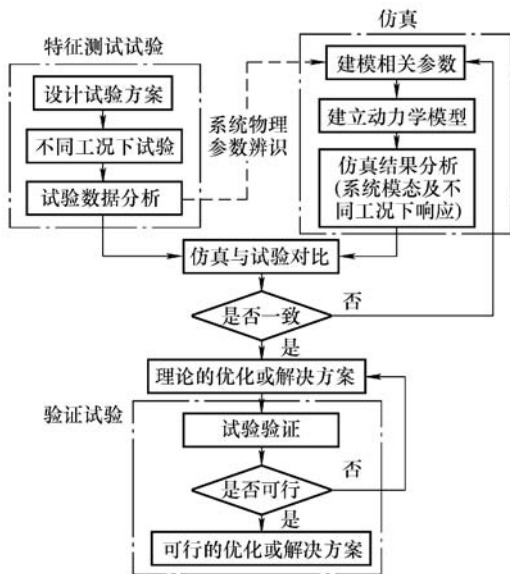


图 2-2 NVH 问题的一般解决路线

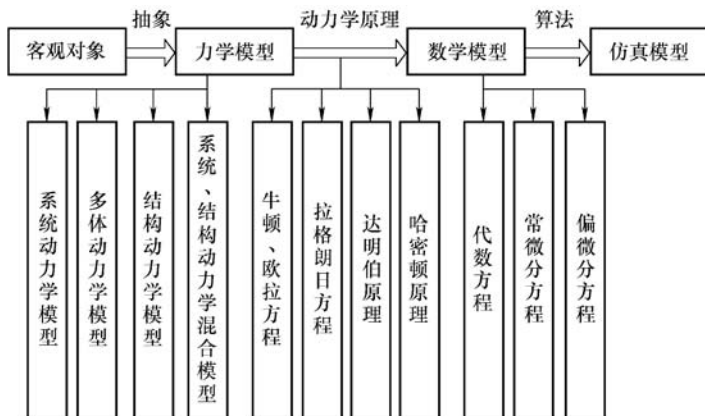


图 2-3 动力学研究建模步骤

传动系统 NVH 问题仿真研究有数值、半解析和解析定量研究方法, 以及稳定性分析、分岔、混沌分析等定性研究方法。试验是研究 NVH 的重要手段, 传动系统 NVH 问题可以采用台架试验、实车转鼓试验和实车道路试验等方法。

下面从扭转振动理论分析出发, 进行激励下的模型建立。而后, 采用一个实例

说明扭转减振装置与传动系统的匹配。最后，讨论各种典型的扭转振动问题。

要进行上述讨论的 NVH 问题分析，开始设计与分析前应获取配套车型的相关参数，内容见表 2-1。

表 2-1 离合器匹配设计输入参数

汽车制造商	汽车型号	填表日期
发动机部分	汽油机	
	柴油机	
	气缸数	
	排量（L）	
	最大扭矩（N·m）/转速（r/min）	
	最大功率（kW）/转速（r/min）	
整车部分	有效载荷重量	
	汽车空载重量	
	汽车最大满载重量	
	不带拖车	
	加带拖车	
	轮胎型号	
	轮胎半径（m）	
变速器部分	变速器型号	
	各档速比： 1 档： 2 档： 3 档： 4 档： 5 档： 6 档： 7 档： 8 档： 倒档：	
驱动桥速比		
工作条件	每千米起步次数	
	每千米变速次数	
动力与传动系统各个部分刚度		
动力与传动系统各个部分转动惯量		
其他参数		

为了进行建模、设计分析，实际上需要从发动机至车轮整个系统的各个相对运动（主要是各个转动）零部件的转动惯量、零件的扭转刚度和阻尼。

2.2 动力传动系统的扭转振动分析理论

由离合器、变速器、万向节、传动轴、主减速器、差速器、驱动半轴和轮毂等组成的车辆动力传动系统，在激励作用下通常会产生弯曲振动和扭转振动。当传动系统出现强烈的扭转共振时，相关部件所受载荷将显著增加。若在车辆经常工作的范围内经常发生共振，将严重影响传动系统零件的使用寿命。当情况严重时，传动系统中甚至还会出现负转矩，使啮合的轮齿间发生撞击，并产生强烈的噪声，增加对车内及车外环境的噪声污染。

研究动力传动系统扭转振动，首先分析扭转振动系统的激振源，然后建立动力传动系统的扭转振动模型，对系统的固有频率和振型进行分析，确定系统的共振转速，讨论在稳定工况下传动系统由发动机激振转矩引起的载荷变化特征。

2.2.1 扭转振动系统的激振源

为了方便研究问题，对于车辆动力传动系统将进行抽象、简化，简化后的动力传动系统的扭振系统由集中旋转质量、无质量弹簧及阻尼元件组成，如图 2-4 所示。系统的激振源主要包括以下各项：

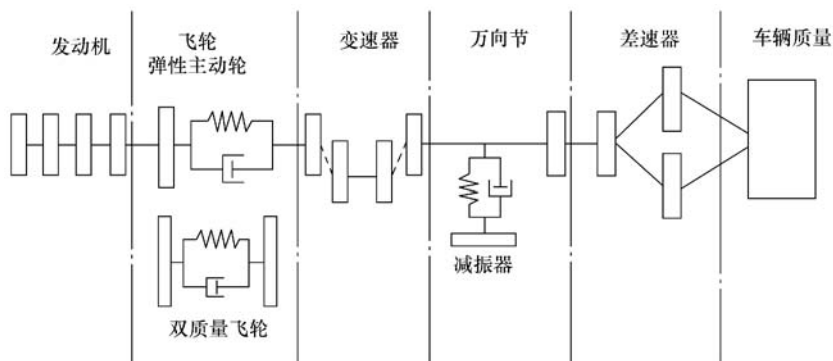


图 2-4 简化的扭振系统示意图

(1) 发动机 目前汽车所用动力装置多为内燃机，内燃式发动机输出的交变力矩是导致整个传动系统产生扭转振动的主要原因之一。周期性作用于曲轴颈的切向力（包括发动机气缸内膨胀气体作用力）和活塞连杆组的惯性力，使曲轴转速发生周期性改变，周期性激励力使各质量产生周期性的扭转振动。此外，活塞的惯性力矩也不断发生变化，活塞的直线往复运动和连杆摆动也引起惯性力矩的周期性振动。

发动机周期性的激振转矩使传动系统产生受迫振动，从而在传动系统轴段引起载荷的周期性变化。设发动机曲轴角速度为 ω ，则单个气缸对曲轴产生的转矩 T 可表示为其平均转矩 T_0 的傅里叶级数之和的形式：

$$T = T_0 + \sum_k^{\infty} T_k \sin(k\omega t + \alpha_k) \quad (2-1)$$

式中, t 为时间; k 为阶数, 对二冲程发动机, $k=1, 2, 3, \dots$; 对四冲程发动机 $k=0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, \dots$; T_k 为第 k 阶简谐分量的幅值; α_k 为第 k 阶简谐分量初相位。

由式 (2-1) 表达的单缸激振转矩, 可推导出多缸发动机对传动系统的激振转矩, 它等于各缸的激振转矩之和, 多缸发动机的 k 阶激振转矩矢量等于各缸 k 阶激振转矩的矢量和。

以四冲程六缸发动机为例, 假定第一缸的各阶旋转矢量与该缸对应的曲柄同向, 且各缸的激振转矩幅值相等, 则不同阶数 k 下的各缸旋转矢量如图 2-5 所示。由图可知, 当 $k=3$ 时, 六缸旋转矢量重合, 表明了发动机各缸的激振转矩的第 3 阶简谐分量均同相位地作用于曲轴, 因而可激发动力传动系统扭振和动载荷; 当 k 分别为 0.5、1、1.5、2、2.5 时, 发动机相应的合矢量为零, 它们不激发传动系统的振动。由此可以推断, 阶数为 3 的整倍数的旋转矢量图相同, 将所有气缸旋转矢量同向的简谐分量称为主谐量, 并称其阶数为主谐数。由于主谐量的幅值随阶数的增大迅速减小, 因而最低阶的主谐量是引起传动系统扭振的最主要激振转矩谱分量。最低主阶数等于发动机曲轴每一转的点火次数。

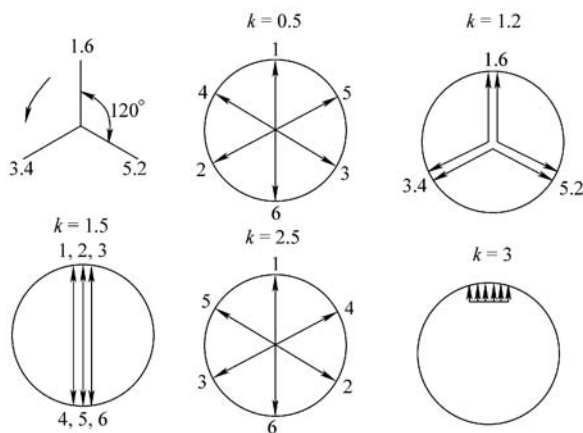


图 2-5 发动机各阶旋转矢量图

(2) 变速器 变速器的扭转振动特性受系统旋转质量、轴段刚度、各种阻尼和齿轮的齿刚度变化的影响。变速器本身的激励源主要为齿轮啮合过程中的载荷波动、轮齿节距不均匀等。

(3) 万向节 万向节的转动也可引起系统扭转振动。万向节系统引起的振动激励可由图 2-6 所示的传递特性来说明。在万向节连接的两轴线存在夹角情况下, 万向节不能均匀地传递转矩转速, 即使输入的角速度 ω_1 恒定, 输出角速度 ω_2 也将

产生周期性波动，同时传递转矩不产生波动，由此产生扭转振动激励将可能导致系统共振。

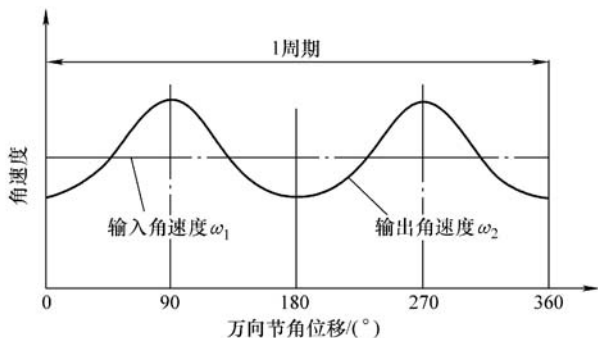


图 2-6 万向节的传递特性

(4) 其他因素 传动系统中的轮胎、轮辋和制动盘等旋转部件的不平衡质量以及不平路面的激励均可能引起传动系统的扭振，若与悬架运动产生的振动耦合，还可能导致传动系统的自激振动。

2.2.2 发动机激励下扭转振动系统模型与分析

(1) 扭振力学模型 传动系统的首端与发动机曲轴输出端相连，末端通过弹性轮胎与车辆平动质量相连，组成了一个多质量的弹性扭转振动系统。在计算系统的固有频率和振型时，忽略系统的阻尼，将传动系统看成是由多个刚性圆盘弹性连接的无阻尼振动系统。以某六缸发动机货车动力传动系统为例，经过抽象、简化得到的扭振系统力学模型如图 2-7 所示，第四档下扭振系统参数值见表 2-2。

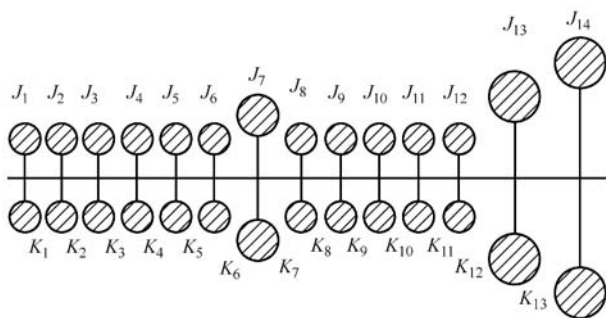


图 2-7 某货车动力传动系统扭振力学模型

从图 2-7 可以看出，传动系统被简化成惯量盘以及惯量盘之间的弹性元件。这个系统的参数与其车辆结构参数有关，同时还与工作档位有关。下面说明在考虑系统的传动比情况下，如何将实际的扭转振动系统动力学参数换算成当量参数的

过程。

表 2-2 某车第四档下扭振系统参数值

转动惯量	零部件名称	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
J_1	第一曲柄连杆机构	1.986×10^{-3}
J_2	第二曲柄连杆机构	1.910×10^{-3}
J_3	第三曲柄连杆机构	1.931×10^{-3}
J_4	第四曲柄连杆机构	1.931×10^{-3}
J_5	第五曲柄连杆机构	1.910×10^{-3}
J_6	第六曲柄连杆机构	1.924×10^{-3}
J_7	第六主轴颈中点与飞轮之间的轴段、飞轮及离合器盖总成	$7.842\ 6 \times 10^{-2}$
J_8	变速器第一轴、从动盘总成、中间轴组件、倒档齿轮、第二轴上的三档常啮合齿轮和超速齿轮与衬套	2.258×10^{-3}
J_9	变速器第二轴总成、中央制动器总成、中间传动轴之半	2.614×10^{-2}
J_{10}	中间传动轴一半、后传动轴一半	2.91×10^{-3}
J_{11}	后传动轴一半、主传动齿轮	2.51×10^{-3}
J_{12}	两个半轴之半、差速器、二级减速器	1×10^{-3}
J_{13}	两个半轴之半、四个驱动轮	836×10^{-2}
J_{14}	汽车平动质量之当量转动惯量	3.238
K_1	发动机第一、第二连杆轴颈间轴段	7.95×10^4
K_2	发动机第二、第三连杆轴颈间轴段	7.95×10^4
K_3	发动机第三、第四连杆轴颈间轴段	6.95×10^4
K_4	发动机第四、第五连杆轴颈间轴段	7.95×10^4
K_5	发动机第五、第六连杆轴颈间轴段	7.95×10^4
K_6	发动机第六连杆轴颈中点与飞轮间轴段	6.95×10^4
K_7	变速器第一轴	8.93×10^3
K_8	变速器第一轴及中间轴	1.41×10^4
K_9	中间传动轴	1.02×10^4
K_{10}	后传动轴	4.4×10^3
K_{11}	主传动器主动锥齿轮	1.38×10^4
K_{12}	两个半轴	1.616×10^2
K_{13}	四个驱动车辆	2.51×10^2

1) 当量转动惯量的计算。当量转动惯量 J 是指传动系统中与曲轴不同速旋转零部件的转动惯量换算成与曲轴同速旋转条件下的转动惯量。例如当车轮滚动半径为 r_d 时, 车辆平动质量 m_l 的当量转动惯量记为 J_{14} , 即

$$J_{14} = m_l r_d^2 / (i_g^2 i_0^2) \quad (2-2)$$

2) 当量扭转刚度的计算。在图 2-7 所示的力学模型中, 设两圆盘间弹性轴的当量扭转刚度为 K , 则可根据传动系统中实际部分的扭转刚度 K' 按弹性变形能相等的原则进行换算。例如, 设半轴轴段的实际扭转刚度为 K'_{12} , 轮胎实际扭转刚度为 K'_{13} , 则其相应的当量扭转刚度分别为

$$K_{12} = K'_{12} / (i_g^2 i_0^2) \quad (2-3)$$

$$K_{13} = K'_{13} / (i_g^2 i_0^2) \quad (2-4)$$

据此计算出的该车第四档工作情况下的当量参数见表 2-2。

(2) 扭转振动系统动力学方程 根据所建立的系统扭振模型, 可写出系统运动方程如下:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\theta}_1 + K_1 (\theta_1 - \theta_2) = M_{e1} \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + K_1 (\theta_1 - \theta_2) + K_2 (\theta_2 - \theta_3) = M_{e2} \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + K_2 (\theta_2 - \theta_3) + K_3 (\theta_3 - \theta_4) = M_{e3} \\ \vdots \\ J_7 \ddot{\theta}_7 + K_6 (\theta_6 - \theta_7) + K_7 (\theta_7 - \theta_8) = 0 \\ \vdots \\ J_{14} \ddot{\theta}_{14} + K_{13} (\theta_{13} - \theta_{14}) = 0 \end{cases} \quad (2-5)$$

式中, $\theta_1 \sim \theta_{14}$ 分别为相应圆盘的扭转角位移; $M_{e1} \sim M_{e6}$ 分别为发动机 1 ~ 6 缸的输出转矩。

设, 转动惯量矩阵为

$$J = \begin{pmatrix} J_1 & & & & & \\ & J_2 & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & \ddots & & \\ & & & & J_{13} & \\ & & & & & J_{14} \end{pmatrix}$$

刚度矩阵为

$$K = \begin{pmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 & 0 & \vdots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \ddots & -K_{11} & K_{11} + K_{12} & -K_{12} & 0 \\ \vdots & \cdots & 0 & -K_{12} & K_{12} + K_{13} & -K_{13} \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & -K_{13} & -K_{13} \end{pmatrix}$$

角位移矢量 $\theta = (\theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3 \ \cdots \ \theta_{14})^T$;

若以发动机激励作为系统输入矩阵,则:

$$N = (M_{e1} \quad M_{e2} \quad M_{e3} \quad M_{e4} \quad M_{e5} \quad M_{e6} \quad 0 \quad 0 \quad \cdots \quad 0)^T$$

则式(2-5)可改写为

$$J\ddot{\theta} + K\dot{\theta} = N \quad (2-6)$$

(3) 固有频率与振型分析 在不考虑外部激励的情况下,根据矩阵方程式(2-6),系统无阻尼自由振动可写成如下齐次方程:

$$J\ddot{\theta} + K\theta = 0 \quad (2-7)$$

假定系统为线性系统,各圆盘做同频率 ω 、同初相位 ϕ ,仅振幅 θ_m 不同的简谐运动,用微分方程组式(2-7)有如下形式的解:

$$\theta = \theta_m \sin(\omega t + \phi) \quad (2-8)$$

式中, $\theta_m = (\theta_{m1} \quad \theta_{m2} \quad \theta_{m3} \quad \cdots \quad \theta_{m14})^T$ 。

将式(2-8)代入式(2-7),可得:

$$(K - \omega^2 J)\theta_m = 0 \quad (2-9)$$

根据线性代数可知,只有当矩阵 $(K - \omega^2 J)$ 的行列式为零时,方程式(2-9)才有非零解,系统的特征方程即为

$$|K - \omega^2 J| = 0 \quad (2-10)$$

根据式(2-10)求得的特征值 ω 就是扭振系统的固有圆频率,其对应的特征矢量就是该固有频率所对应的振型。并可根据求得的振型画出振型图,振型图中振幅为零的质点称为节点。

本例计算得出的六节点以下的固有频率及其振型见表2-3,所对应的振型图如图2-8所示,这里只给出前5阶结果。

表2-3 第四档扭转振动系统的固有频率($f_{ii} = \omega_i/2\pi$)和振型

f_{ii}/Hz 振型 \ 节点数	单节点 5.3	双节点 21.6	三节点 73.9	四节点 247.7	五节点 252.9
1	1.000 0	1.000 0	1.000 0	1.000 0	1.000 0
2	1.000 0	0.999 5	0.994 6	0.955	0.936 9
3	0.999 9	0.998 6	0.984 1	0.936	0.810
4	0.999 8	0.997 1	0.966 1	0.566 6	0.622 5
5	0.999 7	0.995 3	0.945 3	0.81	0.414 2
6	0.999 6	0.993 1	0.919 7	0.691 4	0.190 9
7	0.999 4	0.990 0	0.884 6	0.564 5	0.100
8	0.988 2	0.806 7	-1.062 4	-4.684 1	-0.043 6
9	0.981 0	0.688 2	-2.258 7	-7.362 4	0.011 4
10	0.968 2	0.492 1	-2.663 9	5.179	0.012 1
11	0.937 9	0.031 4	-3.223 2	31.306 2	-0.006 5
12	0.938 1	-0.115 5	-3.275 0	34.732 9	-0.009 5
13	0.075 1	-12.643 8	0.034 2	-0.085 0	0.000 0
14	-0.040 3	0.271 9	-0.000 1	0.000 0	-0.000 0

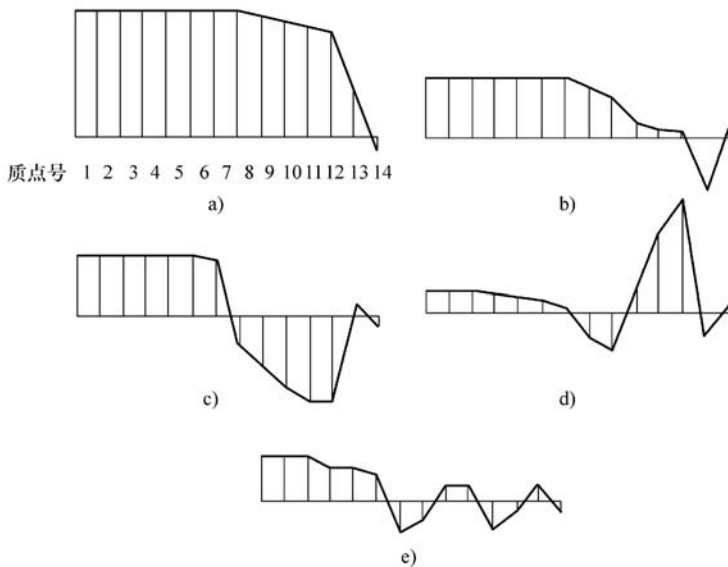


图 2-8 第四档对应各固有频率 f_{ni} 的低阶振型图

a) 对应 f_{n1} 的单节点振型 b) 对应 f_{n2} 的双节点振型 c) 对应 f_{n3} 的三节点振型
d) 对应 f_{n4} 的四节点振型 e) 对应 f_{n5} 的五节点振型

因为节点处的振幅最小，而扭转切应力最大，所以节点处是危险截面。由振型图可以得到危险截面所在的部件。该货车第四档下的分析结果见表 2-4。

表 2-4 第四档下动力传动系统的节点位置

振型	单节点	双节点	三节点	四节点	五节点	六节点
节点位置 (即危险截面)	K_{13}	$K_{11}、K_{13}$	$K_7、K_{12}、K_{13}$	$K_7、K_9、K_{12}、K_{13}$	$K_6、K_8、K_{10}、K_{12}、K_{13}$	$K_4、K_7、K_9、K_{10}、K_{12}、K_{13}$

分析结果表明，传动系统各质量之间的相对振幅相差较大，而发动机各质量之间的相对振幅近似相等。由表 2-4 可见，单节点、双节点及三节点扭转振动的节点均在传动系统上，因而这种低频振动对曲轴系统危害较小。因此，为改善车辆传动系统低频扭转振动特性，应从传动系统部件的扭转振动结构参数设计考虑，尽可能减少底盘传动系统的扭转振动幅值及扭转切应力值。

当四节点、五节点和六节点等高频振动时，发动机各部分之间的相对振幅值相差较大。此时，传动系统各质量（离合器除外）的动力学参数影响很小，而发动机系统的动力学参数对高频振动特性影响显著。因此通常可采用改善发动机曲轴扭振减振器性能和曲轴扭振系统部件结构参数，以减少发动机高频振动的影响。

此外，根据系统动力学方程还可进行系统频率响应分析。如本例计算出的汽车平动质量的当量角加速度频率响应特性如图 2-9 所示。

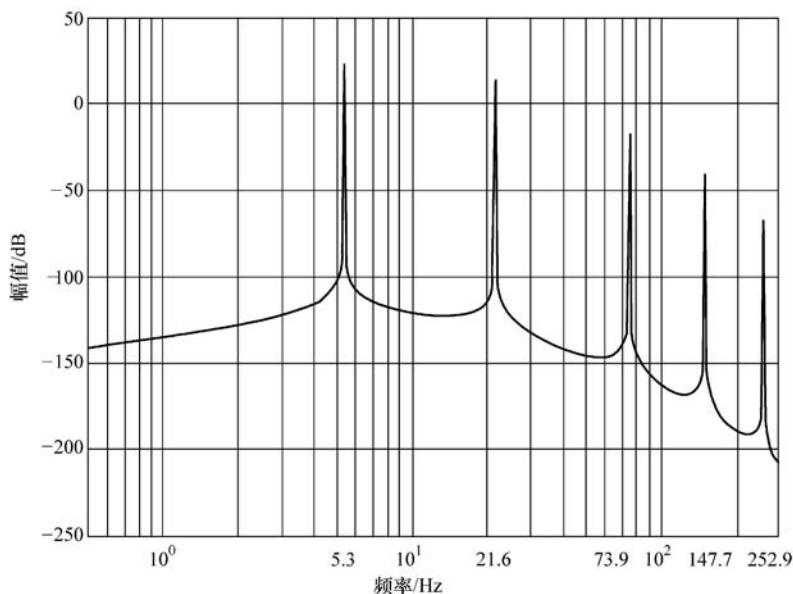


图 2-9 第四档汽车平动质量当量角加速度的幅频特性

由图 2-9 可清楚地看出,在与表 2-3 相对应的固有频率 f_{ni} 处出现了明显的共振峰。因而应设法增加各阶可能产生共振的扭振模态的阻尼,以有效地降低共振振幅,例如采用离合器从动盘扭振减振器,可为传动系统提供附加的扭振阻尼。此外,用于曲轴和传动轴的阻尼式扭振减振器也可增加特定阶扭振模态的阻尼,以减小该阶的共振响应幅值。

(4) 发动机临界转速 当发动机转矩主谐量的频率与扭振系统固有频率一致时,系统便发生共振。因而,引起共振的发动机临界转速 n_{ec} 为

$$n_{ec} = \frac{30 f_t}{\pi k} \quad (2-11)$$

式中, f_t 为动力传动系统固有频率; k 为发动机转矩主谱量的阶数。

在所有的发动机临界转速中,因为高阶谐量的幅值较小,引起的共振相对较弱,所以只有其中少数几个具有实际意义。对多节点振型,因为固有频率高,引起共振的激振转矩阶数也高,所以其共振危害较小。

对汽车传动系统的扭振计算和试验表明,对四冲程发动机而言,六缸机的 3 阶主谐量和四缸机的 2 阶主谐量激起的传动系统三节点振型(与传动系统第三固有频率相对应)振动通常最为重要,此时的共振载荷可达最大值,且共振状态下的振型近似于自由振动的振型。由图 2-9 所示的振型可知,系统各轴段的共振转矩载荷是不同的,振型线越陡的轴段,所承受的共振载荷越大。在三节点振型中,一般在相当于发动机飞轮与变速器之间的轴段的振型线最陡,表示共振载荷最大。

2.2.3 动力传动系统的减振措施

为了减少传动系统扭转振动，降低共振载荷和噪声，可采用各种减振措施，例如改变系统结构参数（包括转动惯量、扭转刚度和扭振阻尼等），尽可能地将共振工况移出常用的车速区，减少其危害性。传动系统的减振措施主要有以下两类：

（1）调整传动系统本身的固有频率 调整传动系统固有频率的目的是使传动系统临界转速增加或者降低到发动机工作常用转速之外。固有频率主要取决于转动惯量和扭转刚度，因此可通过改变传动系统中某些部件的转动惯量和扭转刚度来调整固有频率。由于轴段扭转刚度与轴径的四次方成反比，故改变轴径的效果明显。实际中常用以下两种方法调频：①改变远离节点处（如飞轮）的转动惯量；②改变传动系统某些轴段的扭转刚度，如采用扭转刚度较小的弹性联轴器，可显著降低传动系统的单节点固有频率。

（2）提高系统阻尼以衰减传动系统振动 液力耦合器或液力变矩器具有良好的阻尼特性，可有效地消除传动系统扭振。而对于传统的机械式离合器来说，则需要其他辅助装置来增加阻尼。

工程实践中可以采用的动力传动系统减振措施主要如下：

1) 扭转减振器。通常在汽车离合器中配有扭转减振器，降低离合器与变速器之间的扭转刚度，并提高系统阻尼，其结构如图 2-10 所示。扭转减振器同时具有弹簧和阻尼的作用，扭转过程中其弹性力变化的同时，还产生摩擦阻尼，图 2-10a 所示为单级扭转减振器。为了保证均匀地衰减不同频率的振幅，使系统在不同情况下都能提供满意的阻尼特性，在扭转减振器中可设置不同刚度的弹簧组合，怠速用（减振）弹簧在发动机怠速工况下起作用，以消除变速器空档怠速噪声。目前在柴油车辆中，广泛采用具有怠速级为两级或三级的非线性扭转减振器，如图 2-10b 所示。同时，还需合理地设计减振器中阻尼元件中的摩擦力矩，以有效地消耗振动能量。

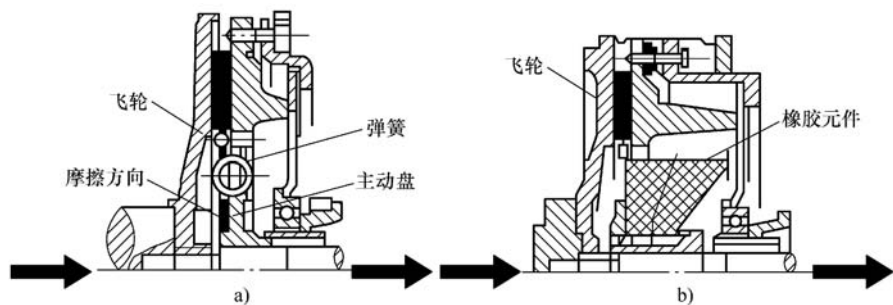


图 2-10 具有弹簧-阻尼元件的扭转减振器

a) 单级扭转减振器 b) 非线性扭转减振器

摩擦式离合器能限制可传递的最大转矩，因而可采用控制滑动率的摩擦扭转减

振器来衰减扭振，其结构及控制原理如图 2-11 所示。对于传统的干式摩擦离合器，可由微处理器（即图中所示的滑动率控制模块）控制的机械调整机构来完成实时操纵。其中传感器检测发动机输出转速和变速器输入转速，微处理器通过这些输入信号来确定调整量的大小。微处理器根据控制信号改变扭转减振器的压力，使其保持在适当的滑动率下工作。当负载一旦超过承载范围而发生强烈扭振时，微处理器按预设的控制律调整到当前工况下最佳的阻尼值。

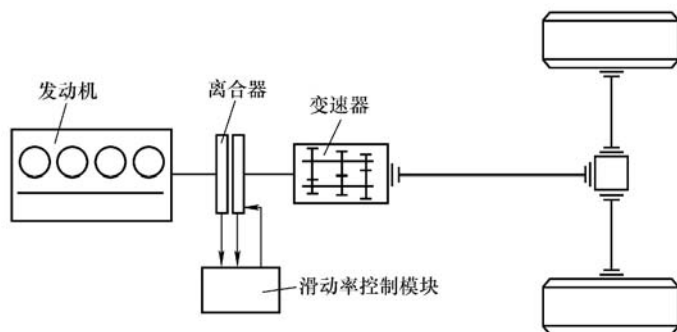


图 2-11 扭转减振器结构及控制原理

图 2-12 中给出了某发动机临界转速为 1850r/min 时，发动机的输出转速、传动系统的输入转速和滑动率与时间的函数关系。由传动系统输入轴转速-时间曲线（即滑动式摩擦离合器输出轴）可清晰地看到，高频振动得到了有效衰减。

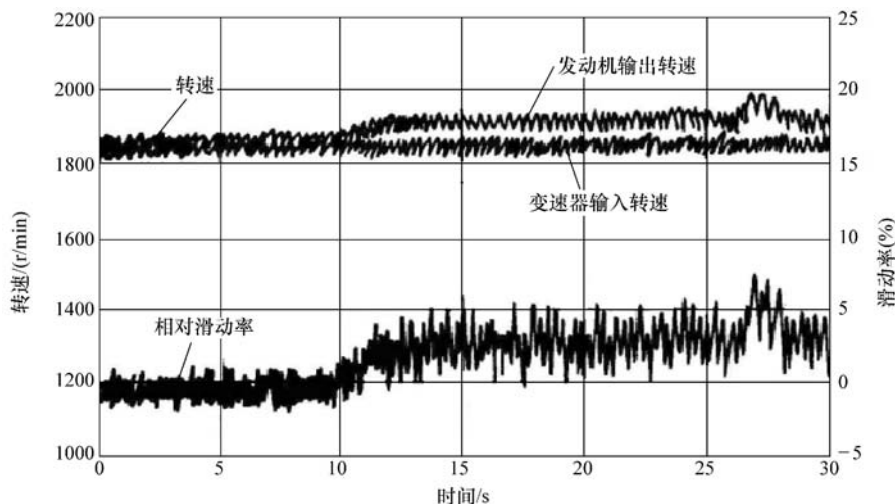


图 2-12 扭转减振器滑动率和转速控制过程

2) 双质量飞轮。在扭转振动衰减要求高的场合，可采用双质量飞轮（DMF）

来实现振动的衰减，其结构和工作原理如图 2-13 所示。双质量飞轮通过附加质量的弹性连接，实现了对振动信号的大幅度衰减，其优点表现如下：

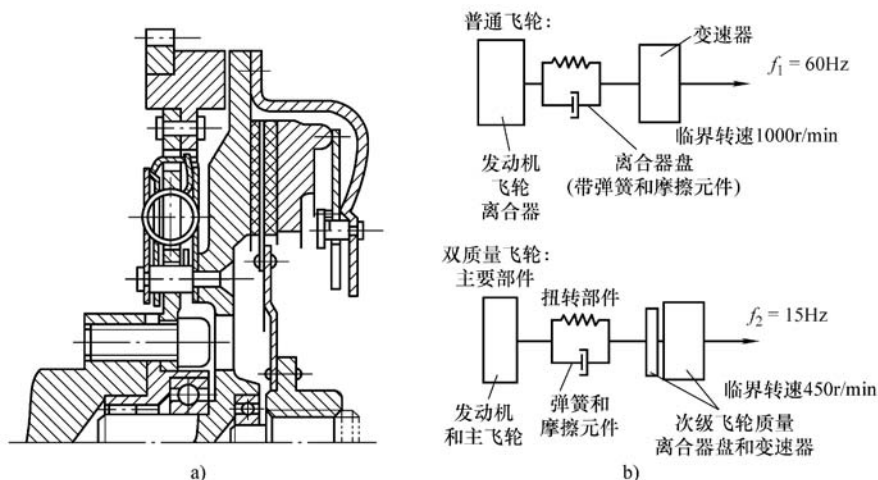


图 2-13 双质量飞轮的结构和工作原理

a) 双质量飞轮的结构 b) 双质量飞轮的工作原理

① 降低了发动机 - 变速器振动系统的固有频率，可避免柴油机怠速时发生共振。

② 可加大减振弹簧的布置半径，降低减振弹簧刚度，并容许增大转角。

③ 由于其较好的减振效果，变速器中可采用黏度较低的齿轮油而不致产生齿轮冲击噪声，并可改善冬季工况下的换挡性能。而且，由于从动盘中无减振器，减少了从动盘的转动惯量，也有利于换挡过程。

与采用附加扭转减振器的结构相比，双质量飞轮减振成本较高；双质量飞轮结构复杂，导致维修不便，也使成本增加。此外，由于双质量飞轮所需结构空间增大，引起汽车结构布置难度加大，因而在某些场合的应用受到限制。

2.2.4 路面激励源时的扭转振动分析

前面的 2.2.2 和 2.2.3 小节将发动机曲轴的周期性激振力矩作为主要激励源，研究降低汽车动力传动系统的扭转振动。而在汽车行驶过程，不平路面始终对汽车传动系统施加随机变化扭转振动激励。下面简要介绍不同路面激励下动力传动系统扭转振动分析的过程。

(1) 动力学模型和运动微分方程的建立 为了研究由路面激励和置于弹性轮胎上的车辆底盘的垂向振动对传动系统扭转振动的影响，根据简化前后系统动能和势能不变的原则，把传动系统转化为等效的当量分析系统。车辆传动系统动力学模型如图 2-14 所示。

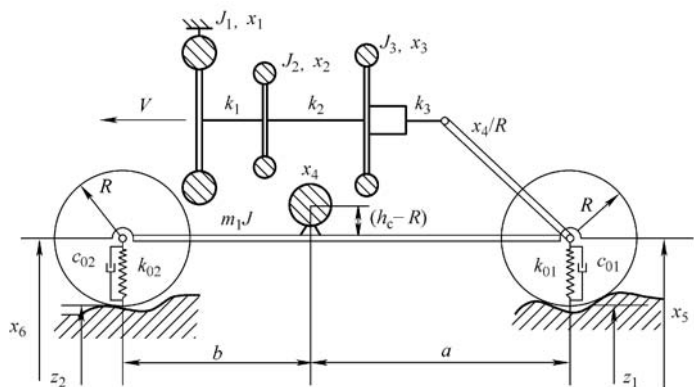


图 2-14 车辆传动系统动力学模型

在图 2-14 所示模型中，弹性轴用单线绘制，而理想的刚性轴用两条相邻而平行的细线表示。模型中的参数定义说明如下： J_1 表示发动机中做旋转和往复运动部件的等效转动惯量， J_2 表示变速器和主制动盘以及万向传动轴的等效转动惯量， J_3 表示半轴及后桥齿轮箱旋转部分的等效转动惯量， k_1 为变速器轴的等效扭转刚度， k_2 为万向传动轴的等效扭转刚度， k_3 为半轴及后轮胎系统的等效扭转刚度， x_1 、 x_2 和 x_3 分别为 J_1 、 J_2 和 J_3 所对应的构件相对自身平衡轴线的转角， x_4 为汽车质心在行驶方向上的振动位移瞬时值， x_5 和 x_6 分别为轮胎中心的垂向位移瞬时值， z_1 和 z_2 分别为轮胎与路面接触点的垂向坐标值， R 为轮胎半径， k_{01} 和 k_{02} 分别为后轮和前轮的等效垂向刚度， c_{01} 和 c_{02} 分别为后轮和前轮的等效垂向阻尼， f_r 代表轮胎的运动阻尼系数， m 为整车质量， J 代表汽车相对其质心的转动惯量， h_c 表示汽车质心到汽车前后轴中点连线的距离， a 和 b 分别为汽车质心到后轴和前轴的横向距离， $l = a + b$ 表示前后轴之间的横向距离。

在图 2-14 模型中，取等效质量系数为 1.00，则模型的运动微分方程为

$$J_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1 \dot{x}_1 = 0 \quad (2-12)$$

$$J_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_3) - k_1(x_1 - x_2) = 0 \quad (2-13)$$

$$J_3 \ddot{x}_3 + k_3(x_3 + x_4/R) - k_2(x_2 - x_3) = 0 \quad (2-14)$$

$$m \ddot{x}_4 + [k_{01}(z_1 - x_5) + c_{01}(\dot{z}_1 - \dot{x}_5)]f_r + k_3(x_3 + x_4/R)/R = 0 \quad (2-15)$$

$$m(h_c - R)\ddot{x}_4 + mb\ddot{x}_5 + k_3(x_3 + x_4/R) - [k_{01}(z_1 - x_5) + c_{01}(\dot{z}_1 - \dot{x}_5)]l = 0 \quad (2-16)$$

式中， c_1 为汽车发动机部件的等效扭转振动阻尼。

写成矩阵形式为

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{KX} = \mathbf{C}_0 \dot{z}_1 + \mathbf{K}_0 z_1 \quad (2-17)$$

式中 $\mathbf{X} = (x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_5)^T$ ， $\dot{\mathbf{X}} = (\dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \dot{x}_3 \quad \dot{x}_4 \quad \dot{x}_5)^T$ ， $\ddot{\mathbf{X}} =$

$$(\ddot{x}_1 \quad \ddot{x}_2 \quad \ddot{x}_3 \quad \ddot{x}_4 \quad \ddot{x}_5)^T, \mathbf{C}_0 = (0 \quad 0 \quad 0 - c_{0l}f_r \quad c_{0l}l)^T, \mathbf{K}_0 = (0 \quad 0 \quad 0 - k_{0l}f_r \quad k_{0l}l)^T,$$

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m(h_c - R) & ml \end{pmatrix}, \mathbf{K} = \begin{pmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & k_3/R & 0 \\ 0 & 0 & k_3/R & k_3/R^2 & -k_{0l}f_r \\ 0 & 0 & k_3 & k_3/R & k_{0l}l \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{0l}f_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{0l}l \end{pmatrix}。$$

方程式 (2-12) ~ 式(2-17) 中, 许多参数可以用试验方法测量 (新品从设计参数中获取)。本文中道路试验所采用的汽车, 其参数取值如下:

等效转动惯量 J_1 、 J_2 、 J_3 分别为 51.4 、 17.8 、 $3.9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 等效扭转刚度 k_1 、 k_2 、 k_3 分别为 $3.12 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$ 、 $1.75 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$ 、 $0.07 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$, c_1 为 829.0 Nms/rad , $R = 0.48 \text{ m}$, $f_r = 0.025$ (碎石路面), $m = 3800 \text{ kg}$ (空载), a 、 b 、 c 分别为 1.8 m 、 2.2 m 、 4.0 m 。

(2) 重要参数 k_{0l} 和 c_{0l} 的识别 事实上, 要准确给出参数 k_{0l} 和 c_{0l} 的数值是非常困难的。为了提高参数取值的可信度, 本文主要采用了对试验数据进行拟合的参数识别方法给出了它们的取值。

轮胎受不平路面激励, 产生垂向振动, 当车辆质心振动到波峰位置附近时, 式 (2-16) 可近似写成: $mb \ddot{x}_5 + c_{0l}(a+b) \dot{x}_5 + k_{0l}(a+b)x_5 = c_{0l}(a+b) \dot{z}_1 + k_{0l}(a+b)z_1$, 简记为 $\ddot{x}_5 + 2n \dot{x}_5 + \omega_0^2 x_5 = 2n \dot{z}_1 + \omega_0^2 z_1$, 其中: $2n = c_{0l}(a+b)/mb$, $\omega_0^2 = k_{0l}(a+b)/mb$ 。

任何线性系统中, 在输入与输出响应之间都存在着直接的线性关系, 这种关系, 在随机振动中同样存在。将此系统简化认为是线性的进行求解。在频域范围内, 由 z_1 到 x_5 间的频响函数为

$$|H_{x_5 z_1}(w)| = \left[\frac{4 \omega^2 n^2 + \omega_0^4}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \omega^2 n^2} \right]^{\frac{1}{2}},$$

其中, $\omega = 2\pi f$, f 为激励频率。 $|H_{x_5 z_1}|$ 也可以由测量 x_5 的响应谱 $S_{x_5 z_1}(f)$ 和 z_1 的激励谱 $S_{z_1}(f)$ 来确定: $|H_{x_5 z_1}| = \left[\frac{S_{x_5 z_1}(f)}{S_{z_1}(f)} \right]^{\frac{1}{2}}$ 。

为了确定参数 k_{0l} 和 c_{0l} , 可以构造下列函数:

$$D(w) = \frac{|H_{x_5z_1}(w)|^2}{1 - |H_{x_5z_1}(w)|^2} = \frac{4n^2}{\omega^2 - 2\omega_0^2} + \frac{\omega_0^4}{\omega^4 - 2\omega_0^2\omega^2} = A(w)n^2 + B(w),$$

其中:

$$\begin{cases} A(w) = \frac{4}{\omega^2 - 2\omega_0^2} \\ B(w) = \frac{\omega_0^4}{\omega^4 - 2\omega_0^2\omega^2} \end{cases} \quad (2-18)$$

通过图 2-15 中所测得的 $|\tilde{H}_{z_5z_1}(f)|$ 确定 ω_0 的值, n^2 可以由下面的方程给出:

$$n^2 = \frac{\sum_{i=m_1}^{m_2} [B(2\pi i\Delta f) - D(2\pi i\Delta f)] / A(2\pi i\Delta f)}{\sum_{i=m_1}^{m_2} A^2(2\pi i\Delta f)}$$

其中, $D(2\pi i\Delta f)$ 在试验中测量并通过数值分析得到, 而 $A(2\pi i\Delta f)$ 和 $B(2\pi i\Delta f)$ 则直接通过式 (2-18) 求得, Δf 是信号处理过程中的采样频率。计算在频率域 $[2\pi m_1\Delta f, 2\pi m_2\Delta f]$ 中完成。

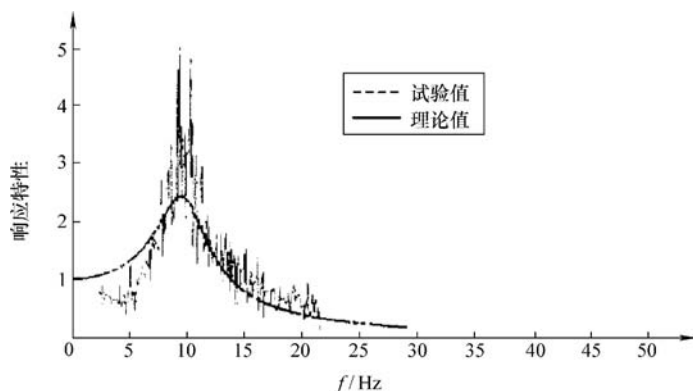


图 2-15 频率响应函数变化曲线

为了更加精确地得到 ω_0 和 n_2 的值, 首先计算 ω_0 在 $|H_{x_5z_1}(f)|$ 的区域峰值附近测得的一系列值: $\omega_{01}, \omega_{02}, \omega_{03}, \dots, \omega_{0n}$ 。然后, 根据式 (2-19) 中的残差之和 E_h 最小的原则, 确定出 ω_0 和 n_2 值。

$$E_h = \sum_{i=m_1}^{m_2} [|\tilde{H}_{x_5z_1}(2\pi i\Delta f)| - |H_{x_5z_1}(2\pi i\Delta f)|] \quad (2-19)$$

进而, k_{01} 和 c_{01} 为

$$\begin{cases} k_{01} = mb\omega_0^2/(a+b) \\ c_{01} = 2nmb/(a+b) \end{cases} \quad (2-20)$$

在图 2-15 中显示了频响函数试验值 $|\tilde{H}_{z_5z_1}(f)|$ 和理论值 $|H_{z_5z_1}(f)|$ 随频率的变化情况, $\Delta f = 0.1\text{Hz}$, $m_1 = 50$, $m_2 = 150$ 。

(3) 系统响应的计算 由方程式 (2-17) 可求得汽车动力学系统与路面输入之间的频响函数 $\mathbf{H}(\omega)$ 为:

$$\mathbf{H}(\omega) = (-\omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{C} + \mathbf{K})^{-1} (i\omega \mathbf{C}_0 + \mathbf{K}_0)$$

其中: $\mathbf{H}(\omega) = (H_{x_1 z_1}(\omega) \ H_{x_2 z_1}(\omega) \ H_{x_3 z_1}(\omega) \ H_{x_4 z_1}(\omega) \ H_{x_5 z_1}(\omega))^T$ 。

根据数据值和式 (2-20) 中确定的参数数值, 可以通过数值处理手段求得频响函数 $\mathbf{H}(\omega)$ 的取值, 取其模即得频率响应函数 $|\mathbf{H}(\omega)|$, 其结果如图 2-16 所示。计算结果明确显示了传动系统的振动在频率约 10Hz 的附近有明显的共振峰。

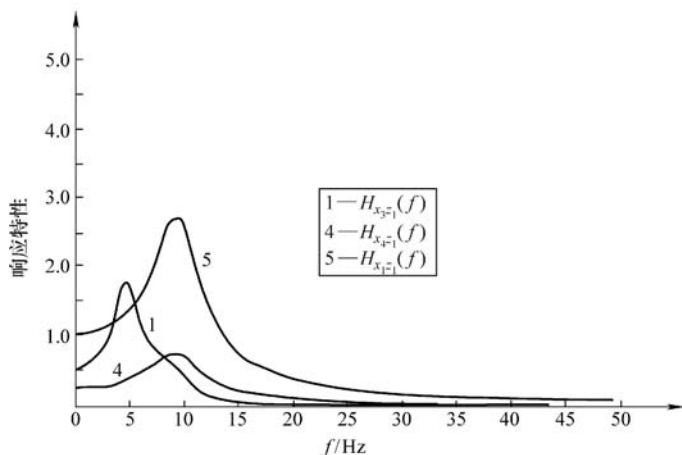


图 2-16 三种振动频响函数变化情况

汽车动力学模型对于路面激励的响应频谱 $\mathbf{S}(f)$

$$\mathbf{S}(f) = \{ |H(2\pi f)|^2 \} S_q(f),$$

式中 $\mathbf{S}(f) = (S_{x_1 z_1}(f) \ S_{x_2 z_1}(f) \ S_{x_3 z_1}(f) \ S_{x_4 z_1}(f) \ S_{x_5 z_1}(f))^T$

$S_q(f)$ 是路面对汽车的激励频谱, 可以通过下面的等式确定:

$$S_q(f) = C_{sp} v^{1.1} / f^{2.1}$$

其中: C_{sp} 为路面不平系数, 取为 4.4×10^{-6} 。v 是汽车行驶速度, 根据试验中所取的 $v = 35 \text{ km/h} \approx 9.72 \text{ m/s}$, 从而可以用计算机算出响应频谱 $\mathbf{S}(f)$, 计算结果如图 2-17 所示。

从计算结果中发现, 响应频谱 $\mathbf{S}(f)$ 随着频率的提高而迅速衰减。

(4) 试验结果分析 为了验证理论分析结果, 接下来设计一个道路试验。在试验中, 采用了非接触式测量方法检测后减速器的输入轴。同时, 汽车的行驶速度和后轮质心的垂向振动也是重点检测量。

被测车辆在空载条件下行驶在碎石路面上, 车速稳定在 35km/h, 变速器档位保持四档。根据有关文献, 在这样的车速下, 引起车辆传动系统振动的轮胎 0 阶模态频率一般为 30 ~ 50Hz, 因此, 取采样频率为 100Hz。测试信号首先被记录下来, 然后用计算机进行处理, 处理结果如图 2-18 ~ 图 2-20 所示, 采样频率为 100Hz。

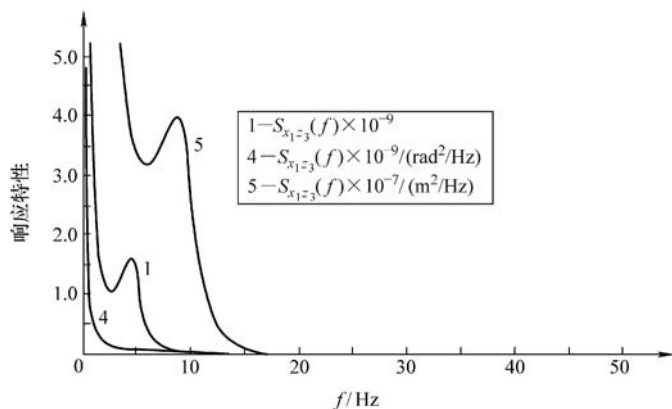


图 2-17 各响应的频谱

上面的处理结果显示, 响应频谱随着频率的升高迅速减弱, 同时不规则地出现了许多小的峰值, 这是路面输入随机性的体现。图 2-18 中, 在频率为 3Hz 处出现的强烈的扭转共振峰值恰好对应着图 2-19 中输入的不稳定非周期性激励峰值和图 2-16 中的频率响应函数峰值。这时车辆轮胎的转速为 $N_r = v/2\pi R$ 。

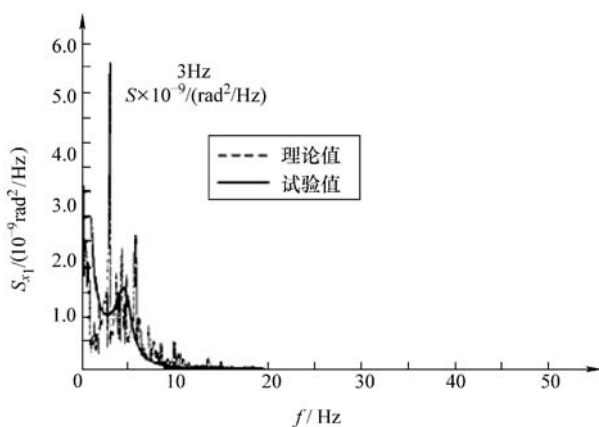


图 2-18 扭转振动响应频谱

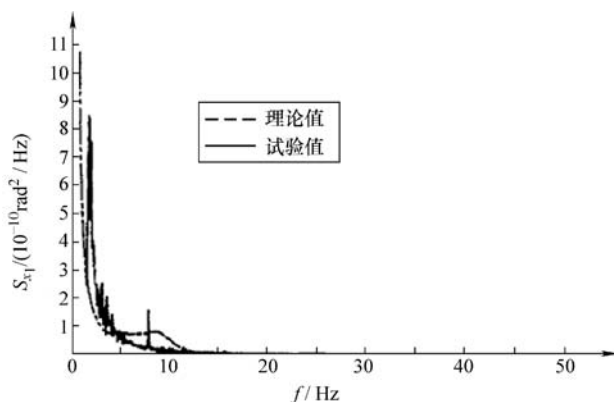


图 2-19 径向振动响应频谱

在扭转振动响应频谱的结果曲线中,当频率达到5Hz附近时,谱线变化最为剧烈;同时,后轮的垂向振动谱线在9Hz附近的峰值区也与图2-16中的频率响应函数峰值区对应,这些结果都充分地印证了理论分析的结果。在图2-19中,试验结果在9Hz附近并没有出现明显的峰值,这可能是由于:

①当汽车车身在5Hz以下的频率时,会发生明显的错位;②汽车车身在行驶方向上的振动还主要与轮胎的滑移特性有关。从图2-18~图2-20中可以看出,传动系统的扭转振动与车身的径向振动关联性更高,而与车轮的垂向振动关联较小。

综上所述,从理论分析和试验结果表明:

① 汽车传动系统因不平路面激励所引起的扭转振动响应随着频率的增加而显著减弱,汽车传动系统的低频振动主要源于不平路面引起的随机激励。

② 应充分考虑车辆结构、车速以及路面特性的合理匹配,避免传动系统与路面激励引发的共振,增加附加载荷。

2.2节总结可以发现,汽车传动系统设计时必须同时要同时考虑发动机激励和路面激励,这对扭转减振器设计的可靠性与合理性有很大影响。除此以外,还要考虑到传动系统各个零部件的设计制造误差带给传动系统的扭转振动(特别是齿轮传动副的误差)。因此,实际的传动系统的力学模型和相应的数学模型比本节讨论的要复杂得多。为了能够更好地设计扭转减振器(包括从动盘总成的减振器和双质量飞轮的扭转减振器),设计时应时刻关注该领域的最新研究进展,根据最新进展使得扭转减振器设计方法更趋合理。

2.3 动力传动系统扭振匹配设计例子

汽车传动系统的扭转振动问题,一般是通过合理设计发动机曲轴输出端与变速器输入端之间的飞轮和离合器加以解决的。有两种解决方法,一种方法是合理设计离合器从动盘总成的扭转减振器,另一种方法是以双质量飞轮代替离合器从动盘总成的扭转减振器。双质量飞轮代替离合器从动盘总成扭转减振器有许多优点,在柴油车辆中得到了广泛的应用。传动系统的扭转振动现象主要有三方面的问题:①汽车在怠速、行驶、停泊工况下传动系统的振动与噪声;②激振源发动机与动力

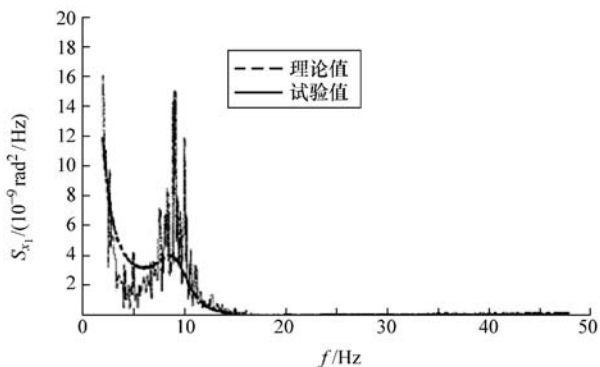


图 2-20 垂向振动响应频谱

传动系统轴系扭转共振；③行驶过程中动力转换导致扭转振动冲击。目前有较多的文献研究以双质量飞轮组成的传动系统，获得了较好的效果，在此基础上是否还有更好的传动系统解决方案，下面借助实例进行探讨。下面的实例是以发动机激励的工作状况获得力学模型和数学模型的。

下面将以有双质量飞轮的传动系统为基础模型，探讨（曲轴输出端凸缘与双质量飞轮第一质量之间刚度，以及双质量飞轮第二质量与变速器一轴之间的刚度）刚度对扭转减振性能的影响，并寻找更合理的传动系统扭转减振性能的解决方案。

2.3.1 扭转振动系统模型建立

为了研究扭转振动系统特性，首先建立该系统模型。在研究传动系统固有频率和扭振主振型时，将各个部分简化成为惯量盘，各个部分之间采用具有一定刚度的弹性轴连接，忽略阻尼的影响。在此以一个四缸发动机动力源所匹配的传动系统作为研究对象，建立怠速工况、行驶工况扭振系统模型，如图 2-21、图 2-22 所示。

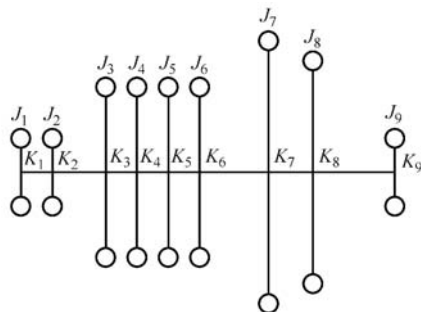


图 2-21 怠速工况扭振简化力学模型

在图 2-21 和图 2-22 中的符号物理意义见表 2-5 和表 2-6。根据图 2-21、图 2-22 的力学模型，可以建立怠速工况和行驶工况无阻尼自由振动方程式（2-21）和发动机激励下的振动微分方程式（2-22）：

$$J\ddot{\theta} + K\theta = 0 \quad (2-21)$$

$$J\ddot{\theta} + K\theta = T \quad (2-22)$$

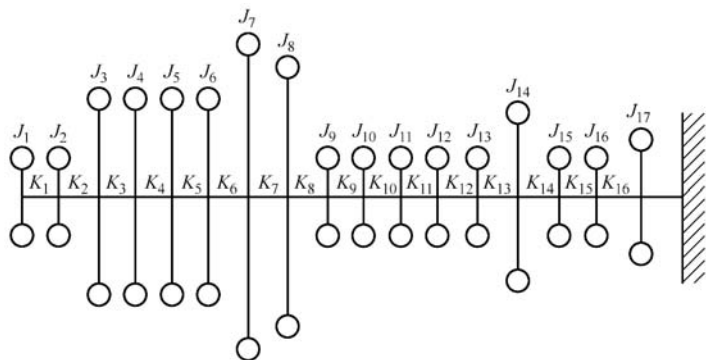


图 2-22 行驶工况扭振简化力学模型

式中, θ 为各个质量间的角度组成的角度矢量; $\ddot{\theta}$ 为各个质量间的角加速度组成的角加速度矢量; T 为激励转矩矢量; J 为各个质量的惯量组成的惯量矩阵; K 为各个惯量间的刚度组成的刚度矩阵。只要适当地给定各个质量的转动惯量和扭转刚度, 所建立的力学模型可以描述装用离合器从动盘总成扭转减振器的传动系统, 也可以描述以双质量飞轮代替离合器从动盘总成扭转减振器的传动系统。

式 (2-21)、式 (2-22) 以及图 2-21、图 2-22 中参数的物理意义见表 2-5 和表 2-6。

表 2-5 转动惯量、刚度的物理意义

转动惯量	物理意义
J_1	带轮转动惯量
J_2	1/2 曲轴自由端及橡胶减振器转动惯量
J_3	发动机第一缸曲轴连杆组转动惯量
J_4	发动机第二缸曲轴连杆组转动惯量
J_5	发动机第三缸曲轴连杆组转动惯量
J_6	发动机第四缸曲轴连杆组转动惯量
J_7	1/2 曲轴飞轮端转动惯量、DMF 第一飞轮转动惯量
J_8	1/2 变速器输入轴转动惯量、次级飞轮转动惯量、离合器盖总成转动惯量之和
J_9	离合器从动盘总成转动惯量
J_{10}	变速器输入轴及输入齿轮当量转动惯量
J_{11}	变速器中间轴及中间轴齿轮的当量转动惯量
J_{12}	变速器输出轴及输出轴齿轮转动惯量
J_{13}	万向传动轴第一轴当量转动惯量
J_{14}	万向传动轴第二轴当量转动惯量
J_{15}	主减速器输入轴当量转动惯量
J_{16}	差速器及半轴当量转动惯量
J_{17}	车身当量转动惯量

表 2-6 刚度的物理意义

扭转刚度	物理意义
K_1	橡胶减振器扭转刚度
K_2	曲轴自由端扭转刚度
K_3	曲拐 1 扭转刚度
K_4	曲拐 2 扭转刚度
K_5	曲拐 3 扭转刚度
K_6	曲轴飞轮端扭转刚度
K_7	DMF 扭转刚度
K_8	离合器接合后扭转刚度
K_9	变速器输入轴及齿轮当量扭转刚度
K_{10}	变速器中间轴及齿轮当量扭转刚度
K_{11}	变速器输出轴及齿轮当量扭转刚度
K_{12}	传动轴第一轴当量扭转刚度
K_{13}	传动轴第二轴当量扭转刚度
K_{14}	主减速器当量扭转刚度
K_{15}	半轴当量扭转刚度
K_{16}	车轮当量扭转刚度

2.3.2 传动系统扭转减振匹配仿真

根据文献分析发现,影响传动系统匹配的因素有刚度、惯量和阻尼,其中刚度的影响最大。并且刚度的调节也比较容易实现,因此,在这里主要探讨刚度问题。仿真研究对象为文献中研究的车型,该系统所配发动机怠速转速为 800r/min 左右,即外激励频率为 26.7Hz 左右,只要系统的固有频率与该外激励的频率不重合,系统即可避免共振。

(1) 怠速工况 分析表明,怠速工况下需要尽可能低的动力与传动系统连接环节刚度,为此,可以考虑在两个部位实现这个目标。首先尝试在双质量飞轮的第二质量与变速器一轴之间的离合器中添加怠速扭转减振机构。采用图 2-21、式(2-21)的模型,将飞轮第二质量与变速器一轴之间的刚度 K_8 设定为 10,然后分别应用 Matlab 和 Adams 仿真计算,计算结果如图 2-23、图 2-24 所示。图中 PART-8、PART-9、PART-10、PART-18 分别表示双质量飞轮第一质量、第二质量,离合器及变速器一轴与车轮。

从图 2-23 中可以看出, $K_8 = 10$ 的主振型符合要求,并避开了激振频率。从图 2-24 中可以看出,变速器一轴的振动加速度数值小于 DMF 第二质量数值的 10%。这说明 $K_8 = 10$ 方案的怠速工况下振动加速度被极大衰减。

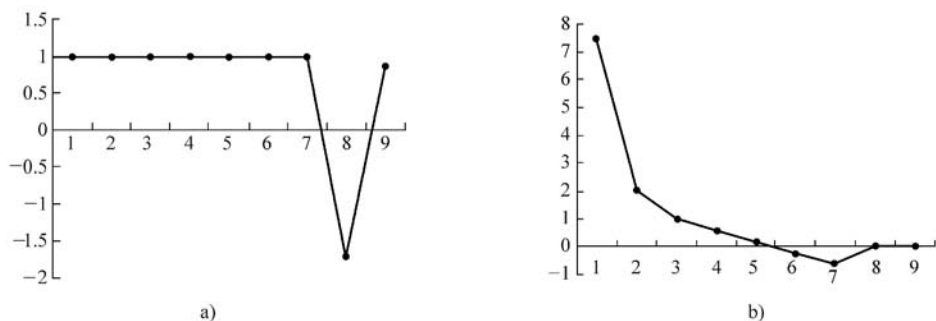


图 2-23 $K_8 = 10$ 方案主振型 (横坐标为图 2-21 中的节点号)

a) 3 阶固有频率 10.5 Hz b) 4 阶固有频率 246.2 Hz

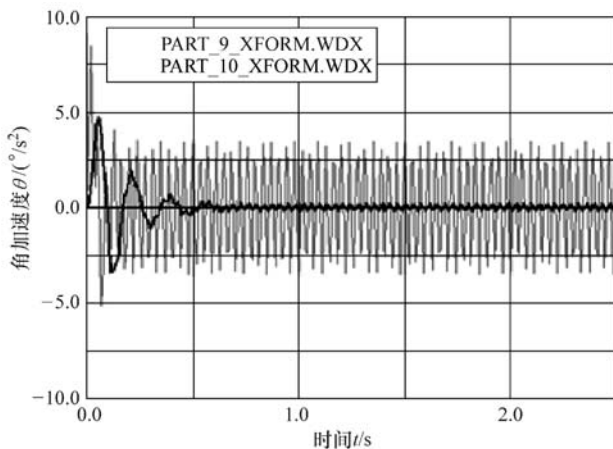
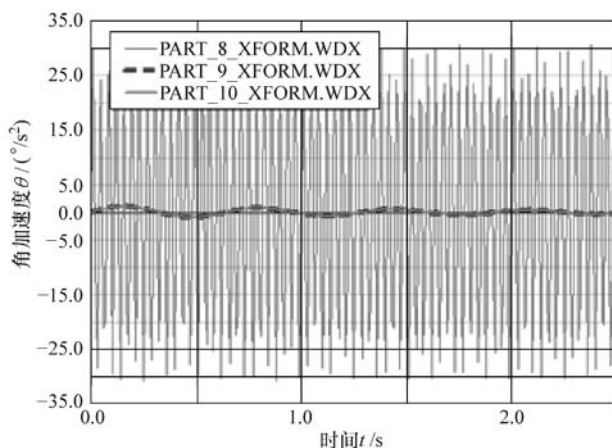


图 2-24 $K_8 = 10$ 变速器一轴的振动加速度

从设计角度讲,也可以通过调整 K_7 而改善怠速性能,这也是一个解决问题的可选方案。为此,令 $K_7 = 10$,分别应用 Matlab 和 Adams 仿真计算,计算结果是:2 阶、3 阶、4 阶频率分别为 1.6、246.2、272.2,主振型符合要求,并且也避开了激振频率。激励响应如图 2-25 所示,图 2-25 中 PART_10 的响应峰值比 $K_8 = 10$ 时要高得多,而且呈低频振荡模式,对传动系统隔振不利。这说明 $K_7 = 10$ 的减振效果不如 $K_8 = 10$ 的减振效果。

从以上的仿真分析结果可以看出,在怠速工况下,为了更好地匹配传动系统,可以采用尽可能低的 K_8 数值的解决方案。

(2) 行驶工况 根据 2.3.1 小节建立的行驶工况力学模型和数学模型式(2-22),分别应用 Matlab 和 Adams 仿真工具进行固有特性与激励的响应计算。在怠速工况下分析表明,采用尽可能低的 K_8 数值的解决方案可以更好地匹配传动系

图 2-25 $K_7 = 10$ 变速器一轴的振动加速度

统。这个结论是否适合于行驶工况，需要确定。当在行驶工况下仿真分析时，对刚度 K_8 做如下简化处理：考虑到 K_8 改为很小的数值是在离合器上添加一组低刚度的螺旋弹簧来实现的，在行驶工况下，这组低刚度弹簧已经并圈（相应的扭转刚度很大），即飞轮第二质量与变速器一轴间的刚度 K_8 仍然较大，即用研究对象的原值 19 588。

仿真计算得到的 3 阶、4 阶、5 阶固有频率分别为 12.8、158、246.2，相应的振型符合要求，避开了激振频率。激励仍为发动机的输出端的单位正弦激励，获得变速器一轴输出的振动加速度如图 2-26 中的 PART_10 曲线所示。

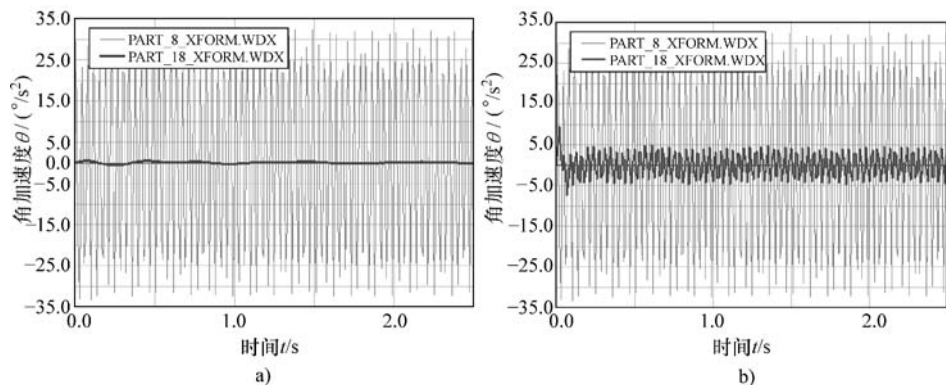


图 2-26 行驶工况的振动加速度

a) 飞轮第一质量与变速器一轴振动加速度 b) 车轮与飞轮第一质量振动加速度

综合怠速工况与行驶工况仿真结果，可以采用 K_8 为低刚度的方案匹配传动系统，这样可以更好解决传动系统扭转减振问题。

2.3.3 仿真模型的选择

2.3.2 小节的仿真结果是否可信, 在这里采用赵光明学者文献的研究结果加以验证。仿真计算结果与文献结果的对比见表 2-7。

表 2-7 前 5 阶固有扭转特性对比

怠速工况				行驶工况			
阶次	计算固有频率	文献固有频率	振型比较	阶次	计算固有频率	文献固有频率	振型比较
1	—	—	—	1	1.3	1.272	相同
2	10.2	10.24	相同	2	2.9	2.883	相同
3	246.2	246.2	相同	3	12.8	12.82	相同
4	272.2	272.2	相同	4	158	157.9	相同
5	440.4	440.4	相同	5	246.2	246.2	相同

从表 2-7 可以看出, 得仿真结果与参考文献的结果吻合, 说明本文所建立模型以及仿真结果是可信的。

2.3.4 匹配方案的实现

传动系统扭转减振性能的设计与各个部分的转动惯量、刚度和阻尼有关, 即传动系统设计是合理确定相应的转动惯量、刚度和阻尼。由于扭转减振机构一般均使用小阻尼, 对于各个部分转动惯量已经基本确定的传动系统, 重要的是确定各个部分的扭转刚度, 即合理确定扭转刚度获得良好的扭转减振性能。

根据 2.3.2 节的仿真分析结果可以发现, 在采用双质量飞轮解决扭转振动的基础上, 降低 K_8 的扭转刚度, 可以在保证怠速工况主振型合理的情况下, 使得位于变速器一轴的振动加速度峰值明显降低, 即改善了怠速工况的性能。

一般设计装配双质量飞轮的传动系统, 从发动机曲轴凸缘至变速器一轴, 这中间仅有双质量飞轮和离合器, 即改进传动系统性能仅能从这两个部分入手。

根据 2.3.2 节的分析可知, 若保持 K_8 不变而让 K_7 等于 10 或很小的数值, 唯一可能的方案是将双质量飞轮改为三质量飞轮, 即在曲轴凸缘与双质量飞轮的第一质量之间增加一个扭转弹性装置。但该结构的激励响应特性与双质量飞轮相近, 且伴随有低频的较高峰值的振荡, 对传动系统非常不利。因此, 这种方案并不能令人满意, 且不可行。

由于双质量飞轮第二质量与变速器一轴之间有离合器存在, 设计装配有双质量飞轮的传动系统目前均装配有不带扭转减振器的离合器。若要实现 $K_8 = 10$ 或很小的数值, 在传动系统设计时, 可以在离合器中添加一个扭转刚度很小的扭转减振机构。为了保证行驶工况下传动系统仍能保持良好的扭振特性, 设计时采用螺旋弹簧作为该扭转减振机构的弹性元件。即在行驶工况下, 离合器中的扭转减振机构不起

作用,螺旋弹簧处于并圈的状态。虽然降低刚度 K_8 将影响行驶工况的主振型,但是,因 $K_8 = 10$ 或很小数值仅仅为怠速工况设计,在行驶工况下,离合器中的扭转减振机构的螺旋弹簧并圈,则飞轮第二质量与变速器一轴之间的刚度 K_8 仍然维持为 10^4 数量级。因此,传动系统合理匹配的实现方案是:采用常规设计方法匹配双质量飞轮,并在离合器中设计怠速扭转减振机构(扭转减振刚度尽可能低)。

分析表明,合理的传动系统匹配解决方案是:配有常规方法设计的双质量飞轮,同时,通过调整双质量飞轮第二质量与变速器一轴之间的扭转刚度,可以降低怠速工况下的振动加速度数值,并能够满足行驶工况的要求。双质量飞轮第二质量与变速器一轴之间的扭转刚度的调整,其实现方法是在离合器中添加怠速扭转减振机构。

2.4 传动系统典型 NVH 问题分析

2.4.1 概论

研究表明,齿轮轮齿间冲击碰撞是振动产生的主要途径之一。并经过轴和滚动轴承传递到变速器壳体。振动通过变速器箱体的固有频率变为最终的频率,而转换成人们听得见的“嘎嘎”噪声。

大多数汽车传动系统的固有频率在正常驱动条件下低于 80Hz 。传动系统的激振是由发动机间断的气缸燃气爆发力所引起。六缸发动机对应三阶激振力,四缸发动机对应二阶激振力。一个典型的后轮驱动手动变速器角加速度如图 2-27 所示。图中不同的减振系统显示了振动减少的不同。发动机飞轮扭振如图 2-28 所示。

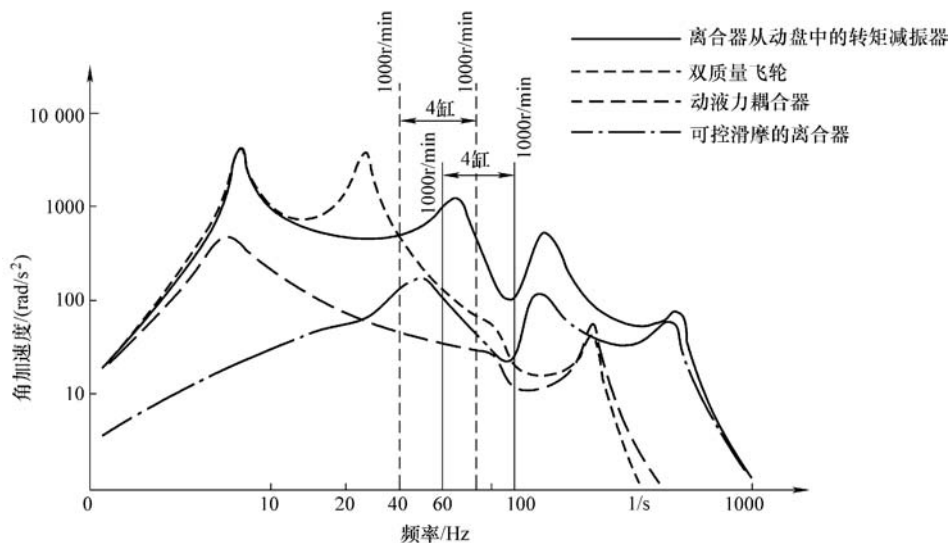


图 2-27 变速器角加速度

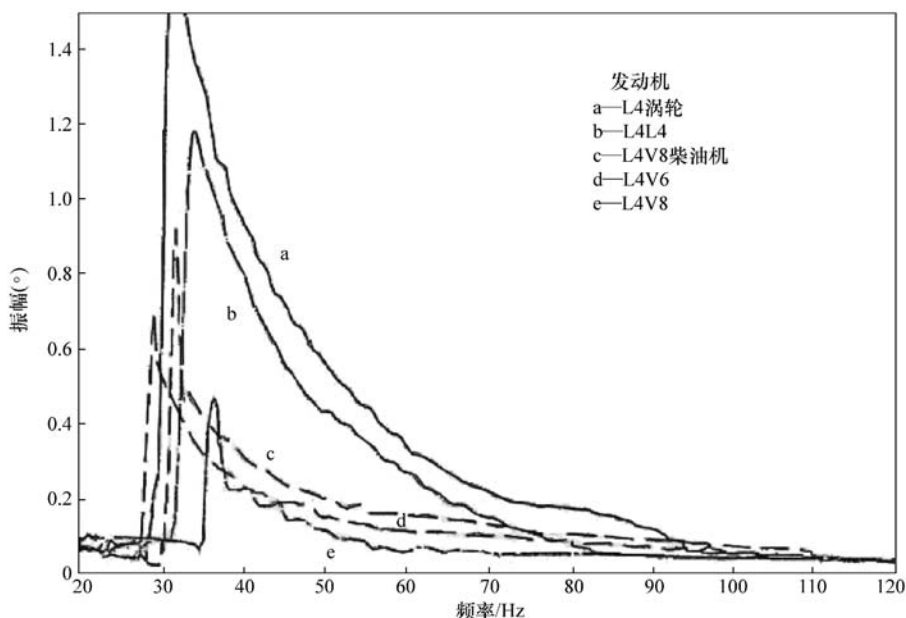


图 2-28 发动机飞轮扭振

在实际工程中，柴油机比汽油机组成的系统存在更大的转动波动。这给（离合器系统）扭转减振装置的设计提出了更加苛刻的设计要求。一般手动变速器传动系统振动特性的五个主要影响因素是：①飞轮端发动机旋转波动的影响；②离合器扭转减振器特性的影响；③零件反撞的影响；④变速器拖拽力矩的影响；⑤整个传动系统旋转体的影响。

工程中，很难降低发动机旋转速度的波动或降低齿轮和花键反撞。增加变速器拖拽力矩可以改善齿轮的“嘎嘎”噪声性能，但降低了其他性能特征。离合器性能的设计调整相对比较容易，而且可以一定程度上解决传动系统振动和齿轮“嘎嘎”噪声，因此，采用离合器作为汽车传动系统振动的调谐装置成为行业内的共识。为了整个汽车操作性能最优化，可以结合发动机设计而设计变速器，采用低的匹配旋转惯量，调整系统特性而减小扭转振动，从而可以减弱齿轮“嘎嘎”噪声和变速器旋转噪声。对于汽车传动系统齿轮“嘎嘎”噪声的调谐，要考虑下面五种工况：①驱动工况噪声；②滑行工况噪声；③稳速行驶工况噪声；④怠速工况噪声；⑤反向负载工况噪声。

（1）驱动工况噪声 为了理解离合器扭转减振器如何使得驱动工况获得好的结果，通过发动机转矩曲线可以获得一些结论。图 2-29 所示为发动机转矩和转速、节气门开度的关系。图 2-29 显示发动机在 1000r/min 达到 80% 最大额定转矩和 66% 最大转矩，节气门开度变化只有 14°。这就解释了为什么当汽车在 4 档或 5 档

2000r/min 的低速行驶时, 有较高的齿轮“嘎嘎”噪声是常见的。发动机运转非常接近全转矩, 尽管驾驶人主观上认为发动机处于低的转矩水平。

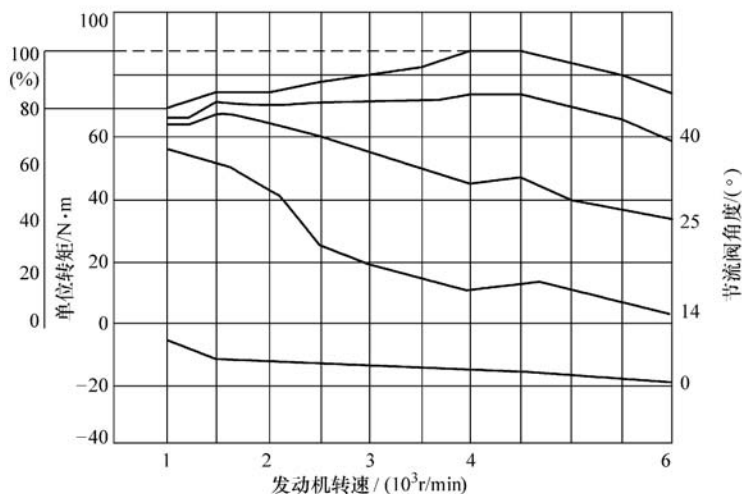


图 2-29 发动机转矩和转速、节气门开度的关系

图 2-30 所示为典型的扭转减振器驱动工况范围。扭转变形角度受弹簧结构尺寸及空间的限制, 但从图可以获得扭转角与转矩的关系。弹簧的最大变形量受双头限位铆钉限制, 当离合器设计时, 设计确定的扭转减振器极限转矩比发动机最大转矩高 10% ~ 20%, 用以承受瞬间峰值转矩。曲线斜度是弹簧 (或一组弹簧) 刚度。离合器减振器的基本功能是减弱突然的转矩变化引起的传动系统冲击。

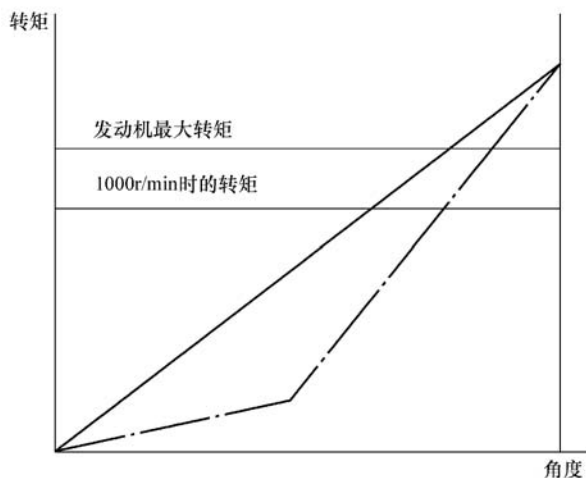


图 2-30 典型的扭转减振器驱动工况范围

即使对汽车齿轮“嘎嘎”噪声调谐没有更多要求, 扭转减振器也可以平抑转矩波动带来的冲击。离合器扭转减振器其他功能主要包括尽可能降低三阶 (六缸) 或二阶 (四缸) 发动机燃烧频率对传动系统的影响。为了达到这个目的, 可以采用保持转矩传递能力 (极限力矩足够) 的情况下, 使用尽可能小的弹簧刚度的方案。对于二、三档超过 2500r/min 的低转矩情况下, 通常不存在齿轮撞击的“嘎

嘎”噪声，这是因为传动系统固有频率低于这个转速水平。

(2) 滑行工况噪声 显然，下坡转矩比驱动转矩小。如果下坡时齿轮发生撞击的“嘎嘎”噪声，这样的问题可以通过降低下坡时使用的弹簧刚度加以解决。摩擦装置（阻尼滞后）对下坡和驱动工况的振动噪声改善也是有利的。

(3) 稳速行驶工况噪声 稳速行驶工况被定义为驱动工况下非常低的转矩，如 $\pm 5\% \sim 10\%$ 最大发动机转矩。通常，稳速行驶工况下齿轮撞击的“嘎嘎”噪声是由于从低转矩时弹簧刚度运转时很快地过渡到高的刚度造成的。这种类型“嘎嘎”噪声通过柔化或消除这些过渡可以降低。这种情况，在柴油机中应用很普遍。

(4) 怠速工况噪声 怠速工况（变速器处空档，离合器接合）齿轮撞击的“嘎嘎”噪声是由于发动机点火脉冲产生的扭转振动所引起。离合器减振器从 $0.10 \sim 0.60 \text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$ 非常低的初始阶段的弹簧刚度，正常情况下是能提供所要求的振动隔离。同时，为了减小低刚度行程的要求量和引起变速器输入轴共振的可能性，减振器滞后值（摩擦力）也要增加。

在转动调谐中，通过在扭转减振器扭转的第一阶段使用零弹簧刚度和低的摩擦值已经取得一些有限的成功。然而，这样就得使用弧形弹簧，由于弹簧的摩擦等问题，零刚度阶段对于在变速器拖拽力矩的怠速质量变化可能会过于敏感。弹簧刚度优化时倾向于保持扭转减振器第一阶段聚焦于发动机扭转振动上，并不超过实际驱动阶段的下限。转动和第一阶段行程通常偏向驱动侧，如驱动侧为 6° ，下坡侧为 2° 。这是由于变速器怠速时拖拽力矩使减振器向驱动侧变形。

扭转减振器的怠速阶段所能传递的转矩很小，这种弹簧刚度不能工作到系统扭转动力传递阶段，若工作到扭转动力传递阶段则会造成传动系统中的冲击。这种冲击将引起反向负载性能的恶化。通过正确选用优化的弹簧刚度和滞后值（摩擦阻尼）水平，可以采用弹簧最小螺旋角实现传递很小的转矩。中间阶段扭转减振弹簧通常独立布置在驱动减振器中，减振器扭转刚度为线性的。

(5) 反向负载工况噪声 在转矩反向负载情况下，汽车挂档/摘档将产生铿锵形式的噪声。反向负载除了大扭转减振角和低弹簧刚度外，噪声会恶化。平滑曲线变化形式的弹簧刚度和长的扭转减振行程，将使得挂档/摘档响应也非常平顺。在设计中，为了调整怠速工况齿轮撞击的“嘎嘎”噪声和挂档/摘档时的明显反应，通常兼顾考虑怠速以及反向负载而采取折中的设计方案。

为了更好地解决振动噪声问题，研究发现采用双质量飞轮将更有效。双质量飞轮可以解决振动噪声问题主要是其改变了传动系统的惯量分配、扭转刚度与阻尼，得以向期望值靠近等，因此，目前许多车辆将双质量飞轮作为标配，特别是柴油车辆。

2.4.2 起步颤抖问题

离合器起步颤振等现象比较常见，是与传动系统相关的典型 NVH 问题，如图

2-1 所示。离合器起步颤振现象一般出现在汽车起步的离合器接合过程中,汽车传动系统发生剧烈的扭转振动,给乘员直观感受为整车出现的纵向抖动现象。目前有多种比较普遍的认识,一种是起步颤振现象按产生的机理一般认为分为两种:一种为自激振动,即由于离合器摩擦材料的摩擦系数随滑摩速度的负变化率给传动系统引入了负阻尼而产生,另一种为强迫振动,即由于膜片弹簧的面不平度、分离轴承的倾斜压缩导致的与发动机转速频率相关的激励和由于飞轮和压盘的面不平度、曲轴和变速器输入轴的不对中导致的与飞轮和摩擦片转速差频率相关的激励而产生的。再有一种是由于起步时,传动系统的弯曲振动、弯曲振动与扭转振动耦合以及传动系统扭转运动工作状态发生改变所导致的,相关的理论仍需要进一步研究。传动系统喘振(Shudder)也是起步抖动的一个表现形式。传动系统中离合器也存在着轴向振动,这也是起步颤抖的原因之一。

还有研究表明,离合器接合过程中轴向振动也是导致起步颤抖的主要原因之一。

再有一种观点是,汽车起步时离合器摩擦副间的温度、工作载荷和相对滑动速度的剧烈变化,都会引起汽车的起步抖动,其中温度的影响最大,且在离合器的实际工作环境中,摩擦副的表面温升最不稳定。因此,可以从汽车起步时离合器的工况条件出发,特别是从减小表面温升出发,通过稳定离合器摩擦副的摩擦系数来避免或减小起步抖动。从这点出发,可以采用改善摩擦材料以及摩擦副来改善起步抖动问题。

许多研究表明,可以通过调整离合器从动盘的性能参数,降低离合器滑摩过程中的自激振动,以解决抖动问题,这是离合器动态特性设计时应该关注的。上官文斌等研究者在“离合器从动盘性能对汽车起步抖动的影响研究”一文中研究了离合器从动盘的扭转刚度和轴向刚度对汽车起步抖动的影响。得到了图 2-31 ~ 图 2-33 为轴向刚度和扭转刚度影响接合时间或扭转特性参数的关系。该文献作者还进行了实车测试试验,获得了轴向刚度(适当降低)和扭转刚度(适当增加)改

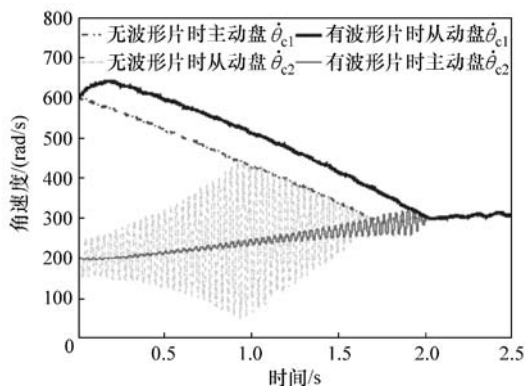


图 2-31 有无波形片时离合器主从动盘的角速度计算

变的影响曲线,如图 2-34、图 2-35 所示。这些结果表明,轴向刚度和扭转刚度影响起步的特性,通过轴向刚度和扭转刚度的调节可以改善起步抖动。在考虑轴向刚度的时候,应该考虑到温度对刚度的影响,波形弹簧的温度超过 200°C ,对弹性特定将造成明显影响。

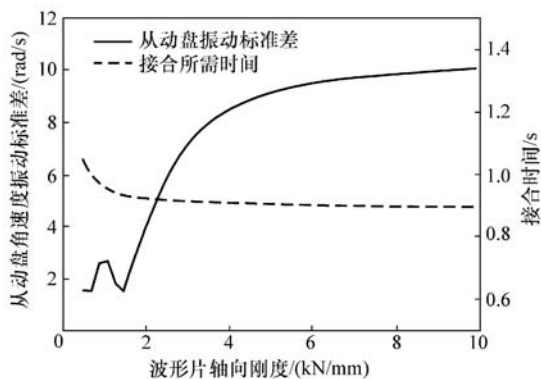


图 2-32 波形片轴向刚度对系统振动的影响

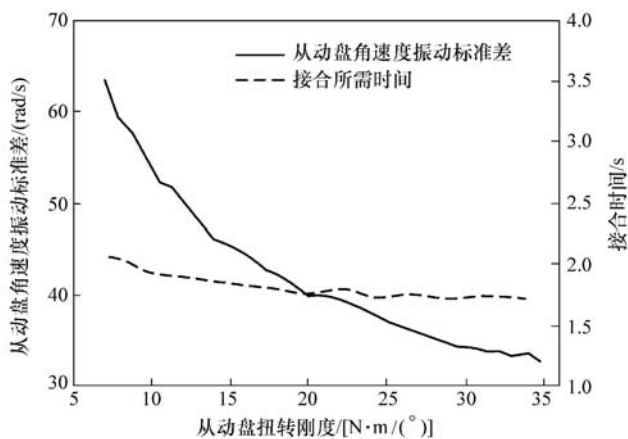


图 2-33 从动盘扭转刚度对离合器从动盘振动的影响

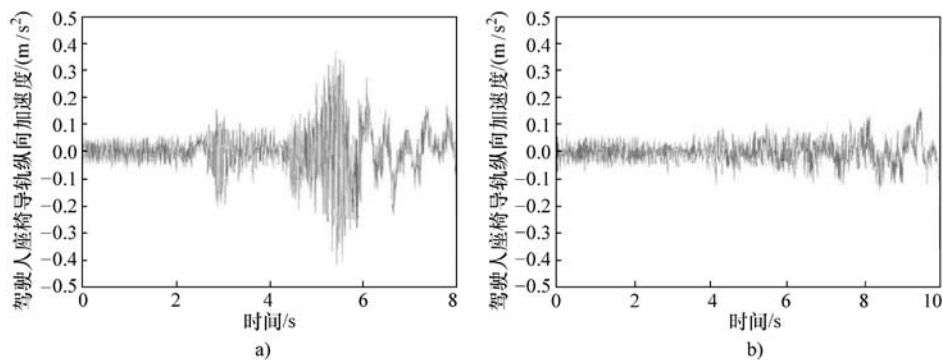


图 2-34 离合器扭转刚度调整前后一档起步抖动情况对比

a) 扭转刚度调整前 b) 扭转刚度调整后

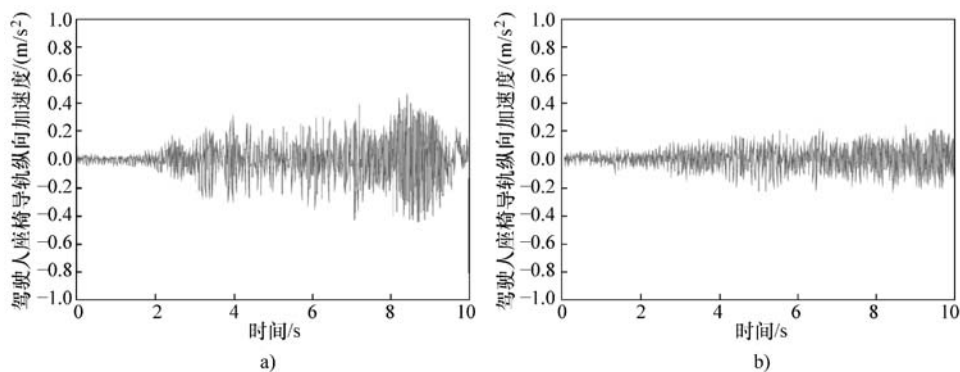


图 2-35 波形片刚度调整前后一档起步抖动情况对比

a) 波形片改进前 b) 波形片改进后

还有文献研究表明, 离合器接合过程中的抖动与转动惯量变化、摩擦系数以及摩擦速度有关。

(1) 离合器的扭转振动 在库仑摩擦区域摩擦转矩 M_f 可以定义为:

$$M_f = 2 F_f R = 2\mu F_n R \quad (2-23)$$

式中, μ 为摩擦系数; F_n 为夹紧载荷; R 为摩擦片的平均半径, 可以用 (2-24) 定义:

$$R = \frac{2 R_o^3 - R_i^3}{3 R_o^2 - R_i^2} \quad (2-24)$$

式中, R_o 与 R_i 分别为摩擦片外径与内径。

对式 (2-23) 求导数, 得摩擦转矩梯度:

$$\frac{dM_f}{d\omega} = \frac{d(2\mu F_n R)}{d\omega} = 2F_n R \frac{d\mu}{d\omega} \quad (2-25)$$

式中, ω 为相对转速, 其他物理量与式 (2-23) 相同。

摩擦系数的梯度为:

$$\frac{d\mu}{d\omega} = \frac{d\mu}{dv} \frac{dv}{d\omega} = \frac{d\mu}{dv} R \quad (2-26)$$

根据式 (2-25)、式 (2-26) 则可得:

$$\frac{dM_f}{d\omega} = 2F_n R \frac{d\mu}{d\omega} = 2F_n R^2 \frac{d\mu}{dv} \quad (2-27)$$

式 (2-27) 表明了离合器接合过程中摩擦力矩的变化, 也是研究摩擦系数变化的一个依据。离合器滑摩过程中, 车辆的运动方程可以表述为:

$$m \ddot{x} + \left[c + \frac{dF_f(v)}{dv} \right] \dot{x} + kx = 0 \quad (2-28)$$

式中, m 为车辆的质量; c 为车辆的阻尼系数; k 为总的刚度; v 为相对速度;

$F_f(v)$ 为摩擦力。

$\frac{dF_f(v)}{dv}$ 反映了 μ 、 v 的影响。而

$$F_f = \mu F_n \quad (2-29)$$

假设夹紧力 F_n 不变时则有：

$$\frac{dF_f}{dv} = \frac{d(\mu F_n)}{dv} = F_n \frac{d\mu}{dv} \quad (2-30)$$

阻尼系统的自由振动可以采用牛顿定律获取以下运动方程：

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = 0 \quad (2-31)$$

式中， m 为质量； c 为黏性阻尼系数； k 为系统刚度； x 、 $\dot{x}$ 、 $\ddot{x}$ 分别为弹簧变形产生的位移、速度和加速度。

微分方程式 (2-31) 解的形式为：

$$x(t) = C e^{st} \quad (2-32)$$

式中， C 为常数； s 为指数系数； t 为时间。

由式 (2-31)、式 (2-32) 得：

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (2-33)$$

对方程式 (2-33) 求解，并以

$$s = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left[\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}\right]} \quad (2-34)$$

代入式 (2-32)，获得两个解。方程式 (2-31) 的通解为：

$$x(t) = C_1 \exp\left\{-\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left[\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}\right]}\right\} + C_2 \exp\left\{-\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left[\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}\right]}\right\} \quad (2-35)$$

式中， C_1 、 C_2 为由系统振动的初始条件决定的常数。

再考虑式 (2-28)、式 (2-30)，则式 (2-35) 可以写为：

$$\begin{aligned} x(t) = & C_1 \exp\left\{-\frac{c + F_n \frac{d\mu}{dv}}{2m} + \sqrt{\left[\left(\frac{c + F_n \frac{d\mu}{dv}}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}\right]}\right\} + \\ & C_2 \exp\left\{-\frac{c + F_n \frac{d\mu}{dv}}{2m} - \sqrt{\left[\left(\frac{c + F_n \frac{d\mu}{dv}}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}\right]}\right\} \end{aligned} \quad (2-36)$$

考虑正反向阻尼的情况下求解。当阻尼为正时，

$$c + F_n \frac{d\mu}{dv} > 0 \quad (2-37)$$

由式 (2-36) 给出的解的形式包括负指数。这样，对于所有的摩擦系数变化，随着滑摩速度变化位移的振荡衰减并汇集形成一个稳定的周期。如果阻尼为反向

的, 则有

$$c + F_n \frac{d\mu}{dv} < 0 \quad (2-38)$$

获得依赖方程式 (2-36) 基础根数的不同的解:

1) 如果根数是正的或为零, 则

$$\left(c + F_n \frac{d\mu}{dv}\right)^2 \geq \frac{k}{m} \quad (2-39)$$

在式 (2-39) 中指数为正的, 并且解表明是偏离运动, 将导致系统不稳定。

2) 如果根数是负的, 则

$$\left(c + F_n \frac{d\mu}{dv}\right)^2 < \frac{k}{m} \quad (2-40)$$

式 (2-40) 中指数为负的, 可以证明运动方程的解包括偏离振荡, 因此可能出现一个不稳定的系统。运动方程解应用于动力传动系统, 如果随着滑转摩擦系数是正的, 可以用式 (2-38) 定义动力传动系统的阻尼与摩擦盘系统是正的, 系统是稳定的。这样的系统将不会发生自激振荡。因此, 没有抖动会出现。摩擦材料的性能是震颤的主要原因, 其力学问题相当复杂。

如果随着滑转摩擦系数是负的, 可以用式 (2-39) 定义动力传动系统的阻尼可能是正的或负的。如果

$$\frac{d\mu}{dv} \geq \frac{-c}{F_n} \quad (2-41)$$

则阻尼为正的并且系统稳定。否则如果

$$\frac{d\mu}{dv} < \frac{-c}{F_n} \quad (2-42)$$

动力传动系统阻尼系数变为负的, 振动系统变得不稳定, 产生自激振荡, 引起抖动。

离合器设计者可以根据以上的论述, 并根据自身的情况进行取舍应用。更多的相关研究可以查阅有关参考文献。

(2) 离合器抖动模型 建立研究起步时抖动的离合器接合模型, 这个模型是多体非线性的模型。研究的过程中主要关注对象模型的组成, 如图 2-36 所示。具体例子动力传动系统的数值见表 2-8。零部件参与扭转振动分析, 主要是其转动惯量 (还涉及刚度等), 减速差速器的惯量必须折算到一轴处 (实例的一档速比为 3.89), 可以用式 (2-43) 折算:

$$J_r = \frac{J}{i_{\text{gbx}}^2} \quad (2-43)$$

式中, J 为转动惯量; J_r 为折算到一轴的转动惯量; i_{gbx} 为一档速比。

车轮、车体的转动惯量折算到一轴的折算值可以用式 (2-44) 折算:

$$J_r = \frac{J}{i_{\text{gbx}}^2 i_{\text{dif}}^2} \quad (2-44)$$

式中, i_{dif} 为 4.11 的减速差速器速比, 用式 (2-44) 计算。

表 2-8 多体模型中的惯性件

Number	Part name	Abbreviation	Mass(kg)	Inertia(kg · m ²)	Ratio	Referred inertia (kg · m ²)
1	Crankshaft	crks	(10) *	1	1	1
2	Flywheel	flw	(14.5)	0.25	1	0.25
3	Cover	cvr	(1.6)	0.03	1	0.03
4	Pressure plate	prpl	(4.15)	0.04	1	0.04
5	Friction disc	fdsc	(1.45)	0.065	1	0.065
6	Hub	hub	(1)	0.000 01	1	0.00001
7	Shaft	sft	(1.5)	0.0025	1	0.0025
8	Gearbox	gbx	(20)	0.002	1	0.002
9	Differential	dif	(20)	0.045	3.89	0.003
10	Wheels	whe	(10)	2	3.89 × 4.56	0.0064
11	Vehicle	vhc	(2900)	210	3.89 × 4.56	0.67
12	Housing	hsg	(10)	—	—	—
13	Sleeve	slv	(0.5)	—	—	—
14	Bearing	brg	0.2	—	—	—
15	Lever	lvr	1.5	—	—	—
16	Cable lvr	cbll	0.2	—	—	—
17	Cable guide	gid	~0.1	—	—	—
18	Cable qua	cblq	~0.2	—	—	—
19	Quadrant	qua	~0.2	—	—	—
20	Pedal	pdl	~1.5	—	—	—
21	Ground	gnd	—	—	—	—

* The numbers in parehthesis provide representative values.

仿真时需要添加约束, 并且要给定载荷以及刚度等, 约束、载荷及刚度分别见表 2-9 和表 2-10。摩擦力矩采用式 (2-45) 表述。

$$\left. \begin{aligned} M &= -k_{1-} \theta_- - k_{2-} \theta & \text{if } \theta < -\theta_- \\ M &= -k_{1-} \theta_- & \text{if } -\theta_- < \theta < 0 \\ M &= k_{1+} \theta & \text{if } 0 < \theta < \theta_+ \\ M &= k_{1+} \theta_+ + k_{2+} \theta & \text{if } \theta > \theta_+ \end{aligned} \right\} \quad (2-45)$$

式中, M 为力矩; k_{1-} 为扭转角度为 $0 \sim \theta_-$ 时扭转弹簧的反向刚度; k_{2-} 为扭转角度比 0 小时的扭转弹簧反向扭转刚度; k_{1+} 、 k_{2+} 为相应的正向扭转刚度; θ_- 、 θ_+ 为角度变化。

表 2-9 多体系统模型中的约束

Number	Part I	Part J	Constraint type	Constraint name
1	Housing	Ground	Fix	fx_hsg_lvr
2	Flywheel	Housing	Revolute	rv_flw_hsg
3	Friction disc	Flywheel	Inplane	inpl_fdsc_flw
4	Hub	Friction disc	Revolute	rv_hub_fdsc
5	Hub	Shaft	Translational	tr_hub_sft
6	Shaft	Housing	Revolute	rv_sft_hsg
7	Gearbox	Shaft	Revolute	rv_gbx_sft
8	Differential	Gearbox	Revolute	rv_dif_gbx
9	Wheels	Differential	Revolute	rv_whe_dif
10	Vehicle	Wheels	Revolute	rv_vhc_whe
11	Cover	Flywheel	Fix	fx_cvr_flw
12	Pressure plate	Cover	Translational	tr_prpl_cvr
13	Pressure plate	Bearing	Coupler	cou_brg_prpl
14	Bearing	Sleeve	Translational	tr_brg_slv
15	Sleeve	Housing	Fix	fx_slv_hsg
16	Bearing	Lever	Curve - curve	cvcv_brg_lvr
17	Lever	Housing	Cylindrical	cy_lvr_hsg
18	Cable lvr	Lever	Cylindrical	cy_cbll_lvr
19	Cable lvr	Cable guide	Translational	tr_cbll_gid
20	Cable guide	Housing	Spherical	sph_gid_hsg
21	Cable lvr	Cable pdl	Coupler	cou_cbll_cblp
22	Cable pdl	Ground	Translational	tr_cblp_gnd
23	Cable pdl	Quadrant	Rack - pin	rp_cblp_qua
24	Quadrant	Pedal	Fix	fx_qua_pdl
25	Pedal	Ground	Revolute	rv_pdl_gnd
26	Grankshaft	Flywheel	Fix	fx_crks_flw
27	Motion	Pedal	Ground	mo_pdl_gnd

表 2-10 多体系统模型中的载荷与刚度

Number	Part I	Part J	Stiffness type	Stiffness name	Stiffness (N · m/deg - N/mm)	Ratio	Referred stiffness (N · m/deg - N/mm)
1	Hub	Friction_disc	Torsional	k_tors_damp	Equation (23)	1	Equation (23)
2	Gearbox	Shaft	Torsional	k_gearbox	150	1	0.150
3	Differential	Gearbox	torsional	k_driveshaft	43.5	3.89	140
4	Wheels	Differential	Torsional	k_halfshafts	270	3.89 × 4.56	0.868
5	Vehicle	Wheels	Torsional	k_tyres	700	3.89 × 4.56	2.222
6	Pressure_plate	Friction_disc	Transl.	k_cushion	Non - linear	—	—
7	Pressure_plate	Cover	Transl.	k_straps	50	—	—
8	Pressure_plate	Cover	Transl.	k_diaphragm	Non - linear	—	—
9	Bearing	Cover	Transl.	k_fingers	Non - linear	—	—
10	Cover	Housing	Transl.	k_cover	32 000	—	—

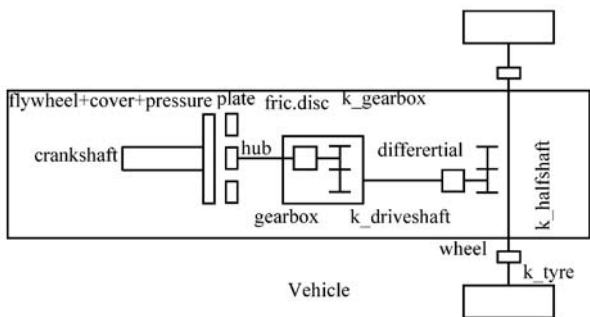
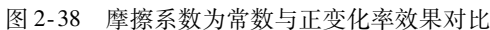


图 2-37 研究扭转振动时的整车模型示意图

高麗麗江



数为滑摩角度的函数形式。

$$\mu = -0.0075v + 0.43 \quad (2-46)$$

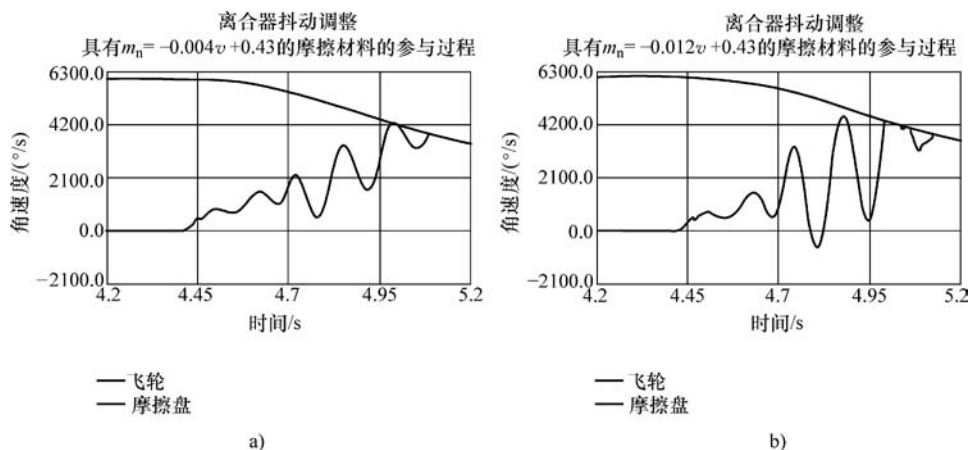


图 2-39 摩擦系数为负变化率效果

综上所述,按照现有的理论以及研究成果,离合器起步抖动是由于以下几个方面因素造成的:摩擦系数的变化,接合时压紧力变化,安装有误差、不对称,传动系统的弯曲振动影响扭转振动,离合器的轴向振动。离合器接合过程中传动系统的扭转运动处于过渡过程,在转入稳态的过程中,需要协调时间,因而表现为抖动。具体什么原因导致较长时间的不协调有待于进一步研究。从摩擦系数看,设计时应使其为正的变化率。但是,实际上更多的是负的变化率,这在离合器设计时应给予重视。

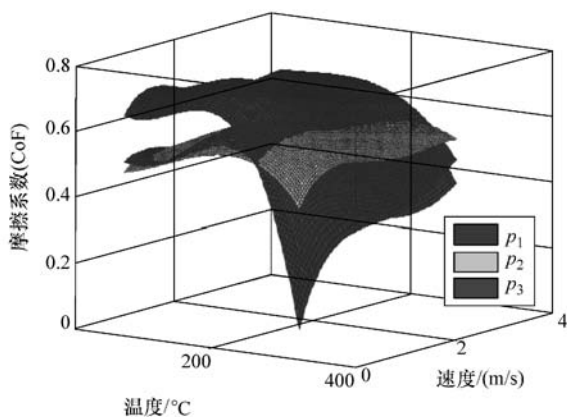


图 2-40 摩擦系数试验结果

注: $p_1 = 16.4 \text{ kPa}$, $p_2 = 32.8 \text{ kPa}$, $p_3 = 49.2 \text{ kPa}$

2.4.3 仿真与试验研究

现代科技的发展,对于传动系统扭转振动的研究采用仿真与现代试验测试技术成为可能。扭转减振器采用如图 2-41 所示的非线性比较理想(曲线连续、光滑,曲线存在接近零刚度段),但是实现困难,现实中可以考虑采用多段线性刚度模式

的扭转减振特性。有文献研究基于节气门开度条件下的多段线性刚度模式扭转减振器刚度变化对振动冲击的影响。通过理论分析，建立了相应的力学模型（见图 2-42）和数学模型，研究如图 2-43 所示的三种扭转减振特性模式。采用仿真方法获得了结果。通过分析，该文献给出了离合器的设计准则：

- 1) 使用如图 2-44a 所示的更柔性弹簧。
- 2) 避免如图 2-44b 所示预载将引起振动冲击那样的转换区域。

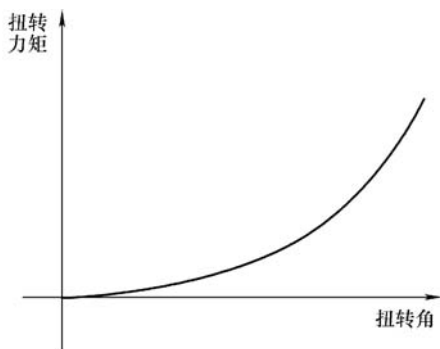


图 2-41 非线性扭转特性曲线

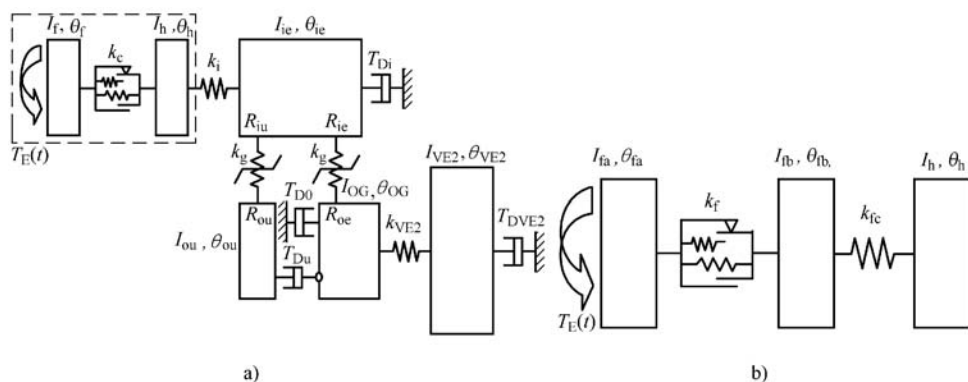


图 2-42 摘挡五档并且三档啮合 6 自由度扭转系统模型图

a) 使用单质量飞轮 (SMF) b) 使用双质量飞轮 (DMF)

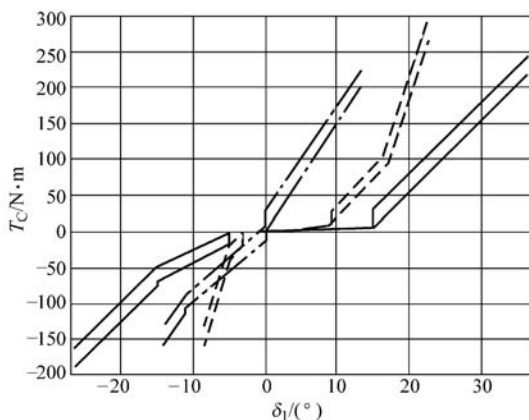


图 2-43 三种实际扭转减振特性的转矩

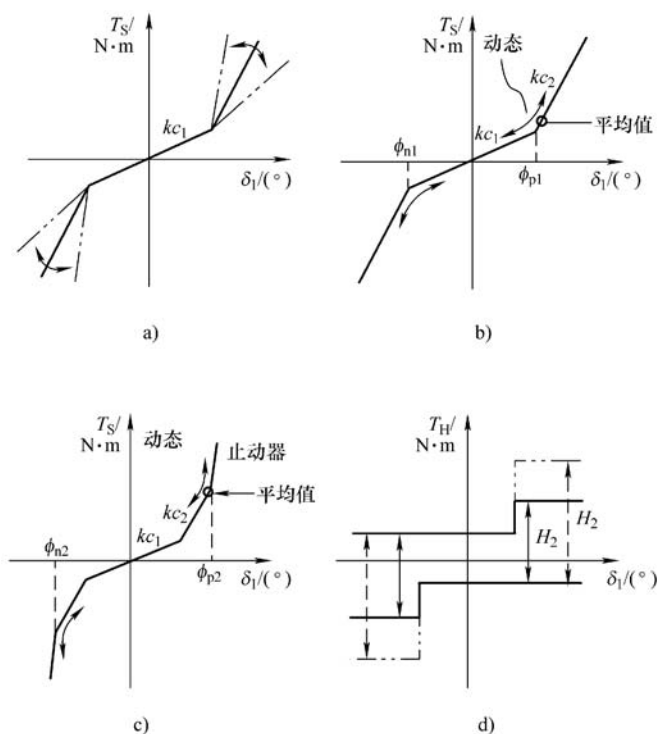


图 2-44 离合器阻尼力关键参数示意图

a) 第二阶刚度变化 b) 转换角度的影响 c) 止动器冲击影响 d) 第二阶迟滞 H_2 的变化

- 3) 在离合器力矩高水平时不接触如图 2-44c 所示的止动器。
- 4) 如果可能, 迟滞值必须如图 2-44d 所示的相当高。
- 5) 为了使得问题简单化, 离合器的扭转减振特性必须是对称结构。

为了能够解决好扭转振动、噪声问题, 这几个准则为离合器扭转减振器设计提供了指导原则。实际设计中如何实施, 离合器设计者应在遵循主导原则的基础上灵活应用。这项研究者还针对单质量飞轮与双质量飞轮做了进一步的研究, 值得领域内人士关注。并且, 基于仿真方法可以比较方便地进行系统扭转振动优化(匹配)工作。多体系统动力学是离合器接合过程中扭转振动研究的一个重要手段。

在研究扭转振动的过程中, 试验是必需的手段。试验研究包括台架试验和路试两类。图 2-45 所示为某研究者建立的台架试验系统。扭转减振器隔振模型如图 2-46 所示。

试验直接获得的一般是时间历程, 如图 2-47 所示, 可以通过傅里叶变换(或阶次分析)将时域信号变换到频域(见图 2-48), 以便分析不同频率成分对系统的影响。一般, 研究传动系统扭转振动可以从图 2-49 所示部位测取信号。也可以根据需求布置在其他部位。有一些研究者研究试验测量问题, 进行系统试验分析时可

以参考。由于动力源是主要的激励源，因此有学者专门研究激励源的问题，实际上还是要从扭转减振器如何隔振入手解决问题。

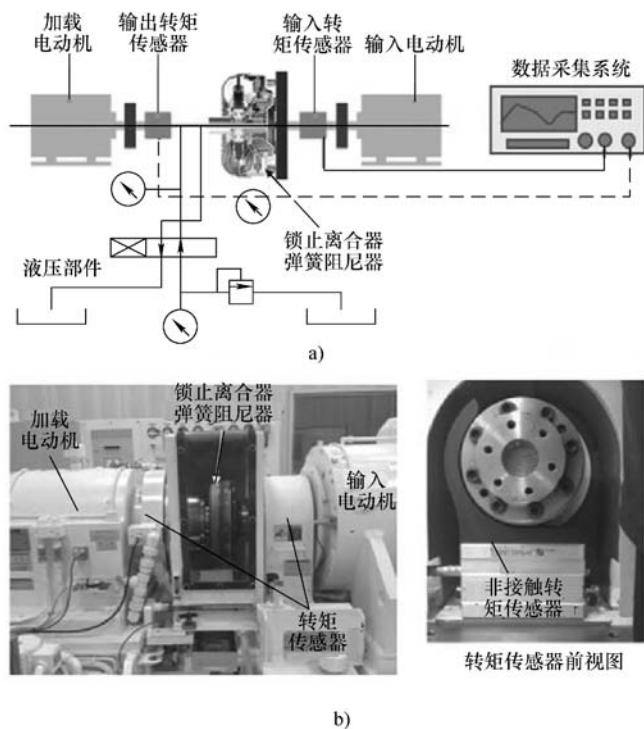


图 2-45 某研究者建立的台架试验系统

a) 系统框图 b) 带有转矩传感器的低惯量测功机

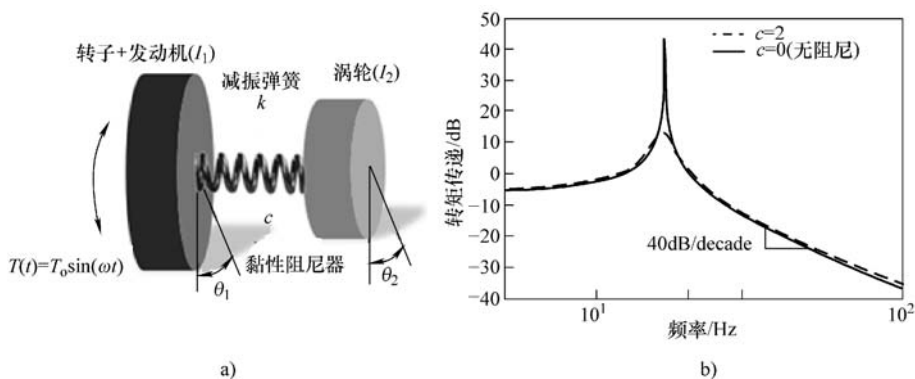


图 2-46 扭转减振器隔振模型

a) 示意图 b) 相对于不同的阻尼常数的转矩传递

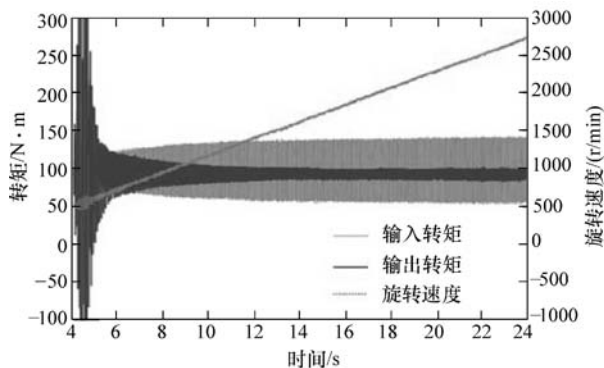


图 2-47 转矩与转速

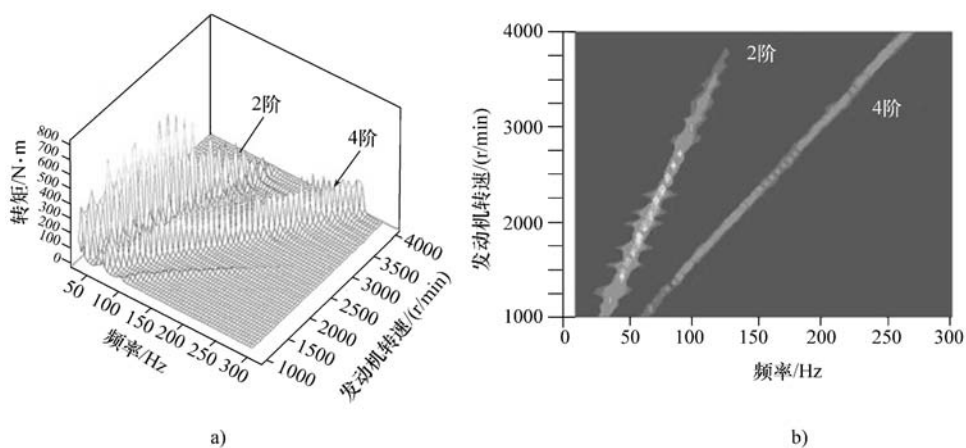


图 2-48 某发动机阶次分析（快速傅里叶变换）实例

a) 网格图 b) 坎贝尔图

根据本节讨论内容，系统中各个环节刚度是影响 NVH 的主要因素之一。研究中应该是关注的重点之一。

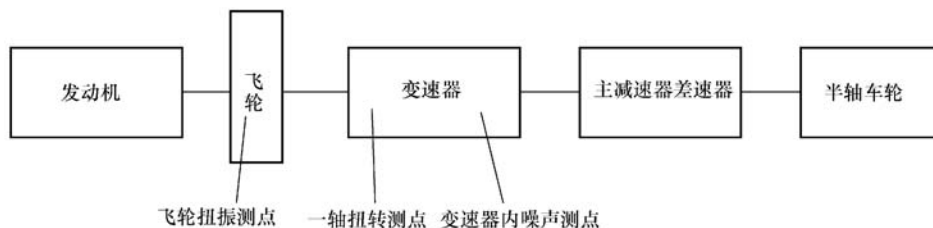


图 2-49 试验测取信号部位示意图

第3章

汽车离合器设计

在以内燃机为动力的汽车里，离合器在动力传动系统中是作为一个独立的总成而存在，连接发动机与变速器。目前，汽车广泛采用的摩擦离合器是一种依靠主、从动部分之间的摩擦来传递和切断动力且能分离的装置。它主要包括主动部分、从动部分和操纵机构等部分，其组成如图 3-1 所示。

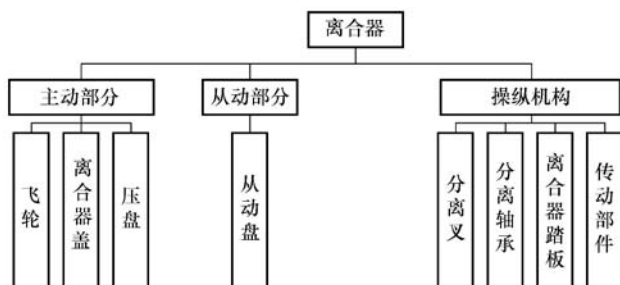


图 3-1 离合器的组成框图

主（包括压紧机构等）、从动部分是保证离合器处于接合状态并能传递动力的基本结构，操纵机构是操纵离合器主、从动部分分离和接合的装置。

离合器的主要功用是切断和实现发动机对传动系统的动力传递，保证汽车起步时将发动机与传动系统平顺地接合，确保汽车平稳起步；在换挡时将发动机与传动系统分离，减少变速器中换挡齿轮之间的冲击；当在工作中受到较大的动载荷时，能限制传动系统所传递的最大转矩，以防止传动系统各零部件因过载而损坏；有效地降低传动系统中的振动和噪声。目前手动档变速器传动系统所配的离合器为干摩擦式（此外还有一些系统配有湿式离合器），所以，本书后面讨论的都是干摩擦式离合器。

为了保证离合器具有良好的工作性能，离合器应满足如下基本要求：

- 1) 在任何行驶条件下，既能可靠地传递发动机的最大转矩，并有适当的转矩储备，又能防止传动系统过载。
- 2) 接合时要完全、平顺、柔和，保证汽车起步时没有抖动和冲击。
- 3) 分离时要迅速、彻底。
- 4) 从动部分转动惯量要小，以减轻换挡时变速器齿轮间的冲击，便于换挡和减少同步器的磨损。

5) 应有足够的吸热能力和良好的通风散热效果,以保证工作温度不致过高,延长其使用寿命。

6) 应能避免和衰减传动系统的扭转振动,并具有吸收振动、缓和冲击和降低噪声的能力。若系统配有双质量飞轮,这项功能由双质量飞轮承担。

7) 操纵准确,操纵力适当,驾驶人 not 致疲劳操纵(符合人机工程学规律)。

8) 作用在从动盘上的总压力和摩擦材料的摩擦系数在离合器工作过程中变化要尽可能小,以保证有稳定的工作性能。

9) 具有足够的强度和良好的动平衡,以保证其工作可靠,使用寿命长。

10) 结构应简单、紧凑,质量小,制造工艺性好,拆装、维修和调整方便等。

随着汽车发动机转速、功率的不断提高和汽车电子技术的高速发展,人们对离合器的要求越来越高。从提高离合器工作性能的角度出发,传统的推式膜片弹簧离合器有逐步地被拉式膜片弹簧离合器取代的发展趋势,传统的人力操纵形式正向自动操纵的形式发展。因此,提高离合器的可靠性和延长其使用寿命,适应发动机的高转速,增加离合器传递转矩的能力和简化操纵,已成为离合器的发展趋势。下面以推式膜片弹簧离合器为主介绍离合器的设计过程与方法。

3.1 总体结构与参数的确定

现代汽车上应用最广泛的离合器是干式盘形摩擦离合器,可按从动盘数目不同、压紧弹簧布置形式不同、压紧弹簧结构形式不同和分离时作用力方向不同分类,如图 3-2 所示。图 3-3 和图 3-4 所示为螺旋弹簧式单片与双片离合器结构图、膜片弹簧式单片推式与拉式、双片拉式离合器结构图。

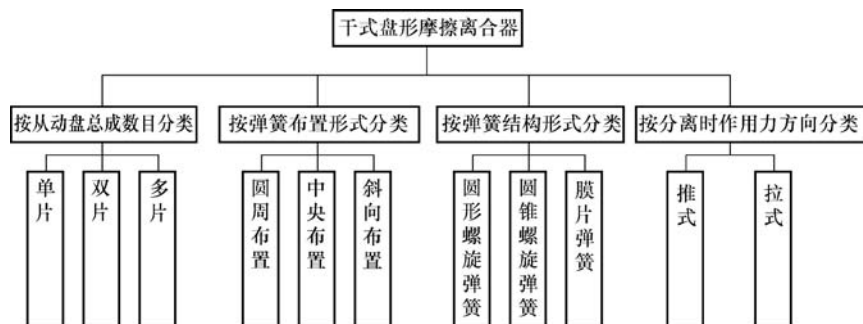


图 3-2 离合器分类框图

3.1.1 从动盘总成数的选择

(1) 单片离合器 对乘用车和最大总质量小于 6t 的商用车而言,发动机的最大转矩一般不大,在布置尺寸容许的条件下,离合器通常只设有一片从动盘总成,

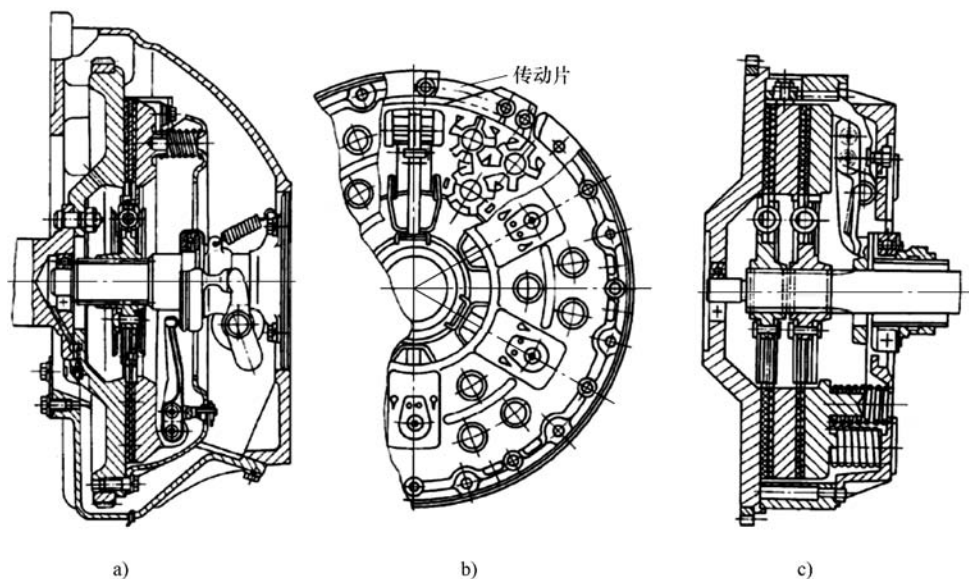


图 3-3 螺旋弹簧式单片与双片离合器结构图

a)、b) 螺旋弹簧式单片离合器 c) 螺旋弹簧式双片离合器

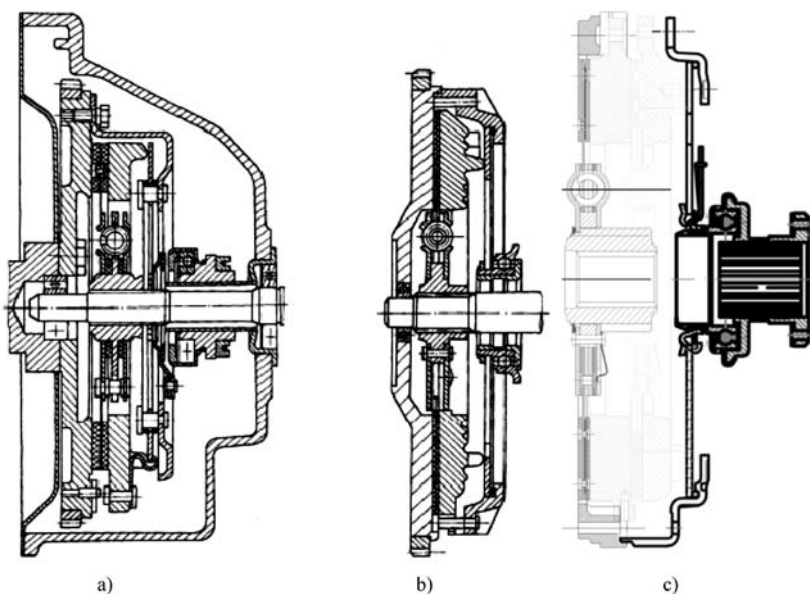


图 3-4 膜片弹簧式单片推式与拉式、双片拉式离合器结构图

a) 膜片弹簧单片推式离合器 b) 膜片弹簧单片拉式离合器 c) 膜片弹簧双片拉式离合器

如图 3-3a、图 3-4b 所示。单片离合器结构简单，轴向尺寸紧凑，散热良好，维修调整方便，从动部分转动惯量小，在使用时能保证分离彻底，采用轴向有弹性的从

动盘可保证接合平顺。

(2) 双片离合器 双片离合器如图 3-3c、图 3-4c 所示,与单片离合器相比,由于摩擦面数增加了一倍,因而传递转矩的能力较大;接合更为平顺、柔和;在传递相同转矩的情况下,径向尺寸较小,踏板力较小。但其中间压盘通风散热性差,容易引起摩擦片过热,加快其磨损甚至烧坏;分离行程较大,不易分离彻底,所以设计时在结构上必须采取相应的措施;轴向尺寸较大,结构复杂;从动部分的转动惯量较大。这种结构一般用在传递转矩较大且径向尺寸受到限制的场合。

(3) 多片离合器 多片离合器多为湿式,具有接合更加平顺、柔和,摩擦表面温度较低,磨损较小,使用寿命长等优点。但分离行程大,分离不彻底,轴向尺寸和从动部分转动惯量大,主要应用于最大总质量大于 14t 的商用车的行星轮变速器换挡机构中。例如也有双离合变速器采用湿式离合器结构的方案。

设计时,根据以上分析特点选择。现在一般的乘用车和许多商用车多选用单片形式方案(干式摩擦离合器)。

3.1.2 压紧弹簧和布置形式的选择

(1) 周置弹簧离合器 周置弹簧离合器(图 3-3)的压紧弹簧均采用圆柱螺旋弹簧,并均匀地布置在一个或同心的两个圆周上(图 3-3),其特点是结构简单、制造容易,过去广泛应用于各类汽车上。此结构的弹簧压力直接作用于压盘上,为了保证摩擦片上压力均匀,压紧弹簧的数目要随摩擦片直径的增大而增多,而且应当是分离杠杆的倍数。因压紧弹簧直接与压盘接触,易受热回火失效。当发动机最大转速很高时,周置弹簧由于受离心力的作用而向外弯曲,使弹簧压紧力显著下降,离合器传递转矩的能力也随之降低。此外,弹簧靠在其定位座上,造成接触部位严重磨损,甚至会出现弹簧断裂的现象。

(2) 中央弹簧离合器 中央弹簧离合器采用 1~2 个圆柱螺旋弹簧或用一个圆锥弹簧作为压紧弹簧,并且布置在离合器的中心。由于设计时可选较大的杠杆比,因此可得到足够的压紧力,且有利于减小踏板力,使操纵轻便;压紧弹簧不与压盘直接接触,不会使弹簧受热回火失效;通过调整垫片或螺纹容易实现压盘对压紧力的调整。这种结构较复杂,轴向尺寸较大,多用于发动机最大转矩大于 $400 \sim 500 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的商用车上,以减轻其操纵力。

(3) 斜置弹簧离合器 斜置弹簧离合器的弹簧压力斜向作用在传力盘上,并通过压杆作用在压盘上。这种结构的显著优点是在摩擦片磨损或分离离合器时,压盘所受的压紧力几乎保持不变。与上述两种离合器相比,它具有工作性能稳定、踏板力较小的突出优点。此结构在最大总质量大于 14t 的商用车上已有采用。

(4) 膜片弹簧离合器 膜片弹簧是一种由弹簧钢制成的具有特殊结构的碟形弹簧,主要由碟簧部分和分离指部分组成。

膜片弹簧离合器(图 3-4)与其他形式的离合器相比,具有一系列优点:①膜

片弹簧具有较理想的非线性弹性特性(图3-5),弹簧压紧力在摩擦片的允许磨损范围内基本保持不变(从安装时的工作点 B 变化到 A 点),因而离合器工作中能保持传递的转矩大致不变,而对于圆柱螺旋弹簧,其压紧力大大下降(从 B 点变化到 A' 点),当离合器分离时,膜片弹簧压紧力有所下降(从 B 点变化到 C 点),从而降低了踏板力,对于圆柱螺旋弹簧,其压紧力则大大增加(从 B 点变化到 C' 点);②膜片弹簧兼起压紧弹簧和分离杠杆的作用,结构简单、紧凑,轴向尺寸小,零件数目少,质量小;③当高速旋转时,弹簧压紧力降低很少,性能较稳定,而圆柱螺旋弹簧压紧力明显下降;④膜片弹簧以整个圆周与压盘接触,使压力分布均匀,摩擦片接触良好,磨损均匀;⑤易于实现良好的通风散热,使用寿命长;⑥膜片弹簧中心与离合器中心线重合,平衡性好。

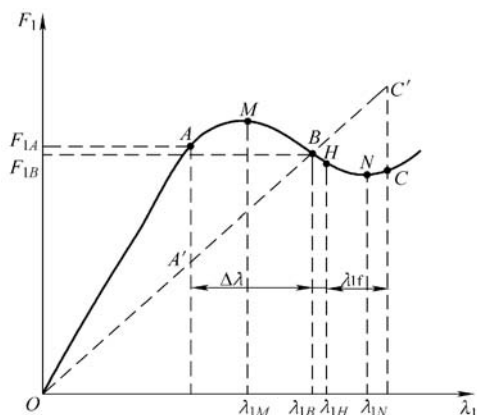


图 3-5 膜片弹簧工作点位置

目前常见的结构是推式膜片弹簧离合器,推式膜片弹簧支承结构按支承环数目的不同分为三种。图 3-6 所示为推式膜片弹簧双支承环形式,其中图 3-6a 用台肩式铆钉将膜片弹簧、两个支承环与离合器盖定位铆合在一起,结构简单;图 3-6b 在铆钉上装硬化衬套和刚性挡环,提高了耐磨性,延长了使用寿命,但结构较复杂;图 3-6c 取消了铆钉,在离合器盖内边缘上伸出许多舌片,将膜片弹簧、两个支承环与离合器盖弯合在一起,使结构紧凑、简化,耐久性良好,应用日益广泛。

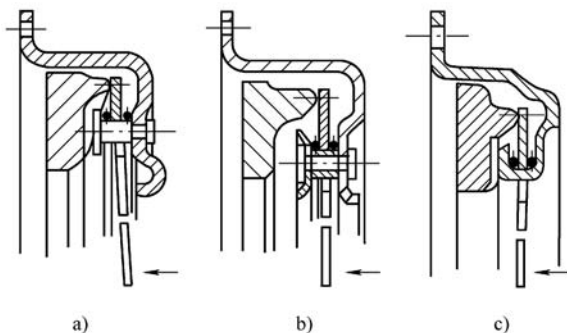


图 3-6 推式膜片弹簧双支承环形式

图 3-7 所示为推式膜片弹簧单支承环形式,在冲压离合器盖上冲出一个环形凸台来代替后支承环(图 3-7a),使结构简化,或在铆钉前侧以弹性挡环代替前支承环(图 3-7b),以消除膜片弹簧与支承环之间的轴向间隙。

图 3-8 所示为推式膜片弹簧无支承环形式,利用斜头铆钉的头部与冲压离合器盖上冲出的环形凸台将膜片弹簧销合在一起而取消前、后支承环(图 3-8a),或在铆钉前侧以弹性挡环代替前支承环,离合器盖上的环形凸台代替后支承环(图

3-8b)，使结构更简化或取消铆钉，离合器盖内边缘处伸出的许多舌片将膜片弹簧与弹性挡环和离合器盖上的环形凸台弯合在一起（图3-8c），结构最为简单。

图3-9所示为拉式膜片弹簧离合器膜片弹簧的支承结构形式，其中图3-9a所示为无支承环形式，将膜片弹簧的大端直接支承在离合器盖冲出的环形凸台上；图3-9b所示为单支承环形式，将膜片弹簧大端支承在离合器盖中的支承环上。

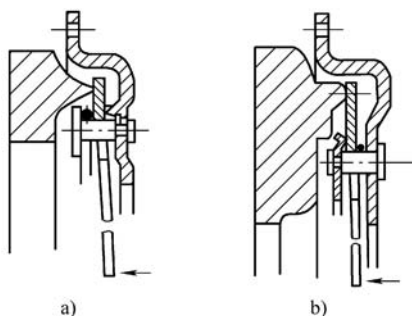


图3-7 推式膜片弹簧单支承环形式

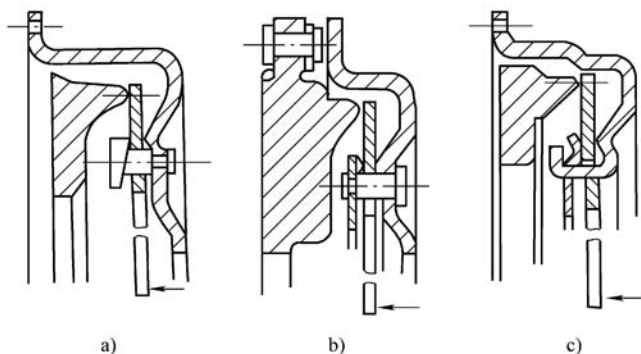


图3-8 推式膜片弹簧无支承环形式

膜片弹簧的制造工艺较复杂，制造成本较高，对材质和尺寸精度要求较高，其非线性弹性特性在生产中不易控制，开口处容易产生裂纹，端部容易磨损。近年来，由于材料性能的提高，制造工艺和设计方法的逐步完善，膜片弹簧的制造质量已日趋稳定。因此，膜片弹簧离合器不仅在乘用车上被大量采用，而且在各种形式的商用车上也被广泛采用。拉式膜片弹簧离合器（图3-4）中的膜片弹簧安装方向与传统的推式结构相反，并将支承点移到了膜片弹簧的大端附近。接合时，膜片弹簧的大端支承在离合器盖上，以中部压紧在压盘上。当离合器分离时，需将分离轴承向外拉离飞轮。

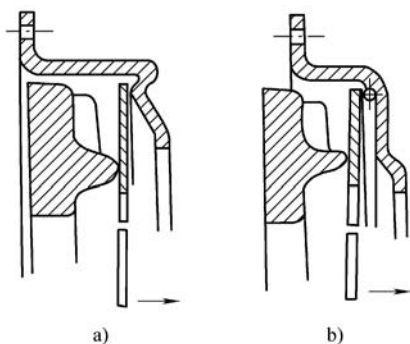


图3-9 拉式膜片弹簧离合器膜片弹簧的支承结构形式

与推式相比，拉式膜片弹簧离合器具有许多优点：取消了中间支承各零件，并不用支承环（图 3-9a）或只用一个支承环（图 3-9b），使其结构更简单、紧凑，零件数目更少，质量更小；拉式膜片弹簧是以中部与压盘相压，在同样压盘尺寸的条件下可采用直径较大的膜片弹簧，提高了压紧力与传递转矩的能力，且并不增大踏板力。在传递相同的转矩时，可采用尺寸较小的结构；在接合或分离状态下，离合器盖的变形量小，刚度大，分离效率更高；拉式膜片弹簧的杠杆比大于推式的杠杆比，且中间支承处摩擦损失减小，传动效率较高，踏板操纵更轻便，拉式膜片弹簧离合器的踏板力比推式的一般可减少约 25% ~ 30%；无论在接合状态或分离状态，拉式的膜片弹簧大端与离合器盖支承始终保持接触，在支承环磨损后不会形成间隙而增大踏板自由行程，不会产生冲击和噪声；使用寿命更长；便于改善不带同步器变速器的换挡性能。

拉式膜片弹簧离合器虽然有这么多优点，但也存在缺点：拉式膜片弹簧的分离指是与分离轴承套筒总成嵌装在一起的，需采用专门的分离轴承（图 3-10），结构较复杂，安装拆卸较困难；分离行程也比推式略大。除此以外，捷达王等车型还安装了介于推式与拉式之间的推拉式离合器。

在设计过程中，选择何种压紧弹簧以及布置形式需要根据具体传动系统的要求而定。设计时一般尽可能选择膜片弹簧式，具体选择拉式或是推式，应综合考虑各种因素再做出决定。

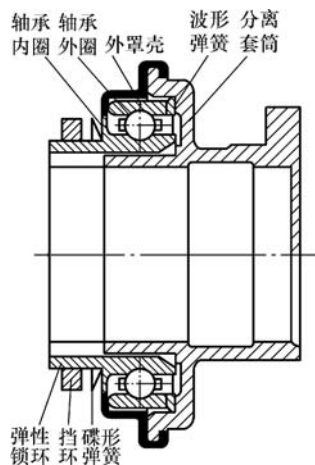


图 3-10 拉式自动调心式分离轴承装置

3.1.3 压盘的驱动方式

压盘的驱动方式主要有凸块 - 窗孔式、传力销式、键块式和弹性传动片式等多种。前三种的共同缺点是在连接件之间都有间隙，在传动中将产生冲击和噪声，而且在零件相对滑动中有摩擦和磨损，降低了离合器的传动效率。弹性传动片式是前三种形式之后发展起来的广泛采用的驱动方式，沿圆周切向布置三组或四组薄弹簧钢带传动片，传动片两端分别与离合器盖和压盘以铆钉或螺栓联接（图 3-3），传动片的弹性允许压盘做轴向移动。当发动机驱动时，传动片受拉，当拖动发动机时，传动片受压。弹性传动片驱动方式的结构简单，压盘与飞轮对中性好，使用平衡性好，工作可靠，寿命长。但反向承载能力差，汽车反拖时易折断传动片，故对材料要求较高，一般采用弹簧钢。目前的膜片弹簧离合器基本上均采用弹性传动片式。

3.1.4 离合器主要参数的选择确定

考虑到目前乘用车和许多商用车常用单盘的膜片弹簧式离合器,本小节开始,在没有其他声明的情况下均指膜片弹簧式单盘离合器。

(1) 滑摩功与热负荷 离合器是汽车传动系统的关键部件,起到滑摩与摩擦传动的功能,滑摩功与热容量是离合器设计时首先要考虑的问题之一。在讨论滑摩功如何计算前,首先观察图 3-11,图 3-11 是某小轿车由两个驾驶人分别开车试验的结果。从该图以及分析可以发现:滑摩功与后备系数有关,还取决于许多主、客观因素。客观因素有汽车形式结构参数(发动机、汽车总重、传动比大小等)道路状况等,主观因素和驾驶人的操作有关系。这也说明滑摩功是一个比较复杂的问题。

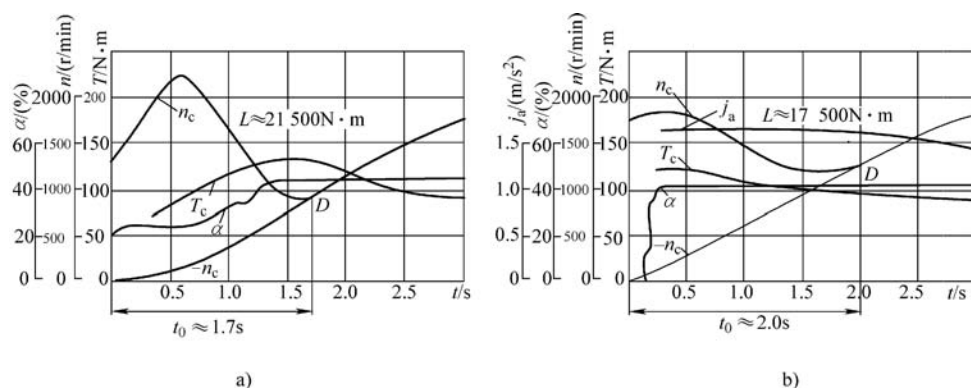


图 3-11 离合器接合过程中一些参数的变化情况

a) 驾驶人开车起步 b) 另一驾驶人开车起步

n_e —发动机转速 T_c —摩擦力矩 n_c —离合器从动件转速
 α —加速踏板开启程度 L —滑摩功 t_0 —滑摩时间 j_a —加速度

由于滑摩功在计算上的不确定因素很多,计算结果要与试验结果吻合,比较困难,目前有分析算法、图解法、统计试验分析法三类处理方法。相对而言,分析算法用得更多一些。有两个讨论滑摩功的主要文献,为了读者使用方便,这里两个参考文献处理方法展现给读者。读者可以根据具体情况做出选择。

1) 分析计算方法。第一个参考文献给出的分析算法,介绍如下:

摩擦离合器在开始接合时,由于主动与从动摩擦元件的转速不相等而产生相对滑摩,通过滑摩使两者转速逐渐趋于相等。当汽车起步时,离合器主动与从动摩擦元件之间的转速差大于换挡时,所以起步时接合过程的滑摩情况也比换挡时严重,因此只要研究起步时的接合过程,其力学模型如图 3-12 所示。

图 3-12 中 J_e 为发动机旋转部分(主要为飞轮)与离合器主动部分的总转动惯量, J_n 为汽车总质量换算到离合器从动轴上的当量转动惯量, T_e , ω_e 分别为发动机

的转矩、角速度, T_n , ω_n 分别为离合器从动轴上的阻力转矩、角速度, T_c 为离合器摩擦转矩。

行驶阻力转矩 T_n 由汽车滚动阻力和上坡阻力所引起, 即

$$T_n = m_a g r_r (f + i) / i_g i_0 \quad (3-1)$$

式中, m_a 为汽车总质量 (kg), 包括所带挂车质量之和; r_r 为车轮滚动半径 (m); i_g 、 i_0 分别为汽车满载时变速器常用起步档 (轿车一档, 货车二档) 与主减速器传动比; g 为重力加速度, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$; f 为滚动阻力系数; i 为坡度阻力系数 (常取 8% 坡度)。

汽车起步时离合器的接合过程可分为以下两个阶段 (见图 3-13):

第一阶段从离合器主动与从动摩擦元件的摩擦面开始接触 ($T_c = 0$) 起, 直到 T_c 逐渐增大到等于汽车行驶阻力转矩 T_n , 经历时间由 0 到 t_1 。在这一阶段中, 因 T_c 还小于 T_n , 离合器中虽然已开始滑摩, 但从动盘总成还不能转动 ($\omega_n = 0$), 汽车仍处于静止状态。第一阶段滑摩功 W_1 为

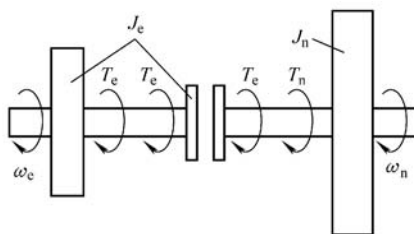


图 3-12 摩擦离合器接合过程的力学模型

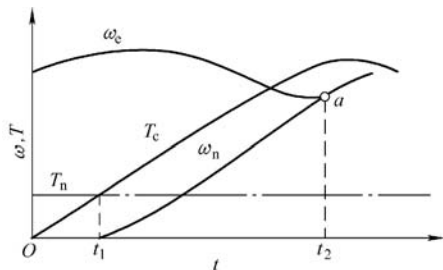


图 3-13 汽车起步时离合器接合过程参数变化

$$W_1 = \int_0^{t_1} T_c \omega_e dt$$

第二阶段, 从 $T_c > T_n$ 使离合器从动轴角速度 ω_n 从零开始转动, 汽车开始起步起, 直到 ω_n 逐渐增大到与发动机转速 ω_{ea} 相等 (a 点值), 经历时间由 t_1 到 t_2 。在这一阶段中, 因 $T_c > T_n$, 离合器中滑摩减小直到整个滑摩过程完成, 使主动元件与从动元件转速相等。以后就使汽车逐渐增速到所需要的行驶车速, 以完成整个起步过程。第二阶段滑摩功 W_2 为

$$\begin{aligned} W_2 &= \int_{t_1}^{t_2} T_c (\omega_e - \omega_n) dt = \int_{t_1}^{t_2} \left(T_n + J_n \frac{d\omega_n}{dt} \right) (\omega_e - \omega_n) dt \\ &= \int_{t_1}^{t_2} T_n (\omega_e - \omega_n) dt + J_n \int_0^{\omega_n} (\omega_e - \omega_n) d\omega_n \end{aligned}$$

于是在整个接合过程的滑摩功 W 为

$$W = W_1 + W_2 = \int_0^{t_1} T_c \omega_e dt + \int_{t_1}^{t_2} T_n (\omega_e - \omega_n) dt + J_n \int_0^{\omega_n} (\omega_e - \omega_n) d\omega_n \quad (3-2)$$

当汽车在平坦的良好道路上起步时, 式(3-1)中 f 和 i 都很小, 因此 T_n 很小可忽略不计, 即 $t_1=0$, 上式中前两项均为零, 于是得

$$W \approx J_n \int_0^{\omega_n} (\omega_e - \omega_n) d\omega_n$$

如假设在滑摩过程中发动机角速度始终不变, 即 $\omega_e = \omega_{na}$, 于是可得

$$W = \frac{J_n \omega_{na}^2}{2} = \frac{J_n v_a^2}{2} \quad (3-3)$$

此式表明: 在上述假设条件下, 离合器的滑摩功在数值上恰与汽车在起步过程中所获得的动能相等, 即在起步过程中发动机所输出的机械能只有一半用来使汽车加速而变成有效动能, 而另一半由于离合器的滑摩变为热能而消耗掉了。

在计算上式中的当量转动惯量 J_n 时, 为简化起见, 可将从离合器从动盘总成到驱动轮的全部旋转零件转动惯量的影响均忽略不计, 而只考虑汽车直线行驶时的整车平移质量, 即将汽车总质量 m_a 换算到离合器从动轴上的当量转动惯量 J_n 。根据动能相等的原理, 可得在图3-12中 a 点时

$$\frac{J_n \omega_{na}^2}{2} = \frac{m_a v_a^2}{2}$$

式中, $\omega_{na} = v_a i_g i_0 / r_r$; v_a 为在滑摩过程完成时(a 点)的汽车车速(m/s)。

由此得

$$J_n = \frac{m_a r_r^2}{i_g^2 i_0^2} \quad (3-4)$$

将式(3-4)代入式(3-3)并取 $\omega_e = 2\pi n_e / 60$ 后可得在起步过程 $0 \sim t_2$ 时总的滑摩功 W 为

$$W = \frac{\pi^2 n_e^2}{1800} \frac{m_a r_r^2}{i_g^2 i_0^2} \quad (3-5)$$

式中, n_e 为起步时发动机的转速, 一般轿车取2000r/min, 货车取1500r/min。

由此式可知: 当汽车总质量 m_a 越大、起步时发动机转速 n_e 越高、变速器起步档位越高(即 i_g 越小)、主减速器传动比 i_0 越小和车轮滚动半径 r_r 越大时, 滑摩功 W 越大。一些比较重要的文献即采用这个公式计算。

如假设在滑摩过程中汽车车速 v_a 是按等加速运动增长, 等加速度为 a , 则可求得所需滑摩时间 t 为

$$t = t_2 = \frac{v_a}{a}$$

$$\text{式中: } v_a = \frac{2\pi n_e r_r}{60 i_g i_0}, \quad a = \frac{F_a}{m_a} = \frac{T_e n i_g i_0}{m_a r_r}$$

则得

$$t = \frac{2\pi m_a n_e r_r^2}{60 T_e i_g^2 i_0^2} \quad (3-6)$$

一般滑摩时间 t 为：轿车 $t \leq 1.5\text{s}$ ，货车 $t \leq 2\text{s}$ 。

式 (3-5) 与式 (3-6) 为目前较通用的汽车离合器滑摩功 W 与滑摩时间 t_2 的计算公式，但两式中均未考虑离合器后备系数 β 与驾驶人操作技能的影响。试验表明（图 3-14）：离合器后备系数 β 分别由 1.78 降到 1.45 再降到 1.2 时，滑摩功 W 就分别增加 12% 和 70%，而滑摩时间 t 更分别增加 80% 和 140%，影响较大，不可忽视。

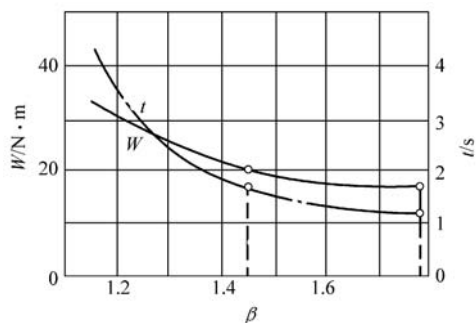


图 3-14 某轻型货车离合器在不同后备系数 β 时的滑摩功 W 和滑摩时间 t

有一个考虑后备系数 β 的滑摩功 W 简化计算公式 (3-7) 可供参考。

$$W \approx \frac{n_e^2}{180} \frac{J_n}{1 + \frac{J_n}{J_e} \left(1 - \frac{1}{\beta}\right)} \quad (3-7)$$

式中， n_e 为发动机最大转矩时的转速。

另一个参考文献也进行了类似分析，而且更加完整一些（包括分析计算法、图解法、统计试验分析法），在此先介绍分析计算法，而后再介绍图解法、统计试验分析法。离合器接合工作过程一般大致分成以下两个阶段：

① 压紧力 P 很快增长，但摩擦力矩开始还不足以克服外界阻力让汽车很快起步，由此，发动机转速 n_e 较离合器从动盘总成转速 n_c 上升快。一般情况下，这一段时间约为 0.58s。

② 工作压力 P 几乎不变，从动盘总成转速 n_c 增长很快，尽管驾驶人继续加大节气门开度，发动机转速还是几乎呈直线下降，直到和离合器从动盘总成转速同步，停止打滑为止。在离合器接合过程中要通过评价其滑摩严重程度来说明离合器接合过程的负荷状况，通常用滑摩功来评价。按定义，滑摩功 W 可由下式来决定：

$$W = \int_0^{t_0} T_c (\omega_e - \omega_c) dt \quad (3-8)$$

式中， t_0 为离合器从接合开始到接合终了停止打滑所经过的时间； T_c 为摩擦力矩； ω_e 为发动机转速； ω_c 为离合器从动盘转速。

把起步滑摩过程依据实际情况适度理想化，以便计算。此法简单明了，对影响滑摩功主要因素的数量关系分析得相当清楚，但它只能反映一般情况。

分析计算法的基础是系统建模。当汽车起步时,离合器在滑摩情况下的系统动力学模型图如图 3-15 所示,并根据实际状况做如下假设:发动机转矩 T_e 和离合器摩擦力矩 T_c 在整个汽车起步过程中不变;

汽车是在平直良好路面上起步,道路阻力 T_φ 不大;忽略汽车在起步前的离合器滑摩功(其值很小)。

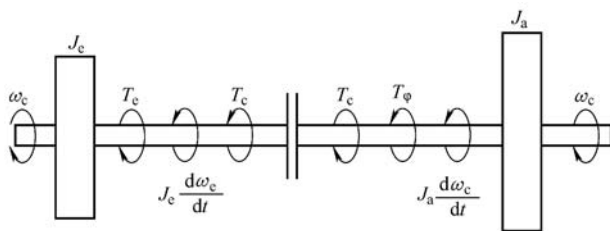


图 3-15 离合器在滑摩情况下的系统动力学模型图

由图 3-15 可以列出主动件、从动件的动力学方程。

$$T_e - T_c - J_e \frac{d\omega_e}{dt} = 0 \quad (3-9)$$

$$T_c - T_\varphi - J_a \frac{d\omega_c}{dt} = 0 \quad (3-10)$$

从 $0 \rightarrow t_0$ 时刻,汽车起步完毕,主动件角速度 ω_e 由开始时的 ω_0 下降成为 ω_d ,从动件角速度 ω_c 由开始为零上升至 ω_d ,和主动件角速度 ω_e 相等,离合器停止滑摩。通过分析可得

$$t_0 = \frac{\omega_0 J_a J_e}{J_e (T_c - T_\varphi) + J_a (T_e - T_c)} \quad (3-11)$$

式中, ω_0 为离合器开始滑摩时的发动机角速度。

离合器停止滑摩时所滑过的角度为 $\alpha_{\max} = \omega_0 t_0 / 2$

按照功的定义,滑摩功可写成如下公式:

$$W = \int_0^{\alpha_{\max}} T_c d\alpha \quad (3-12)$$

最后可得滑摩功为

$$W = \frac{0.5 J_a J_e \omega_0^2}{J_e \left(1 - \frac{T_\varphi}{T_c}\right) + J_a \left(1 - \frac{T_e}{T_c}\right)} \quad (3-13)$$

式中, J_e 为主动件的转动惯量; J_a 为汽车整车质量转化为相当的转动惯量,由下式计算:

$$J_a = \frac{m_a r_k^2}{i_0^2 i_k^2} \quad (3-14)$$

式中, m_a 为汽车总质量; r_k 为车轮滚动半径; i_0 为主传动比; i_k 为变速器传动比。

根据式 (3-12),如果离合器起步时,其摩擦力矩 T_c 就等于发动机的转矩 T_e ,且忽略道路阻力矩 T_φ (良好的平坦路面上 T_φ 很小),则

$$W = 0.5 J_a \omega_0^2 \quad (3-15)$$

这表示汽车起步时有一半的能量由于离合器的滑摩被损耗掉了。实际上汽车起步时离合器的接合过程不可能如此进行,因此汽车起步时的滑摩功要比上式计算的结果大。但式(3-15)基本上反映了汽车结构参数对离合器滑摩功的影响,如增加车重、加大轮胎半径会使滑摩功增加,而汽车起步时用最低档(这意味着加大传动系统传动比)有利于减少滑摩功,使汽车起步更容易。

而式(3-1)~式(3-6)实际上就是分析计算法。因此,为了快速估算滑摩功,可以采用式(3-7)。

2) 图解法。图解法是分析计算方法的发展,进一步考虑到了发动机转矩变化等非线性因素对滑摩功的影响。由于求解困难,只能采用图解的方法来代替分析计算。

滑摩功计算公式(3-13)是在假定 T_e 、 T_c 为不变的情况下获得的,实际上, T_e 和 T_c 都是变化的且呈非线性,因此,如要用式(3-8)~式(3-10)来求解 W 是很困难的,如果已知 T_e 和 T_c 的变化规律,可用图解法求得滑摩功。

在图3-16中,首先在左上方画出发动机转矩变化曲线 MN (例如利用发动机外特性曲线),然后在右上方画出离合器摩擦力矩变化曲线 OK 和阻力曲线 EF 。利用 MN 、 OK 和 EF ,以及式(3-9)和式(3-10)就可以画出主、从动件角速度变化曲线。过程如下:

时间 t 为坐标横轴,将其等分若干份并作垂直于 t 轴的垂直线,如图3-16所示。选定汽车起步时发动机角速度 ω_0 (图中 D 点),相应地从图的左上方 MN 线上找到此时的发动机转矩 T_{e1} ,这时 $T_c = 0$,由公式(3-9)可算出发动机的角加速度:

$$d\omega_e/dt = T_{e1}/J_e$$

从 D 点作为起点,以 T_{e1}/J_e 为斜率作一斜线与垂直线相交于 G ,可得

一新的发动机角速度 ω_e ,同时又可得到该时刻的 T_{e2} 和 T_{c2} 。同理按上述办法,求出新的斜率,再作斜线与垂直线相交,如此反复作出 ω_e 随时间 t 的变化曲线,如图3-16中的曲线 ω_e 。按照相同的道理,利用公式(3-10),可以作出从动件随时间 t 的变化曲线,如图3-16中 ω_c 。图中 ω_e 和 ω_c 的交点 C 表示主、从动件角速度相同,

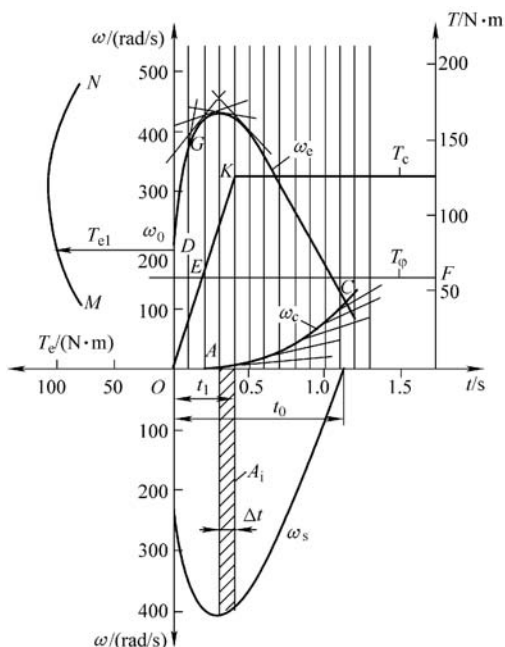


图3-16 滑摩功与滑摩时间的图解法

停止滑摩。主、从动件的角速度差为滑摩角速度 ω_s ，其值为

$$\omega_s = \omega_e - \omega_c$$

把 ω_s 随时间变化的曲线画在图 3-16 的右下方。图中的阴影面积 A_i 表示 t_i 时刻在 Δt 时间的滑摩角度。按照公式 (3-12) 的定义，总的滑摩功可利用下式计算：

$$W = \sum_0^{t_0} T_{ci} A_i$$

式中， T_{ci} 为 t_i 时刻的摩擦力矩。

利用图解法可分析离合器的接合速度、后备系数、传动系统传动比等参数对滑摩功的影响。

3) 统计试验分析法。统计试验分析法考虑到更多的实际使用情况。由于汽车的使用情况复杂，所以要对大量的汽车起步情况进行分类，并进行各类起步试验和统计。按理，此方法更能反映实际情况，但若运用不当还不如前两种方法。

汽车每次起步产生的滑摩功，取决于许多随机因素，事先不能确定。但汽车是大量使用的产品，驾驶人在汽车起步过程中对离合器的操作，仍会符合某种规范，以获得适当的行驶性能。因此，它应有统计规律可循。有人提出根据汽车和发动机类型及可能行驶的道路状况、主观意图进行分类，并做各种行驶起步状况的操作试验，分析其参数变化曲线历程图，以获取一定的起步规律特性。总体来说，离合器接合过程的特性大致可分为下列四类：①一般使用（最为普通）条件；②离合器快速接合；③离合器平缓接合；④恶劣使用条件。

各类汽车在不同路面情况起步行驶，离合器操作总会归入上述四类中的两类或三类情况，见表 3-1。

表 3-1 汽车起步加速分类

汽车和发动机类型	道路情况	离合器接合特性
装汽油机的载货汽车、大客车和装柴油机的汽车列车	水平，硬路面 有坡度硬路面 水平，低等级路面 有坡度低等级路面，碎石坑路和无路面	一般，平缓 一般，平缓 一般，平缓 一般，平缓，快速
装汽油机的汽车列车	水平，硬路面 水平，低等级路面 有坡度硬路面	一般，平缓 一般，平缓 一般，平缓
装柴油机的载货汽车、大客车	水平，硬路面 有坡度硬路面 水平，低等级路面 有坡度低等级路面，碎石坑路和无路面	一般，平缓 一般，平缓 一般，平缓 一般，平缓，快速
装汽油机的小客车	水平，硬路面 坡度硬路面	一般，平缓，快速 一般，平缓

下面对这四类操作滑摩过程统计分析:

① 一般使用条件。图 3-17 所示为一商用车在平坦沥青路面原地起步时, 离合器滑摩过程的波形图。过程特点是, 开始时相对较快地放松踏板, 压盘上的工作压紧力 P 增长很快; 随后踏板运动有短暂停留, 压紧力变化比较平缓, 基本保持不变; 最后临近滑摩结束, 工作压紧力达到最大值。拟合得到发动机角速度 ω_e 及摩擦力矩 T_n 随接合时间变化关系式如下, 且具有足够的精度:

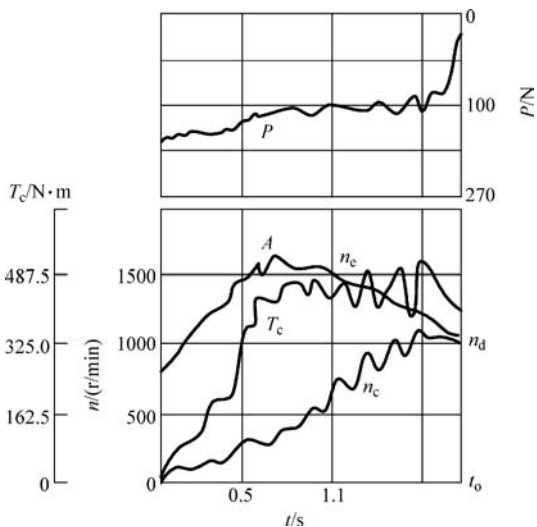


图 3-17 在平坦沥青路面起步时离合器滑摩过程典型波形记录图

$$\omega_e = \omega_{\max} - (t - 0.5 t_0)^2 (\omega_{\max} - \omega_0) / (t_0/2)^2 \quad (3-16)$$

$$T_e = T_{\max} [1 - (t - t_0)^2] / t_0^2 \quad (3-17)$$

可把式 (3-17) 改写成

$$T_c = A t^2 + B t \quad (3-18)$$

式中, $A = -T_{\max}/t_0^2$; $B = 2 T_{\max}/t_0$ 。

把式 (3-18) 代入滑摩功计算基本式 (3-8) 中, 转化后并进行积分即可得

$$\omega_c = A t^3 / 3 J_a + B t^2 / 3 J_a - T_\varphi t / J_a \quad (3-19)$$

通过分析, 滑摩功可由下式计算

$$W = T_{\max} \frac{J_a \omega_0^2}{\frac{2}{3} T_{\max} - T_\varphi} \left(\frac{\frac{7}{3} h + 1}{6} - \frac{T_{\max} - \frac{15}{8} T_\varphi}{3 T_{\max} - \frac{9}{2} T_\varphi} \right) \quad (3-20)$$

式中, $h = \omega_{\max}/\omega_0$, 同时, 认为滑摩终了的角速度 $\omega_n = \omega_0$ 。 h 取值为 1.1 和 2.2, 前者适用于柴油发动机, 后者适用于汽油机。

② 离合器快速接合。离合器的快速接合例如发生在汽车要从堵塞的道路上退出时。此种情况不多, 其特点是汽车有很大的加速度, 为了增加转矩, 就要利用发动机储存在飞轮中的能量。因此要提高转矩容量, 就要利用压盘快速运动的动能 (以增加压紧力 P)。这种情况下的滑摩过程如图 3-18 所示。

比较图 3-18 和图 3-17 不难发现二者有质的区别。第 1 阶段工作压紧力 P 很快就到了最大值, 摩擦力矩 T_c 也瞬间达到了 $T_{\max}$, 主动件的转速 n_e 从 $n_{\max}$ 跌落, 从

动件 n_c 快速增长, 同时伴随着车轮的滑转进入第2阶段, 此时 T_c 很快下降甚至出现负值 (相当于离合器反驱动发动机), 滑摩结束时的发动机角速度 ω_e 及从动件角速度 ω_c 略高于发动机快要熄灭时的角速度。 T_c 、 ω_e 、 ω_c 的变化关系式写成如下形式:

$$T_c = 4 T_c \left(1 - \frac{t}{t_0} \right) \frac{t}{t_0} \quad (3-21)$$

$$\omega_e = \omega_0 \left(1 - \frac{t}{t_0} \right) \quad (3-22)$$

$$\omega_c = \frac{4At^3}{3J_a} + \frac{Bt^2}{J_a} + \frac{T_\varphi t}{J_a} \quad (3-23)$$

从上述关系中可以看出, 当从动盘滑摩到一半时刻时, T_c 就达到 T_{emax} , 而 ω_{emax} 就是在滑摩起始时刻的 ω_0 , 即 $\omega_{\text{emax}} = \omega_0$ 。利用上面三个式子, 通过分析可按式计算滑摩功:

$$W = \frac{T_{0\text{max}} J_a \omega_0^2 (1-h)}{2T_{\text{cmax}} - 3T_\varphi} \quad (3-24)$$

$$t_0 = \frac{3J_a \omega_0 (1-h)}{2T_{\text{cmax}} - 3T_\varphi} \quad (3-25)$$

这里的 $\omega_0(1-h) = \omega_n$, 对于装汽油机的汽车 $h = 0.6$, 对于装柴油机的汽车 $h = 0.2$ 。滑摩功的计算精度为 $-15\% \sim +28\%$ 。

③ 离合器平缓接合。离合器平缓接合的典型情况发生在驾驶人等待交通信号灯刚放行的时候, 变速器已挂上档位, 离合器踏板并未彻底松开, 节气门保持一定开度, 汽车缓慢起步行驶。此种过程的测试曲线如图 3-19 所示, 它和第1类一般接合的区别在于, 发动机的转速 ω_e 实际上没有什么变化, 因此, 有关 ω_e 、 ω_c 及 T_0 的变化关系式为 $\omega_e = \text{常数}(K)$, 而 T_c 及 ω_c 可直接利用式 (3-17) 及式 (3-19) 计算。

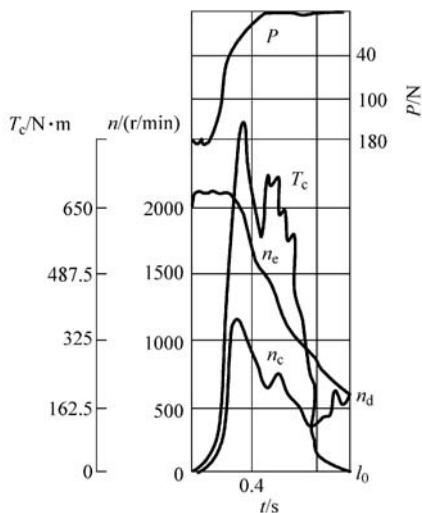


图 3-18 在平坦沥青路面急速起步时离合器滑摩过程典型波形记录图

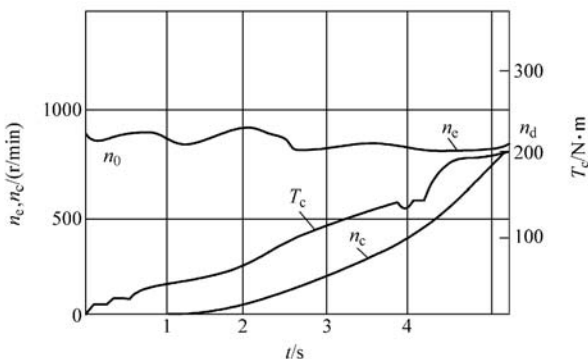


图 3-19 原地起步平缓接合离合时滑摩过程示波图

滑摩功的计算公式为

$$W = T_{\text{cmax}} \frac{J_a \omega_0^2}{\frac{2}{3} T_{\text{cmax}} - T_\varphi} \left(0.66 - \frac{T_{\text{cmax}} - \frac{15}{8} T_\varphi}{3 T_{\text{cmax}} - \frac{9}{2} T_\varphi} \right) \quad (3-26)$$

在平缓接合的情况下,用上式计算结果误差为 $-10\% \sim +32\%$ 。

④ 恶劣使用条件。有各式各样恶劣使用条件的情况,其中之一是在接近沿最大坡度的情况下汽车起步,其起步时的参数变化曲线如图 3-20 所示。可以看到,滑摩结束的角速度 ω_d 和开始滑摩时的角速度 ω_0 差别较大, $\omega_d \approx (0.4 \sim 0.5) \omega_0$, 摩擦力矩在滑摩结束时达到最大值 T_{cmax} , 对于这种工况,有关 ω_e 、 ω_c 及 T_c 的变化关系式可以这样认定: $\omega_e = f(t)$ 时用式 (3-22), $\omega_c = f(t)$ 时用式 (3-19), $T_c = f(t)$ 时用式 (3-17)。

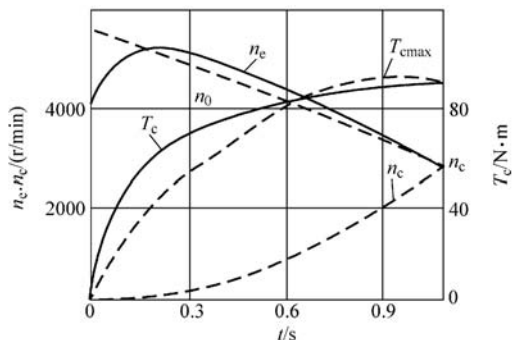


图 3-20 汽车在坡路上起步时离合器滑摩过程图

通过分析推导,滑摩计算公式为

$$W = T_{\text{cmax}} \frac{J_a \omega_0^2 (1-h)}{\frac{2}{3} T_{\text{cmax}} - T_\varphi} \left(\frac{2}{3} - \frac{5}{12} h \right) \quad (3-27)$$

式中, h 对于载货汽车取 0.6, 对于小客车取 0.4。

前面已提到多种滑摩功的计算方法,对它们应如何评判受到许多相关人士关注。应该说,确定滑摩功计算公式适用性的主要评判准则是,除了该公式能否正确反映其起步过程的物理本质外,还有计算滑摩功和实际结果二者之间的误差大小。对于统计试验分析法来说,利用试验统计获得的经验公式来计算滑摩功时,其起始滑摩的角速度还需由实际来决定。资料表明该种计算方法的一般精度如下:对于第一类在 $\pm 20\%$ 之内,对于第二类为 $-15\% \sim +28\%$, 第三类为 $-10\% \sim +32\%$, 第四类为 $-24\% \sim +20\%$ 。

在离合器设计时,应该考虑让滑摩功有一个比较合理的数值。这与离合器设计结构有关,还与整车的动力传动系统设计有关。当设计计算时,可以根据所配车型,以及计算方便性选择一种方法。

即使滑摩功相同,对于摩擦面积不同的离合器,其发热和磨损情况显然也不相同,因此,通常以单位面积滑摩功的计算,来评价离合器的耐磨性能,即按照下式计算单位面积滑摩功:

$$w = \frac{W}{ZA} \leq [w]$$

式中, W 为滑摩功; Z 为摩擦面数, 单片式为 2; A 为单个摩擦面面积; $[w]$ 为许用值。

在进行离合器设计时, 依据有关文献, 单位面积滑摩功的许用值 $[w]$ 一般为 $25 \sim 40 \text{ J/cm}^2$, 中型车选用较小值, 轿车选用较大值。有些文献中推荐许用值可高达 $50 \sim 60 \text{ J/cm}^2$ 。

离合器接合时必然发生滑摩。若离合器处于高速大负荷下工作, 伴有大量热的生成。热会使摩擦副的机械物理性能发生变化, 摩擦片的磨损就和其热负荷状况有很大关系。热负荷可能导致摩擦片的对偶件(飞轮、压盘)出现裂纹和翘曲变形, 这又将加剧摩擦片的磨损。在设计阶段如能计算摩擦副的温度, 预测在使用条件下的摩擦热状况, 明确影响热过程各因素的相互关系, 以便于有效地改变这些因素, 做好摩擦副的材料匹配, 就有可能降低热应力, 减少压盘裂纹的生成和变形, 从而有效地提高离合器的可靠性。

摩擦时热的生成研究是依据机械-分子摩擦理论。依据此理论, 认为固体形成摩擦副的接触是离散的。摩擦实际是在接触点上发生的, 这些接触点不均匀地分布在法向接触的表面上。点状摩擦副大小宏观/微观状况、摩擦副材料的机械性质及负荷有关。摩擦时热正是在这些实际的接触点上生成的。在摩擦过程中, 接触区会发生转移和变化, 这种转移和变化的特性由摩擦副的滑动速度、法向载荷及温度和机械-物理过程所决定。

离合器的热负荷受许多因素左右, 准确计算有相当难度, 但从物理上做一些定量的分析还是必要的, 其目的不是为了做定量计算, 而是从量上去了解一些物理因素对离合器热负荷所发生的影响。

摩擦副摩擦时的热负荷状况可由摩擦副表面的最高温度 $\theta_{\max}$ 来表现。对离合器的摩擦副来说, 它由以下三项组成:

$$\theta_{\max} = \theta_{\text{体}} + \theta_{\text{面}} + \theta_{\text{点}} \quad (3-28)$$

这说明摩擦副的热负荷状况, 不是简单地看它们平均的体积温度和表面温度, 而要更深入到表面局部点的温度, 故为三项之和。下面以圆环摩擦片为例对这三项做一分析。

对于离合器这种只做短暂滑摩而又不断重复的分离-接合工况, 摩擦副元件体积温度 $\theta_{\text{体}}$ 为:

$$\theta_{\text{体}} = \theta'_{\text{体}} + \frac{\Delta\theta}{K_{\text{散热}} t_{\text{冷却}}} \quad (3-29)$$

表征摩擦副元件吸收和耗散热量的系数 $K_{\text{散热}}$

$$K_{\text{散热}} = \frac{\sigma A_{\text{冷却}}}{mC} \quad (3-30)$$

零件的放热系数（向外）

$$\sigma = 0.4 \lambda_{\text{空}} \sqrt{\omega_e / \nu_{\text{空}}} \quad (3-31)$$

离合器一次接合后，摩擦副件温度的上升值

$$\Delta\theta = \frac{(1-\alpha)Lk_L}{mC} \quad (3-32)$$

$$\theta_{\text{体}} = \theta'_{\text{体}} + \frac{(1-\alpha)Lk_W}{\sigma A_{\text{冷却}} t_{\text{冷却}}} \quad (3-33)$$

式中， $\theta'_{\text{体}}$ 为离合器摩擦副的初始温度，汽车离合器在接合前的初始温度一般为20~80℃； $t_{\text{冷却}}$ 为离合器两次接合的时间间隔（冷却时间）； $A_{\text{冷却}}$ 为冷却表面面积； m 和 C 分别为零件的质量和比热容量；空气的热导率 $\lambda_{\text{空}} = 0.283 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ；运动黏度 $\nu_{\text{空}} = 17.95 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ； α 为热流分配系数； k_W 为摩擦副发热件上的总滑摩功系数，例如单片离合器中的压盘取 $k_W = 0.53$ 。从式（3-33）中看到， $\theta_{\text{体}}$ 与分配到摩擦表面的滑摩功、冷却面积、冷却时间和零件的放热系数有关。离合器使用频繁、通风散热不良等都严重影响 $\theta_{\text{体}}$ 。

离合器在接合过程中，摩擦表面当时的表面温度 $\theta_{\text{面}}$ 计算公式如下：

$$\theta_{\text{面}} = \frac{(1-\alpha)Wb_{\text{有效}}}{\lambda t_{\text{冷却}} A_a} \left(\frac{1}{3} \tau_N + F_0 \tau_L \right) \quad (3-34)$$

材料参与吸热的有效厚度 $b_{\text{有效}}$ ，傅里叶系数 F_0 与 $b_{\text{有效}}$ 有关。

$$b_{\text{有效}} = 1.73 \sqrt{\frac{\lambda t_0}{C\gamma}} \quad (3-35)$$

热流分配系数 α 计算

$$1 - \alpha = \frac{\sqrt{\gamma_1 c_1 \lambda_1}}{\sqrt{\gamma_1 c_1 \lambda_1} + \sqrt{\gamma_2 c_2 \lambda_2}} \quad (3-36)$$

$$\theta_{\text{面}} = \frac{0.577 L k_W}{A_a \sqrt{t_0}} \frac{\tau_N + \tau_W}{\sqrt{\gamma_1 c_1 \lambda_1} + \sqrt{\gamma_2 c_2 \lambda_2}} \quad (3-37)$$

式中， λ 、 C 、 γ 分别为材料的热导率、比热容和密度； t_0 为滑摩时间，且令滑摩时间 $t_0 = 3.5 \text{ s}$ ，计算可得摩擦片材料的 $b_{\text{有效}} < 1.8 \text{ mm}$ ，而压盘的 $b_{\text{有效}} < 12 \text{ mm}$ ，可以说离合器相应摩擦副材料的厚度都比 $b_{\text{有效}}$ 大，此时傅里叶系数 $F_0 = 1/3$ ； A_a 为摩擦副表面名义面积； τ_N 和 τ_W 分别为滑摩功率和滑摩功的无因次参数，它表明摩擦副的表面温度。

$\theta_{\text{面}}$ 不仅和滑摩功有关，也和滑摩功率有关。

表面热点温度 $\theta_{\text{点}}$ 可用式（3-38）计算：

$$\theta_{\text{点}} = \frac{\Delta\theta \tau_N}{\tau_v^{0.5} \tau_p (4v_0 - 1)/4v_0} \rho \quad (3-38)$$

式中， τ_v 和 τ_p 分别为摩擦副上滑动速度和轴向压力的无因次参数； ρ 由式（3-39）

确定:

$$\rho = \frac{2.81}{\sqrt{\tau_0 v_{\text{滑}}}} \left(\frac{r_0 h_0}{v_0 b_0^{1/v_0} \eta_e^{1/v_0}} \right)^{0.25} \left(\frac{\text{HBA}_a}{P_{\text{max}}} \right)^{(4v_0-1)/4v_0} \quad (3-39)$$

式中, $v_{\text{滑}}$ 为有效摩擦半径处的最大滑动速度; r_0 (取 $171.2 \times 10^{-6} \text{ m}$) 和 h_0 (取 $1.9 \times 10^{-6} \text{ m}$) 为摩擦表面微观不平度峰顶圆角半径和最大高度; η_e (近似为 1) 和 v_0 (取 2.1) 为对偶件支承面曲线参数; b_0 (取 1.72) 为摩擦表面轮廓面积和名义面积的比值; HB 为摩擦材料硬度; A_a 为摩擦副表面名义面积; P_{max} 为摩擦面上最大压力 (N)。

从上述公式中可以看到, 表面热点温度 $\theta_{\text{点}}$ 和摩擦副表面的微观状况、摩擦副材料硬度等因素有关。

为了确定无因次参数 τ_N , τ_W , τ_v , τ_p , 必须要知道在离合器接合过程中摩擦功率、滑摩功、滑摩速度和轴向压力的变化规律, 它们都和时间的无因次参数 τ 有关。它们的计算公式如下:

$$\tau = t/t_0 \quad (3-40)$$

式中, t_0 为整个的滑摩时间。

$$\begin{aligned} \tau_v &= 1 - \tau^2 \\ \tau_p &= \begin{cases} \tau/\tau_1, & \text{当 } \tau_p \leq \tau/\tau_1, \tau_1 = t_M/t_0; \\ 1, & \text{当 } \tau_p > \tau_1 \text{ 时, } t_M \text{ 为接合时间。} \end{cases} \end{aligned}$$

一般使用条件工况:

$$\begin{aligned} \tau_N &= \frac{6}{5} (2\tau + 7\tau^2 - 14\tau^3 + 5\tau^4) \\ \tau_W &= \frac{6}{5} \left(\tau^2 + \frac{7\tau^3}{3} - \frac{7\tau^4}{2} - \tau^5 \right) \end{aligned}$$

离合器快速接合工况:

$$\begin{aligned} \tau_N &= \frac{63}{26} (4\tau - 4\tau^2 - 4\tau^{5/2} + 4\tau^{7/2}) \\ \tau_W &= \frac{63}{26} (2\tau^2 - \frac{4\tau^3}{3} - \frac{7\tau^{7/2}}{8} - 8\tau^{9/2}/9) \end{aligned}$$

离合器平缓接合工况:

$$\begin{aligned} \tau_N &= \frac{48}{19} (2\tau - 0.5\tau^2 - 2.75\tau^3 + 1.25\tau^4) \\ \tau_W &= \frac{48}{19} \left(\tau^2 - \frac{\tau^3}{6} - \frac{11\tau^4}{16} + \tau^5/4 \right) \end{aligned}$$

艰苦使用条件工况:

$$\tau_N = \frac{63}{20} (2\tau - \tau^2 - 2\tau^{5/2} + \tau^{7/2})$$

$$\tau_w = \frac{63}{20} \left(\tau^2 - \frac{\tau^3}{3} - \frac{4}{7} \tau^{7/2} + 2 \tau^{9/2} / 9 \right)$$

离合器的热容量是考察离合器摩擦材料黏结剂的承载能力一个指标。除此外，温升也是考核离合器结构设计合理性的一个指标，特别是压盘的热变形、温升及强度问题。有文献表明，热负荷是压盘总负荷中占比重最大的负荷，因此，设计时一定要给予关注。

(2) 摩擦面单位压力、摩擦系数、摩擦面数、离合器间隙 单位压力 p_0 对摩擦表面的耐磨有重要影响，对离合器工作性能和使用寿命有很大影响，确定摩擦面单位压力 p_0 时应考虑离合器的工作条件，发动机后备功率的大小，摩擦片尺寸、材料、质量和后备系数等因素，应按照以下的原则确定：对于离合器使用频繁、后备系数较小、载质量大或经常在坏路面上行驶的汽车， p_0 应取得小些；当摩擦片外径较大时，为了降低摩擦片外缘处的热负荷， p_0 应取得小些；当后备系数较大时， p_0 可适当大一些。

当根据摩擦片采用的材料时， p_0 允许取值范围见表 3-2。实际的设计水平、制造水平、外购件水平，设计师要权衡。

表 3-2 摩擦片单位压力 p_0 的建议取值范围

摩擦片材料		单位压力 p_0 / MPa
非石棉树脂橡胶基	非缠绕型	0.15 ~ 0.30
	缠绕型	0.25 ~ 0.40
粉末冶金材料	铁基	0.35 ~ 0.50
	铜基	
金属陶瓷材料		0.70 ~ 1.5

摩擦片的摩擦系数 f 取决于摩擦片所用的材料及其工作温度、单位压力和滑摩速度等因素。摩擦片的材料主要有石棉基材料（目前已被限制使用）、树脂橡胶基的合成非石棉材料、粉末冶金材料和金属陶瓷材料等。目前主要使用树脂橡胶基的合成非石棉材料，同时要求不含重金属及其氧化物，并要求摩擦系数稳定、磨损率小，耐温在 300℃ 以上。也有一些车型采用粉末冶金材料和金属陶瓷材料摩擦片。这类摩擦材料的优点：摩擦系数 f 较大、稳定性较好，有试验研究表明：温度达 650℃ 时其摩擦系数仍达到 0.45。其缺点是对摩擦对偶件将造成破坏。各种材料的摩擦系数 f 的取值范围见表 3-3，设计时可以按照该表并根据实际情况选取适当值。

摩擦面数 Z 为离合器从动盘数的两倍，取决于离合器所需传递转矩的大小及其结构尺寸。

表 3-3 摩擦材料的摩擦系数 f 的取值范围

摩擦片材料		摩擦系数 f
非石棉树脂橡胶基	非缠绕型	0.20 ~ 0.27
	缠绕型	0.20 ~ 0.35
粉末冶金材料	铜基	0.25 ~ 0.35
	铁基	0.35 ~ 0.50
金属陶瓷材料		0.40 ~ 0.45

离合器间隙 Δt 是指离合器处于正常接合状态, 分离套筒被回位弹簧拉到后极限位置时, 为保证摩擦片正常磨损后离合器仍能完全接合, 在分离轴承和分离杠杆杆内端之间留有的间隙。该间隙一般取值为 3 ~ 4mm, 或者根据杠杆比以及相关参数确定。

(3) 转矩容量与后备系数 摩擦离合器是依靠存在于主、从动部分摩擦表面间的摩擦力矩来传递发动机转矩的。离合器的摩擦力矩 T_c 为

$$T_c = fFZR_c \quad (3-41)$$

式中, f 为摩擦面间的摩擦系数, 计算时按照所选定的摩擦对偶件确定 (一般为 0.25 ~ 0.35), 滑摩过程选用动摩擦系数, 接合状态选用静摩擦系数; F 为压盘施加在摩擦面上的工作压力; R_c 为摩擦片的平均摩擦半径; Z 为摩擦面数, 单片离合器的 $Z=2$, 双片离合器的 $Z=4$ 。

设 p_0 为摩擦面承受的单位压力, 且压力分布均匀, 则单位摩擦面积 dS (图 3-21) 上产生的摩擦力矩为 $dT = fp_0 dS \rho = fp_0 \rho^2 d\varphi d\rho$ 。

整个摩擦面上产生的摩擦力矩为

$$T = \int_0^{2\pi R} \int_0^r fp_0 \rho^2 d\varphi d\rho = 2\pi fp_0 \frac{R^3 - r^3}{3}$$

式中, R 为摩擦片外半径, r 为摩擦片内半径。

摩擦面承受的单位压力 p_0 为

$$p_0 = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{F}{\pi(R^2 - r^2)} \quad (3-42)$$

式中, D 为摩擦片外径, $D=2R$; d 为摩擦片内径, $d=2r$ 。

对于具有 Z 个摩擦面的离合器, 其摩擦力矩为

$$T_c = ZT = 2\pi fp_0 Z \left(\frac{R^3 - r^3}{3} \right) \quad (3-43)$$

将式 (3-42) 代入式 (3-43) 得

$$T_c = fZF \frac{2}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right) \quad (3-44)$$

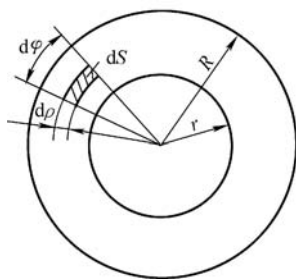


图 3-21 摩擦片单位摩擦面积示意图

比较式 (3-41) 和式 (3-44), 可得摩擦片平均摩擦半径 R_c 为

$$R_c = \frac{2}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right) \quad (3-45)$$

当 $d/D \geq 0.6$ 时, 式 (3-46) 计算 R_c 具有相当高的精度

$$R_c = \frac{D + d}{4} = \frac{R + r}{2}$$

将式 (3-42) 与式 (3-45) 代入式 (3-41) 得

$$T_c = \frac{\pi}{12} f Z p_0 D^3 (1 - c^3) \quad (3-46)$$

式中, c 为摩擦片内、外径之比, $c = d/D$, 一般为 $0.53 \sim 0.70$ 。

为了保证离合器在任何工况下都能可靠地传递发动机的最大转矩, 设计时 T_c 应大于发动机最大转矩, 即

$$T_c = \beta T_{\text{emax}} \quad (3-47)$$

式中, T_{emax} 为发动机最大转矩; β 为离合器的后备系数, 定义为离合器所能传递的最大摩擦力矩与发动机最大转矩之比, β 必须大于 1。

后备系数 β 是离合器设计中的一个重要参数, 它反映了离合器传递发动机最大转矩的可靠程度。在选择 β 时, 应考虑摩擦片在使用中磨损后离合器仍能可靠地传递发动机最大转矩, 防止离合器滑摩时间过长和防止传动系统过载以及操纵轻便等因素。为可靠传递发动机最大转矩和防止离合器滑摩时间过长, β 不宜选得太小; 为使离合器尺寸不致过大, 减小传动系统过载, 保证操纵轻便, β 又不宜选得太大; 当发动机后备功率较大、使用条件较好时, β 可选得小些; 当使用条件恶劣, 需要拖带挂车时, 为提高起步能力, 减少离合器滑摩, β 应选得大些; 汽车总质量越大, β 也应选得越大; 当采用柴油机时, 由于工作比较粗暴, 转矩较不平稳, 选取的 β 值应比汽油机大些; 发动机缸数越多, 转矩波动越小, β 可选得越小; 膜片弹簧离合器由于摩擦片磨损后压力保持较稳定, 选取 β 值可比螺旋弹簧离合器小些; 双片离合器的 β 值应大于单片离合器。各类汽车离合器 β 的取值范围见表 3-4 和表 3-5。

表 3-4 建议的离合器后备系数 β 取值范围

车型	后备系数 β
乘用车及最大总质量小于 6t 的商用车	1.20 ~ 1.75
最大总质量为 6 ~ 14t 的商用车	1.50 ~ 2.25
挂车	1.80 ~ 4.00

表 3-5 各国选用的后备系数 β

国家	美国	法国	德国	日本	苏联		
轿车	1.1 ~ 1.5	1.25 ~ 1.35	1.3	1.3 ~ 1.5	轿车	膜片弹簧	1.4 ~ 1.6
						螺旋弹簧	1.4 ~ 1.9
轻型、中型货车	1.36 ~ 1.7	1.5 ~ 1.55	1.6	1.5 ~ 1.8	货车	单片式	1.55 ~ 2.1
重型货车	1.6 ~ 2	1.7	2.0	1.6 ~ 2		双片式	2.0 ~ 2.3

(4) 摩擦副的摩擦磨损特性 作用在摩擦表面上的法向载荷 (工作压力) N 和切向载荷 (摩擦力) F_f 、摩擦系数 μ 之间的关系式可写成如下形式:

$$F_f = \mu N \quad (3-48)$$

众所周知, 摩擦系数 μ 与滑动速度、压力和温度等一些因素有关, 但通常在计算摩擦式离合器有关指标时认为 μ 是一常数。

磨损的分析就更复杂了, 理论求解困难, 现在可以采用计算仿真方法求解。

有研究者曾采用试验方法对某厂商生产的非石棉材料 F202 及其对偶件 20 号灰铸铁 (相当于 HT200) 做过三因子的试验研究, 获得了摩擦副有关摩擦特性和抗磨性能。试验是在摩擦试验机上进行的, 试件尺寸为 $0.02\text{m} \times 0.03\text{m}$, 摩擦副的摩擦性能由摩擦系数 μ 来评价, 抗磨性能由磨损率 I_w 来评价。磨损率是指磨损掉的体积与所做摩擦功的比值, 其单位为 m^3/kJ 。试验中要保证热工况的稳定并尽可能和现实的物理-机械摩擦接触条件一致。试验中采用下列参数范围:

单位压力: $p = 0.1 \sim 0.45\text{MPa}$;

滑摩速度: $v = 7 \sim 23\text{m/s}$;

表面温度: $\theta = 80 \sim 240^\circ\text{C}$ 。

试验研究结果表明, 摩擦系数和磨损率在所研究的试验范围内和单位压力大小无关, 而只和滑动速度 v 和温度 θ 有关。对试验数据处理后做进一步分析, 得到下面的数学模型:

$$\mu = \theta^{-0.07} (0.352 + 9.2 \times 10^{-3}v - 1.04 \times 10^5\theta^2 + 3.32 \times 10^{-3}\theta) \quad (3-49)$$

$$I_w = 1.32 \times 10^{-18} \theta^{2.26} v^{0.68} (138 - 3.225v + 0.107v^2 - 0.84\theta + 2.62 \times 10^{-3}\theta^2) \quad (3-50)$$

根据 I_w 的定义, 在一定温度 θ 和滑摩速度 v 下, 由已知的滑摩功就可算出磨耗的体积。

资料表明, 在式 (3-49)、式 (3-50) 所表述的数学模型中, 如果参数 v 和 θ 在所预定的范围内变动, 模型是正确的。通过对模型的分析得知 F202 非石棉材料对 20 号铸铁, 其摩擦系数 μ 却随滑摩速度和温度的升高都下降。有资料表明, 摩擦系数 μ 随滑摩速度增加而下降的函数关系, 会激发摩擦自激振动, 自激振动的后果就是极大地提高了传动系统的动载荷, 并加快了摩擦片的磨损, 并影响乘用舒适性。对于摩擦系数 μ 随温度 T 变动的关系也有类似的效应。但要着重指出, 在系统

中具有摩擦环节的情况,要发生摩擦自激振动不仅仅取决于摩擦副的特性,还和摩擦副特性与系统的动力学特性的综合相关联。因此,通常情况下不是确定会发生自激振动。

对于人们所关心的摩擦副的磨损率 I_W ,可以确定,滑摩速度或温度升高都将使 I_W 增加,而且温度因素影响更大。图 3-22 表示了在预定的滑摩速度变化范围内,摩擦副的 I_W 随着温度 T 的改变而发生变化的范围。

摩擦副的摩擦磨损特性可以用来评价摩擦副的寿命和能否引起传动系统摩擦自激振动倾向性的程度。

当磨损情况在离合器设计时,可以用于估算离合器的磨损寿命。

(5) 基本尺寸的确定 摩擦片外径是离合器的重要参数,它对离合器的轮廓尺寸、质量和使用寿命有决定性的影响。当离合器结构形式及摩擦片材料已选定,发动机最大转矩 T_{emax} 已知,结合式 (3-46) 和式 (3-47),适当选取后备系数 β 和单位压力 p_0 可估算出摩擦片外径,即

$$D = \sqrt[3]{\frac{12\beta T_{\text{emax}}}{\pi f Z p_0 (1 - c^3)}} \quad (3-51)$$

摩擦片外径 D (mm) 也可根据发动机最大转矩 T_{emax} (N·m) 按如下经验公式选用

$$D = K_D \sqrt{T_{\text{emax}}} \quad (3-52)$$

式中, K_D 为直径系数,取值范围见表 3-6。

表 3-6 直径系数 K_D 的取值范围

车型	直径系数 K_D
乘用车	14.6
最大总质量为 1.8 ~ 14.0t 的商用车	16.0 ~ 18.5 (单片离合器)
	13.5 ~ 15.0 (双片离合器)
最大总质量大于 14.0t	22.5 ~ 24.0

当摩擦片外径 D 确定后,摩擦片内径 d 可根据 $d/D = 0.53 \sim 0.70$ 来确定。在同样摩擦片外径 D 时,选用较小的摩擦片内径 d 虽可增大摩擦面积,提高传递转矩的能力,但会使摩擦面上的压力分布不均匀,使摩擦片内、外缘圆周的相对滑摩速度差别太大而造成摩擦面磨损不均匀,且不利于散热和扭转减振器的安装。摩擦片尺寸应尽可能符合尺寸系列标准 GB/T 5764—2011《汽车用离合器面片》,所选的 D 应使摩擦片最大圆周速度不超过 $65 \sim 70\text{m/s}$ 的范围,以免摩擦片发生碎裂

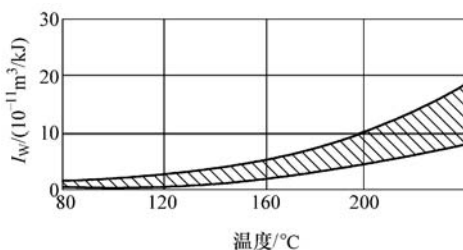


图 3-22 摩擦材料副磨损耗能量 I_W 的变化范围

破坏。

也可以参照国外一些公司的转矩对应直径的模式选取离合器（摩擦片）的直径，如图 3-23 所示。

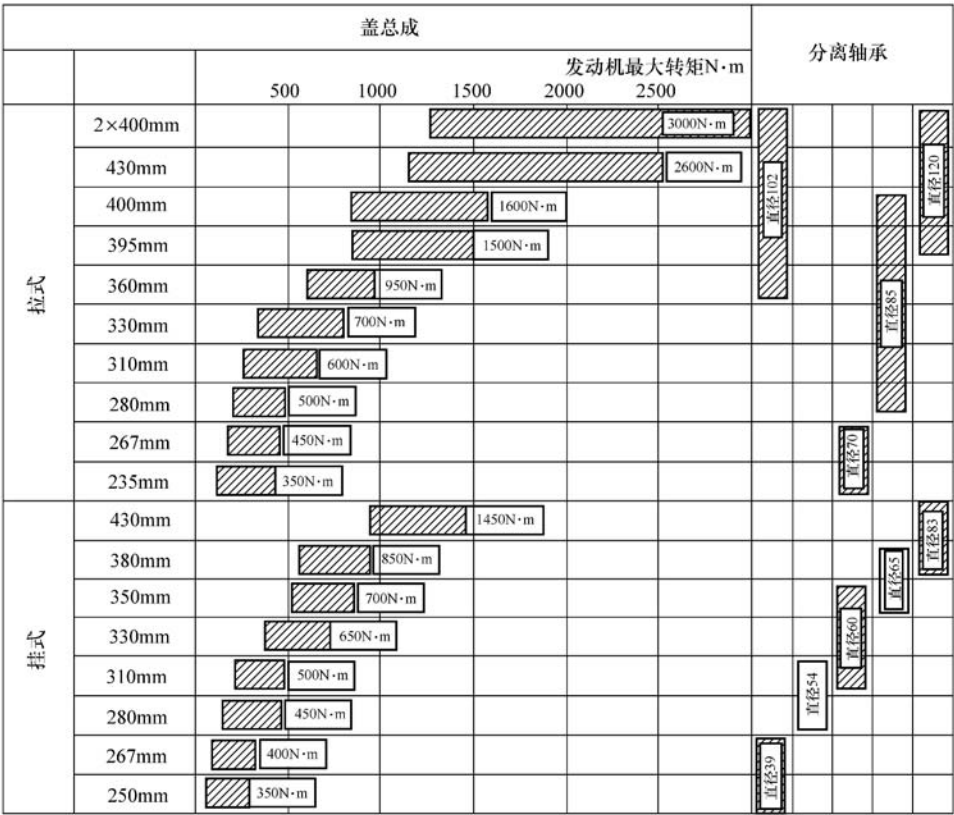


图 3-23 离合器直径与传递转矩对应关系（法雷奥）

摩擦片的厚度 b 为 3.0 ~ 4.5mm，一般摩擦片的厚度随着摩擦片外径增大而增加。

离合器的外廓尺寸受到所配车辆传动系统空间条件的约束，在确定 D 、 d 、 b 时，以及确定摩擦面数、离合器间隙时也应该遵照约束条件。

3.2 汽车离合器盖总成的设计

3.2.1 结构方案细化与确定

离合器盖总成的设计是基于离合器总体设计的前提下进行设计的，即为完成总体设计的任务而进行这部分的较为详细的设计工作。由于目前膜片弹簧式离合器应

用最为广泛，因此，接下来进行的结构方案细化与确定基于这个背景。

推式离合器和拉式离合器是首先要确定的，一般来讲推式离合器更加普遍。设计时兼顾技术先进性、成本以及配套的要求而定（一般总体设计时就可以确定）。

压盘的驱动方式，一般膜片弹簧式离合器均采用三组或四组传动片传动。但是，传动片也有平的、成形的等不同形式，具体选择哪种，设计者可以根据需要确定。

支承形式一般为双支承圈形式，也可以采用单支承圈形式，甚至无支承圈形式，如图 3-6 ~ 图 3-9 所示。在选择支承形式时，除了要考虑技术先进性以外，还要考虑制造技术的成熟程度、可靠性以及成本问题。

离合器盖以及与其他零件装配，要根据初始约束条件，例如平飞轮或凹飞轮影响离合器盖的结构方案。凹飞轮离合器盖轴向尺寸较小，刚度一般比较高，成形制造相对容易。而平飞轮与凹飞轮相反。平飞轮或凹飞轮将影响离合器盖设计时考虑加强筋问题。

压盘与离合器盖的装配，要考虑热容量与热负荷问题，涉及如何散热等。

膜片弹簧、离合器盖和压盘等各个主要零件的连接方式有铆钉铆接和螺钉联接。由于铆钉铆接工艺成熟、可靠性高、成本较低，目前获得了广泛的应用。因此，一般情况下应尽可能采用铆钉铆接方案。

3.2.2 主要参数确定

根据总体设计以及初始的约束条件，主要参数的设计确定包括初始工作点压紧力、摩擦片材料磨损后工作点压紧力、工作状态下的最大分离力（包括初始工作点和摩擦片磨损后工作点）、离合器分离行程下压盘的升程、离合器盖总成质量、不平衡量、与外界的连接尺寸和外廓尺寸等。下面将分别讨论各个参数的设计确定问题。

（1）初始工作点压紧力 根据 3.1.4 节确定的离合器扭转力矩 T_c ，倒算出所需要的工作点压紧力。由于采用膜片弹簧作为弹性元件，膜片弹簧是非线性的特性，如图 3-5 所示。初始工作点压紧力对应着图 3-5 的 B 点（但与 B 点值相差传动片等其他零件所损失的部分），该点的压紧力应能够传递动力源的摩擦力矩，即 T_c 按照该点进行设计。

由于此时尚未设计膜片弹簧，这点的变形量与力是进行膜片弹簧设计时的进一步约束条件。初始工作点压紧力可以采用膜片弹簧大端变形 - 载荷的公式进行估算（与大端变形 - 载荷公式计算结果并不完全相等）。

（2）摩擦片材料磨损后工作点压紧力 在确定了初始工作点压紧力之后，应根据初始工作点压紧力以及预计的摩擦片磨损量数值确定摩擦材料磨损后工作点压紧力，即图 3-5 所示对应的 A 点。 A 点的变形量与力是进行膜片弹簧设计时的进一步约束条件。确定摩擦材料磨损后工作点压紧力的原则是：压紧力数值应接近 B

点压紧力数值, B 点变形量减去 A 点变形量应接近于摩擦片轴向磨损量。这些原则将保障离合器的整个寿命期间的传递转矩能力, 并且使得膜片弹簧的能力不至于浪费, 即摩擦片材料与膜片弹簧两者性能得以匹配。

(3) 工作状态下的最大分离力 工作状态下的最大分离力是指作用在离合器分离指部位的、用于使得离合器分离的载荷。最大分离力是离合器主要性能之一。分离力是在离合器系统设计之初即确定的, 它涉及离合器盖及压盘总成, 还涉及离合器操纵系统, 涉及人体工程学的约束条件。

由于采用膜片弹簧作为弹性元件, 其分离杠杆与弹簧作为一体, 由于尚未进行膜片弹簧设计, 此时首先对工作状态下的最大分离力进行估算。估算可以按照膜片弹簧小端变形 - 载荷的公式进行 (与小端变形 - 载荷公式计算结果并不完全相等)。这项工作应与初始工作点压紧力的估算接合起来进行。

(4) 离合器分离行程下压盘的升程 这里的“离合器分离行程”是指设计时规定的分离轴承作用分离指部位的轴向行程。在这个行程下, 压盘的升程是指压盘离开摩擦片的轴向后移距离。压盘的升程是离合器得以正常工作的重要参数, 若压盘升程不足, 将发生离合器半分离半接合现象 (或者叫作分离不彻底)。分离不彻底将使得离合器磨损过快、换挡产生冲击, 甚至可能导致离合器损坏。该项目与离合器操纵系统设计有关联, 要考虑到人体工程学的约束条件。

根据经验, 离合器分离行程下压盘的升程可以采用如下方法确定: 假设预计的从动盘总成波形片的弹性变形量为 Δ , 从动盘总成以花键作为定心轴时的轴向圆跳动为 δ , 则离合器分离行程下压盘的最小升程为:

$$\lambda_{\delta} = \Delta + \delta + 0.2Z \quad (3-53)$$

式中, Z 为离合器从动盘数, 单盘离合器为 $Z=1$ 。

(5) 离合器盖总成质量 离合器盖及压盘总成 (即离合器主动部分) 质量也是离合器的重要参数, 它关系到离合器的总质量以及转动惯量。转动惯量还影响传动系统的扭转振动, 设计时应注意控制。以传动系统扭转振动仿真时, 给出的转动惯量为准。

影响离合器盖总成质量的主要是离合器主动部分主要零件压盘、盖和膜片弹簧, 即在此时应适当考虑这三个零件的结构方案, 特别是前两个零件对总质量以及转动惯量影响很大。

总质量 m_T 和总转动惯量 J_T 可以根据下列方法初步估计:

确定压盘的初步结构方案, 根据初步方案估计压盘的质量 m_y , 并且估计转动惯量 J_y 。确定盖的初步结构方案, 根据初步方案估计盖的质量 m_g , 并且估计转动惯量 J_g 。确定膜片弹簧的初步结构方案, 根据初步方案估计膜片弹簧的质量 m_m , 并且估计转动惯量 J_m 。则三个主要零件的总的质量与转动惯量为:

$$\begin{aligned} m_3 &= m_y + m_g + m_m \\ J_3 &= J_y + J_g + J_m \end{aligned}$$

由于还存在其他零件，将其他零件的质量和转动惯量增加进去，得到一个估算公式如下：

$$m_T = m_3 \alpha \quad (3-54)$$

$$J_T = J_3 \beta \quad (3-55)$$

式中， $\alpha = 1.05 \sim 1.2$ 为质量经验系数； $\beta = 1.1 \sim 1.3$ 为转动惯量经验系数。（这两个系数设计者可以根据各自的实际情况调整确定。）

质量经验系数和转动惯量经验系数可以通过数据积累，在一段积累时间后就可以做到比较准确的估计。

(6) 不平衡量 不平衡量是指离合器盖总成以盖上的定位销孔定位进行单面平衡时的不平衡量数值。不平衡量对传动系统的扭转振动有很大影响，将是传动系统的一个扭转激振源，因此，必须要加以控制。由于不平衡对传动系统的影响，人们已经在相关的行业标准、企业标准中加以限制。在离合器设计时，给予的不平衡量数值应参照相关标准，或者比标准规定数值更低一些。

不平衡量在总体初步设计时仅仅是给出要求，但是在接下来的设计中要实现，就必须在基准、定位、公差与几何公差等方面着手，同时考虑主要零件非加工部位（主要是压盘和盖）如何控制。

(7) 与外界的连接尺寸 与外界的连接尺寸包括：与飞轮的固定连接孔分布直径和孔径、定位销孔孔径与分布直径、与分离轴承接触部位直径。这些尺寸不是由离合器设计者自己确定的，而是动力与传动系统设计者确定作为离合器设计的初始条件，因此，只要满足初始条件即可。需要设计者确定的是相关的公差与几何公差，且其精度还将影响不平衡量。

(8) 外廓尺寸 外廓尺寸包括离合器盖总成、从动盘总成轴向与径向的外观形状尺寸。当离合器设计时，动力与传动系统已经给出了约束限制空间的边界，离合器设计者所使用的空间已经被约束。因此，对于离合器设计者，外廓尺寸是被决定参数。

3.2.3 设计的主要工作总结

按照之前所确定的方案，进行零件布局。设计时要注意采用尺寸链计算空间位置，并且考虑极限尺寸情况的出现。当具体实施时，要对三个方向的尺寸链进行计算与校核：轴向尺寸链，主要关注膜片弹簧的工作点位置、分离指高度、轴向尺寸是否超出约束边界；径向尺寸链，主要关注支承杠杆位置、分离轴承作用直径、压盘与盖的衔接等；周向尺寸链，主要关注膜片弹簧与盖的连接、压盘与盖的连接等。

设计时可以考虑将所设计的离合器盖总成的外廓线标识出来，以便于提示、约束具体的设计，避免出现错误。

虽然到目前位置尚未进行零件设计，但是，在总成设计时进行主要零件的强度

与刚度估算是必要的。若不进行这项工作, 可以导致设计的修改量过大。

主要零件包括膜片弹簧、压盘、盖和传动片等。

膜片弹簧的强度是一个复杂问题, 在此还难以比较准确确定, 可以暂不考虑。其刚度问题, 即膜片弹簧的载荷-变形关系, 可以根据经验估计, 找到满足要求的具体结构、布置方案, 或者采用 A-L 公式初算确定。

压盘存在强度和刚度问题, 在这个阶段可以根据经验估算压盘的热容量、热应力以及受热变形情况。也可以采用相关公式, 或者计算机仿真计算方法进行初算确定。

盖一般不大可能出现破坏, 而最有可能出现的问题是变形比较大, 特别是轴向变形量比较大。盖的轴向变形将影响离合器的分离特性, 也影响接合特性 (即影响膜片弹簧的工作点位置)。设计时可以采用一些结构上的措施, 使得轴向变形量得到控制。

传动片的刚度将影响离合器的分离。传动片的结构看似简单, 但分析表明传动片的力学模型是非线性的, 因此, 其准确的数学模型的建立还有一些问题。某文献采用如下公式计算传动片载荷-变形关系:

$$P_{\max} = 12EJ_x n i f_{\max} / l_1^3 \quad (3-56)$$

式中, $P_{\max}$ 为最大恢复力; $f_{\max}$ 为最大轴向变形量; l_1 为传动片的有效长度; i 为传动片的组数; n 为传动片每组个数; J_x 为每片传动片的截面惯性矩; E 为材料弹性模量。

根据前面的工作, 可以将设计在图样上实现。目前计算机辅助设计技术得到了广泛应用, 设计图样一般采用设计绘图软件绘制完成。

在主动部分设计图样中, 需要将总成本身的装配连接关系表述清楚之外, 特别要注意表述清楚与传动系统的其他部分的装配连接关系。这些装配连接关系包括: 与飞轮的装配连接关系 (定位孔、螺栓联接孔的分布与孔径)、离合器操纵系统的分离机构的关系, 还可以包括与从动部分的空间位置关系。还包括性能要求, 如压紧力、分离力、压盘升程, 不平衡量的要求以及不平衡的处理方法 (加材料或减材料), 寿命要求, 标准规定的其他要求。

3.3 从动盘总成的设计

3.3.1 结构方案细化与确定

一般从动盘总成的扭转减振器采用弹性元件实现, 多采用圆柱螺旋弹簧。由于螺旋弹簧是线性的, 为了更好地实现扭转减振, 可能采用多级减振弹簧。在设计开始阶段应该确定扭转减振是采用一级、两级或三级。为了兼顾性能与成本, 一般采用两级的比较多见。

扭转阻尼的实现一般采用在盘毂与减振盘（从动盘与夹持盘）之间增加非金属或金属的零件，使其在扭转过程中产生阻尼。这个装置是从动盘总成设计中细节问题，也是重要问题。简单的或更多考虑成本的情况下，这个机构可以比较简单。

轴向弹性特性的实现，考虑采用哪种类型弹性元件，确定弹性元件结构方案。降低成本考虑，可以使用镶嵌盘毂代替普通结构形式盘毂。

3.3.2 主要参数确定

根据总体设计以及初始的约束条件，主要参数的设计确定包括扭转刚度、阻尼及扭转减振器主要参数，摩擦片材料磨损量，轴向压力与变形特性，从动盘总成的质量，不平衡量，与外界的连接尺寸和外廓尺寸等。下面将分别讨论各个参数的设计确定问题。

（1）扭转刚度、阻尼及扭转减振器主要参数 从动盘总成设计中，扭转减振机构的设计是主要内容。扭转减振机构是为了解决传动系统的扭转减振问题而设置的，因此非常重要。

在传动系统中，为了解决扭转振动问题，通常是用以下方法：进行各个部分转动惯量（或当量转动惯量）的合理配置，合理设置（匹配）各个部分之间的刚度与阻尼。由于转动惯量数值难以进行较大的调整，而比较容易调整的是刚度与阻尼。由于机械传动系统的特点，为了使得传动系统获得良好的性能，一般采用离合器从动盘总成的扭转减振器来匹配整个传动系统解决扭转振动问题。因此，扭转刚度与阻尼的确定应遵循传动系统的要求而进行。最好是非线性的，目前一般采用所谓多级线性刚度组合成非线性刚度的方案。

对于采用螺旋弹簧弹性元件的扭转减振器，设计主要参数还包括：极限转矩与极限转角、扭转角刚度、阻尼转矩、预紧转矩、弹性元件位置及数量等。

（2）轴向压力与变形特性 轴向压力与变形特性曲线如图 3-24 所示，这是一条非线性特性曲线。轴向压力与变形特性对汽车起步、换档变速时的平顺性有很大影响，因此，目前均摒弃了缺少轴向压缩变形的从动盘总成。轴向压力与变形特性主要取决于波形片的形状、板厚和波形高度。

波形片波形高度一般为 $0.5 \sim 1.0\text{mm}$ ，这个高度数值与压盘分离升程有关。波形高度不宜过大，过大则相应的压盘升程也会增大。

波形片的形状、板厚和波形高度综合起来形成了轴向压力与变形关系。设计时，当变形量达到 B 点位置时，可以认为波形弹簧被压平，此时对应的力，应该是压盘作用在从动盘上的压力。在设计时可以反推需要什么样的波形片形状，板厚度是多少，需要的波形高度是多少。

（3）摩擦片材料磨损量 摩擦片材料磨损量的确定影响离合器的磨损使用寿命，也与结构设计有一定的关系。由于摩擦片一般都是采用铆接方法与波形片或同类零件连接的，铆接后，铆钉与摩擦片表面的距离 h 应该大于或等于 $1.0 \sim 1.3\text{mm}$

(见图 3-25), 即 $h - h_1 \geq 1.0 \sim 1.3\text{mm}$, h_1 为铆钉头厚度。具体数值可以根据滑摩擦磨损量计算公式估算。该项目与摩擦对偶件的特性以及工况有密切关系。

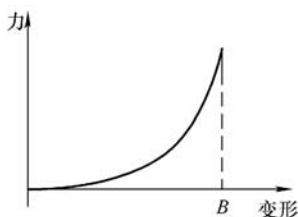


图 3-24 轴向压力与变形特性曲线

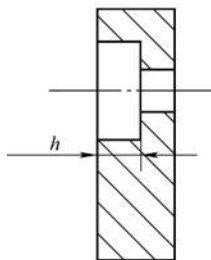


图 3-25 摩擦片沉孔深度

(4) 从动盘总成的质量 从动盘总成（即离合器从动部分）的质量也是离合器的重要参数，它也关系到离合器的总质量以及转动惯量。转动惯量还影响传动系统的扭转振动，设计时应注意控制。

影响离合器从动盘总成质量的主要是盘毂、从动盘、夹持盘、弹簧和摩擦片等，盘毂对总质量影响比较大，而摩擦片、波形片等对转动惯量影响更大。

总质量和转动惯量可以根据下列方法初步估计：

确定压盘的初步结构方案，根据初步方案估计盘毂的质量 m_y 、从动盘的质量 m_c 、夹持盘的质量 m_j 、弹簧的质量 m_t 、摩擦片的质量 m_m 、波形片的质量 m_b ，然后估计总质量。

根据初步方案估计弹簧的转动惯量 J_t （首先估算其分布半径）、摩擦片的转动惯量 J_m 、波形片的转动惯量 J_b ，然后加起来估计总的转动惯量 J_T （有些零件质量集中于旋转中心轴线，估算转动惯量时暂不考虑）。

由于还存在其他零件，将其他零件的转动惯量增加进去，得到一个估算公式如下：

$$J_T = (J_t + J_m + J_b)\beta \quad (3-57)$$

式中 $\beta = 1.1 \sim 1.2$ 为转动惯量经验系数。

转动惯量经验系数可以通过数据积累，在一段积累时间后就可以做到比较准确的估计。

(5) 不平衡量 不平衡量是指从动盘总成以花键孔定位进行单面平衡时的不平衡量数值。不平衡量对传动系统的扭转振动有很大影响，将是传动系统的一个扭转激振源，因此，必须要加以控制。与离合器主动部分类似，由于不平衡对传动系统的影响，人们已经在相关的行业标准、企业标准中加以限制。在离合器设计时，给予的不平衡量数值应参照相关标准，或者比标准规定数值更低一些。

不平衡量在总体初步设计时仅仅是给出要求，但是在接下来的设计中要实现，就必须在基准、定位、公差与几何公差等方面着手，同时考虑主要零件非加工部位

如何控制。

(6) 与外界的连接尺寸 与外界的连接尺寸主要是花键尺寸参数。花键尺寸参数不是由离合器设计者自己确定的,而是动力与传动系统设计者确定作为离合器设计的初始条件,因此,只要满足初始条件即可。需要设计者确定的是相关的公差与几何公差,且其精度还将影响不平衡量。

(7) 外廓尺寸 外廓尺寸包括从动盘总成轴向与径向的外观形状尺寸。当离合器设计时,动力与传动系统已经给出了约束限制空间的边界,离合器设计者所使用的空间已经被约束。但是,从动盘的外廓与离合器主动部分有关,是指主动部分与从动部分衔接外廓,即从动部分设计时不能与主动部分干涉。在空间紧张的情况下,外廓尺寸的处理显得尤为重要。最好确定好轴向与径向外观形状的曲面。

3.3.3 设计的主要工作总结

按照之前所确定的从动盘总成具体方案,进行零件布局。设计时要注意采用尺寸链计算空间位置,并且考虑极限尺寸情况的出现。当具体实施时,要对三个方向的尺寸链进行计算与校核:轴向尺寸链,主要关注从动盘、盘毂、弹簧和夹持盘,以及摩擦片、铆钉、波形片的轴向尺寸是否在约束边界以内并且是否合理;径向尺寸链,主要关注弹簧的布置、相关零件同轴情况;周向尺寸链,主要关注弹簧分布、从动盘、盘毂、夹持盘,以及波形片的连接。

设计时可以考虑将所设计的从动盘总成的外廓线标识出来,以便于提示、约束具体的设计,避免出现错误。

虽然到目前位置尚未进行从动盘总成零件的设计,但是,在总成设计时进行主要零件的强度与刚度估算是必要的。若不进行这项工作,将导致设计的修改量过大。

主要零件包括盘毂、从动盘、弹簧、夹持盘和波形片等。

盘毂一般采用锻造毛坯制造,所以其强度与刚度一般不存在问题,只要按照经验确定材料多少即可。也可以采用相关公式,或者计算机仿真计算方法进行初算确定。

从动盘与夹持盘是同类零件,都是采用钢板冲压而成。设计时只要按照经验确定材料多少即可。也可以采用相关公式,或者计算机仿真计算方法进行初算确定。需要注意的是,估算时,不能按照钢板材料本身的性能计算,需要考虑强化工艺的影响。

弹簧的强度有计算公式,但是其准确性有待于进一步研究。其中一个很重要的原因是弹簧经过了强压、喷丸等强化工艺处理,其结果是一定程度上提高了强度。其刚度问题,即弹簧的载荷-变形关系,一般螺旋弹簧是线性的,可以根据这个线性关系估算从动盘总成的扭转角-扭转力矩。

波形片实际上是个弹性件,可能是一组组合起来使用的形式,也可能是整体式

的。图 3-24 的特性主要是波形片起作用的结果,曲线是非线性的,因此,总成设计时应该给定该曲线的约束点(即数值),在结构设计时决定波形片的波形高度、板厚和波形片的个数等。由于该类零件不规则,难以采用公式法估算其轴向刚度特性,现代可以采用计算机进行仿真计算。或者根据经验估算。根据经验,一般情况下波形片的强度很少存在问题,但是,由于波形片的结构特征,有可能会出现失稳。因此,在结构方案设计时要考虑波形片的受力对称性。

根据前面的工作,可以将从动盘总成的设计在图样上实现。目前计算机辅助设计技术得到了广泛应用,设计图样一般采用设计绘图软件绘制完成。

在从动部分设计图样中,需要将总成本身的装配连接关系表述清楚之外,特别要注意表述清楚与传动系统的其他部分的装配连接关系。这些装配连接关系包括:与变速器第一轴的装配关系、离合器操纵系统的分离机构的关系,还可以包括与主动部分的空间位置关系。还包括性能要求,包括轴向压力与变形关系,扭转角与扭转力矩关系,不平衡量的要求以及不平衡的处理方法(加材料或减材料),寿命要求,标准规定的其他要求。

3.4 汽车离合器操纵系统设计

3.4.1 对离合器操纵系统的要求

对于手动档变速器,对离合器操纵系统的要求归纳起来有以下几个方面:

- 1) 踏板力要小,并有路感。乘用车一般在 80 ~ 150N 范围内,商用车不大于 150 ~ 200N。
- 2) 踏板行程一般在 80 ~ 150mm 范围内,最大不应超过 180mm。
- 3) 应有踏板行程调整装置,以保证摩擦片磨损后分离轴承的自由行程可以复原。
- 4) 应有踏板行程限位装置,以防止操纵机构的零件因受力过大而损坏。
- 5) 应具有足够的刚度。
- 6) 传动效率要高。
- 7) 发动机振动及车架和驾驶室(车身)一定范围内的变形不会影响其正常工作。
- 8) 工作可靠、寿命长,维修保养方便。

提出的以上八项要求,符合人机工程学的基本理论与要求是主要的出发点。人机工程学的设计思想应该始终贯穿到设计之中。

3.4.2 离合器操纵系统形式选择与确定

离合器操纵系统的功能是,把驾驶人对离合器踏板的输入(力和位移)变成

在分离轴承上的输出（也是力和位移），来控制离合器的分离和接合，从而完成对汽车传动系统的动力切断或传递。因此，离合器踏板的布置位置、相关尺寸、作用力以及行程大小都要符合人机工程学的要求。综合起来，设计离合器操纵系统时要考虑如下一些因素：操纵系统的输出对输入的放大比率，周边工作环境对系统的影响，时间因素对系统性能的综合影响。

常用的离合器操纵机构主要有机械式、液压式、机械式和液压式操纵机构的助力器、气压式和自动操纵机构等。

机械式操纵机构有杆系和绳索两种形式。杆系操纵机构结构简单、工作可靠，广泛应用于各种汽车中。但其质量大，传动效率低，发动机的振动和车架或驾驶室的变形会影响其正常工作，在远距离操纵时，布置较困难。绳索操纵机构可克服上述缺点，且可采用适宜驾驶人操纵的吊挂式踏板结构，但其寿命较短，机械效率仍不高，多用于发动机排量小于 1.6L 的乘用车中。

液压式操纵机构主要由吊挂式离合器踏板、主缸、工作缸、管路系统和回位弹簧等部分组成，具有传动效率高、质量小、布置方便、便于采用吊挂踏板、驾驶室（车身）容易密封、发动机的振动和驾驶室（车身）或车架变形不会影响其正常工作、离合器接合较柔和等优点，故广泛应用于各种形式的汽车中。

根据不同类型的特点，以及设计车辆的各种约束条件，选择合适的操纵系统。

3.4.3 设计的主要工作总结

（1）离合器踏板布置 离合器踏板位置、行程和踏板力，对于驾驶人操作舒适性至关重要，应从人体工程学的角度加以考虑。这些均属于设计布局问题。

1) 离合器踏板位置、行程和踏板力确定。由于离合器踏板位置的确定是由总体布置工程师确定的，在此仅进行一些基本原则的确定。离合器踏板的操纵通常设计为由左脚控制，因此，踏板的最佳位置应和左脚保持处在一条线上最为舒适，为此，离合器踏板在车内的位置就要更偏左（对右侧行驶的汽车而言），给车内左侧留下的横向剩余空间就要小一些。在不操作离合器踏板时，左脚放在离合器踏板的左侧，这样左侧空间会显得更小，此外，脚和腿也要向左歪一些，不能正对前方。考虑到这些因素，大部分离合器踏板实际布置位置还需适当靠右，即靠向人体中间部位。具体布置应以人体左右对称中心为准向左移 80 ~ 100mm，作为离合器踏板中心线的位置。

踏板的最小高度是指，当用脚趾在踏板中央处踩踏板到底时，允许左脚跟刚触及地板，对于面积为 75mm × 75mm 的踏板，当布置踏板高度时，若从其下边沿起，距地板不小于 150mm，这对于 5% 分位的女性的脚（从脚趾到脚跟，光脚为 160mm）和 95% 分位的男性的脚（光脚为 210mm）都可以包容。

离合器踏板最大行程是指从踏板最高点至其最低点所划过的距离。踏板最佳行程受许多因素影响，其中要考虑的人群应从 5% 分位的女性到 95% 分位的男性。从

有关方面获得的人体工程学资料为（对于正常人群）：踏板最大行程应 $< 175\text{mm}$ ，轿车的踏板最大行程一般约为 150mm 。

踏板行程有若干临界区影响离合器的接合品质，从图 3-26 可以看到其临界区（点）是以下三个方面：

① 离合器踏板储备行程，指从离合器完全分离时起到踏板行程终了间的距离，它至少应留 25mm 的踏板行程，以确保离合器在所有情况下都能彻底分离。这是因为，当离合器系统因外界影响因素而温度升高时，若它的储备行程过小，这就有可能影响离合器彻底分离，造成变速器换档时的齿轮撞击、换档力增加并加快同步器的磨损。

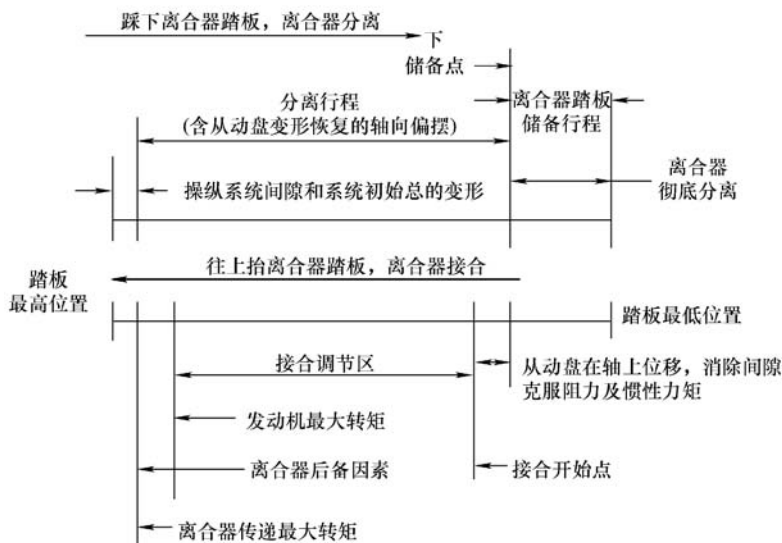


图 3-26 离合器踏板行程描述

② 接合开始点，它出现在踏板往上抬时的离合器接合过程，位于储备点或彻底分离点之上，若它距离储备点超过 50mm 以上，就难以从脚感上确定踏板的位置，因为踝关节部位只能在 $50 \sim 60\text{mm}$ 范围内调节 20° 。

③ 接合调节区，它起于接合开始而终于离合器的摩擦力矩等于发动机输出转矩之时，这是因为在离合器的接合过程中，转矩容量是从“0”到最大（已靠近踏板行程的最高顶点位置），故接合终了的区域是变动的。当离合器传递发动机最大扭矩时，离合器的完全接合发生在踏板行程靠近终了顶部，而在部分负荷小转矩时，则靠近于开始接合点不远离离合器就接合了。在正常行驶范围内，大部分离合器的接合在很窄的踏板行程内即可完成。

对于一定的离合器总成，离合器踏板力取决于离合器分离轴承的输出力及操纵系统的传动比（或杠杆比），加大传动比会使踏板力减小、行程增加。踏板力大小

直接影响到对离合器操纵的轻便性。一般来说,对于轿车和轻型卡车,其踏板力 P_T 可取100~130N。

决定踏板力大小的主要因素是车辆的使用情况。例如,商用汽车满载越野行驶在边缘地区,95%分位的男性驾驶人穿戴着厚的衣服和靴子,这就需要有较重的踏板力,这样可提供足够的脚感反馈给驾驶人去适当操纵离合器。而与此完全相反的情况,轻巧的不带负荷的小轿车,由5%分位的女性穿着轻薄的衣服,下面光脚穿着凉鞋来驾驶,而行驶在干燥平坦的路面上,此时要求踏板力应处在轻的范围,因为已有足够的感觉反馈给驾驶人,来控制离合器踏板,操作起来也很舒适。这类汽车如果踏板力过大反而不恰当,难以接受。

离合器踏板位置高度及其行程对踏板力的影响也需考虑,因踏板离地板高且行程大的车辆,当操作离合器踏板时,脚要完全离开地板,大腿要抬离座椅。这种情况下踏板就要能支持脚和腿的重量,轻的踏板力就会使踏板轻易地移动,使离合器动作,而且由于脚和腿没有支承,轻的踏板力反而使离合器的控制变得更为困难。若有较大的踏板力可以部分支承脚和腿的重量,就能更为安全、舒适地操作。这也是人机工程学在离合器操纵系统设计中的应用。商用汽车的踏板力 P_T 一般可取150~200N。

若离合器踏板离地板较近且行程较短,操纵时脚跟可不离开地板,腿完全依靠在座椅上,此时,踏板只需支承脚的部分重量,采用轻的踏板力是适当的,操纵离合器也很舒适。若为了满足踏板行程的要求,而设计上无法满足踏板力的条件时,应采用助力装置。

2) 操纵系统周边工作环境和时间因素的影响。操纵系统周边工作环境对操纵系统的功能、使用和安装都有影响。在设计操纵系统时应予以考虑,这将有助于改善系统使用的可靠性和维修性能,提高顾客对产品的满意程度。下面是需要考虑的一些因素:①系统中各元件(如踏板、主油缸、支承销等)在安装支承面处的刚度;②当静止不动时,系统与相邻各不动零件间有足够间隙,运动时,系统和相邻的转动、移动零件有足够间隙;③便于手和工具能容易地接近、安装和拆修零件;④对容易进水、进尘、进土、进油的和易氧化的零件做必要的防护;⑤对离合器系统内部和周围的发热器件(如压盘、排气管、催化变换器等),要注意隔热,防止过高的温度对操纵系统的影响。

操纵系统元器件在污染、热的环境下长时间工作,就会使它们老化,失去原有的性能。系统中的零件若用润滑脂润滑,太多很容易沾上尘土,从而降低系统的效率,因此在为操纵系统的元器件选择材料时,要充分考虑到污染、温度和润滑等因素在时间上的影响,以保证操纵系统工作的可靠性并能在较长时间内保持良好的性能。

(2) 机械液压式操纵机构设计计算 液压式操纵机构即由机械与液压装置构成的操纵系统,这是目前常用的形式。液压操纵系统主缸布置在车架上(或车身

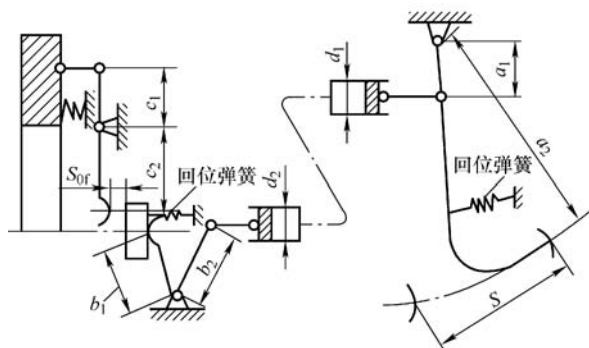


图 3-28 离合器液压式操纵机构示意图

80%； F_s 为克服回位弹簧的拉力所需的踏板力，在初步设计时，可以忽略或依经验给定一个估计值。

不考虑回位弹簧的作用，分离离合器所做的功 W_L 为

$$W_L = \frac{0.5}{\eta} (F_1 + F') Z \Delta S \quad (3-60)$$

式中， F_1 为离合器接合状态下压紧弹簧的总压紧力。

在规定的踏板力和行程的允许范围内，驾驶人分离离合器所做的功不应大于 30J。

工作缸直径 d_2 的确定，与液压系统所允许的最大油压有关。考虑到橡胶软管及其管接头的密封要求，最大允许油压一般为 5~8MPa。离合器主缸、离合器分缸对传动比与踏板行程有影响，设计时，主要参数要根据整车的要求确定。

对于机械式操纵机构的上述计算，只需将 d_1 和 d_2 取消即可。

离合器主缸、离合器分缸在设计时可以选择专业制造商的产品。

由于摩擦片的磨损，在压紧弹簧的作用下，分离指（或分离杠）内端与分离轴承之间的间隙将变小。若间隙小于零，离合器就要发生滑摩，不能正常工作。因此，在离合器使用期间要不断调整分离轴承处的间隙，这无疑增加了保养作业。现今汽车上大多采用间隙自动调整机构，其结构因不同操纵系统而异。

液压式操纵系统的自动调整机构在离合器的分缸处，其结构如图 3-29 所示。当离合器接合时，在离合器分缸内锥形弹簧的作用下通过工作缸挺杆经分离叉的推动，使分离轴承和膜片弹簧的分离指永远相接触没有间隙。来自主缸的油压进入分缸后，由活塞推动工作缸挺杆使离合器分离，离合器摩擦片磨损后，分离指连同分离轴承往后退，同时工作缸挺杆带动活塞克服锥形弹簧也往后退。由于锥形弹簧阻力甚小，对膜片弹簧压紧力的损失微不足道，这在客观上也就起到了自动调整的作用。

在机械式和液压式操纵机构中，为了降低踏板力，改善驾驶人的操作条件，常

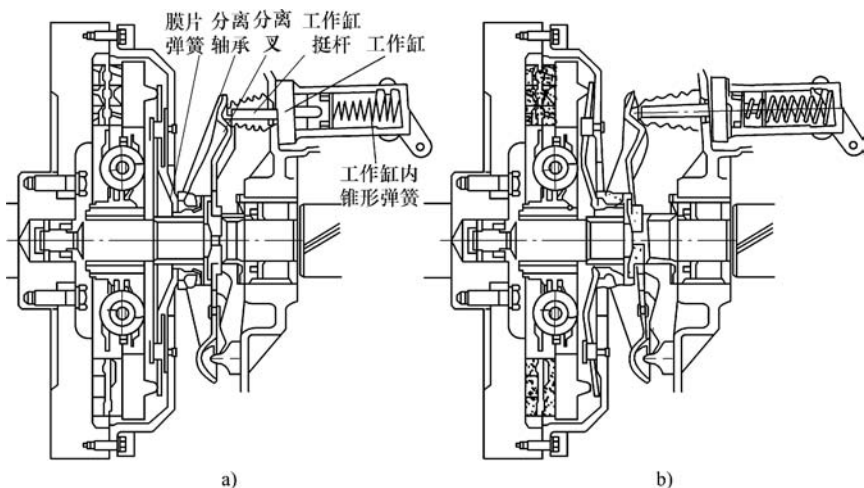


图 3-29 液压式操纵系统间隙自动调整机构

a) 离合器处于接合状态 b) 离合器处于分离状态

用各种助力器，其中用得较多的有机械式和气压式两种。

机械式助力器结构简单，没有借助其他外力的帮助，故其助力效果有限（一般只能降低原踏板力的 20% ~ 30%），所以只在吨位较小的汽车上采用。机械式助力器结构的工作原理如图 3-30 所示。

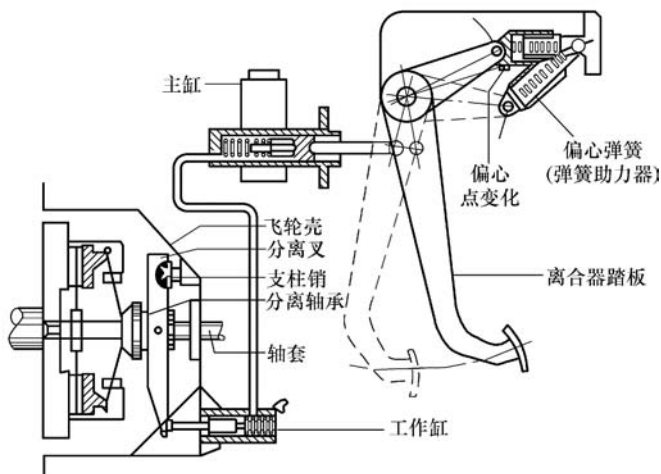


图 3-30 机械式助力器结构的工作原理

从图 3-30 中可以看到，离合器踏板上端轴销处另有一短臂，短臂末端铰接了弹簧助力器，弹簧助力器另一端则铰接在车身上。当离合器踏板在松开位置时，短臂处于图中上方实线位置；当踩下离合器踏板时，短臂末端铰链处的运动轨迹呈圆

弧形,开始时踏板上要附加力,使弹簧压缩。当踏板到某一位置后,弹簧恢复力的作用点位置下降,此时它作用的力矩恰是使踏板继续向下,从而起助力作用。实际上,它是在离合器分离初期分离力较小时储存能量,而在最终需要较大分离力时释放能量。

在大型重型汽车上,由于分离离合器时踏板力很大,驾驶人难以操作,在这种情况下常采用气压式助力器。

气压式助力器是利用外界气源压力来协助分离离合器,理论上不需要人的体力,人对离合器踏板的操纵只是为了控制离合器的分离和接合,因此在设计上助力器的动作应满足随动作用的要求,并且还应保证在助力器失效的情况下,离合器仍然能够由人力来操纵。

这里所谓随动作用,是指作用于分离轴承上的力(或它的位移)和驾驶人加于踏板上的力(或位移)构成确定的比例关系,后者跟着前者动而动、停而停,却与作用时间的长短无关。这样就可以保证驾驶人逐渐地、缓慢地放松离合器踏板时,离合器能平稳而柔和地接合,快速使离合器分离。离合器的操纵机构不一样,气压式助力器及其系统也会有一些差别。采用机械式操纵机构气压助力器的系统如图 3-31 所示,它由随动阀、加力缸、连接软管及传动杆系中间轴摇臂、中间轴内摇臂、拨叉轴插嘴等组成。随动阀通过阀杆与离合器踏板下端摆臂机械相连,其作用是当踩下离合器踏板分离离合器时,将储气筒与加力缸的气路接通,起助力作用。因加力缸与中间轴摇臂相连,中间轴内摇臂可随中间轴摇臂一起绕轴转动,这样,加力缸的推力加脚踏力一起拉动拨叉轴摇臂,使离合器分离。在放松踏板时,将气路切断使加力缸与大气连通,放出压缩空气不再助力。

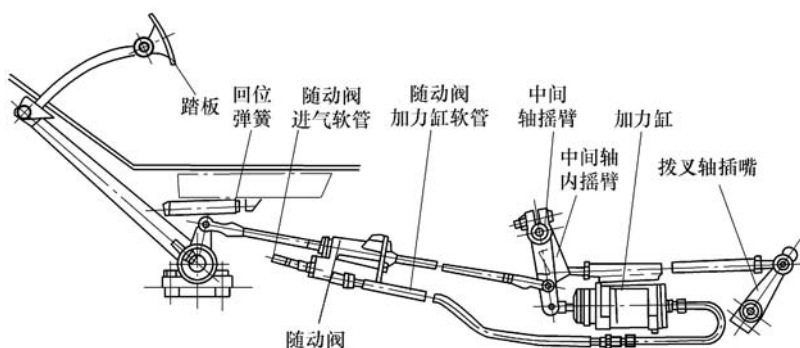


图 3-31 采用机械式操纵机构气压助力器的系统

随动阀的随动作用原理为(见图 3-32):当踩下离合器踏板时,随动阀拉杆连同联动杆拉向左方,此时由于壳体因壳体拉杆上阻力较大暂时没有拉动。结果,联动杆使回位弹簧 1 压缩,并经销带动杠杆的下端摆动,推动活塞向左移动,首先将双层阀的放气阀口关闭,使加力缸的通大气孔关闭,进而打开双层阀通进气管接头

的阀口,压缩空气经接头流向加力缸中,推动加力缸盖中的活塞移动,若此时踏板保持在一定位置,拉杆、联动杆和销保持不动,随着加力缸中不断充气和加力缸活塞的移动,使壳体拉杆推动随动阀壳体左移,回位弹簧1逐渐伸张。这时,杠杆产生相应的摆动,使平衡弹簧、回位弹簧2伸长,双层阀右移,直至进气阀重新关闭。由于进气阀和放气阀的同时关闭,活塞左腔和加力缸的充气量和气压都不再继续增大而保持稳定,处于平衡状态。若驾驶人将踏板再踩下时,拉杆向左移动,重新开启双层阀的进气阀,于是系统中的气压又进一步升高,同时壳体和加力缸中的活塞也进一步左移,直到进气阀重新关闭达到新的平衡状态。反之,驾驶人若放松踏板,则在回位弹簧1的作用下使联动杆、销右移,而随动阀的活塞在回位弹簧2的作用下略微右移,因壳体暂时不动,于是放气阀开启,加力缸中的压缩空气经孔排入大气,气室中的气压有所下降,加力缸中的回位弹簧迫使其活塞向右移,随动阀壳体拉杆同时也拉动壳体右移,使放气阀重新关闭,此时系统处于新的平衡状态,气室中的气压较原先小了。由此可见,随着踏板位置不同,助力系统中的气压和助力缸中活塞的位置也不一样。所以由于随动阀的随动作用,可以实现离合器的柔和接合和快速分离的要求。

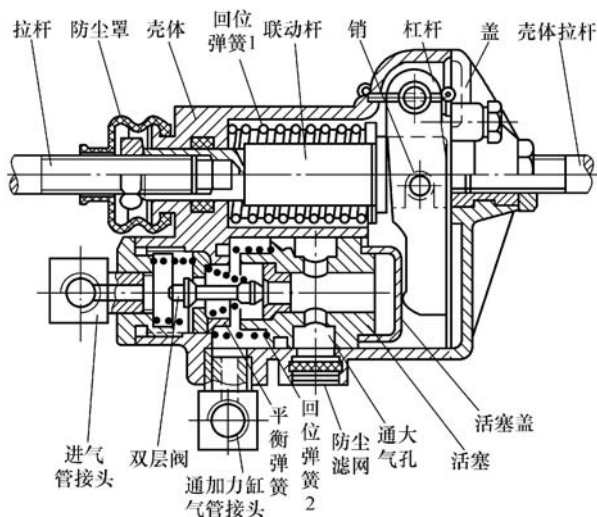


图 3-32 红岩 CQ261 随动阀

如果气压助力系统失效,驾驶人踩下离合器踏板拉动拉杆并带动联动杆,压缩回位弹簧1及2。当活塞与壳体之间的轴向间隙被消除后,拉杆即可直接拉动壳体拉杆而使离合器分离。

液压操纵系统助力器的工作原理如图 3-33 所示,图 3-33a 所示为离合器处于接合状态,即离合器踏板处在放松位置,离合器主缸内无油压。此时,助力器控制部分的排气阀打开,进气阀关闭,加力缸内高压空气排出。整个活塞杆上无推力输

出，离合器不可能分离。

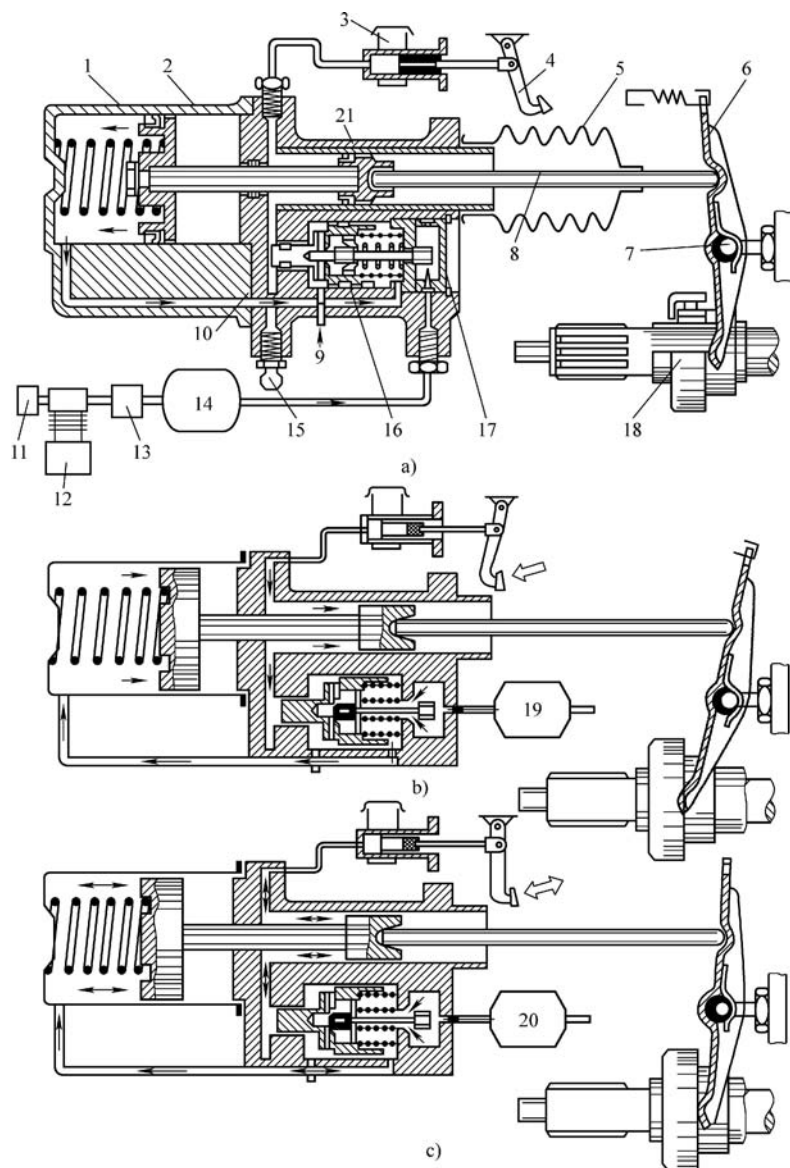


图 3-33 液压操纵系统助力器的工作原理

a) 离合器接合，踏板放松 b) 离合器分离过程，空气助力 c) 离合器分离不动，助力系统平衡

1—活塞 2—加力缸 3—主缸 4—离合器踏板 5—防尘套 6—分离拨叉 7—球头支柱

8—推杆 9—排气口 10—柱塞 11—滤清器 12—空气压缩机 13—卸载阀

14、19、20—储气筒 15—放气螺钉 16—排气阀 17—进气阀 18—分离轴承 21—液压活塞

当踩下离合器踏板时（见图 3-33b），主缸中产生油压，油分两路，一路到分

缸可直接推动分离拨叉。另一路到助力器的控制部分,克服弹簧阻力推动柱塞向右移动,关闭排气阀门,打开进气阀门,此时由储气筒 19 来的压缩空气通过进气阀进入加力气缸,推动气缸活塞向右。由气缸活塞推力加上前一路分缸油压直接产生的推力一起推动分离拨叉,使离合器分离。其随动作用的原理为(见图 3-33c):当离合器踏板固定在某一位置时,与柱塞成一体的右侧活塞作用面积较大,在气体压力和油压的作用下,作用在柱塞上的力平衡。由于弹簧力的作用,柱塞往回移,关闭了进气阀,这样推动分离拨叉移动的活塞也不再运动,离合器不再分离。此时,可分成以下两种情况:

① 若继续对踏板施加压力,主缸油压增加,系统的平衡破坏,此时系统的工作回到图 3-33b 的情况,进气阀打开,向助力缸充气,进一步分离离合器。

② 若放松踏板,这意味着主缸油压下降,系统的平衡也发生了变化,此时系统的工作回到图 3-33a 的情况,进气阀关闭,排气阀打开,助力缸放气,离合器开始接合。通过控制离合器踏板的运动速度就可控制离合器接合速度的快慢。

(3) 助力气缸计算 在设计操纵传动机构时,若踏板力 P_n 过大就要用助力器,一般采用气助力。现以液压传动气助力为例,计算助力气缸的直径 d_3 。图 3-34c 所示为液压传动气助力缸计算原理简图。

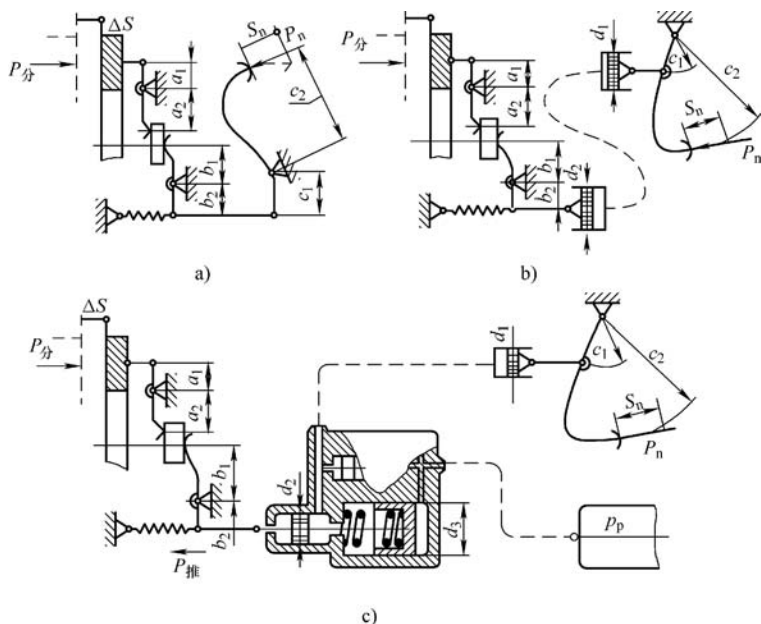


图 3-34 液压传动气助力缸计算原理简图

a) 机械式 b) 液压式 c) 液压式带空气助力

在做助力气缸计算时,一般可定踏板力 $P_n = 150\text{N}$ 。从图 3-34c 中可以看到,离合器分缸活塞推杆上的输出力 $P_{推}$ 为两部分之和,即踏板力和气助力之和:

$$\frac{P_{\text{推}}}{\eta'} = 150 \frac{c_2}{c_1} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 + \frac{\pi}{4} d_3^2 p_p \quad (3-61)$$

式中, p_p 为储气筒气压; η' 为传动效率。

因为 $P_{\text{推}}$ 通过分离拨叉和离合器分离杆放大后成 $P_{\text{分}}$, 拉动压盘使之分离, 故 $P_{\text{推}}$ 和 $P_{\text{分}}$ 之间有如下关系:

$$P_{\text{分}} = P_{\text{推}} \frac{b_2}{b_1} \frac{a_2}{a_1} \eta'_{\text{总}} \quad (3-62)$$

根据前两式可得:

$$d_3 = 1.12 \sqrt{\frac{P_{\text{分}}}{\frac{b_2 a_2}{b_1 a_1} \eta'_{\text{总}}} - 150 \frac{c_2}{c_1} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2} \quad (3-63)$$

(4) 油管设计 油管的功能是将由主缸输出的油液及油压输送至分缸, 完成对离合器的分离和接合, 控制信息的传递。油管中的油压不可避免地会引起管子的膨胀, 从而减少流量的输出, 因此需要增加踏板行程 S_n 。参看式 (3-61), 可将 S_n 改写成下式:

$$S_n = S'_n / \eta \quad (3-64)$$

下面通过油管膨胀引发体积的变化 dV 来估计 η 。假设流量是连续定量的, 由踏板直接操纵的主缸流出的油液体积为 V 。它等于进入分缸的油液体积, 但实际上主缸需输出 $(V + dV)$ 的体积, 才能保证有 V 的体积进入分缸, 因此, 其传输效率 η 可写成

$$\eta = \frac{V}{V + \Delta V} \quad (3-65)$$

体积的改变量 ΔV 的计算如下: 设油压为 $p_{\text{油}}$, 油管内径为 $d_{\text{内}}$, 油管壁厚为 h_t , 在油压的作用下, 油管内壁上的应力 σ_r 为

$$\sigma_r = \frac{p_{\text{油}} d_{\text{内}}}{2 h_t} \quad (3-66)$$

油管内径增大, 其径向应变为

$$\varepsilon_r = \Delta d_{\text{内}} / d_{\text{内}} \quad (3-67)$$

式中, $\Delta d_{\text{内}}$ 为油管内径增加量。

由材料力学应力应变关系, 可得

$$\Delta d_{\text{内}} = \frac{p_{\text{油}} d_{\text{内}}^2}{2 h_t E} \quad (3-68)$$

油管断面面积的增加量 ΔA 为

$$\Delta A \approx \frac{\pi}{2} d_{\text{内}} \Delta d_{\text{内}} \quad (3-69)$$

故所需增加的油的输出 ΔV 为

$$\Delta V = \Delta AL = \frac{\pi p_{\text{油}} d_{\text{内}}^3}{4 h_1 E} L \quad (3-70)$$

式中, E 为油管材料的弹性模量; L 为油管的长度。

从式 (3-70) 中可以看到在布置上尽量减小管子长度 L 、增加壁厚 h_1 、采用弹性模量 E 较大的管子材料等可提高效率 η 。

此外, 在油管设计中, 当布置油液管路时, 应留足够的长度, 以免发动机在晃动时使油管受到附加应力; 管子要有足够的柔性, 以便于安装维护; 管路的走向要注意避免热源, 防止管内油液产生气泡。

(5) 其他类型操纵机构简介 拉索式操纵系统是机械式的操纵系统。在此讨论拉索设计主要出于功能上的考虑, 其强度校核比较简单而且不是关键, 故不进行仔细分析。拉索的功能是把离合器踏板输出的力和行程传到分离叉上, 再由分离叉传至分离轴承使离合器动作。

现设踏板作用在拉索上的力为 P_i , 拉出拉索的长度 (行程) 为 S_i , 拉索在另一端的输出力为 P_o , 而在其输出端 (分离叉处) 被拉进去的长度 (行程) 为 S_o , 如图 3-35 所示。

理论上, $P_i = P_o$, $S_i = S_o$, 但实际上有损失, 即 $P_o < P_i$, $S_o < S_i$, 可以写成

$$P_o = P_i - \sum F_{Li} \text{ 和 } S_o = S_i - \sum S_{Li}$$

式中, $\sum F_{Li}$ 为输入力的总损失, 它是由于摩擦造成的, 包括几个方面, 可采取以下一些措施使其损失达到

最小: ①尽量减小折弯, 如要折弯, 折弯处的曲率半径至少是钢索直径的 100 倍; ②尽量减小钢索与其导套之间的摩擦, 钢索与导套之间要适当润滑; ③减少拉索两端角位移。

$\sum S_{Li}$ 为输出行程的损失, 用来补偿拉索在使用中产生的伸长, 包括以下几个方面:

1) 钢索受力后的弹性伸长 δL_o :

$$\delta L_o = \frac{P_i L}{AE} \quad (3-71)$$

式中, L 为钢索有效长度; A 为钢索横截面积; E 为材料弹性模量。

2) 拉索结构性伸长。因钢索由多股钢丝绞合而成, 所以钢丝间会有间隙, 施加载荷后, 间隙的消除导致了拉索的伸长。股数越多伸长量越大。要减少这种伸

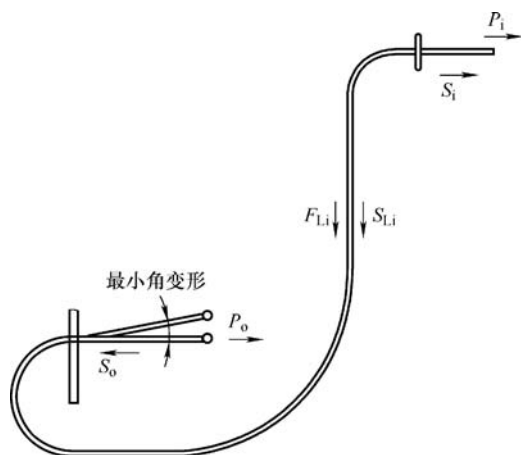


图 3-35 拉索计算示意图

长,需用较工作负荷有更大安全系数的拉索。

3) 弯曲变化引起的伸长。在工作过程中,拉索发生弯曲变化会使行程受损。要减少这种损失,可在弯曲处任意一端沿其曲线的切线方向将拉索固定住。

4) 温度改变引起的伸长。其伸长量可用下式表示:

$$\delta L_t = \alpha L \delta T \quad (3-72)$$

式中, δT 为温度变化量; α 为拉索材料的线膨胀系数。

通过上面的分析可以看到,如果拉索在设计上能按照上面的要求去做,拉索的强度可满足要求,不一定再进一步做强度校核。

带有自动调整机构的拉索式操纵系统如图 3-36 所示。拉索式与机械式主要的不同之处在于,前者用拉索而后者用推拉杆。拉索式操纵系统自动调整机构在离合器踏板处。在踏板臂轴销上自由套着棘轮,离合器拉索和棘轮相连,只要能转动棘轮,就能拉动拉索,使离合器分离。从图 3-36 中可以看

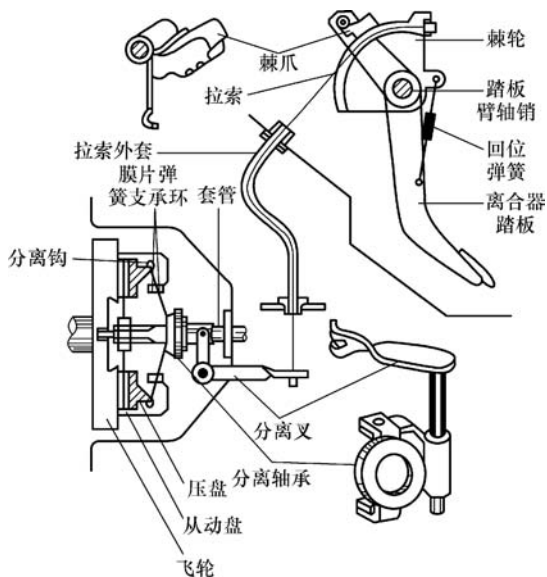


图 3-36 带有自动调整机构的拉索式操纵系统

到,在棘轮上面有一棘爪,它和踏板上臂相连,通常情况,棘爪总和棘轮相啮合。因此,只要踩下踏板,通过棘爪就能使棘轮转动,使离合器分离。当摩擦片磨损后,膜片弹簧的分离指连带分离轴承向后退并以相反方向拉动拉索。由于棘轮可自由地逆时针方向转动,从而起到自动调整的作用,不会使分离指(或分离杆)和分离轴承之间出现负间隙。

3.5 设计校核

离合器总成包括操纵系统设计完成后(包括总成、零件都要完成设计)要进行校核。开始设计时所选取的各种参数、结构尺寸,在设计过程中可能进行了调整(可能是比较大的或者是比较小的调整),因而,需要校核确定最终结果的可行性与正确性。

校核的主要内容包括两个方面:①结构空间符合设计目标的情况;②功能与性能符合设计目标的程度。

(1) 结构空间校核内容与方法 结构空间校核内容之一是离合器内部零件之间是否位置正确,零件之间是否有干涉。另外一个内容是,离合器与飞轮壳等是否有干涉,位置是否正确。

目前,三维建模工具很多,应用三维建模工具进行虚拟装配,检查装配结果是否有干涉,可以比较直观地进行空间结构校核。

(2) 功能与性能校核内容与方法 功能校核是初步设计完成后进行的基本校核。包括校核设计对象是否能够实现离合器的基本功能。

性能校核包括离合器的基本性能:

1) 传递转矩能力是否达到设计目标,主要是以夹紧载荷、传递的摩擦力矩等来描述,以及根据统计学方法、公差范围选取是否会导致实际结果偏离目标。

2) 离合器的分离特性,包括压盘升程以及与飞轮的平行性、分离载荷等,要考虑设计时的公差选取对分离特性的影响。

3) 扭转减振器减振特性是否符合基本要求,主要考虑止动销起作用前弹簧承载的极限转矩,正常工作情况下,不应经常出现达到极限转矩的现象。扭转减振器一般应有怠速减振装置。扭转减振器是解决传动系统 NVH 的装置,更多的计算分析在动力与传动系统的扭转振动匹配中加以解决。

4) 其他性能的校核,例如不平衡量等,其结果应该至少符合相关标准要求。

第4章

汽车离合器零件的技术要求与设计

虽然零件设计是在总成约束条件下进行的,但是,关键零件的设计是离合器设计实现的关键。这些零件按照结构特点可以分为:铸造毛坯并切削加工件,主要是压盘;锻造件并切削加工,例如从动盘盘毂;冲压件,例如膜片弹簧和离合器盖;螺旋弹簧;冷锻制造的铆钉等。本章下面分别介绍各种零件的设计问题。

4.1 膜片弹簧

在膜片弹簧设计中使用图4-1所示的符号,膜片弹簧的工作情况可以分为下列三种工作状态来研究(如图4-2)。

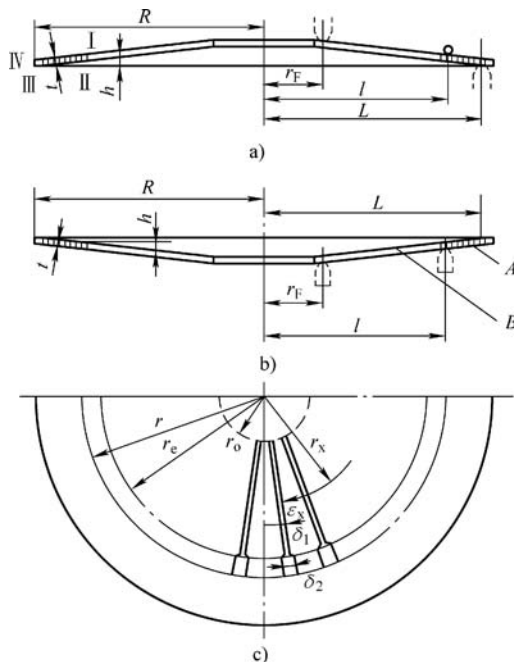


图4-1 膜片弹簧的尺寸符号简图

a) 推式(正视图) b) 拉式(正视图) c) 俯视图

R —膜片弹簧外半径 r —碟簧部分内半径(窗孔外半径) h —碟簧部分内截锥高度(内锥高)
 t —弹簧板厚度(板厚) L —外支承半径[推式:与压盘接触半径,拉式:与离合器盖(或支承环)接触半径]
 l —内支承半径[推式:与离合器盖(或支承环)接触半径,拉式:与压盘接触半径]
 r_F —小端加载半径(与分离轴承接触半径) r_o —小端内半径
 r_e —窗孔内半径 δ_1 —小端槽宽 δ_2 —窗孔槽宽

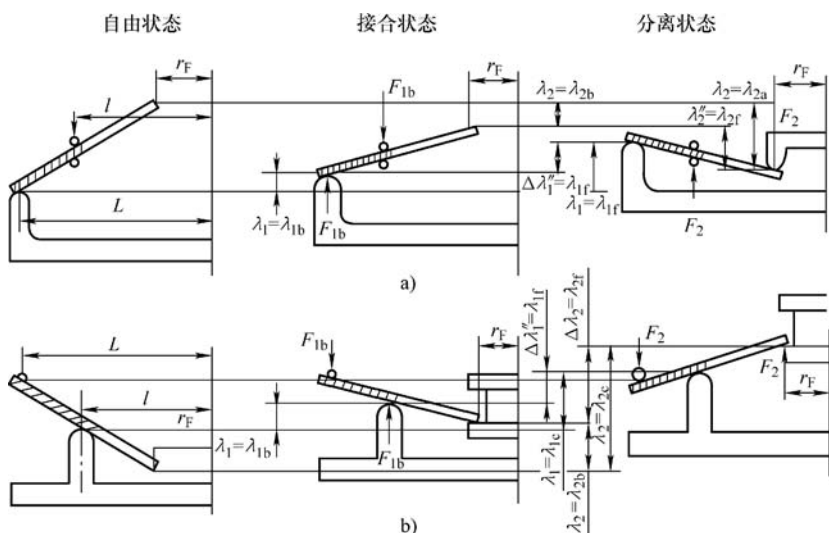


图 4-2 膜片弹簧的工作情况

a) 推式 b) 拉式

(1) 自由状态 当离合器盖及压盘总成尚未与发动机飞轮装合以前, 膜片弹簧处在近似于自由状态 (由于压盘与离合器盖已与传动片相连, 使膜片弹簧稍微受压), 推式以大端朝前 (靠近飞轮面或压盘摩擦面), 而拉式以小端朝前 (靠近飞轮面或压盘摩擦面)。

(2) 接合状态 当离合器盖及压盘总成与飞轮装合时, 在推式中, 离合器盖通过图 4-2 所示上侧支承环对膜片弹簧中部施加压紧力 F_1 , 而膜片弹簧大端与压盘接触处作用着支承反力 F_1 ; 在拉式中, 离合器盖通过盖内支承环对膜片弹簧大端施加压紧力 F_1 , 而膜片弹簧中部与压盘接触处作用着支承反力 F_1 。接合状态时膜片弹簧被压紧到趋近于压平状态的预加压缩状态, 从而将从动盘摩擦片压紧在飞轮与压盘之间, 离合器处于接合位置。从图 4-2 中可见压紧力为 F_{1b} , 大小端的变形量分别为 $\lambda_1 = \lambda_{1b}$ (在 L 处) 与 $\lambda_2 = \lambda_{2b}$ (在 r_f 处), 只有圆环形的碟簧部分受载, 而分离指部分并不受载。

(3) 分离状态 将分离轴承向前推向飞轮 (推式) 或向后拉离飞轮 (拉式) 时, 作用于膜片弹簧小端加载半径 r_f 处的分离力 F_2 使膜片弹簧以中部处前支承环 (推式) 或大端处支承环 (拉式) 为支点, 继续受到压缩。此时, 膜片弹簧的大端 (推式) 或中部 (拉式) 对压盘的压紧力 F_1 逐渐减小直到消失, 使从动盘总成分离, 离合器处于分离位置。膜片弹簧受压缩超过压平位置后, 呈反锥形的翻转状态 (在作用力减小后, 由于弹性恢复力, 膜片弹簧仍能恢复到正锥形的初始形状)。当分离位置时, 膜片弹簧大小端所产生的附加变形量分别为 $\Delta\lambda_1'' = \lambda_{1f}$ (f 表示分离, λ_{1f} 称为压盘升程) 与 $\Delta\lambda_2'' = \lambda_{2f}$ (λ_{2f} 称为分离轴承行程, 简称分离行程), 于是总变形量分别为 $\lambda_1 = \lambda_{1b} + \Delta\lambda_1''$, $\lambda_2 = \lambda_{2b} + \Delta\lambda_2''$ 。分离位置时推式膜式弹簧的

工作情况与碟形弹簧不同，而拉式膜片弹簧的情况却与开槽碟形弹簧相似。

下面介绍具体设计问题。

4.1.1 技术要求

- 1) 膜片弹簧材料应为优质性能弹簧钢材。
- 2) 弹簧 D 形孔（即穿过膜片弹簧铆钉用孔）以及开槽尺寸等符合离合器设计的约束条件。
- 3) 满足膜片弹簧的载荷 - 变形特性满足盖总成要求（包括大端载荷与变形特性、小端载荷与变形特性）。
- 4) 所设计的膜片弹簧的Ⅰ点、Ⅱ点、Ⅲ点的最大工作应力不超过各自的许用应力值。

4.1.2 结构设计确定

一般膜片弹簧的结构如图 4-1 所示，图 4-1 是一个推式的示意图。但无论是推式的或是拉式的都是由碟形部分和分离指部分组成，特别是碟形部分没有区别，分离指部分一般是如图 4-1 所示直线形的，其他的形式分离指如图 4-3 所示。具体采用哪种分离指形式，除了离合器设计约束条件以外，还要考虑允许的空间。此外，碟形部分与分离指的连接处的孔的形式，有圆孔、椭圆孔和长方孔，如图 4-4 所示。圆孔的优点是便于设计制造冲孔冲头，避免使用过程中的应力集中。虽然椭圆孔也可以避免使用过程中的应力集中，但冲孔冲头制造比圆孔稍显麻烦。长方孔的

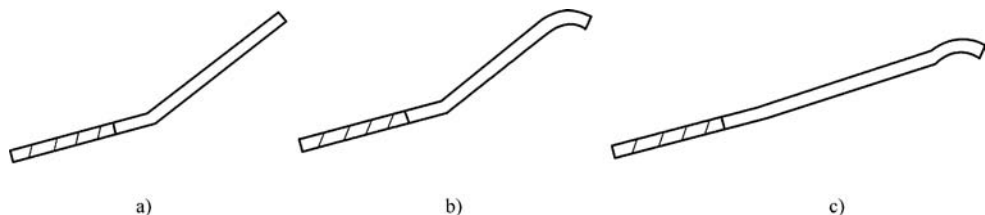


图 4-3 分离指的形式

a) 折线形 b) 折线形带圆弧 c) 直线形带圆弧

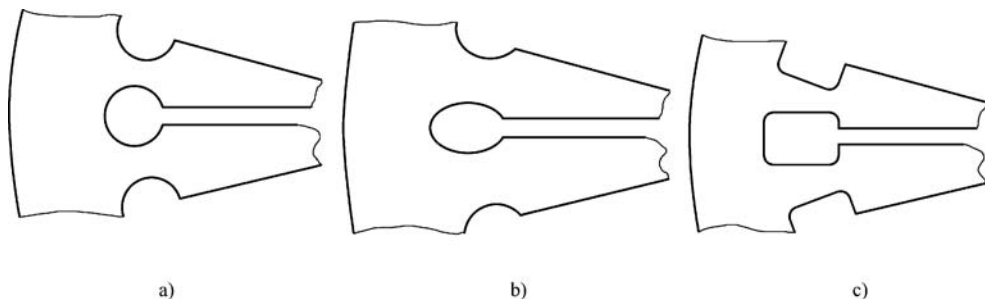


图 4-4 碟形部分与分离指连接孔的形式

a) 圆孔形 b) 椭圆孔形 c) 长方孔形

最大缺点是圆弧与直线段的衔接处可能导致应力集中,即圆弧与直线衔接处可能是疲劳破坏点。

在结构形式确定以后,需要确定一些基本参数。膜片弹簧的 R 、 r 、 L 、 l 、 r_f 、 r_e 由离合器初始给定的约束条件确定。在膜片弹簧设计时需要确定的有分离指数 n 以及 δ_1 、 δ_2 、 t 等。这些参数都确定或选定后,即进行设计计算,并同时进行图样设计。

4.1.3 力学模型与数学模型

要进行设计计算,就需要建立相应的力学模型和数学模型。目前,教科书中膜片弹簧设计计算方法是基于最早由美国通用汽车公司研究试验部工程师阿尔曼与拉斯路于1936年提出的近似计算公式(简称A-L法)。该方法是由碟形弹簧的计算方法引申出来的。而该方法获得的模型采用了如下假设:

① 在轴向载荷 F 的作用下,碟形弹簧的矩形子午截面只是绕中心锥面的某一中性点 O (又称为翻转中心点)转动一个转角 φ ,而矩形截面本身并没有变形。这是根据1930年铁摩辛柯所提出的假设。

② 当碟形弹簧受载时,其载荷和支承反力都是均匀地分布在内圆周和外圆圆周上。

③ 碟形弹簧的初始锥底角 α 较小,当受载变形时,碟形弹簧的转角 φ 与变形量 λ 之间的关系是线性的(若初始锥底角 α 较大,则转角 φ 与变形量 λ 之间的关系不是线性的)。

④ 碟形弹簧的材料是各向同性的线性体,具有完全弹性,其应力与应变关系是符合胡克定律的,在卸载后没有塑性变形。

⑤ 碟形弹簧在制造过程中由于热处理、喷丸和强压处理后所产生的残余内应力未加考虑。

⑥ 当受载变形时,碟形弹簧与上下支承之间的滑动摩擦未加考虑。

⑦ 当受载变形时,碟形弹簧与两个支承的接触点位置仍保持不变,对支承环面圆角半径的影响未加考虑。

(1) 弹性特性设计计算

1) 大端载荷与变形特性。膜片弹簧认为是由碟形部分(即碟形弹簧)和分离指部分组成的,而在推导膜片弹簧的载荷变形关系(即大端载荷-变形)时,忽略分离指的影响,即假设膜片弹簧在承载过程中,其子午断面刚性地绕此断面上的某中性点 O 转动(见图4-5)。

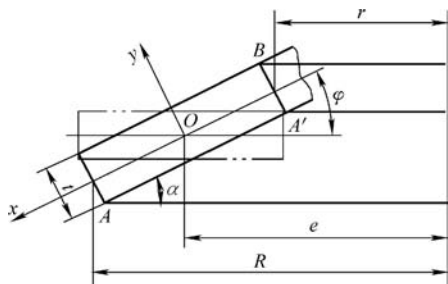


图4-5 子午断面绕中性点的转动

通过支承环和压盘加在膜片弹簧上的载荷 F_1 (N) 集中在支承点处, 加载点间的相对轴向变形为 λ_1 (mm) (见图 4-6b), 则膜片弹簧的弹性特性 (见图 4-7) 用式 (4-1) 表示:

$$F_1 = f(\lambda_1) = \frac{\pi E h \lambda_1}{6(1 - \mu^2)} \frac{\ln(R/r)}{(L - l)^2} \left[\left(h - \lambda_1 \frac{R - r}{L - l} \right) \left(h - 0.5 \lambda_1 \frac{R - r}{L - l} \right) + t^2 \right] \quad (4-1)$$

式中, E 为材料的弹性模量 (MPa), 对于钢 $E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$; μ 为材料的泊松比, 对于钢: $\mu = 0.3$; h 为膜片弹簧自由状态下碟簧部分的内截锥高度 (mm); t 为膜片弹簧钢板厚度 (mm); R 、 r 分别为自由状态下碟簧部分大、小端半径 (mm); L 、 l 分别为压盘加载点和支承环加载点半径 (mm)。

该式 (4-1) 适合于推式, 也适合于拉式。当设计膜片弹簧的大端载荷 - 变形关系时, 即可采用该公式。

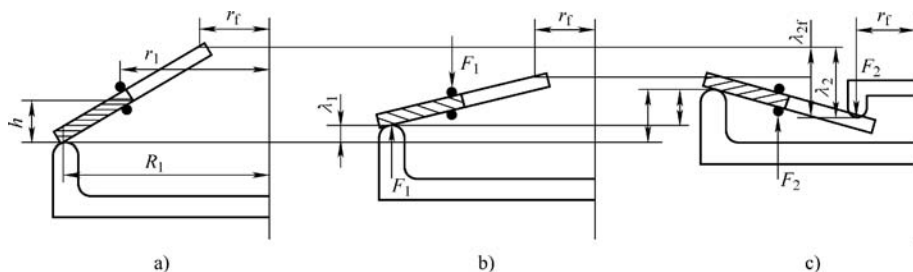


图 4-6 膜片弹簧在不同工作状态时的变形

a) 自由状态 b) 压紧状态 c) 分离状态

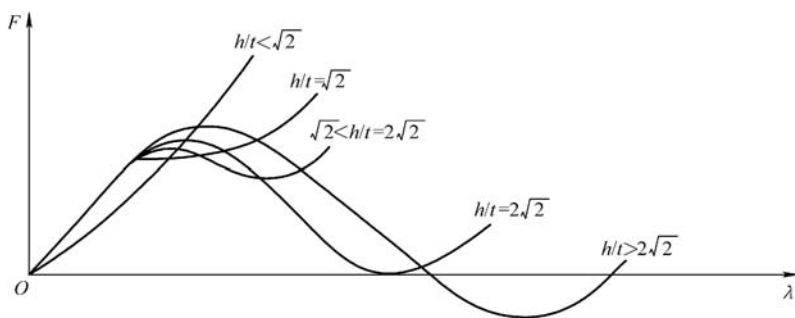


图 4-7 膜片弹簧的弹性特性曲线

2) 小端载荷与变形特性。当离合器分离时, 膜片弹簧的加载点将发生变化 (见图 4-6c)。设分离轴承对分离指端所加载荷为 F_2 (N), 相应作用点变形为 λ_2 (mm), 另外, 在分离与压紧状态下, 只要膜片弹簧变形到相同的位置, 其子午断面从自由状态也转过相同的转角, 对于推式则有如下关系

$$\lambda_2 = \frac{l - r_f}{L - l} \lambda_1 \quad (4-2)$$

$$F_2 = \frac{L-l}{l-r_f} F_1 \quad (4-3)$$

将式 (4-2)、式 (4-3) 代入式 (4-1)，可以求得 F_2 与 λ_2 的关系为

$$F_2 = f(\lambda_2) = \frac{\pi E t \lambda_2}{6(1-\mu^2)} \frac{\ln(R/r)}{(l-r_f)^2} \left[\left(h - \lambda_2 \frac{R-r}{l-r_f} \right) \left(h - 0.5 \lambda_2 \frac{R-r}{l-r_f} \right) + t^2 \right] \quad (4-4)$$

同样可以求得拉式膜片弹簧的 F_2 与 λ_2 的关系为

$$F_2 = f(\lambda_2) = \frac{\pi E t \lambda_2}{6(1-\mu^2)} \frac{\ln(R/r)}{(L-r_f)^2} \left[\left(h - \lambda_2 \frac{R-r}{L-r_f} \right) \left(h - 0.5 \lambda_2 \frac{R-r}{L-r_f} \right) + t^2 \right] \quad (4-5)$$

注意：这里的 λ_2 与离合器膜片弹簧分离指处的分离行程不同，要计算离合器膜片弹簧分离指处的分离行程需要考虑弹簧的初始变形，以及分离指的弯曲变形量，本节后面再介绍。

3) 工作状态下小端载荷与变形。由于汽车离合器是在常接合模式下工作，即膜片弹簧小端存在初始变形影响。在这种模式下，膜片弹簧的小端载荷-变形关系不同于式 (4-4)，而是如图 4-8c 所示，即离合器分离过程中的小端载荷-变形是从初始图 4-8b 的曲线一部分再加上一段近似斜线组成。造成这种现象的原因是，在内外圈支承的作用下，碟形部分变形，由于杠杆比使得小端也产生了变形（虽然没有加载荷），小端变形的起始点向右移动了一段距离。在这个起始点再施加载荷是离合器分离的真实工况。图 4-8c 中 $O_2 b_2$ 段斜线是由于分离指的弯曲变形所致。

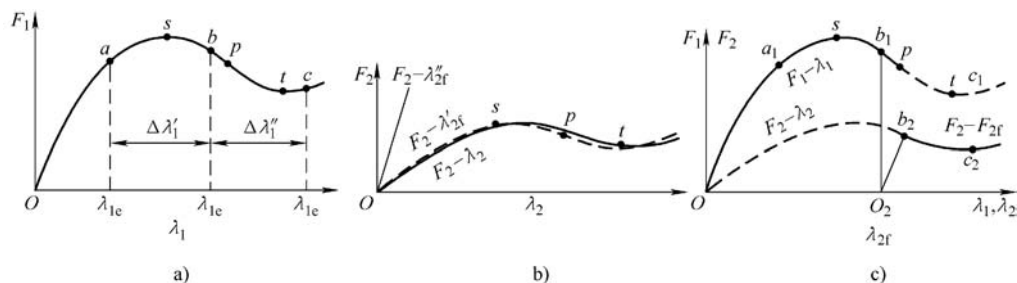


图 4-8 膜片弹簧的基本载荷-变形特性

a) $F_1 = f(\lambda_1)$ b) $F_2 = f(\lambda_2)$ c) $F_1 = f(\lambda_1)$ 与 $F_2 = f(\lambda_2)$

由于膜片弹簧子午截面从接合状态开始受载荷 F_2 转动角位移 φ 而产生的变形量，对于推式离合器膜片弹簧可由式 (4-2) 表示。对于拉式离合器膜片弹簧，以 L 处为支点，拉式的杠杆比为 $\frac{L-r_f}{L-l}$ ，则得从接合状态开始受载荷 F_2 转动角位移 φ 而产生的变形量为

$$\lambda_2 = \frac{L - r_f}{L - l} \lambda_1 \quad (4-6)$$

式(4-6)未考虑分离指的弯曲变形量对应的 λ_2 。由于分离指弯曲变形客观存在,需计算分离指弯曲变形。由于分离指在小端载荷 F_2 下的弯曲变形量(挠度)为 λ_{2w} (推式与拉式计算公式相同)。因分离指的数目 n 较多(一般12~18个),而初始锥底角 α 又较小(一般 $8^\circ \sim 15^\circ$),为简便将分离指的切向曲率略去不计,则可取其切向截面为矩形,宽度方向为梯形,将分离指看成是由两段梯形悬臂梁串联所组成。由此可利用材料力学求变形的公式可求得

$$\lambda_{2w} = \frac{6 F_2 r_f^2}{\pi E t^3} \left(\frac{A_1}{\beta_1} + \frac{A_2}{\beta_2} \right) \quad (4-7)$$

式中, β_1 、 β_2 分别为分离指舌尖部与舌根部的宽度系数,分别为

$$\beta_1 = 1 - \frac{\delta_1 n}{\pi(r_e + r_f)}, \beta_2 = 1 - \frac{\delta_2 n}{\pi(r_e + r)} \quad (4-8)$$

式中, δ_1 、 δ_2 分别为膜片弹簧的小端槽宽与窗孔槽宽。

A_1 、 A_2 系数,根据比值 $a = r/r_f$ 与 $b = r_e/r_f$ 计算

$$\begin{cases} A_1 = 0.5(b^2 - 1) - 2(b - 1) + \ln b \\ A_2 = 0.5(a^2 - b^2) - 2(a - b) + \ln\left(\frac{a}{b}\right) \end{cases} \quad (4-9)$$

4) 工作状态下小端变形与大端变形。如果不计分离指在 F_2 作用下的弯曲变形,则推式的分离轴承推分离指的移动行程 λ_{2f} (见图4-6c)为

$$\lambda_{2f} = \frac{l - r_f}{L - l} \lambda_{1f} \quad (4-10)$$

式中, λ_{1f} 为压盘的分离行程。

拉式的分离轴承推分离指的移动行程 λ_{2f} 为

$$\lambda_{2f} = \frac{L - r_f}{L - l} \lambda_{1f} \quad (4-11)$$

实际上,分离指肯定要产生弯曲变形,而压盘的分离行程是离合器设计中至关重要的参数,可以采用式(4-7)求解弯曲变形量 λ_{2w} 。 $(\lambda_{2f} + \lambda_{2w})$ 才是对应于 F_2 的分离轴承推分离指的移动行程。

离合器分离过程中,分离轴承推分离指的移动行程与载荷之间的关系可以采用式(4-4)、式(4-5)、式(4-7)计算得到,计算比较复杂。目前,工程设计计算可以采用有限元法,这个内容在计算机辅助设计中再介绍。

(2) 应力计算与强度设计 在结构设计符合约束条件应力计算与强度设计,以及弹性性能设计符合所配离合器要求后,需要计算膜片弹簧的应力并检验是否符合强度要求,这涉及应力与变形关系。由于膜片弹簧是以碟形弹簧为原型发展而来,其应力与变形关系有很多相似之处。为此,先介绍碟形弹簧的应力与变形

关系。

图4-9所示为碟形弹簧轴向截面位置代号示意图（膜片弹簧的位置代号与此相同），后面介绍的内容基于此。图中Ⅰ点、Ⅱ点、Ⅲ点、Ⅳ点为四个角点， O 点为翻转中心， OM 点为与 O 点半径相同的上表面点。

研究表明，切向应力决定碟形弹簧的强度，Ⅰ点、Ⅱ点、Ⅲ点、Ⅳ点、 OM 点几个特征点的切向应力能描述碟形弹簧四个特征点切向随变形量的变化。图4-10~图4-12所示为内截锥高度 h 、板厚 t 对切向应力的影响。

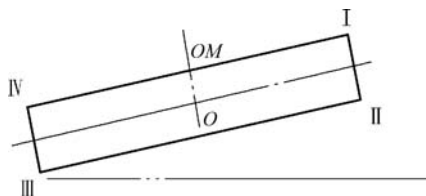


图4-9 碟形弹簧轴向截面位置代号示意图

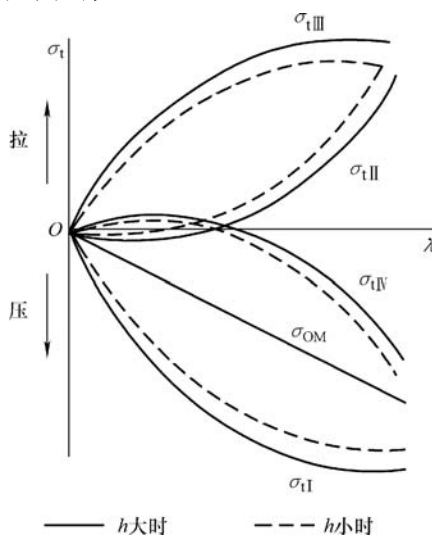


图4-10 内截锥高度 h 改变时碟形弹簧的应力-变形特性

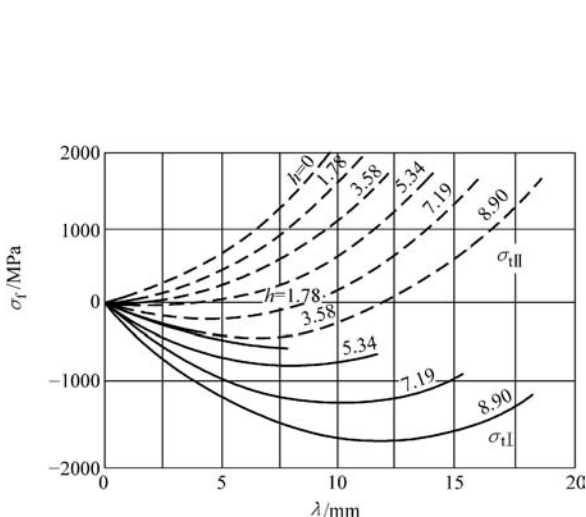


图4-11 内截锥高度 h 不同时碟形弹簧的应力-变形特性（ $254D \times 127d \times 2.54t$ ）

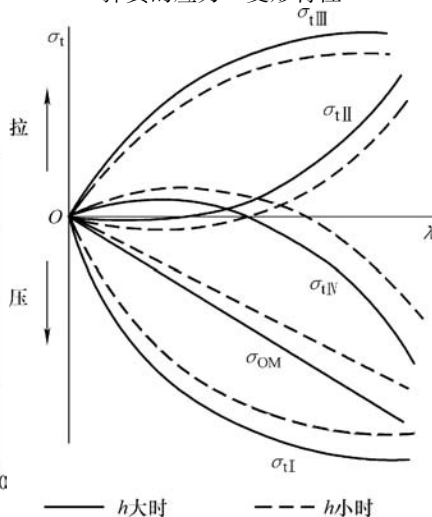


图4-12 弹簧板厚度 t 改变时碟形弹簧的应力-变形特性

采用 A-L 法推导获得的膜片弹簧的应力-变形计算公式为

$$\sigma_{\text{I}} = \frac{-E\lambda_1(R-r)/(L-l)}{(1-\mu^2)(R-r)} \left\{ \left[\frac{R-r}{r \ln\left(\frac{R}{r}\right)} - 1 \right] \left(\frac{h}{R-r} - \frac{0.5\lambda_1(R-r)/(L-l)}{R-r} \right) + \frac{0.5t}{r} \right\} \quad (4-12)$$

$$\sigma_{\text{I}\text{I}} = \frac{-E\lambda_1(R-r)/(L-l)}{(1-\mu^2)(R-r)} \left\{ \left[\frac{R-r}{r \ln\left(\frac{R}{r}\right)} - 1 \right] \left(\frac{h}{R-r} - \frac{0.5\lambda_1(R-r)}{\frac{L-l}{R-r}} \right) - \frac{0.5t}{r} \right\} \quad (4-13)$$

$$\sigma_{\text{I}\text{I}\text{I}} = \frac{-E\lambda_1(R-r)/(L-l)}{(1-\mu^2)(R-r)} \left\{ \left[\frac{R-r}{R \ln\left(\frac{R}{r}\right)} - 1 \right] \left(\frac{h}{R-r} - \frac{0.5\lambda_1(R-r)}{\frac{L-l}{R-r}} \right) - \frac{0.5t}{R} \right\} \quad (4-14)$$

$$\sigma_{\text{I}\text{V}} = \frac{-E\lambda_1(R-r)/(L-l)}{(1-\mu^2)(R-r)} \left\{ \left[\frac{R-r}{R \ln\left(\frac{R}{r}\right)} - 1 \right] \left(\frac{h}{R-r} - \frac{0.5\lambda_1(R-r)/(L-l)}{R-r} \right) + \frac{0.5t}{R} \right\} \quad (4-15)$$

$$\sigma_{\text{OM}} = \frac{-0.5E\lambda_1 t \ln\left(\frac{R}{r}\right)(R-r)/(L-l)}{(1-\mu^2)(R-r)^2} \quad (4-16)$$

利用式(4-12)~式(4-16)即可计算膜片弹簧在不同变形量时的应力,并且根据所选用材料等,判断设计方案是否符合强度要求。但是,膜片弹簧疲劳强度是一个复杂问题,除了与所选材料有关外,还与工艺因素以及一些已知的和未知的规律有关。设计时如何考虑各种因素等将在接下来的小节中再进一步介绍。

4.1.4 设计问题的处理

(1) 弹性特性 正如前文,膜片弹簧设计多采用近似计算法,例如车辆工程的教科书即采用 A-L 法。但是,膜片弹簧制造完成后,试验检测所得结果常常与计算结果设计有较大的差别,这种情况在汽车工程中是不允许出现的。为此,有不少专业人员研究膜片弹簧计算方法,获得了不少有价值可以参考的结果。

为什么探讨产生试验结果与设计值不符的原因,有必要再一次分析力学模型和数学模型建立时的几点假设。

1) 母线弯曲问题。假设在轴向载荷 F 的作用下,碟形弹簧的矩形子午截面只是绕中心锥面的某一中性点 O (又称为翻转中心点) 刚性转动一个转角 φ ,而矩形截面本身并没有变形。

针对这个假设,有文献专门设计试验来验证膜片弹簧大端加载后碟形弹簧部分刚体转动的假设。试验是在专门测试膜片弹簧载荷-变形的试验装置上进行,以某 9.5in 离合器的膜片弹簧为研究对象。试验采用该种离合器膜片弹簧试验时专用夹

具。用百分表分别测试了沿膜片弹簧母线上 A、B、C、D、E 点的位移，如图4-13 所示。该膜片弹簧的外支承半径 $L=113\text{mm}$ ，内支承半径 $l=88\text{mm}$ ，各测验点离膜片弹簧中心距离见表4-1。A 点离膜片弹簧中心距离与外支承半径 L 相同。测试时，以 A 点处百分表为基准，每加载到该百分表读数增加 1mm 时，记录各测点位移和载荷。测试结果列在表4-2 中，同时列出假设条件计算结果。

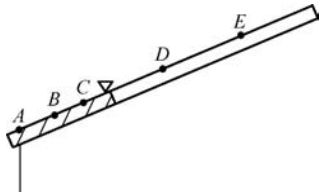


图 4-13 测量点位置

表 4-1 测点离膜片弹簧中心距离

测点	A	B	C	D	E
离膜片弹簧中心距离/mm	113	101	95	70	50

表 4-2 测点测量数值

测量点位移/mm									载荷/N
A	B		C		D		E		
实测值	实测值	计算值	实测值	计算值	实测值	计算值	实测值	计算值	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-1.00	-0.46	-0.52	-0.31	-0.28	0.55	0.72	1.19	1.52	3050
-2.00	-0.90	-1.04	-0.61	-0.56	1.25	1.44	2.60	3.04	5010
-3.00	-1.33	-1.56	-0.93	-0.84	1.97	2.16	4.06	4.56	5740
-4.00	-1.79	-2.08	-1.21	-1.12	2.71	2.88	5.57	6.08	5520
-5.00	-2.23	-2.60	-1.50	-1.40	3.49	3.60	7.15	7.60	4740
-6.00	-2.70	-3.12	-1.80	-1.68	4.33	4.32	8.79	9.12	3830
-7.00	-3.16	-3.64	-2.10	-1.96	5.18	5.04	10.43	10.64	3380
-8.00	-3.60	-4.16	-2.30	-2.24	6.05	5.76	12.09	12.16	4190

图 4-14 所示为施加不同载荷时对应的各个位置母线位置。图中，实线为刚体转动时位置，虚线为母线的弯曲形状。试验说明膜片弹簧母线确实弯曲，因此，A-L法在计算时一定会产生由此而导致的误差。

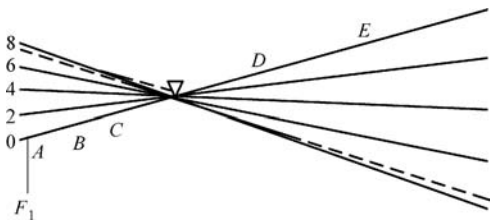


图 4-14 施加不同载荷时对应的各个位置母线位置

2) 材料均匀性问题。假设碟形弹簧的材料是各向同性的线性体，具有完全弹性，其应力与应变关系是符合胡克定律的，在卸载后没有塑性变形。

假设碟形弹簧在制造过程中由于热处理、喷丸和强压处理后所产生的残余内应

力未加考虑。

以上两项假设,均可能与工程实际不相符。制造膜片弹簧选用的弹簧钢原材料钢板或许可以视为符合假设,但它忽视在制造过程中由于热处理、喷丸和强压处理后所产生的残余内应力可能存在较大的差异。针对这个问题,有文献进行了专门研究热处理、喷丸和强压这些强化处理后所产生的残余内应力对膜片弹簧弹性特性有影响,文献的试验测试结果如图 4-15 所示。图 4-15 表明,强化处理对弹性特性存在着一定的影响。

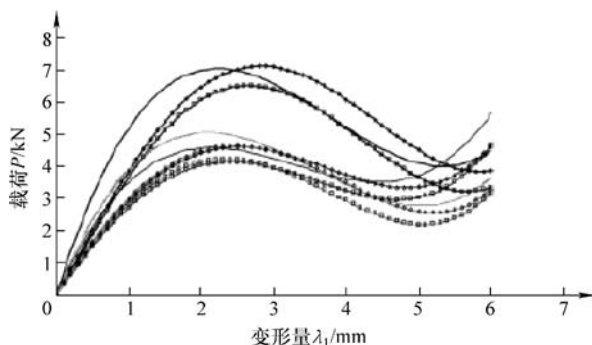


图 4-15 三类试件的载荷-变形关系曲线

— A 类试件 A-L 公式计算值 — C 类试件强化处理前的实测值
 — B 类试件 A-L 公式计算值 — A 类试件强化处理后的实测值
 — C 类试件 A-L 公式计算值 — B 类试件强化处理后的实测值
 — A 类试件强化处理前的实测值 — C 类试件强化处理后的实测值
 — B 类试件强化处理前的实测值

在分析强化处理带来的影响规律前,首先需要知道强化处理后的残余应力状况。分析发现,残余应力致使材料的属性发生了变化,材料不再符合各向同性的假设。有文献对某型膜片弹簧的残余应力进行了检测,检测采用某型 X 射线应力仪,检测部位如图 4-16 所示。测得的残余应力如图 4-17、图 4-18 所示。

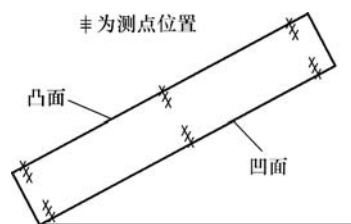


图 4-16 子午截面上测点位置示意图

切向应力可以根据 A-L 公式法计算,也可以采用仿真方法求解。一般碟形弹簧计算值可以选到 1500~1600MPa,一些文献介绍的切向应力试验结果为 1500~2000MPa。而图 4-17、图 4-18 中的切向残余应力可高达 1000MPa,即可知切向残余应力高达计算切向应力的 30%~50%。

从图 4-17、图 4-18 的实测数据可以看出,径向残余应力与切向残余应力是同数量级的数值。许多文献都给出了切向应力的计算方法。虽然也有文献给出了径向应力计算方法,但由于大挠度问题难于求解,目前还没有一个实际中方便使用的解算公式。为了获得径向应力及其分布规律,现可以采用有限元仿真计算方法。采用有限元仿真计算发现,碟形弹簧径向应力值都比较小,一般为 50~100MPa 数量

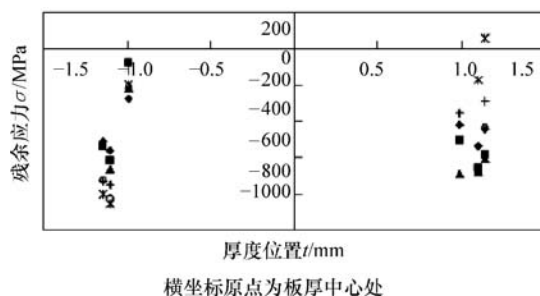


图 4-17 残余应力沿厚度方向分布示意图

- 靠近内径处径向应力
- × 靠近内径处切向应力
- 中径处径向应力
- +
- 中径处切向应力
- ▲ 靠近外径处径向应力
- 靠近外径处切向应力

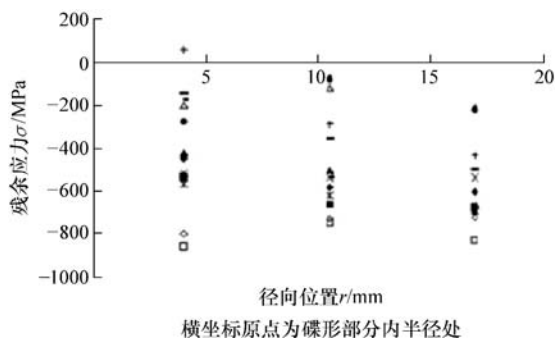


图 4-18 残余应力沿膜片弹簧径向分布示意图

- 凸面径向应力
- 凸面深0.04mm处径向应力
- ▲ 凸面深0.15mm处径向应力
- × 凹面径向应力
- × 凹面深0.04mm处径向应力
- 凹面深0.15mm处径向应力
- +
- 凸面切向应力
- +
- 凸面深0.04mm处切向应力
- +
- 凸面深0.15mm处切向应力
- 凹面切向应力
- 凹面深0.04mm处切向应力
- 凹面深0.15mm处切向应力

级。对比图 4-17、图 4-18 的数据可以发现，径向残余应力比计算的径向应力大得多，这将导致弹簧弹性特性的改变。

3) 窗孔、分离指等。

由于膜片弹簧的 $F_1 - \lambda_1$ 关系是在碟形弹簧基础上引申而来的，窗孔、分离指的影响需要考虑。按照如图 4-19 所示的窗孔宽度，研究不同窗孔宽度膜片弹簧相应的弹性特性。试验测量得到弹性特性的峰值、谷值见表 4-3。

研究表明，窗孔宽度的影响规律如图 4-20 所示。

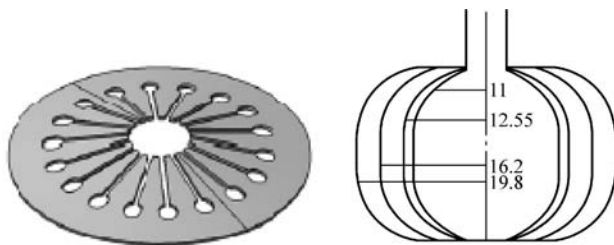


图 4-19 孔宽度改变示意图

表 4-3 试验测量得到弹性特性的峰值、谷值

宽度/mm		11.0	12.55	16.2	19.8	碟形弹簧
A_1	峰值/	试验	4956	4431	4152	4035
	试验					
	A-L 公式	3409	3333	3188	3135	3304
	谷值/N					
A_2	峰值/	试验	4587	4448	4157	4050
	试验					
	A-L 公式	3350	3311	3164	3117	3258
	谷值/N					
A_3	峰值/	试验	4554	4431	4116	4011
	试验					
	A-L 公式	3239	3208	3071	3019	3140
	谷值/N					
		A-L 公式		3444		

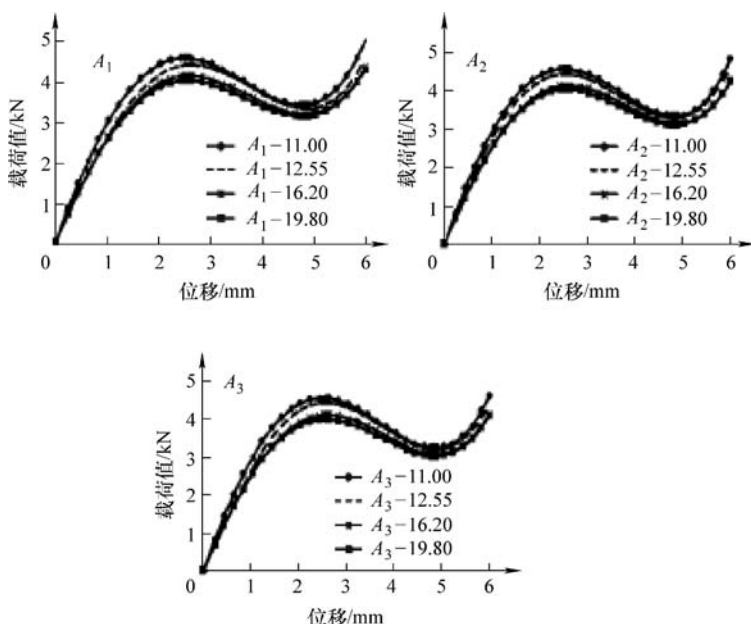


图 4-20 窗孔宽度的影响规律

有无分离指以及分离指长短对膜片弹簧弹性特性的影响，在田乃利“D 形孔宽度对膜片弹簧位移-载荷特性的影响”一文中进行了试验研究。将某型号的膜片弹簧按照如图 4-21 所示不同模式进行试验：第一步是完整的膜片弹簧试验测量 $F_1 - \lambda_1$ ，第二步是割掉 1/2 分离指后试验测量 $F_1 - \lambda_1$ ，第三步是从孔的上边缘处割掉分离指再次测量 $F_1 - \lambda_1$ ，第四步是从孔的 1/2 处割掉分离指测量 $F_1 - \lambda_1$ ，第五步是从孔的 3/4 处割掉分离指测量 $F_1 - \lambda_1$ ，第六步是从孔的根部割掉分离指（实际上是碟形弹簧）试验测量 $F_1 - \lambda_1$ 。试验测得的弹性特性峰值、谷值的变化规

律如图 4-22 所示。其他类型的膜片弹簧的试验结果也有类似的规律。

从图 4-22 中可以发现,分离指的大部分对膜片弹簧的弹性特性几乎没有影响,只是到了与碟形弹簧连接部位附近才产生影响。在应用 CAE 技术进行膜片弹簧设计时可以应用这个规律,以简化设计计算。

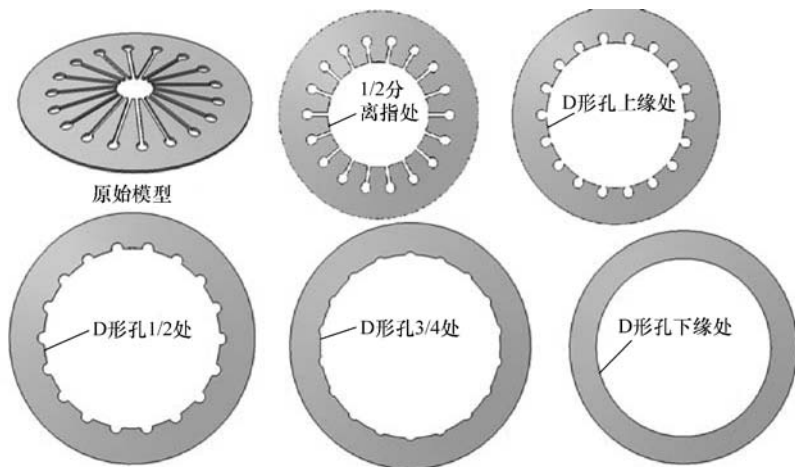


图 4-21 某型膜片弹簧不同长度分离指示意图

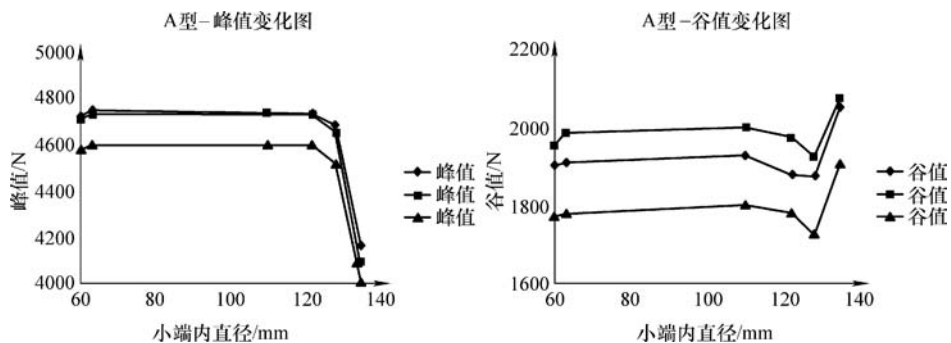


图 4-22 试验测得的弹性特性峰值、谷值的变化规律

文献对分离指数量对弹性特性的影响也进行了试验研究。将每类膜片弹簧制作成 12 指、15 指、18 指,分别测量其载荷变形曲线。其中一种型号的载荷-变形曲线如图 4-23 所示。从图 4-23 中可以发现,分离指数量对于峰值点以及附近的载荷有一定影响,分离指越少载荷越大,对谷值的影响相对较小。其他型号的膜片弹簧弹性特性变化规律与图 4-23 相似。这个规律可以作为对设计的修正参考。

此外,膜片弹簧的不规则在实际工程中存在,设计计算无法解决这个因素导致的设计计算不准确问题。

4) $F_1 - \lambda_1$ 关系的修正。若设计计算式存在误差应该给予关注。但是,从理论

上推导获得精准的设计计算公式是不可能的, 因此采用有限元法或修正的方法是可行的。

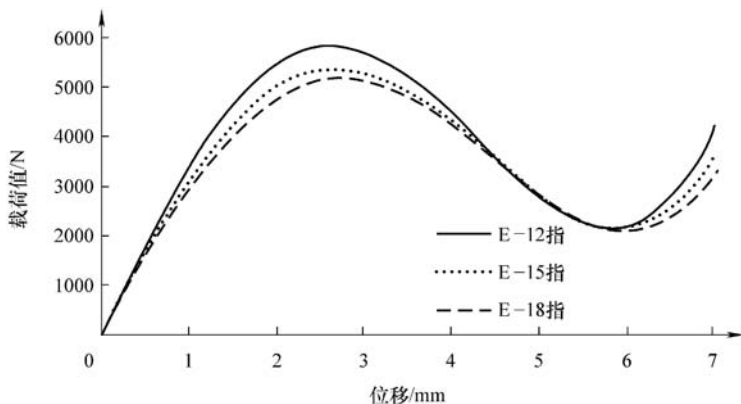


图 4-23 某型 12 指、15 指、18 指膜片弹簧载荷 - 变形试验曲线

在国内采用有限元法计算膜片弹簧弹性特性可以追溯到 20 世纪 80 年代末。许多研究者选一个特定的膜片弹簧, 做有限元计算得到一个与试验结果相符的计算结果, 其研究是否具有普遍的意义存在着疑问。而且, 一般的有限元法在计算弹性特性时无法考虑强化处理的影响。某文献提出了采用多种材料模型组合的有限元法计算弹簧载荷变形关系。

这种方法值得借鉴, 基本思路是: 首先将膜片 (或碟形) 弹簧实体分为多个区域。具体做法是, 沿着板厚方向分为多层, 同时沿着径向也分为多段; 而后针对不同区域的材料使用不同的材料模型; 最后, 进行单元划分、施加约束与载荷并进行计算。由于膜片弹簧的各个不同部位的残余应力情况不同, 若要真实地反映实际情况, 需要弹簧实体划分为无限多的区域, 这在实际中无法实现。可行的方法是将弹簧划分为较多的区域来近似代替无限多区域, 以获得比较理想的结果。根据以上思路, 对某 A、B、C 三类试件进行了试算。

考虑膜片弹簧的结构对称性, 取弹簧 $1/(2n)$ 的扇形区域作为研究对象 (n 为分离指数)。作为示例, 特将模型划分为较少的区域, 沿着板厚方向均匀分为三层, 凸面层和凹面层分别沿着径向划分为 m 个部分, 模型 (研究对象) 被分为 $2m+1$ 个小的区域。由于板厚的中间层受到喷丸与强压的影响小, 中间层小区域的材料使用试件材料本身的参数。

根据图 4-17、图 4-18 所示的残余应力检测结果, 设计不同小的区域的材料模型参数。由于喷丸与强压处理, 材料在各个区域的残余应力的形式以及大小有较大的差别。根据图 4-17、图 4-18 的检测结果可知, 残余应力基本上都是压应力。考虑弹簧变形过程中, 材料若为单向应力, 则总应力为外载产生的应力与残余应力的合成, 其应力与应变关系如式 (4-17) 所示。

$$\sigma = \sigma_0 + E\varepsilon = E'\varepsilon \quad (4-17)$$

式中, E 为材料的弹性模量; σ 和 ε 分别为应力与相应的应变; E' 为考虑了残余应力影响后的当量弹性模量, 与残余应力有关; σ_0 为单向残余应力。

因式 (4-17) 中的残余应力为负值, 则应变不是很大的情况下总应力均比较小, 可以认为是当量弹性模量较小。于是在有限元建模过程中, 在不同的区域设置不同材料的弹性模量。膜片弹簧某部位当量弹性模量可以按照式 (4-18) 的方法确定:

$$E' = E + aE + bE^2 + cE^3 \quad (4-18)$$

式中, a 、 b 、 c 为拟合系数, 根据实测的有残余应力、无残余应力状态下的膜片弹簧载荷变形关系, 和残余应力的数值以及分布确定。

采用多种材料模型组合的有限元模型对实例进行计算。对 A、B、C 三类试件根据膜片弹簧的对称性分别取 1/36、1/30、1/24 的扇形区域进行分析计算。沿着板厚度方向划分为三个区域, 即凸面层、中间层和凹面层。将中间层的弹性模量设为 $2.0 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$, 再将凸面层和凹面层沿着径向分别划分为四个小的区域, 根据式 (4-18) (或如图 4-17、图 4-18 所示的残余应力) 确定各个小区域的弹性模量。则模型被划分为九个小区域, 共使用九种材料模型。采用三维实体单元进行单元划分。根据力学关系施加约束, 图 4-24 所示为 B 类试件的分区与有限元模型。在有限元建模时, 还对模型进行了简化处理: 去掉了小的圆弧, 去除了对膜片弹簧载荷变形关系影响微小的分离指部分。

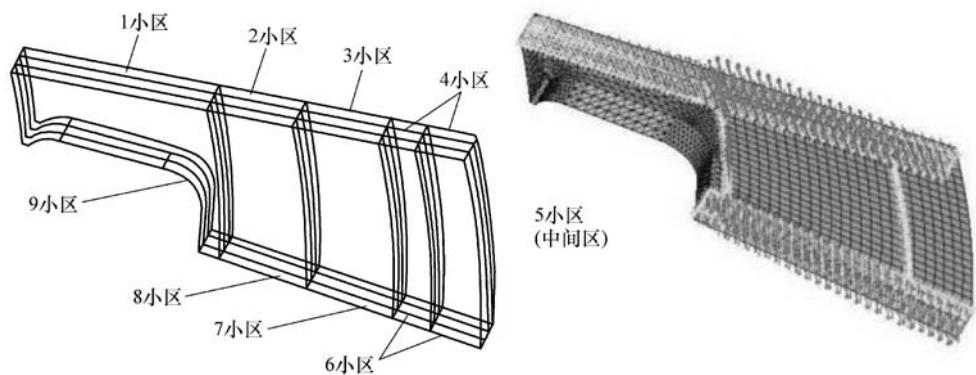


图 4-24 B 类试件的分区与有限元模型

计算得到膜片弹簧载荷的峰值和谷值误差均可控制在 5% 左右以内, 比 A-L 公式法计算精度高。

需要说明的是, 因喷丸与强压后的残余应力在弹簧的不同区域有较大的差异, 若要更加接近实际情况, 需要将膜片弹簧实体划分为更多的小区域, 并且使用更多种材料模型。

但是,应用这种方法存在着拟合式(4-18)的困难,目前仅能对特例进行计算。另外,膜片弹簧的不规则状况有限元法也无法解决。

除了有限元法,目前工程上应用的更多的是修正公式法。一般以A-L法公式为基础,在公式中添加修正系数。早在20世纪90年代,江苏工学院的离合器研究团队就获得了一套修正公式,命名为JUST,公式如下:

$$F_1 = f(\lambda_1) = \frac{\pi E t C_1 \lambda_1}{6(1-\mu^2)} \frac{\ln(R/r)}{(L-l)^2} \left[\left(A_1 h - C_1 \lambda_1 \frac{R-r}{L-l} \right) \left(h - 0.5 C_1 \lambda_1 \frac{R-r}{L-l} \right) + B_1 t^2 \right] \quad (4-19)$$

式中,修正系数 A_1 、 B_1 、 C_1 是膜片弹簧结构参数(分离指数 n ,碟形部分内径 d ,内锥高 h 及厚度 t ,窗孔切槽宽 δ_2)的函数。

目前,有文献报道了新的修正公式

$$F_1 = K \frac{\pi E t \lambda_1 \ln(R/r)}{6(1-\mu^2)(L-l)^2} \left[A \left(h - \frac{R-r}{L-l} \lambda_1 \right) \left(h - 0.5 \frac{R-r}{L-l} \lambda_1 \right) + 0.93 C B t^2 \right] \quad (4-20)$$

式(4-20)中修正系数 A 、 B 、 C 、 K 分别为:

$$A = f_1(h/t, n, \delta_2, r), B = f_2(h/t, n, \delta_2, r), C = f_3(R, r, n, \delta_2, t), K = f_4(t, \lambda_1)$$

修正系数 A 和 B 将结构上的影响,如分离指、窗孔等因素都出现在A-L公式中。修正系数 C 值考虑喷丸处理对载荷特性的影响,修正系数 K 和常系数0.93是考虑强压工艺对载荷值影响的参数。

式(4-20)计算更加准确,其原因是修正公式中的系数是由大量的试验研究以及较多的试验数据拟合得到的,修正公式考虑的因素更加全面。对于制造工艺相同、质量稳定的产品而言公式具有更高精度。

在膜片弹簧设计中,可以考虑采用修正公式进行设计计算,以获得更加准确的结果。

(2) 强度 在评价膜片弹簧强度时,目前有两种应力计算方法。

1) 考虑当量应力时弹簧的应力计算。当离合器在彻底分离位置时,弹簧的碟簧部分内出现的所受最大切向应力 σ_t 是在碟形弹簧部分内圆Ⅰ点、Ⅱ点和外圆Ⅲ点、Ⅳ点,而分离指(舌片)部分所受最大径向弯曲应力是在分离指(舌片)根部。于是可认为在分离指(舌片)根部靠近窗孔圆角过渡处两边交点 B' (见图4-25)处于双向应力状态,因此需要计算 B' 处凸面Ⅰ点与凹面Ⅱ点的最大当量应力 $\sigma_{dⅠ}$ 与 $\sigma_{dⅡ}$ 以及Ⅲ点的最大切向拉应力 $\sigma_{tⅢ}$ 。

① Ⅰ点与Ⅱ点最大当量应力的计算。最大切向压应力 $\sigma_{tⅠ}$ 与拉应力 $\sigma_{tⅡ}$ 分别由式(4-12)、式(4-13)求得,式中的 λ_1 值应按以下方法取值:当求 $\sigma_{tⅠ}$ 时,可先求得彻底分离位置时的大端变形量 λ_{1c} ,再求得凹点变形量 $\lambda_{1Ⅰ}$,最后比较 λ_{1c} 与 $\lambda_{1Ⅰ}$ 值,取两值中的小值作为 λ_1 值。求 $\sigma_{tⅡ}$ 时,则取 $\lambda_1 = \lambda_{1c}$ 。

最大径向应力 $\sigma_{rⅠ}$ 与 $\sigma_{rⅡ}$ 在小端分离力 F_{2c} 的作用下,每个分离指在 r_f 处受

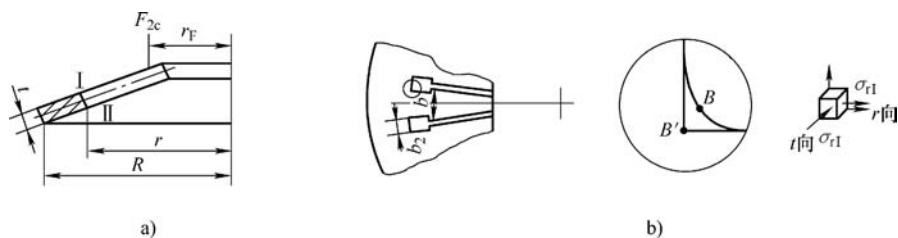


图 4-25 膜片弹簧应力计算简图

a) 受力简图 b) I 点的应力简图

F_{2c}/n 力时, 可按悬臂梁计算求得, σ_{rI} 为拉应力, σ_{rII} 为压应力:

$$\sigma_{rI} = \frac{6 F_{2c}(r - r_f)}{nbt^2} \quad (4-21)$$

$$\sigma_{rII} = -\frac{6 F_{2c}(r - r_f)}{nbt^2} \quad (4-22)$$

式中, b 为分离指 (舌片) 舌根部宽度, $b = \left(\frac{2\pi r}{n}\right) - \delta_2$ 。

最大当量应力 σ_{dI} 与 σ_{dII} , 根据第三强度理论可得 $\sigma_d = \sigma_t - \sigma_r$, 由式 (4-12)、式 (4-13)、式 (4-21)、式 (4-22) 可得

$$\sigma_{dI} = \frac{-E\lambda_1}{(1-\mu^2)(L-l)} \left(\left[\frac{R-r}{r} \ln\left(\frac{R}{r}\right) - 1 \right] \left(\frac{h}{R-r} - \frac{0.5\lambda_1}{(L-l)} \right) + \frac{0.5t}{r} \right) - \frac{6 F_{2c}(r - r_f)}{nbt^2} \quad (4-23)$$

$$\sigma_{dII} = \frac{-E\lambda_1}{(1-\mu^2)(L-l)} \left(\left[\frac{R-r}{r} \ln\left(\frac{R}{r}\right) - 1 \right] \left(\frac{h}{R-r} - \frac{0.5\lambda_1}{(L-l)} \right) - \frac{0.5t}{r} \right) + \frac{6 F_{2c}(r - r_f)}{nbt^2} \quad (4-24)$$

② III 点最大切向拉应力 σ_{tIII} 的计算。比较求得的彻底分离点的 λ_1 值与 (应力变形曲线) 凸点 λ_1 值, 取两值中的小值作为 λ_1 代入式 (4-14) 中, 即可求得 σ_{tIII} 。

该沿用的当量应力计算方法, 尚有不够合理之处。因为分离指 (舌片) 根部 B' 处正处于分离指 (舌片) 和碟形弹簧两部分的过渡区, 用碟形弹簧公式计算碟形弹簧部分切向应力以及用悬臂梁公式计算分离指 (舌片) 径向应力时都没有考虑根部应力集中的影响, 而只按第三强度理论合成当量应力。试验研究表明, 膜片弹簧卸载时的最大应力是位于窗孔底部的中点处或窗孔底部直线与圆角的过渡点处, 最大应力为单向应力状态, 而不是在分离指根部 B' 处, 也不是双向应力状态。

由此可知, 当量应力计算方法与实际情况并不相符 (或者说有较大误差), 需要研究改进。但试验又表明, 该方法所得当量应力的计算值 σ_d 大于单纯考虑切向应力的计算值 σ_t , 一般尚较接近于最大应力实测值, 因此, 在未研究出更好的新计

算方法前一直沿用。

2) 只考虑切向应力时弹簧的应力计算。由于分离指(或舌片)根部的最大径向弯曲应力 σ_r 较小,而且该处应力分布规律又较复杂,研究表明,膜片弹簧疲劳断裂的裂纹是在窗孔中部沿碟形弹簧部分的径向,裂纹部分多位于切向应力最大的窗孔中点或窗孔底边直线与圆角过渡点附近,由此可推知疲劳裂纹主要是由最大切向应力 σ_t 而产生的。因此,认为在膜片弹簧应力计算时可以只考虑其碟形弹簧部分的各角点切向应力 σ_{tI} 、 σ_{tII} 、 σ_{tIII} ,如式(4-12)~式(4-14)所示,考虑加上应力修正系数。

试验研究表明,在窗孔中点处的试验应力-变形曲线与理论曲线虽然并不一致,但两者的变化趋势却相似(见图4-26),因此可根据试验结果对计算切向应力的理论公式进行修正后采用。根据A-L法碟形弹簧的应力-变形公式,可得修正后的公式

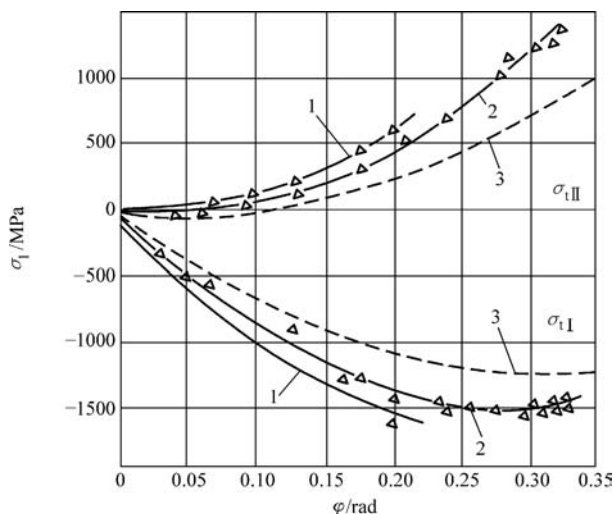


图4-26 膜片弹簧切向应力 σ_{tI} 、 σ_{tII} 的应力-变形特性曲线 ($\varphi = 0.105\text{rad}$)

1—小端加载时试验曲线 2—大端加载时试验曲线 3—计算曲线

($100R \times 73r \times 47r_0 \times 2.35t \times 5.5\rho_0 \times 74.7l$, $\alpha = 0.175\text{rad}$)

$$\sigma_{tI} = \frac{-E\varphi}{(1-\mu^2)} \left(K_{\sigma 1} \left[\frac{R-r}{r_1 \ln\left(\frac{R}{r}\right)} - 1 \right] (\alpha - 0.5\varphi) + K_{\sigma 2} \frac{0.5t}{r_1} \right) \quad (4-25)$$

$$\sigma_{tII} = \frac{-E\varphi}{(1-\mu^2)} \left(K_{\sigma 1} \left[\frac{R-r}{r_1 \ln\left(\frac{R}{r}\right)} - 1 \right] (\alpha - 0.5\varphi) - K_{\sigma 2} \frac{0.5t}{r_1} \right) \quad (4-26)$$

式中, r_1 为应力计算点半径(即实测点半径),取 $r_1 = r + 3\text{mm}$; $K_{\sigma 1}$ 、 $K_{\sigma 2}$ 分别为应力修正系数,考虑窗孔处应力集中与加载方式的不同等的影响。

应力修正系数 $K_{\sigma 2}$ 应根据试验曲线确定,根据文献研究表明,大端加载时取 $K_{\sigma 1} = 1.21$ 、 $K_{\sigma 2} = 1.41$,小端加载时取 $K_{\sigma 1} = 1.21$ 、 $K_{\sigma 2} = 1.70$ 。

应力 σ_{tIII} 可按式(4-14)进行计算。

需要说明的是,膜片弹簧的热处理要求应给得合理,碟形弹簧部分的硬度一般应为45~50HRC,而分离指与分离轴承接触区域的局部硬度应该为60HRC左右以上,必须给出喷丸以及强压处理的定性与定量要求。在一些局部细节上必须设计处理得当,例如凹面窗孔的四周边以及凹面外半径处也必须圆角过渡,如图4-27所示,以防疲劳损坏。也有生产商将IV点位置也挤压圆角或倒角。

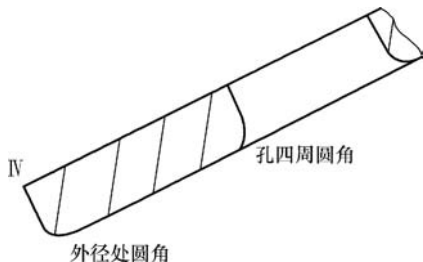


图 4-27 轴向剖切面过渡圆角示意图

4.2 离合器盖

4.2.1 技术要求

对于离合器盖结构设计的要求如下:

1) 盖应保证具有足够的刚度,以免影响离合器的工况特性,增大操纵时的分离行程,减小压盘升程,甚至使摩擦面不能彻底分离。常采用下列结构设计措施:①适当增大离合器盖的板厚 t ,一般板厚 t 为3~4mm,当大于5mm时将会增加冲压难度,并增大重量。设计时应考虑如何避免冲压困难以及重量增大的问题;②在盖上合理布置加强筋,或在盖内圆周处采用翻边结构等,但会使冲模形状复杂,并且在冲制时容易产生局部深冲裂纹;③尺寸大的离合器盖可不用冲制钢板而改用铸铁制结构,并适当增大壁厚等。

2) 盖应与飞轮保证良好的对中,以免影响总成的平衡和正常工作。对中方式常采用定位销或定位螺栓,也有采用止口对中。这要求合理确定定位用的孔的尺寸精度和位置精度。

3) 盖应便于散热通风,可在离合器盖上开通风窗孔、设通风扇片等。

4.2.2 力学模型

离合器盖与飞轮用螺栓固定在一起,通过它传递发动机的转矩给压盘。推式膜片弹簧离合器盖的轴向受力简图如图4-28所示。从图中可以看出,离合器盖成品零件处于自由状态,在装配成离合器并安装到飞轮上之后(即离合器接合状态),由于弹簧工作压紧力(轴向力)的作用使得盖产生轴向(朝向离开飞轮方向)变形。当离合器使用过程中处于分离状态时,由于分离力的作用,弹簧的工作压紧力

逐渐减小至零，而后在分离力的继续作用下使得盖产生朝向飞轮方向的变形。

离合器盖与飞轮用螺栓固定在一起，并随着飞轮一起旋转，其周向力为使得壳体环绕回转轴线扭转。

由于离合器盖是一个非规则的壳类零件，无法建立简明的设计计算表达式，因此，一般只能采用数值计算方法设计计算。

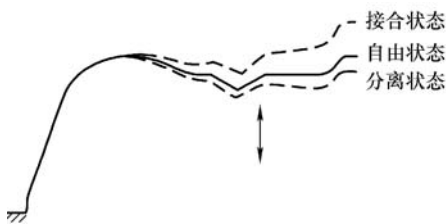


图 4-28 推式膜片弹簧离合器盖的轴向受力简图

4.2.3 设计问题的处理

1) 结构方案的确定。离合器盖的设计是兼顾性能与成本的综合性能优良的解决方案。根据离合器总成的约束条件（外廓空间、与飞轮的连接等），进行离合器盖的轴向结构尺寸和径向结构尺寸的确定，并根据以往的经验预估盖的材料厚度，进行初步设计。一般尽可能使得盖零件简单、外表光滑，并适当考虑通风散热问题。通风散热一般是在盖上开适当的通风孔，通风孔处材料也可以翻边成叶片形状，以加强散热能力。乘用车和轻型货车离合器盖一般是由钢板冲压制成，还要考虑到冲压性能，一般采用低碳钢板作为原材料。

2) 刚度。为了保证有足够的刚度（主要是轴向刚度），可以采用增加板厚度的方法解决。但是，实践证明，相同板厚度的离合器盖，刚度有可能相差很多，主要原因是不同的结构设计造成冲压过程材料流动引起板料厚度变化，窗孔的尺寸位置都对刚度有较大影响。合理设置加强筋是增加盖的刚度的有效解决办法。

3) 对中与定位。离合器的旋转平衡对传动系统的扭转和弯曲振动有很大影响，即要控制离合器旋转过程中不平衡量。而离合器盖是主要零件，并且其旋转惯量也比较大，盖的平衡对离合器的平衡影响很大。因此，设计时，要计算并严格给定与定位有关的位置与尺寸，并应在技术要求中规定绕旋转轴线的不平衡有量限值。

4.3 压盘

4.3.1 技术要求

对于压盘结构设计的要求如下：

1) 压盘是离合器中受热最严重的零件，应进行其温升计算。为此要求压盘应具有较大的质量才能增大热容量，以减小温升，有时采用传热系数较大的铝合金压铸或设置各种形状的散热筋与散热块，以帮助散热通风，增强散热能力。

2) 压盘应具有较大的刚度,使压紧力在摩擦面上的压力分布均匀并减小受热后的翘曲变形,以免影响摩擦片的均匀压紧与离合器的彻底分离。因此压盘一般都做得较厚(厚度约为15~25mm)、较重,并设置散热加强筋与支承环面。要有较高的回转中心线定位精度,压盘要进行静平衡检测。

3) 要考虑使用时滑摩功对压盘热变形的影响,由于摩擦热会使压盘的平整摩擦工作面受热变形形成鼓形(凸锥形),但冷却后收缩,反方向变形,逐渐转向碟形(凹锥形),如图4-30所示。当设计时,需要考虑这种热胀冷缩的变形现象,有些离合器压盘被设计为很浅的碟形。

4.3.2 力学模型

当压盘工作时,非摩擦面有弹簧提供压力 F_1 ,摩擦面存在几个载荷:压力 p 与 F_1 的大小相关,还有摩擦力 F_m 。压盘在凸缘A靠传动片与盖连接而旋转,从而存在着轴向力和周向力;由于旋转,压盘各处材料存在着离心惯性力。摩擦面的摩擦而产生温度场,从而存在温度载荷。压盘所受载荷如图4-29所示。

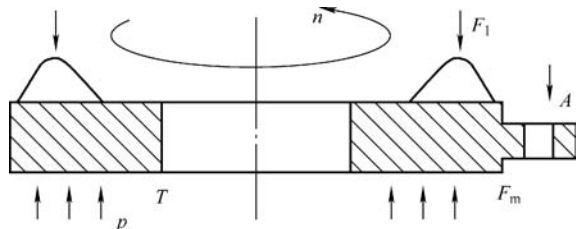


图4-29 压盘所受载荷

由于摩擦产生热量使压盘的平工作面受热变形形成鼓形(凸锥形,如图4-30所示),但冷却后收缩向反方向变形,逐渐转向碟形(凹锥形),最后达到平衡。锥度量 Δ 中以碟形量(凹锥形)为负,鼓形量(凸锥形)为正。

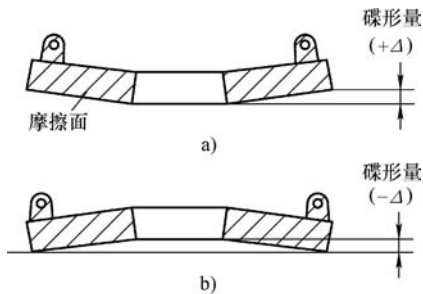


图4-30 压盘受热变形的形状

a) 鼓形 b) 碟形

由于压盘的载荷是由压力、摩擦力、惯性力和温度载荷等多种形式的力组成,再加上压盘的结构并不够规则,因此,难于建立相应力学模型的数学模型。在进行相关的力学设计计算时,有经验的设计师依据经验进行设计,或者采用CAE法进行设计计算。

4.3.3 设计问题的处理

(1) 传力方式的选择 压盘是离合器的主动部分,在传递发动机转矩时,它

和飞轮一起带动从动盘转动，所以它必须和飞轮有一定的联系，但这种联系又应允许压盘在离合器分离过程中能自由地做轴向移动，使压盘和从动盘脱离接触。压盘和飞轮间常用的连接方式如图 4-31 所示，以及图 4-32 所示的传动片连接方式。

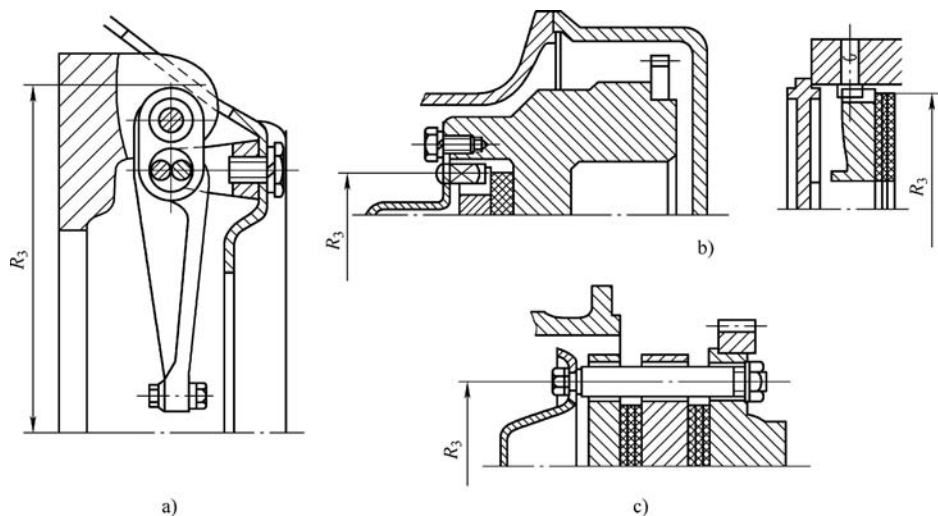


图 4-31 压盘的几种传力（动）方式

a) 凸台式连接方式 b) 键式连接方式 c) 销式连接方式

图 4-31 的几种方式一般用于螺旋弹簧式离合器，用于一些商用车上，而目前乘用车均采用膜片弹簧作为压紧弹簧，一般均采用传动片传力。因此，后面的介绍基于传动片传力方式。

(2) 压盘主要几何尺寸的确定 在第 3 章有关离合器基本参数选择的讨论中，已经分析了如何确定摩擦片的内、外径尺寸。在摩擦片的尺寸确定后与它摩擦相接触的压盘内、外径尺寸也就基本确定下来了。这样，压盘几何尺寸最后归结为如何确定它的厚度。压盘厚度的确定主要依据热容量与刚度。

1) 压盘应具有足够的热容量（或质量）。由前面有关离合器工作过程的分析中可知，在离合器的接合过程中，由于滑摩的存在，每接合一次的过程中都要产生大量的热，而每次接合的时间又短（约 1~3s），因此热量根本来不及全部传到周围空气中去，必然导致摩擦副的温

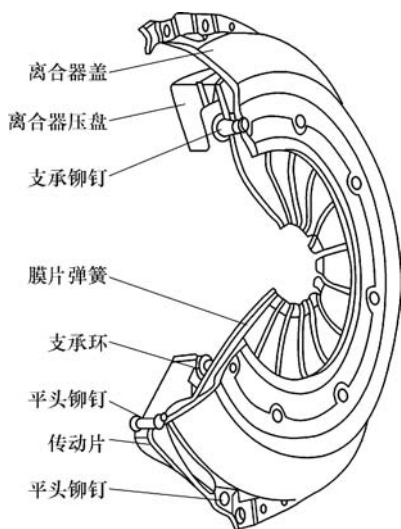


图 4-32 CA7220 红旗轿车离合器盖及压盘总成构造

升。在使用频繁和恶劣环境条件下工作的离合器,这种温升就更为严重。它不仅会引起摩擦片摩擦系数下降,加剧磨损,严重时甚至会引起摩擦片和压盘的烧损。

由于摩擦片导热性差,在滑摩过程中所产生的热主要由飞轮和压盘等零件吸收,为了使每次接合时的温升不致过高,故要求压盘具有足够大的质量来吸收热量。

2) 压盘应具有较大的刚度。压盘应具有足够大的刚度和合理的结构形状,以保证在受热的情况下不致因产生翘曲变形而影响离合器的彻底分离和摩擦片的均匀压紧。鉴于以上两个原因,压盘一般都做得比较厚(至少不小于10mm),而且在内缘做成一锥度形状,以弥补压盘因受热变形后内缘的凸起。

为使在实际使用中压盘工作面接触良好,在新制压盘时,其摩擦面均做成碟形,其碟形量 Δ 由试验测定,或者根据经验确定。在某个试验中: $T_{\text{cmax}} = 1000\text{N} \cdot \text{m}$ (传递转矩能力相当于 $\phi 380\text{mm}$ 离合器),摩擦面温度 $t = 250^\circ\text{C}$ 时,取 $\Delta = -0.15\text{mm}$ 。当 $T_{\text{cmax}} = 250\text{N} \cdot \text{m}$ (传递转矩能力相当于 $\phi 240\text{mm}$ 离合器),可取 $\Delta = -0.06\text{mm}$ 。对于使用条件严酷的汽车,应该适当增大碟形量 Δ 。

有文献建议按照图4-33所示设计压盘表面形状。

在图4-33中, L 与 L_0 根据压盘非摩擦面的结构与尺寸确定, h 按照式(4-27)确定

$$h = kcz \quad (4-27)$$

式中, c 为小于1的系数,具体数值可以

根据试验获得或根据经验确定; k 为深度系数,与压盘的结构有关,可以通过试验方法确定取值范围; z 为压盘摩擦受热后凸起量,以压盘摩擦表面未变形处为初始值0,由下式计算得到

$$z = a + br \quad (4-28)$$

式中, r 为距离压盘摩擦表面圆心处的半径; a 、 b 为常数,对于具体的压盘是确定常数。

这种方法相对复杂,也存在着加工难以控制的问题,但是一种解决问题的思路。

3) 温升校核。当压盘设计时,在初步确定压盘厚度以后,应校核离合器接合一次时的温升,一般规定温升不应超过 $8 \sim 10^\circ\text{C}$ 。初步设计计算温升若过高,可适当增加压盘的厚度。校核计算可以采用如下公式:

$$\tau = \frac{\gamma W}{c m_y} \quad (4-29)$$

式中, τ 为温升($^\circ\text{C}$); W 为滑摩功($\text{N} \cdot \text{m}$); γ 为分配到压盘上的滑摩功所占的百分比:单片离合器压盘, $\gamma = 0.50$,双片离合器压盘, $\gamma = 0.25$,双片离合器中

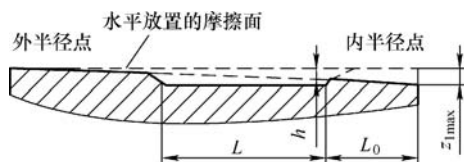


图4-33 合理的压盘横截面
摩擦表面形状示意图

间压盘, $\gamma = 0.50$; c 为压盘的比热容, 对铸铁压盘 $c = 544.28 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; m_y 为压盘质量 (kg)。

4.4 传动片

4.4.1 技术要求

当离合器接合时, 飞轮驱动离合器盖带动压盘一起转动, 并通过摩擦片摩擦力使从动盘转动。但在离合器分离时, 又必须允许压盘能相对于离合器盖做自由轴向移动, 使从动盘松开。离合器盖对压盘的驱动方式常用的有凸块式、销钉式、键块式与螺栓式等, 这几种方式共同的缺点是在连接件之间都有间隙, 因此在驱动中将产生冲击与噪声, 而且在零件相对滑动中有摩擦和磨损, 降低了离合器传动效率。在膜片弹簧离合器中广泛采用传动片 (钢带) 驱动方式, 传动片两端分别与离合器盖和压盘以铆钉或螺栓联接, 一般采用周向布置, 如图 4-32 所示, 也有采用径向布置或其他布置形式的, 如图 4-34 所示。传动片常用 3~4 组, 每组 2~3 片, 每片厚度为 0.5~1mm, 由弹簧钢带制成, 可用于单片式或双片式离合器。无论何种形式的传动片, 设计实施时要确保传动片钢板或钢带的厚度、硬度均匀一致, 以确保几组传动片性能尽可能一致。

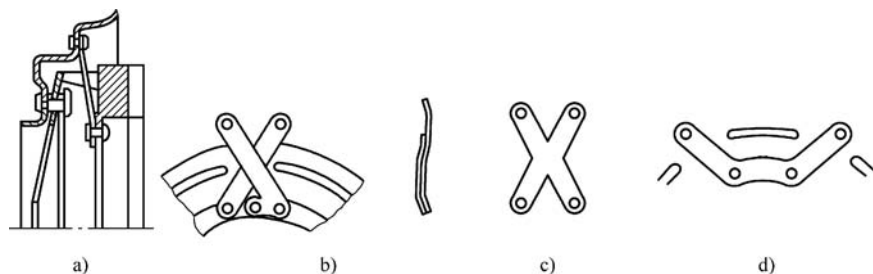


图 4-34 径向、双片、X 形、V 形传动片

传动片的作用为: 在离合器接合时, 离合器盖通过它来驱动压盘共同旋转; 而在分离时又可利用它的弹性恢复力牵动压盘轴向分离并使操纵力减小。这种驱动方式的优点是没有传动间隙和冲击、没有摩擦和磨损、对中性好、使用可靠、使用寿命长、传动效率高等。各组传动片沿圆周均匀分布, 它们的变形并不会影响到压盘的对中性和离合器的平衡。

当发动机驱动离合器时 (正向传动), 传动片承受拉伸载荷; 而当车轮拖动离合器与发动机时 (反向传动), 传动片承受压缩载荷; 在压盘接合时, 传动片承受弯曲载荷。对于传动片设计要进行强度和刚度计算。

4.4.2 力学模型

常用的传动片如图 4-35a 所示。图 4-35b 所示为传动片的力学模型，图中，模型固定（描述固定在离合器盖一侧），右侧可以沿着垂直方向变形（描述连接压盘的一侧）。

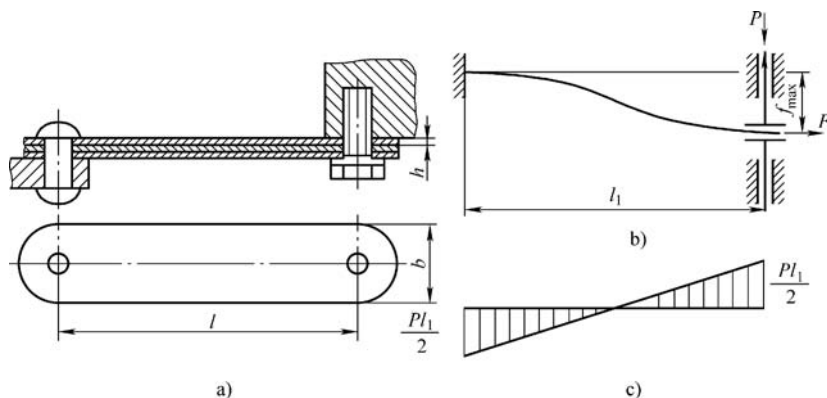


图 4-35 传动片模型图
a) 模型 I b) 力学模型 c) 弯矩图

从图 4-35 中可以看出，其两端为固定端，其中一个固定端又能上下移动，这是一个静不定的问题。下面按照材料力学的方法来计算传动片的刚度及其应力。

若传动片有效长度为 l_1 ，则

$$l_1 = l - 1.5d \quad (4-30)$$

式中， d 为铆钉孔或螺栓孔孔径。

设共有 i 组传动片，每组有 n 片，若设每一传动片的截面惯性矩为 J_x ，则一组 n 个的传动片的截面总惯性矩为 nJ_x 。

由于在实际使用中，只能知道传动片的轴向变形量，而不能直接知道其作用力的大小，故要通过其轴向变形，才能求出其作用力 P 的大小。为了解这一静不定问题，由变形协调条件可知，传动片两端处的转角 $\theta_1 = \theta_2 = 0$ ，这样可画出传动片的弯矩图，如图 4-35c 所示。根据材料力学公式并通过积分可得每组传动片的总刚度 K_n ：

$$K_n = 12E J_x n / l_1^3 \quad (4-31)$$

全部 i 组传动片合成的总刚度为

$$K_\Sigma = \Sigma K_n = 12iE J_x n / l_1^3 \quad (4-32)$$

若知传动片的最大轴向变形为 $f = f_{\max}$ ，则其弹性恢复力 $P_{\max}$ 可由上面的刚度公式导出：

$$P_{\max} = 12i f_{\max} E J_x n / l_1^3 \quad (4-33)$$

传动片受到的应力可能来自三个方面：①由于轴向变形 f 引起的力 P 所产生的弯曲应力 $\frac{Pl_1}{2inW}$ （式中 W 为1个传动片的抗弯截面模量）；②由于传递转矩引起的拉力 F 作用下的拉应力 $\frac{F}{inA}$ （式中 A 为1个传动片的截面面积）；③在 F 力作用下，由于高低差造成的弯曲应力 $\frac{Ff}{inW}$ 。压盘传动片上的最大拉力 $F_{\max}$ 可按下式计算：

$$F_{\max} = T_c/2R \quad (4-34)$$

一般来说膜片弹簧离合器的后备系数 $1.2 < \beta < 2$ ，为安全起见，可取

$$F_{\max} = M_{\text{emax}}/R \quad (4-35)$$

根据对传动片应力状况的分析，其最大应力 $\sigma_{\max}$ 应该是上述三部分应力的代数和

$$\sigma_{\max} = \frac{Pl_1}{2inW} \pm \frac{F_{\max}f_{\max}}{inW} \mp \frac{F_{\max}}{inA} \quad (4-36)$$

4.4.3 设计问题的处理

传动片的结构简单，一般采用平直的结构形式，有时采用自由状态带有波形的形式，如图4-36所示。这两种形式是最常用的，其模型均可近似采用4.4.2小节所给出的。设计时，计算弹性恢复力与传动片的应力可以采用4.4.2所给出的公式。但是，计算时应考虑极限情况，特别是应力计算。

从式（4-36）中可以看出，最大应力值 $\sigma_{\max}$ 除了和传动片的组数 i 、每组的传动片数 n 和每片的截面系数 W 有关外，还和离合器的工作状况有关，即存在下面三种极端情况：

1) 离合器彻底分离位置。按照设计要求，在离合器彻底分离时，传动片轴向变形量 $f=0$ ，故 $P=0$ ，此时也不传递转矩，故 $F=0$ ，所以传动片中应力 $\sigma=0$ 。

2) 压盘、膜片弹簧和离合器盖组装成总成。传动片的轴向变形量最大值 $f_{\max}$ 就发生在压盘和离合器盖组装成总成的时候。此时根据结构布置的尺寸链可初步得到 $f_{\max}$ 值（没有考虑膜片弹簧变形引起的 $f_{\max}$ 的略微减小）。由于离合器不传递转矩此时 $F=0$ ，最大应力值由下式决定：

$$\sigma_{\max} = \frac{Pl_1}{2inW} \quad (4-37)$$

或

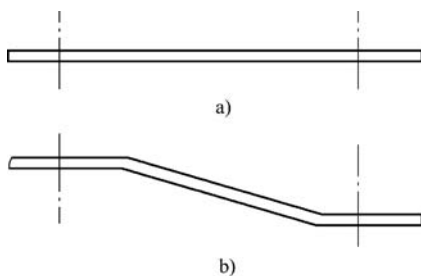


图4-36 周向布置形式传动片形式
a) 平直的传动片 b) 带波形的传动片

$$\sigma_{\max} = \frac{3f_{\max}Eh}{l_1^2} \quad (4-38)$$

式中, h 为传动片厚; E 为材料弹性模量。

3) 离合器传递转矩且摩擦片磨损到极限。此时, 虽然传动片的轴向变形量 f 已较总成装配时的 $f_{\max}$ 小, 但其应力最为复杂, 并有正向驱动或反向驱动两种情况。

若统一取 $F_{\max} = M_{\text{emax}}/R$, 则正向驱动应力公式为

$$\sigma_{\max} = \frac{3f_{\max}Eh}{l_1^2} - \frac{6f_{\max}T_{\text{emax}}}{\ln Rb h^2} + \frac{T_{\text{emax}}}{\ln Rbh} \quad (4-39)$$

反向驱动应力公式为

$$\sigma_{\max} = \frac{3f_{\max}Eh}{l_1^2} + \frac{6f_{\max}T_{\text{emax}}}{\ln Rb h^2} - \frac{T_{\text{emax}}}{\ln Rbh} \quad (4-40)$$

工程实践中, 传动片的损坏是罕见的, 因此, 一般按照经验设计, 更多的应该关注传动片的弹性恢复力。若弹性恢复力过小, 导致离合器的分离不彻底。若弹性恢复力过大, 将使得离合器的载荷-变形特性受到较大的影响。如果需要深入分析传动片与载荷变形特性的关系, 通过 CAE 方法求解。

4.5 支承圈

4.5.1 技术要求

支承圈是离合器膜片弹簧的支承点, 虽然结构上简单, 但对离合器的性能仍然有着重要影响。因此, 对其提出如下要求: 支承圈的圆度应控制, 以免影响离合器的分离性能和接合性能; 支承圈的材料应有较高的刚度和硬度, 一般采用碳素钢丝绕制切断后焊接而成; 支承圈的直径以及钢丝直径应按照离合器膜片弹簧支点位置设计的相关参数控制。

4.5.2 力学模型

支承环工作状态下一般受到径向力 F_r 和轴向力 F_z 的作用, 常用的焊接式支承环的受力状况如图 4-37 所示。轴向力可能是上部的向下的压力 F_{zs} , 也可能是下部的向上的压力 F_{zx} 。在离合器工作过程中, F_{zs} 和 F_{zx} 一般不会同时出现。不焊接的支承环的受力状况如图 4-38 所示。 F_l 是由于支承环的两个弯钩插入其他零件中, 因而受到的约束力。

由于支承环用钢丝制成, 除了对其刚度与硬度有一定的要求外, 其强度不存在问题。

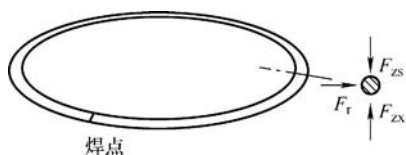


图 4-37 常用的焊接式
支承环的受力状况

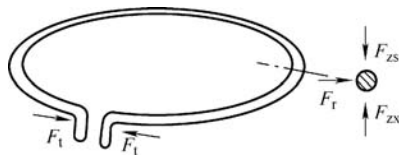


图 4-38 不焊接的支承环的受力状况

4.5.3 设计问题的处理

一般支承环由钢丝绕制后焊接而成,如图 4-37 所示。为了克服焊接处可能的材料脆化及变形等问题,可以采用如图 4-38、图 4-39 所示的不焊接的支承环与不焊接的弹性支承环。图 4-39 中实线为自由状态,虚线为装配后的使用状态。图 4-39a 环与图 4-39c 环装配时支承环外圆始终与支承铆钉围成的内圆贴合称为外接支承环;图 4-39b 环与图 4-39d 环装配时支承环内圆始终与支承铆钉外围贴合称为内接支承环;图 4-39c 环与图 4-39d 环在自由状态下为螺旋形又可称为螺旋环,装配时轴向也有弹性不会松动。

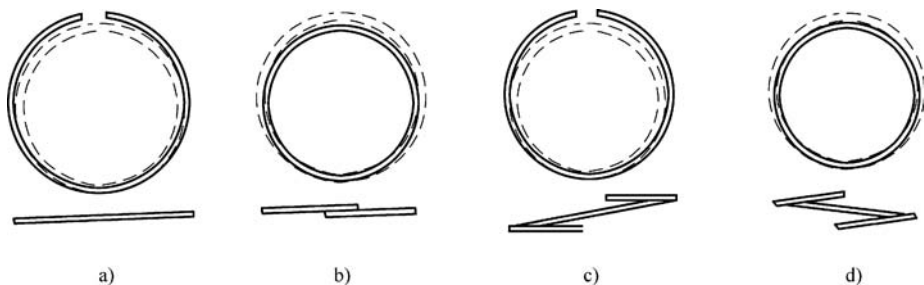


图 4-39 不焊接的弹性支承环的结构

图 4-40 和图 4-41 是两种 CP 型支承环。

无论采用焊接式支承环或是不焊接的弹性支承环,在设计时首先选择合适的材料;其次,设计确定支承环的圆度值,对于不焊接的弹性支承环,圆度是指在装配状态下的圆度;再次,不焊接的弹性支承环的轴向弹性力应适当,过大将造成装配困难,并增大支承环的应力。轴向弹性力过小,将不能起到轴向预紧的作用。

支承环的直径公差带,按照一些参考资料确定为 JS * * 等级较为合适,或者正偏差略大于负偏差的绝对值。而选择 CP 型结构方案,特别要注意材料选取以及提出合理的防锈与耐磨损技术要求。

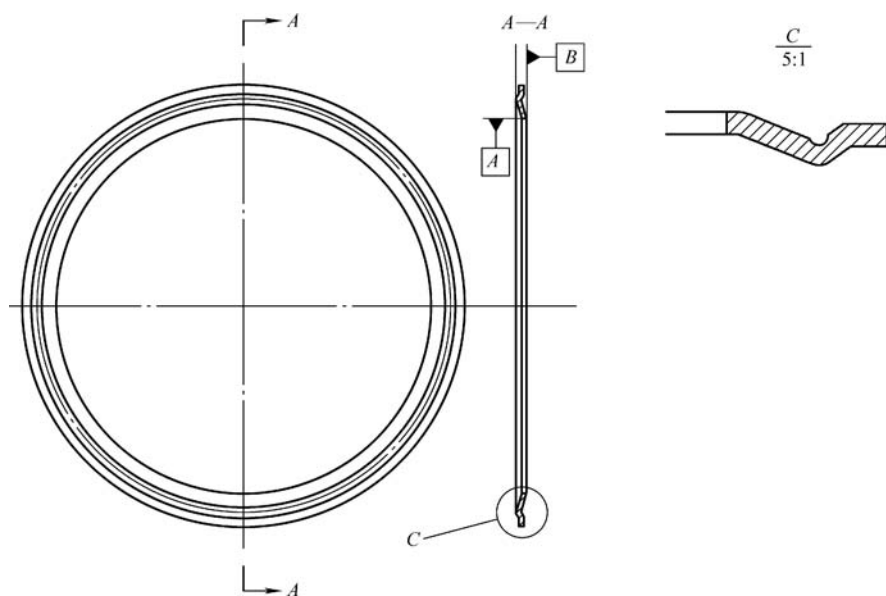


图 4-40 CP 型离合器 IV 代支承环

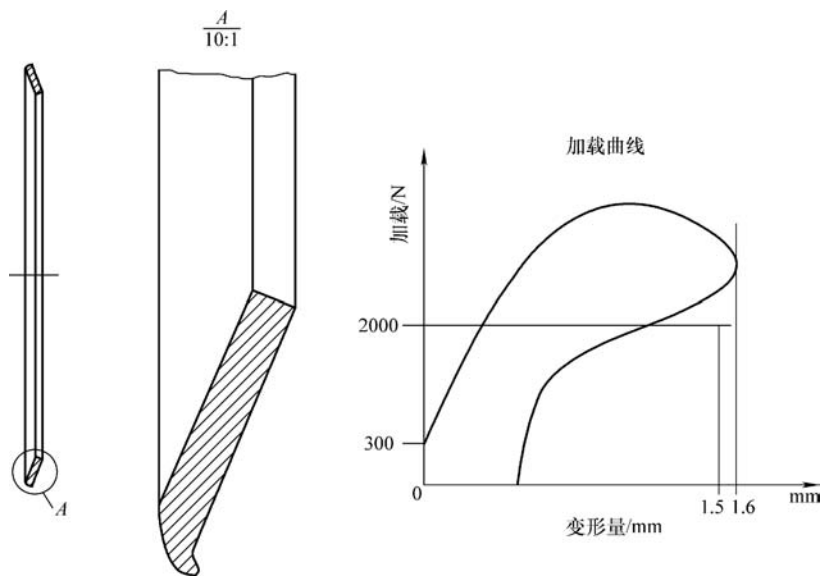


图 4-41 CP 型离合器 V 代支承环

4.6 盘毂

4.6.1 技术要求

从动盘总成由从动盘毂、从动盘（以及夹持盘）、扭转减振器和摩擦片等所组

成, 其中从动盘毂是离合器中承受载荷最大的零件, 轴向弹性和扭转减振器不会减小发动机转矩, 它承受由发动机传来的全部转矩, 在紧急起步或带负荷制动时, 受力情况更为严重。因此, 要求盘毂能够承受足够大的转矩 (即强度), 并有一定的硬度 (特别是安装接触弹簧的窗口)。除此以外, 盘毂上的花键是从动盘总成定轴心的, 盘毂上的结构对于花键轴心应该均布。

4.6.2 受力分析

一般盘毂是整体式结构, 离合器工作过程中, 盘毂的受力状况如图 4-42 所示。花键定轴心并且相对固定, 实际上花键的接触应力比较大。图 4-42 中的六个方孔是安装扭转弹性元件的, 其侧面的局部区域受到弹性元件的压力, 如图 4-43 阴影部分所示。盘毂两侧凸缘的一个直径范围内, 一般受到压力 P_0 和相应的摩擦力 μ_{p0} 的作用。一般工作状态下, $P=0$, 只有在极限工作状态下 P 才不等于 0。 F 是随着传递转矩而变化的。 P_0 将始终存在, 但 μ_{p0} 只有盘毂与其他相配合件有相对转动时才存在。

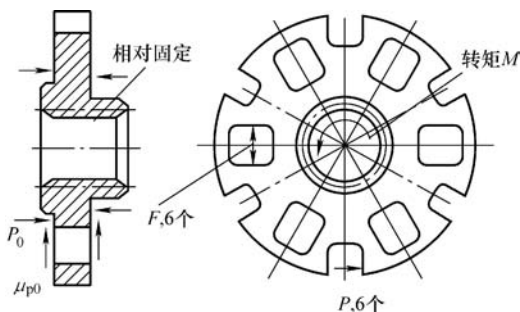


图 4-42 盘毂的受力状况

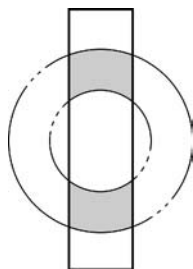


图 4-43 方孔侧面局部受挤压区域

从结构看, 盘毂是一个比较简单的零件, 但是其受力状态和应力分布复杂。

4.6.3 设计问题的处理

(1) 盘毂结构方案的确定 目前, 盘毂一般采用如图 4-42 所示的整体结构, 由锻造毛坯, 通过机械加工、冲压加工和热加工等工艺制造完成。为了提高材料利用率和提高加工效率, 可以采用如图 4-44 所示的压嵌式盘毂。整体式从动盘毂的锻造工作量大, 切削加工量也大, 耗费钢材多。因此, 目前国内外有一些将盘毂分为盘毂毂芯和花盘 (法兰盘) 两个部分, 用压嵌工艺组合而成, 提高材料利用率与劳动生产率。设计时选用哪种结构方案, 需要考虑制造技术的掌握程度。

(2) 盘毂花键尺寸的选择与计算 从动盘毂 (花键轴套) 装在变速器第一轴前端花键上, 一般都采用齿侧对中的键, 花键轴与孔之间采用动配合, 以便在离

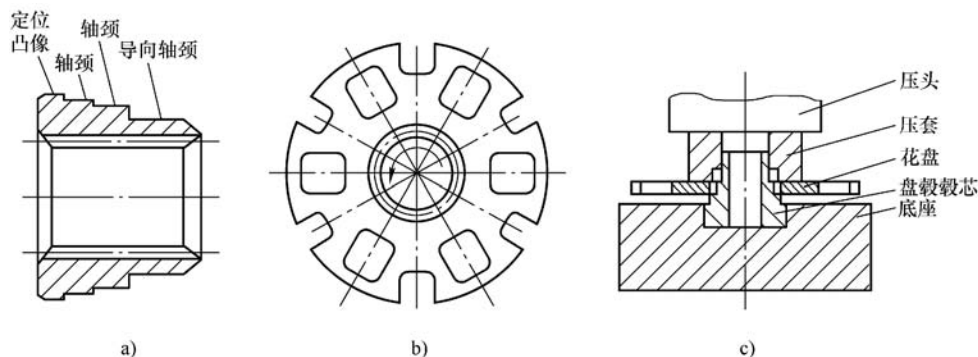


图 4-44 压嵌组合式从动盘毂

a) 盘毂毂芯 b) 毂盘 c) 压嵌组合装配工艺图

器离合过程中从动盘毂与变速器输入轴间能滑动。花键尺寸根据摩擦片外径 D_0 与发动机最大转矩 T_{emax} 确定。盘毂花键要按照变速器制造商或整车制造商的要求确定。

从动盘毂轴向长度不宜过小，以免它在花键轴上滑动时产生偏斜而使分离不彻底。一般取轴向长度尺寸与花键外径 D 相同，对于在恶劣工况下，工作长度甚至可达 $(1.2 \sim 1.4)D$ 。花键部分的强度验算主要是进行花键侧表面的挤压应力计算，许用挤压应力一般可取 20MPa 。

若采用如图 4-44 所示压嵌式盘毂，盘毂毂芯的材料为中碳钢，调质处理硬度为 $28 \sim 32\text{HRC}$ ，花盘由低碳钢板冲压而成，碳氮共渗处理表层硬度为 $650 \sim 700\text{HVC}$ 。盘毂毂芯的外径设计制成台阶形：组合压嵌时的定位凸缘使花盘起轴向定位，轴颈是压嵌配合部位，轴颈起翻边止推作用，导向轴颈是供压套定位导向之用。盘毂毂芯与花盘之间用花键压嵌，花盘（毂盘）内孔设计有拉制三角内花键齿，其齿顶圆直径稍小于嵌合轴颈直径。图 4-44c 所示为压嵌组合装配工艺图，装配时将盘毂毂芯与花盘依次放在底座上，再将圆筒形压套套上，用压力机的压头进行压嵌。在花盘内齿的挤压及切削作用下将花盘向下压嵌，直到顶住盘毂毂芯的凸缘，并与嵌合轴颈形成一对特殊的无隙的楔紧花键连接。然后换用翻边压套将翻边轴颈压成止推边，使花盘与盘毂毂芯轴向牢固连接。这种结构强度可靠、工艺简单，用料节省是大批量生产优选的一种结构。

4.7 螺旋弹簧

4.7.1 技术要求

汽车离合器压紧用弹簧可以选择螺旋弹簧，离合器扭转减振器的弹簧也可以选

择螺旋弹簧，螺旋弹簧是汽车离合器中的主要弹性元件。

离合器所用螺旋弹簧，特别是扭转减振器的螺旋弹簧工作环境恶劣，为了保障其可靠性，有以下要求：满足离合器要求的弹簧刚度；根据弹簧应力大小以及工艺水平选择不同的材料，工作条件恶劣的情况下应选择性能尽可能好的弹簧材料，例如 55CrSi、50CrVA 等，或参照 JB/T 12792—2016 离合器 减振弹簧 技术条件选用材料；规定其疲劳寿命，为了保障其疲劳寿命，加工时严格按照规定进行强化处理（包括强压和喷丸等）。

4.7.2 力学与数学模型

螺旋弹簧工作图如图 4-45 所示。螺旋弹簧在离合器中用于扭转减振和压盘压紧（由于乘用车均使用膜片弹簧式，在此不再赘述，而主要介绍减振弹簧）。弹簧工作过程中，两个端平面受轴向压力，属于压簧。

螺旋弹簧的计算公式见表 4-4。表 4-4 中的曲度系数 K' 值可按表中序号 4 的公式计算，根据此公式计算的常用的 K' 值列入表 4-5。当设计弹簧时，相关系数可以按照表 4-4 和表 4-5 的公式计算或选择。

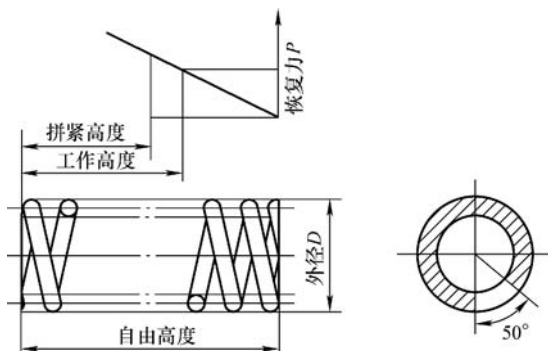


图 4-45 螺旋弹簧工作图

表 4-4 螺旋弹簧的计算公式

序号	所求项目	计算公式	附 注
1	弹簧丝直径/mm	$d_1 = 1.6 \sqrt{\frac{PK'C}{[\tau]}}$	P 为工作负荷 (N) [τ] 为许用应力 (MPa)
2	弹簧中径/mm	$D_M = D_1 - d_1$	D_1 为弹簧外径 (mm)
3	弹簧指数 (旋绕比)	$C = \frac{D_{m1}}{d_1}$	对离合器压簧来说, C 值约在 6 ~ 8 范围内
4	曲度系数	$K' = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ 实际上 K 是 弹簧工作应力 τ 的校正系数, 以考虑 簧杆曲率、负荷 P 所引起的弯曲 应力等一些因素的影响	
5	弹簧的工作应力/MPa	$\tau = \frac{8PCK'}{\pi d_1^2}$	

(续)

序号	所求项目	计算公式	附 注
6	弹簧刚度/(N/mm)	$K = \frac{Gd_1^4}{8D_{01}^3 i} = \frac{P_{\max} - P}{\Delta f}$	对离合器压簧来说, 希望 K 尽量小, 一般 $K = 20 \sim 45 \text{ N/mm}$
7	弹簧工作圈数	$i = \frac{Gd_1^4}{8D_{10}^3 K}$	G 为材料的剪切弹性模数, 对于碳钢 $G = 8.0 \times 10^4 \sim 8.3 \times 10^4 \text{ MPa}$
8	弹簧总圈数	$n = i + (1.5 \sim 2.5)$	汽车离合器上一般采用 $n = i + 1.5$, 即每端有 3/4 圈并紧, 并把端部钢丝磨薄至直径的 1/4
9	工作负荷下的变形/mm	$f = P/K$	
10	弹簧的附加变形量/mm	单片离合器: $\Delta f = 1.5 \sim 2.5$ 双片离合器: $\Delta f = 1.5 \sim 3.5$	附加变形量即为压盘的分离行程
11	弹簧的自由高度/mm	$H_0 = (n - 0.5) d_1 + f + \Delta f + i\delta$	
12	弹簧最大负荷时的间隙/mm	$\delta = 0.5 \sim 1.5$	
13	弹簧工作高度/mm	$H = H_0 - f$	
14	弹簧的最大负荷/N	$P_{\max} = K\Delta f + P$	$P_{\min}$ 为离合器彻底分离时的弹簧最大负荷, 一般规定 $P_{\max} \leq (1.15 \sim 1.20)P$

表 4-5 曲度系数 K' 值

C	5.5	5.6	5.8	6.0	6.2	6.4	6.5	6.6	6.8
K'	1.28	1.27	1.26	1.25	1.24	1.24	1.23	1.23	1.22
C	7.0	7.2	7.4	7.5	7.6	7.8	8.0	8.5	9.0
K'	1.21	1.21	1.20	1.20	1.19	1.19	1.18	1.17	1.16

4.7.3 设计问题的处理

1) 材料的选择。离合器螺旋弹簧的钢丝直径 4mm 左右的最为常见。当工作条件不是十分恶劣(载荷不是很大)的情况下, 弹簧的材料大都选用 65Mn 钢或碳素弹簧钢。一般情况, 受到空间的限制, 减振弹簧工作应力均比较大, 65Mn 钢或碳素弹簧钢钢丝无法承受如此大的应力, 此种情况下多选用优质合金钢钢丝, 例如 55CrSi、50CrVA 钢丝, 也可以参照 JB/T 12792—2016 离合器 减振弹簧 技术条

件选用材料。

2) 弹簧的许用应力。弹簧钢丝材料的许用应力 $[\tau]$ 必须按照弹簧的工作特点来确定。一般弹簧按照工作特点及所受负荷的类型可分为三类：一类为受动负荷的弹簧，另一类为受静负荷或负荷均匀增加的弹簧，再一类为不重要的弹簧。

在实际工程中，设计弹簧的许用应力往往不是材料本身的应力，是由于弹簧的许用应力受材料、负荷特点和制造工艺等因素的影响，因此要根据具体情况规定许用应力值。制造因素对许用应力有很大的影响，一些企业的减振弹簧的实际应力达到了很高数值。

3) 设计中的强化要求及其他。弹簧设计中强化要求非常重要，弹簧的强化（工艺）包括强压和喷丸等。弹簧设计图样给出的结果是完成全部加工工艺后的要求，若强化工艺喷丸没有做好，弹簧将达不到规定寿命而损坏。

当设计时，弹簧的两个端面与弹簧轴线的垂直度很重要，否则将影响离合器的性能。

4.8 碟形弹簧

4.8.1 技术要求

碟形弹簧是离合器从动盘阻尼器中产生摩擦阻尼力的弹性零件，其重要性远不如膜片弹簧，精度要求也没有那么高，但碟形弹簧仍有如下要求：

- 1) 碟形弹簧材料应为优质性能弹簧钢材。
- 2) 开槽碟形弹簧的开槽尺寸等符合离合器设计的约束条件。
- 3) 满足碟形弹簧的载荷 - 变形特性要求。
- 4) 所设计的碟形弹簧的 I 点、II 点、III 点的最大工作应力不超过各自的许用应力值。

4.8.2 力学模型

碟形弹簧与 4.1 节的膜片弹簧具有类似的非线性弹性特性，其力学模型与数学模型建立的前提条件假设与 4.1 的膜片弹簧的相同。碟形弹簧剖面受力如图 4-46 所示。

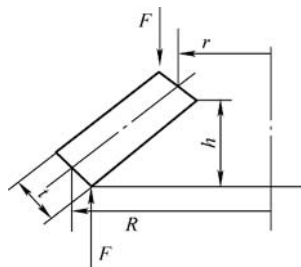


图 4-46 碟形弹簧剖面受力

根据假设，推导获得载荷 - 变形的弹性力学方程，对方程简化后得：

$$F = f(\lambda) = \frac{Et\lambda}{(1 - \mu^2)K_1 R^2} [(h - \lambda)(h - 0.5\lambda) + t^2] \quad (4-41)$$

式中, K_1 为计算系数, $K_1 = \frac{1}{\pi} \frac{\left(\frac{R-r}{R}\right)^2}{\frac{R+r}{R-r} - \frac{2}{\ln \frac{R}{r}}}$ 。

4.8.3 设计问题的处理

碟形弹簧的弹性特性与膜片弹簧类似, 这些碟形弹簧的载荷数值较小, 行业内已经确定不需喷丸强化。碟形弹簧有国家标准, 其他国家也有碟形弹簧的国家标准, 一般情况下可以选用标准件。

4.9 波形片

4.9.1 技术要求

波形片是为了离合器接合过程中离合器压盘摩擦力渐变增大, 提高驾乘汽车舒适而专门设计的结构。为了满足这些要求, 波形片需要满足以下几个方面的要求:

- 1) 波形片合适的(轴向)载荷-变形关系。
- 2) 波形片的(轴向)变形量应在一个合理的范围内, 一般为 0.5 ~ 1.0mm, 过大将会影响离合器的分离。
- 3) 波形片的波形高度应不易衰减, 以免影响离合器的接合性能。
- 4) 满足强度要求。
- 5) 满足一致性要求, 即不同的波形片个体(或整体式波形片的各个相对独立部分)的波形高度一致(其偏差应小于某个值), 并且其主要的力学特性载荷-变形关系要接近(偏差小于某个值)。

4.9.2 力学模型

根据弹性从动片结构的不同, 波形片有下列三种形式:

1) 整体式波形片从动盘的结构。如图 4-47a 所示。在从动盘外缘开数个 T 形槽, 将外缘分割成许多扇形部分(即波形片), 并将扇形部分冲压成依次向不同方向弯曲的波浪形, 使其具有轴向弹性。开 T 形槽既可增加扇形部分的弹性, 又可减少由于摩擦发热而引起的从动片平面翘曲变形。两侧的摩擦片分别铆在彼此相隔一个的扇形片上。当离合器接合时, 从动盘被压紧, 使波形扇形部分逐渐被压平, 于是使从动盘上的压紧力和所传递摩擦转矩也逐渐增大, 使接合较平顺, 摩擦片上压力分布和磨损量也较均匀。

2) 分开式波形片的从动盘组件的结构。如图 4-47b、c 所示。将片厚 1.5 ~ 2.5mm 的从动盘与较薄的小于 1mm 的波形片分开制成两件, 然后用铆钉连接。由

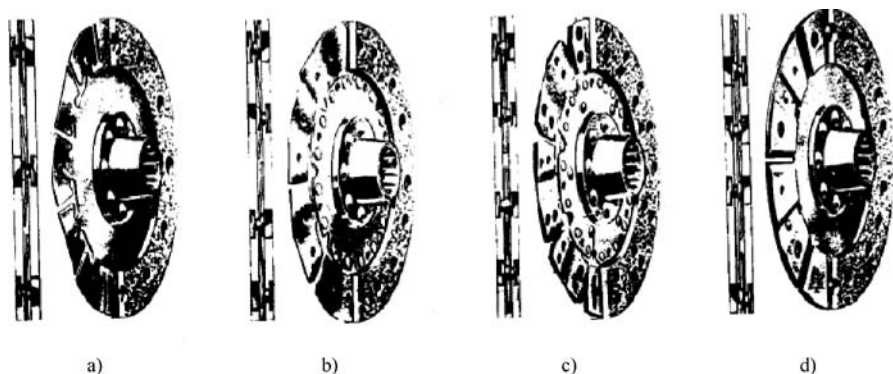


图 4-47 具有轴向弹性的从动盘结构形式（波形片形式）

于波形片是由同一模具冲制而成的，其弹性较好也较一致，并使从动盘转动惯量也较小。具体结构形式有以下两种：

① 单个波形片的形式（见图 4-47b）。将波形片的左、右凸起段分别与左侧、右侧摩擦片铆接。这种形式轴向弹性较好，转动惯量较小，适宜于高速旋转，目前广泛用于轿车、轻型货车与中小型轮式拖拉机上。

② 周向成对波形片的形式（见图 4-47c）。利用阶梯形铆钉杆的细段将成对波形片的左片铆在左侧摩擦片上，并交替地把右片铆在右侧摩擦片上。由于波形片弹性行程加大，弹性特性较理想，适用于中、高级轿车与大、中型轮式拖拉机。此外，尚有采用径向布置成对凹形弹簧片的形式。

3) 独立波形片与从动盘组合式的结构。如图 4-47d 所示。该结构的工作方式是将靠近飞轮的左侧摩擦片直接铆接在从动盘上，只在靠近压盘侧的从动盘上铆接有波形片，右侧摩擦片（一般磨损较大）用铆钉与波形片铆接起来。显然，这种结构的转动惯量较大，但强度较高，传递转矩能力最大，适用于货车，尤其是重型货车。

此外，在国外专利中尚有各种新型波形片结构，如图 4-48 ~ 图 4-50 所示。这些波形片的轴向压缩变形 - 载荷关系均为非线性，其结构的复杂程度也各不相同。波形片的一般压缩变形量为 $0.6 \sim 1.2\text{mm}$ 。

无论哪种形式的波形片，从力学的角度看它们有着共性，其受力如图 4-51 所示。由于波形片结构为不规则薄壳，其受力分布情况也比较复杂，因此从理论上分析变形与应力存在很多困难。

但是，仍有文献研究如何建立数学模型，并尝试建立了经验公式，可以作为参考。

由于结构形状不规则的波形片属于非线性大变形弹性件，目前的弹性力学理论还无法建立其弹性特性求解方程。下面介绍建立经验公式的尝试。

建立经验公式的基本思路是：如图 4-52 所示的波形片（若是整体式波形片，



图 4-48 Tripod 波形片 (每种颜色对应不同高度)

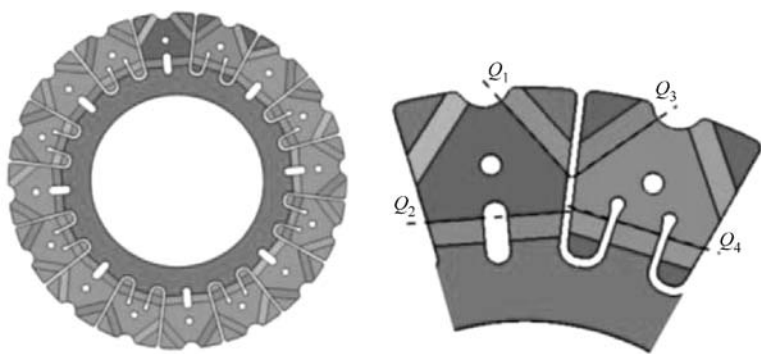


图 4-49 Quadripod 波形片 (每种颜色对应不同高度)

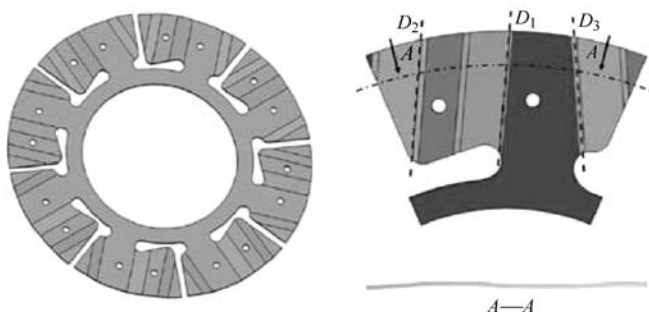


图 4-50 Drapo 波形片 (每种颜色对应不同高度)

取其一个扇形部分), 将其划分为三个部分, 即与下平板接触的平面部分, 以及其与下平板接触的平面部分的左右两个部分。由于与下平板接触的平面部分不产生变形, 不考虑其弹性特性。其余两个部分假设为悬臂板, 分别推导、计算两个悬臂板的载荷与变形关系, 而后根据试验结果对载荷与变形关系进行修正。最后, 将两部分结果叠加起来, 即为波形片的弹性特性。

根据文献, 将波形片简化为大挠度悬臂板进行求解, 对于如图 4-52 所示的波

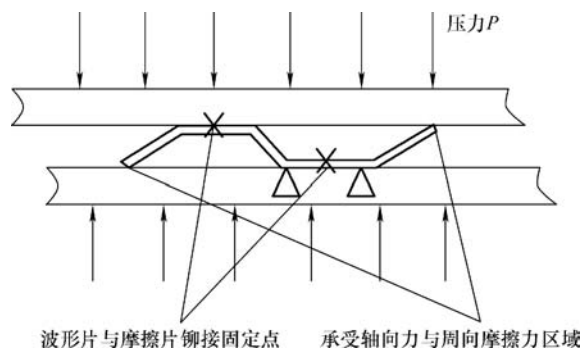


图 4-51 波形片轴向受力示意图

形片是一个厚度为 0.8mm 的圆环形部件（一个扇形区），其结构复杂，为便于计算，则对波形片等效简化为将图 4-53 所示的 l_1 、 l_3 部分等效为悬臂板。又由于波形片每段截面的变形量不一样，在此则采取分段处理的方法进行分析。与下平板接触的平面部分与下平板之间是零间隙，因此此处的波形片的截面不会发生变形，继而不会产生载荷，即 $F=0$ 。波形片的分段简化图如图 4-53 所示。

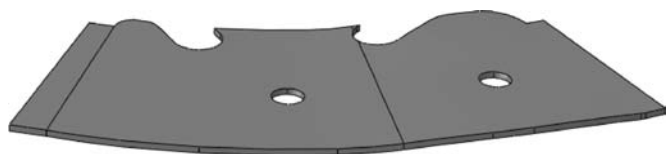


图 4-52 波形片（八分之一的结构形状）

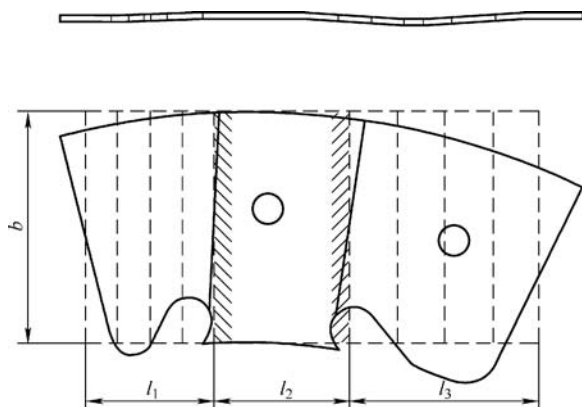


图 4-53 波形片等效简化图

由图 4-53 可知，波形片被等效简化成了与悬臂板相似的长方形模型（虚线部分），且分成三段进行计算（ l_1 、 l_2 、 l_3 ）。由于图中波形片的中间部分是平的，没有弯曲，且对摩擦片施加垂直载荷时，该部分波形片不会对摩擦片产生反作用力，

因此这段波形片部分没有挠曲变形,即只要对 l_1 、 l_3 段波形片进行分析与计算。由于中间部分不会变形,因此将第二段看作另外两段悬臂板的固定端。

(1) 悬臂板方程式推导 在数学结构上,悬臂板的挠曲方程和悬臂梁大挠度方程等价,采用拖带坐标(自然坐标)由 Euler-Bernoulli 方程有:

$$\frac{d\theta}{ds} = -\frac{M(s)}{D} \quad (4-42)$$

式中, D 为该模型的抗弯刚度,设为自然坐标 s 的函数, $D = D(s)$; $M(s)$ 为弯矩。

$$D = \frac{Et^3b}{12(1-\mu^2)} \quad (4-43)$$

式中,由于 t 和 b 都是常数,则 D 为常数; E 为材料的弹性模量,此处波形片的弹性模量为 $200\,000\text{N/mm}^2$; t 为厚度,波形片的厚度为 0.8mm ; b 为宽度, $b = b(s)$,由于此处波形片的宽度是一定的,因此 b 为常数,根据波形片的几何尺寸求得 $b = (0.5 \times 217 - 76.5)\text{mm} = 32\text{mm}$; μ 为泊松比, $\mu = 0.3$,在此则可得出:

$$D = \frac{Et^3b}{12(1-\mu^2)} = \frac{200\,000 \times 0.8^3 \times 32}{12 \times (1-0.3^2)} \text{N} \cdot \text{mm}^2 \approx 300\,073.26 \text{N} \cdot \text{mm}^2$$

当固定端离自由端的距离为 s ,此处分别为第一段、第二段、第三段波形片的长度,此处 $l_1 = 28\text{mm}$ 、 $l_2 = 18\text{mm}$ 、 $l_3 = 16\text{mm}$ 。在大挠度分析时,任一截面的弯矩 $M(s)$ 为:

$$M(s) = HF \quad (4-44)$$

式中, F 为波形片所能承受的载荷; H 为从自由端计起到 s 点的水平距离(即悬臂板的力臂):

$$H = \int_0^s \cos\theta(\eta) d\eta \quad (4-45)$$

式中, η 为沿自然坐标积分时的变量。将式(4-45)代入式(4-44),得:

$$M(s) = F \int_0^s \cos\theta(\eta) d\eta \quad (4-46)$$

将式(4-46)代入式(4-42),得:

$$\frac{d\theta}{ds} = -\frac{F}{D} \int_0^s \cos\theta(\eta) d\eta \quad (4-47)$$

对式(4-42)进行整理,得:

$$M(s) = -\frac{d\theta}{ds} D \quad (4-48)$$

并将式(4-48)两边进行微分,得:

$$-\frac{d}{ds} \left[D(s) \frac{d\theta}{ds} \right] = \frac{dM(s)}{ds} \quad (4-49)$$

将式(4-46)代入式(4-49),得:

$$-\frac{d}{ds} \left[D(s) \frac{d\theta}{ds} \right] = F \cos\theta \quad (4-50)$$

由于此处的 $D(s)$ 为常数, 则有

$$-D \frac{d^2\theta}{ds^2} = F \cos\theta \quad (4-51)$$

通过求解式 (4-51) 就可以得到 θ 与 s 的关系。再根据下列公式 (4-52)、式 (4-53), 即可分别求解出自由端的挠度 $w(\text{mm})$ 和水平位移值 $u(\text{mm})$ 。

$$w = \int_0^l \sin\theta ds \quad (4-52)$$

$$u = \int_0^l (\cos\theta - 1) ds \quad (4-53)$$

式中, l 为悬臂板的长度, 即求解的每段波形片固定端到自由端的长度。

求解微分方程式 (4-51)。

令 $\theta' = p$, p 为关于 θ 的函数, θ 为弯曲角度, 则 $\theta'' = p \frac{dp}{d\theta}$, 代入方程式 (4-51), 并整理, 得:

$$-\frac{D}{F} p \frac{dp}{d\theta} = \cos\theta \quad (4-54)$$

则会有: $-\frac{D}{F} p dp = \cos\theta d\theta$

对上式两边进行积分, 得:

$$-\frac{D}{F} \frac{1}{2} p^2 = \sin\theta + C_1$$

则又有: $-\frac{D}{F} \frac{1}{2} \left(\frac{d\theta}{ds} \right)^2 = \sin\theta + C_1$

考虑到边界条件:

$$\left. \frac{d\theta}{ds} \right|_{s=0} = 0, \quad \theta|_{s=0} = \theta_m$$

得出 $\sin\theta + C_1 = 0$, $C_1 = -\sin\theta_m$ 。即有:

$$-\frac{D}{2F} \left(\frac{d\theta}{ds} \right)^2 = \sin\theta - \sin\theta_m \quad (4-55)$$

对方程式 (4-55) 的两边再次进行积分

$$\int \sqrt{\frac{D}{2F}} (\sin\theta_m - \sin\theta)^{-\frac{1}{2}} d\theta = \int ds$$

考虑到 $\sin\theta \approx \theta$, 则可将上式改为:

$$\int \sqrt{\frac{D}{2F}} (\sin\theta_m - \theta)^{-\frac{1}{2}} d\theta = \int ds$$

即 $-\int \sqrt{\frac{D}{2F}} (\sin\theta_m - \theta)^{-\frac{1}{2}} d(\sin\theta_m - \theta) = \int ds$

上式的积分结果为:

$$2\sqrt{\frac{D}{2F}}(\sin\theta_m - \theta)^{\frac{1}{2}} = s + C_2 \quad (4-56)$$

考虑边界条件: $\theta|_{s=l} = 0$

代入式 (4-56), 得:

$$C_2 = \sqrt{\frac{2D}{F}\sin\theta_m} - l$$

将 C_2 代入式 (4-56)

$$\sqrt{\frac{2D}{F}}(\sin\theta_m - \theta) = s + \sqrt{\frac{2D}{F}\sin\theta_m} - l \quad (4-57)$$

对式 (4-57) 进行整理, 得:

$$\theta = \sin\theta_m - \frac{F}{2D} \left[s^2 + 2s \left(\sqrt{\frac{2D}{F}\sin\theta_m} - l \right) + \left(\sqrt{\frac{2D}{F}\sin\theta_m} - l \right)^2 \right] \quad (4-58)$$

将式 (4-58) 代入式 (4-52) 积分, 并考虑到 $\sin\theta \approx \theta$, 积分后得到的挠度为:

$$w \approx \int_0^l \theta ds = l\sin\theta_m - \frac{F}{2D} \left[\frac{1}{3}l^3 + l^2 \left(\sqrt{\frac{2D}{F}\sin\theta_m} - l \right) + l \left(\sqrt{\frac{2D}{F}\sin\theta_m} - l \right)^2 \right] \quad (4-59)$$

由于式 (4-58)、式 (4-59) 中 θ_m 没有确定, 所以挠度 w 就无法直接求解。

为了确定 θ_m , 对式 (4-51) 整理得 $-\frac{D}{F} \frac{d^2\theta}{ds^2} = \cos\theta$ 。采用差分法求解悬臂梁自

由端面的转角 θ_m 。差分法的求解式为 $\frac{d^2\theta}{ds^2} = \frac{\theta_{i+1} - 2\theta_i + \theta_{i-1}}{h^2}$, 则可以得出:

$$-\frac{D}{F} \frac{\theta_{i+1} - 2\theta_i + \theta_{i-1}}{h^2} = \cos\theta_i \quad (4-60)$$

式中, h 为每个分段点的间距, $i=0, 1, 2, \dots, n$, i 为板的分段点编号, n 为板的分段数; θ_{i+1} 为固定端内延的一个分点。由式 (4-60) 可以求出转角 θ_i , 且 $\theta_0 = \theta_m$ (此处的 θ_m 为自由端的转角, θ_0 为固定端的转角, 则 $\theta_m = 0^\circ$), 将其代入式 (4-59), 即可以求出所需自由端的挠度, 继而得出波形片每段的变形量。

(2) 悬臂板自由端挠度求解 根据差分公式 (4-60) 求解自由端挠度, 在此将第一段 (28mm) 和第三段 (16mm) 波形片分别划分为 4 段, 则式 (4-60) 中的 $i=0, 1, 2, 3, 4$, 式 (4-59) 中的 $D=300\ 073.26\text{N} \cdot \text{mm}^2$, $h_1=28/4\text{mm}=7\text{mm}$, $h_3=16/4\text{mm}=4\text{mm}$, F 是根据其经验进行估计施加的力值, 然后根据 $\theta_4=0$ 依次求出 θ_3 、 θ_2 、 θ_1 、 θ_0 的值, 施加不同的力可以求出的第一段和第三段波形片的分段点局部转角见表 4-7 与表 4-8。

由表 4-6 和表 4-7 即可得知两段波形片自由端的转角 θ_0 , 再将 $\theta_0 = \theta_m$ 代入式 (4-59) 中, 则可得出两段波形片不同载荷和自由端转角下的自由端挠度, 定义第

一段波形片的自由端挠度为 w_1 ，第三段波形片的自由端挠度为 w_3 ，由于第二段不受力、不变形，则第二段波形片的自由端挠度为 $w_2 = 0$ 。注意式 (4-18) 中的 l 即为每段波形片的长度，此处第一段波形片的长度为 $l_1 = 28\text{mm}$ ， $l_3 = 16\text{mm}$ ， F 即为表 4-6 和表 4-7 中估算的载荷值。

表 4-6 第一段波形片分段点局部转角

F_1/N	$\theta_0/(\circ)$	$\theta_1/(\circ)$	$\theta_2/(\circ)$	$\theta_3/(\circ)$	$\theta_4/(\circ)$
10	-0.013 06	-0.007 35	-0.003 27	-0.008 16	0
20	-0.026 13	-0.014 70	-0.006 53	-0.001 63	0
30	-0.039 19	-0.022 04	-0.009 80	-0.002 45	0
40	-0.052 25	-0.029 39	-0.013 06	-0.003 27	0
45	-0.058 79	-0.033 07	-0.014 70	-0.003 67	0
50	-0.065 32	-0.036 74	-0.016 33	-0.004 08	0
55	-0.071 85	-0.040 42	-0.017 96	-0.004 49	0
60	-0.078 38	-0.044 09	-0.019 60	-0.004 90	0
65	-0.084 91	-0.047 76	-0.021 23	-0.005 31	0
70	-0.091 44	-0.051 44	-0.022 86	-0.005 72	0
75	-0.097 98	-0.055 11	-0.024 49	-0.006 12	0
80	-0.104 51	-0.058 79	-0.026 13	-0.006 53	0
85	-0.111 04	-0.062 46	-0.027 76	-0.006 94	0
90	-0.117 57	-0.066 13	-0.029 39	-0.007 35	0
95	-0.124 10	-0.069 81	-0.031 03	-0.007 76	0
100	-0.130 63	-0.073 48	-0.032 66	-0.008 16	0
105	-0.137 17	-0.077 16	-0.034 29	-0.008 57	0
110	-0.143 70	-0.080 83	-0.035 92	-0.008 98	0

表 4-7 第三段波形片分段点局部转角

F_3/N	$\theta_0/(\circ)$	$\theta_1/(\circ)$	$\theta_2/(\circ)$	$\theta_3/(\circ)$	$\theta_4/(\circ)$
30	-0.012 80	-0.007 20	-0.003 20	-0.000 80	0
55	-0.023 46	-0.013 20	-0.005 87	-0.001 47	0
83	-0.035 40	-0.019 92	-0.008 85	-0.002 21	0
110	-0.046 92	-0.026 39	-0.011 73	-0.002 93	0
138	-0.058 87	-0.033 11	-0.014 72	-0.003 68	0
160	-0.068 24	-0.038 39	-0.017 06	-0.004 27	0
190	-0.081 05	-0.045 59	-0.020 27	-0.005 07	0
215	-0.091 71	-0.051 59	-0.022 93	-0.005 73	0
245	-0.104 51	-0.058 79	-0.026 13	-0.006 53	0
270	-0.115 17	-0.064 78	-0.028 79	-0.007 20	0
295	-0.125 84	-0.070 78	-0.031 46	-0.007 86	0

由波形片结构形状的不规则得知两段波形片的变形量不一样，（实例）第一段与第三段相差约为 0.4mm 的高度，即第一段波形片变形 0.4mm 之后第三段波形片才开始变形，由于整个波形片模型可变形的位移量为 0.8mm，且最高点在第一段

波形片上,则第一段波形片的位移量即为 0.8mm,第三段波形片在第一段变形 0.4mm 之后和第一段一起再变形 0.4mm,在此经过不断估算,直到估算至挠度为 0.8mm 时停止,继而得到第一段和第三段波形片自由端的挠度与载荷之间的关系,见表 4-8 和表 4-9,表中 F_1 为第一段波形片的载荷, F_3 为第三段波形片的载荷。

表 4-8 第一段波形片的载荷与自由端挠度的关系

F_1/N	0	10	20	30	40	45	50	55	60	65
w_1/mm	0	0.074	0.147	0.221	0.294	0.331	0.368	0.405	0.442	0.478
F_1/N	70	75	80	85	90	95	100	105	110	
w_1/mm	0.515	0.552	0.589	0.626	0.662	0.699	0.736	0.773	0.809	

表 4-9 第三段波形片的载荷与自由端挠度的关系

F_3/N	0	30	55	83	110	138	160	190	215	245	270	295
w_3/mm	0	0.041 2	0.075 5	0.114	0.151	0.189	0.220	0.261	0.295	0.336	0.371	0.405

(3) 经验公式修正 由于对波形片分成了三段,且对第一段和第三段进行分析计算。根据式(4-59)分别计算出第一段和第三段载荷与挠度之间的关系,由于第二段波形片没有变形量且没有载荷分布,因此只需要将第一段和第三段的载荷和挠度的关系进行叠加,形成一个整体波形片的弹性特性曲线。但是,由于所计算出的弹性特性曲线与实际的不完全相符,需要对该曲线进行修正。在此对第一段和第三段的载荷与挠度的关系曲线分别进行修正,由于波形片弹性特性曲线的趋势与指数函数的趋势相近,因此采用指数函数形式的修正系数对两部分的载荷与挠度关系进行修正,使得修正后的弹性特性曲线与实际接近。

通过试算与拟合,以及试验结果分析,得到第一段、第三段波形片的载荷与挠度计算经验公式分别为:

$$f(x_1) = e^{x_1} F_1 \quad (4-61)$$

$$f(x_3) = e^{x_3} F_3 \quad (4-62)$$

式中, $x_1 = f(w_1)$, $x_3 = f(w_3)$ 。

按照这两个经验公式修正求表 4-9 和表 4-10 中两段波形片的载荷与挠度的关系。

下面则可以对两段波形片的载荷与挠度值进行叠加,求出整个波形片的载荷与挠度的关系,但是需要注意的是第一段变形量为 0.4mm,第三段波形片的变形量为 0,因此在第一段波形片变形量为 0~0.4mm 时,第三段波形片的变形量为 0,载荷为 0,即整个波形片的变形量为 0~0.4mm 时,整个波形片的载荷为第一段波形片所承受的载荷,整个波形片变形量在 0.4~0.8mm 时,整个波形片的载荷为第一段与第三段波形片所承受的载荷之和。那么根据经验公式求解得出的整个波形片模型的弹性特性曲线如图 4-54 所示。为了验证该方法的可行性,又进行了试验测

量, 结果如图 4-55 所示, 证明经验公式可信。

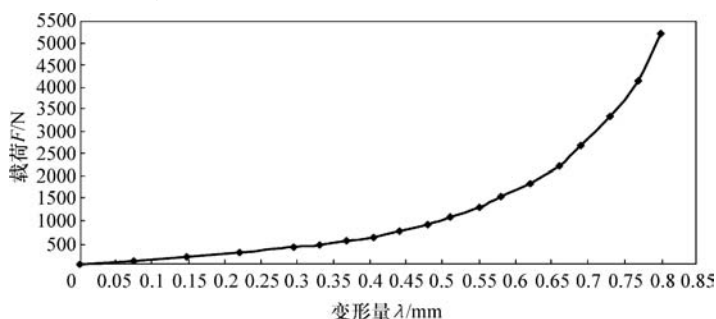


图 4-54 经验公式求解得出的整个波形片模型的弹性特性曲线

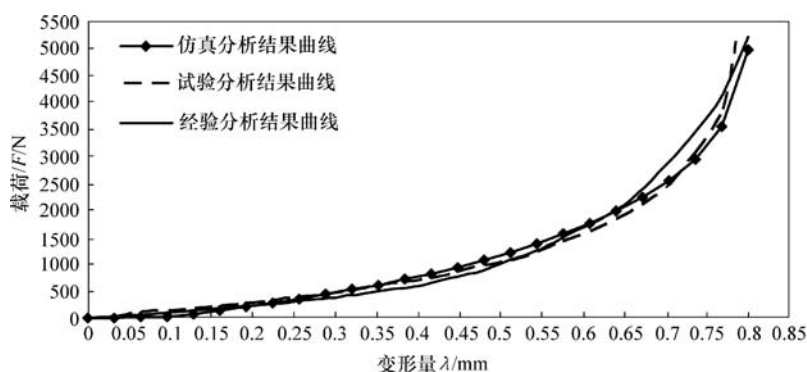


图 4-55 三种方法所得的波形片弹性特性曲线图

式 (4-42) ~ 式 (4-62) 的一组经验公式是针对类似图 4-52 所示的结构形式推导的, 具体结构不同的波形片可以参照这种方法重新推导计算经验公式。

4.9.3 设计问题的处理

当波形片设计时, 在确定了波形片的基本结构形式后, 首先要根据离合器设计的约束条件确定类似于图 4-55 所示的载荷 - 变形关系目标范围。根据载荷 - 变形关系目标范围, 进行具体的结构设计。由于波形片的载荷 - 变形关系是非线性的, 而其结构又不规则, 难以建立设计计算的方程式。当设计时, 一般可以采用经验法, 试制零件测量后再进行修改。在设计图样上, 类似图 4-55 所示的载荷 - 变形关系特性是必不可少的。

式 (4-42) ~ 式 (4-62) 的一组经验公式可以尝试使用, 或者该方法可以灵活应用。

随着 CAD/CAE 技术的不断发展, 采用 CAE 技术设计计算波形片是一个发展方向, 这部分内容将在第 5 章介绍。

4.10 从动盘与夹持盘

4.10.1 技术要求

从动盘与夹持盘是扭转减振器实现的构件，两者类型相同，受力状况也接近。对两者提出的要求是：足够的刚度与强度，与减振弹簧接触处要耐磨。

4.10.2 力学模型

从动盘与夹持盘上有多个方孔，如图 4-56 所示，内装减振弹簧，弹簧的两个端面与方孔的两个侧面配合，方孔的两个侧面受到弹簧的挤压应力作用，作用方式类似于图 4-43 所示。从动盘不同于夹持盘之处是其外圆周铆接装配有数个波形片，波形片传来的力带动从动盘转动，而从动盘通过铆钉与夹持盘固连。

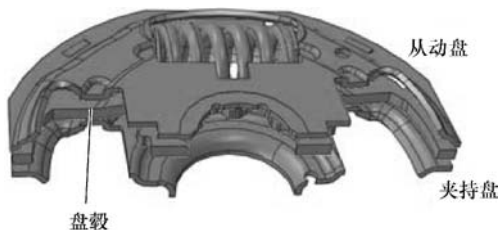


图 4-56 从动盘与夹持盘

由于从动盘与夹持盘的结构不规则，因而没有用于设计计算的公式。

4.10.3 设计问题的处理

由于从动盘与夹持盘没有用于设计计算的公式，一般根据经验进行设计，一般选取低碳钢板材进行制造。根据技术要求，低碳钢无法满足强度、刚度以及耐磨的要求。因而，多采用低碳钢冲压后进行碳氮共渗等类似的工艺技术，即在设计中要给出碳氮共渗深度，以及表面硬度等参数。

在设计过程中，夹持盘、盘毂的窗口用于安装弹簧，除了要满足安装弹簧的需求，更多的应该考虑力学性能，包括使用过程中的载荷，也要考虑加工过程中的应力与变形。窗口的瞬态力学特性将影响其可靠性、寿命，目前尚无这方面公开的文献。

设计计算可以采用 CAE 技术，根据计算结果判断其强度与刚度，第 5 章将介绍相关的内容。

4.11 铆钉

铆钉既要满足强度要求，又要有良好的铆接性能，这是铆钉设计的主要要求。因此，一般使用铆螺钢并采用冷锻制造。

在离合器中，铆钉有膜片弹簧铆钉、盖-传动片铆钉、压盘-传动片铆钉、摩

擦片铆钉、波形片 - 从动盘铆钉、从动盘双头铆钉。在这些种类铆钉中，最为重要的是铆接膜片弹簧的铆钉。铆接膜片弹簧的铆钉不但铆接性能要好，而且铆钉的尺寸要求也比较高。图 4-57 所示为膜片弹簧铆钉示意图，设计时注意给出 h 尺寸合理的精度，以及注意直径 d_1 与直径 d_2 的同轴度，并注意 d_2 直径段的表面应该耐磨，有些厂家对其有高频处理要求。具体设计时可以参考中汽协会离合器委员会行业标准《汽车离合器铆钉推荐标准》，标准规定了各种铆钉的材料以及性能、尺寸公差与几何公差、热处理要求、测试方法等，设计时可以参照该标准。

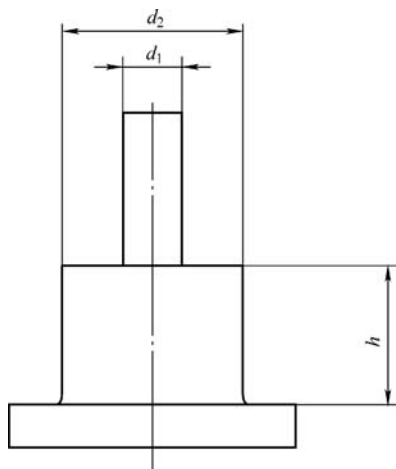


图 4-57 膜片弹簧铆钉示意图

第 5 章

计算机辅助离合器设计

计算机辅助设计（CAD，Computer Aided Design）是利用计算机及其图形设备帮助设计人员进行设计工作。在工程和产品设计中，计算机可以帮助设计人员担负计算、信息储存和制图等项工作。在设计中通常要用计算机对不同方案进行大量的计算、分析和比较，以决定最优方案；各种设计信息，无论是数字的、文字的或图形的，都能存放在计算机的内存或外存里，并能快速地检索；设计人员通常用草图开始设计，将草图变为工作图的繁重工作可以交给计算机完成；利用计算机可以进行与图形的编辑、放大、缩小、平移和旋转等有关的图形数据加工工作。计算机辅助设计系统如图 5-1 所示。

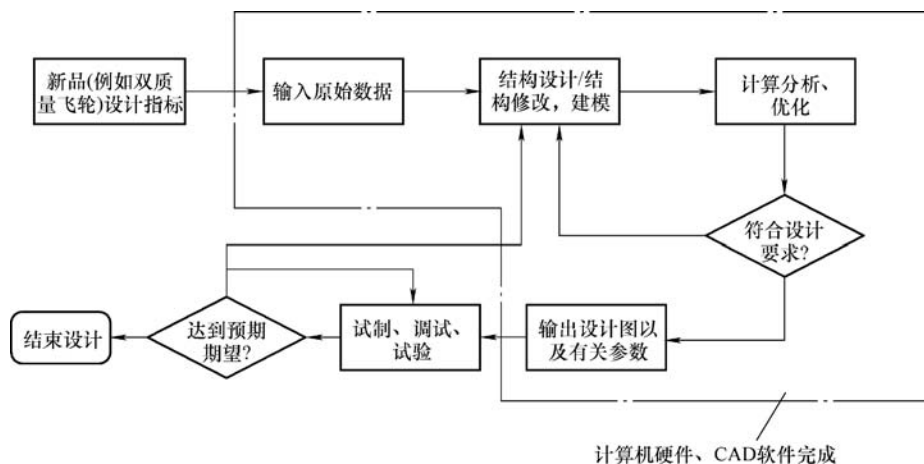


图 5-1 计算机辅助设计系统

20 世纪 50 年代在美国诞生第一台计算机绘图系统，开始出现具有简单绘图输出功能的被动式的 CAD 技术。20 世纪 60 年代初期出现了 CAD 的曲面片技术，中期推出商品化的计算机绘图设备。20 世纪 70 年代，完整的 CAD 系统开始形成，后期出现了能产生逼真图形的光栅扫描显示器，推出了手动游标、图形输入板等多种形式的图形输入设备，促进了 CAD 技术的发展。20 世纪 80 年代，随着强有力的超大规模集成电路制成的微处理器和存储器件的出现，工程工作站问世，CAD 技术在中小型企业逐步普及。20 世纪 80 年代中期以来，CAD 技术向标准化、集成化、智能化方向发展。一些标准的图形接口软件和图形功能相继推出，为 CAD 技

术的推广、软件的移植和数据共享起了重要的促进作用；系统构造由过去的单一功能变成综合功能，出现了 CAD 与辅助制造连成一体的计算机集成制造系统；固化技术、网络技术、多处理机和并行处理技术在 CAD 中的应用，极大地提高了 CAD 系统的性能；人工智能和专家系统技术引入 CAD，出现了智能 CAD 技术，使 CAD 系统的问题求解能力大为增强，设计过程更趋自动化。CAD 已在建筑设计、电子和电气、科学研究、机械设计、软件开发、机器人、服装业、出版业、工厂自动化、土木建筑、地质、计算机艺术等各个领域得到了广泛应用。

基本技术主要包括交互技术、图形变换技术、曲面造型和实体造型技术等。

随着计算机技术的快速发展，CAD 与计算机辅助分析（CAE）是密不可分的。对于汽车离合器的设计也是一样。广义的 CAD 内容还包括 CAE、优化分析在内，这使得原来不便于设计计算的结构与功能分析得以进行。

常用的分析软件有 ANSYS、ABAQUS、ADAMS、MATLAB 等。

ANSYS 软件是美国 ANSYS 公司研制的大型通用有限元分析（FEA）软件，是世界范围内增长最快的计算机辅助工程（CAE）软件，能与多数 CAD 软件接口，实现数据的共享和交换，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，在核工业、铁道、石油化工、航空航天、机械制造、能源、汽车交通、国防军工、电子、土木工程、造船、生物医学、轻工、地矿、水利和日用家电等领域有着广泛的应用。ANSYS 软件主要有以下几个方面：结构静力分析、结构动力学分析、结构非线性分析、动力学分析、热分析、电磁场分析、流体动力学分析、声场分析、压电分析。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。该软件可以进行离合器的线性、非线性分析，优化，热分析等。

达索（Dassault）SIMULIA 公司软件 ABAQUS 是一套功能强大的工程模拟的有限元软件，其解决问题的范围从相对简单的线性分析到许多复杂的非线性问题。ABAQUS 包括一个丰富的、可模拟任意几何形状的单元库，并拥有各种类型的材料模型库，可以模拟典型工程材料的性能，其中包括金属、橡胶、高分子材料、复合材料、钢筋混凝土、可压缩超弹性泡沫材料以及土壤和岩石等地质材料。作为通用的模拟工具，ABAQUS 能完成静态应力/位移分析、动态分析黏弹性/黏塑性响应分析、热传导分析、质量扩散分析、耦合分析、非线性动态应力/位移分析、瞬态温度/位移耦合分析、准静态分析、退火成形过程分析、海洋工程结构分析、水下冲击分析、柔体多体动力学分析、疲劳分析和设计灵敏度分析等。其材料模型包括：弹性、正交各向异性、金属塑性和铸铁塑性等。该软件可以进行离合器的线性、非线性分析，优化，热分析等。

机械系统动力学自动分析（ADAMS，Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems）软件是美国机械动力公司（Mechanical Dynamics Inc）（现已并入美国 MSC 公司）开发的虚拟样机分析软件。ADAMS 已经被全世界各行各业的数百家主要制造商采用。ADAMS 软件由基本模块、扩展模块、接口模块、专业领域模块及

工具箱五类模块组成。用户不仅可以采用通用模块对一般的机械系统进行仿真,而且可以采用专用模块针对特定工业应用领域的问题进行快速有效的建模与仿真分析。ADAMS 软件包含的模块和工具箱如下:基本模块用户界面模块 ADAMS/View、求解器模块 ADAMS/Solver、后处理模块 ADAMS/PostProcessor、扩展模块液压系统模块 ADAMS/Hydraulics、振动分析模块 ADAMS/Vibration、线性化分析模块 ADAMS/Linear、高速动画模块 ADAMS/Animation、试验设计与分析模块 ADAMS/Insight、耐久性分析模块 ADAMS/Durability、数字化装配回放模块 ADAMS/DMU Replay、接口模块柔性分析模块 ADAMS/Flex、控制模块 ADAMS/Controls、图形接口模块 ADAMS/Exchange、CATIA 专业接口模块 CAT/ADAMS、Pro/E 接口模块 Mechanical/Pro、专业领域模块轿车模块 ADAMS/Car、悬架设计软件包 Suspension Design、概念化悬架模块 CSM、驾驶人模块 ADAMS/Driver、动力传动系统模块 ADAMS/Driveline、轮胎模块 ADAMS/Tire、柔性环轮胎模块 FTire Module、柔性体生成器模块 ADAMS/FBG、经验动力学模型 EDM、发动机设计模块 ADAMS/Engine、配气机构模块 ADAMS/Engine Valvetrain、正时链模块 ADAMS/Engine Chain、附件驱动模块 Accessory Drive Module、铁路车辆模块 ADAMS/Rail、FORD 汽车公司专用汽车模块 ADAMS/Pre (现改名为 Chassis)、工具箱软件开发工具包 ADAMS/SDK、虚拟试验工具箱 Virtual Test Lab、虚拟试验模态分析工具箱 Virtual Experiment Modal Analysis、钢板弹簧工具箱 Leafspring Toolkit、飞机起落架工具箱 ADAMS/Landing Gear、履带/轮胎式车辆工具箱 Tracked/Wheeled Vehicle、齿轮传动工具箱 ADAMS/Gear Tool。该软件可以进行传动系统的动力学分析等。

MATLAB 是由美国 Mathworks 公司发布的主要面对科学计算、可视化以及交互式程序设计的高科技计算环境。主要包括 MATLAB 和 Simulink 两大部分。它将数值分析、矩阵计算、科学数据可视化以及非线性动态系统的建模和仿真等诸多强大功能集成在一个易于使用的视窗环境中,为科学研究、工程设计以及必须进行有效数值计算的众多科学领域提供了一种全面的解决方案。该软件可以进行离合器设计中的一些数值计算。

Nastran 是在 1966 年美国国家航空航天局(NASA)为了满足当时航空航天工业对结构分析的迫切需求主持开发大型应用有限元程序。可以进行动力学分析、非线性分析、热传导分析、拓扑优化等。

LMS Imagine. Lab Amesim 是 Siemens 为工程师能够准确预测智能系统的多学科性能提供了一个集成的仿真平台而开发的软件。LMS Amesim 支持对多领域控制系统进行建模、仿真和分析,并提供各种与控件设计相关的被控对象建模功能,能够帮助评估并验证控制策略。

除了以上介绍的软件以外,还有 HypeWorks 等众多的软件可以做离合器的设计分析。

5.1 汽车离合器性能的计算机辅助设计

5.1.1 AUTOCAD 设计图样与三维模型

目前的离合器设计普遍采用 AUTOCAD（或类似软件）和三维建模相结合的方法，AUTOCAD 用于设计施工用图样，而三维建模多用于检查与计算。

三维建模设计是在 AUTOCAD 之后发展起来的，目前在汽车行业常用的通用软件有 CATIA、UG、PRO/E、SolidWorks 等。AUTOCAD 与三维软件之间的关系是：AUTOCAD 设计图完成之后，可以利用三维软件对设计图样进行建模，使得图样的结果更加直观，并可以检查设计的基本尺寸是否存在问题。三维软件所得模型可以作为 CAE 数值计算的几何模型基础。目前 CAE 软件较多，例如 ABAQUS、ANASYS、HYPRWORKS、MIDAS NFX、ADAMS、LMS 等。

5.1.2 离合器盖总成性能仿真实例

进行仿真分析的主要环节是：几何建模、几何模型简化、建立力学模型（包括施加约束、载荷）、建立仿真有限元模型（在几何模型、力学模型基础上划分单元并赋予属性）、仿真计算、结果处理。下面结合某个实例介绍离合器盖总成性能仿真。

（1）离合器总成几何模型的建立

1）离合器总成几何建模。离合器总成主要有离合器盖总成和从动盘总成两大部分。

离合器盖总成主要由离合器盖、压盘、膜片弹簧、传动片和分离装置等部件组成，压盘和膜片弹簧都是组装在离合器盖内的，从而形成离合器盖总成。离合器盖总成中的离合器盖与压盘的结构形状相对比较复杂，压盘是环形盘状，靠近膜片弹簧的那端有断续的环状支承凸台。压盘采用具有弹性作用的弹性元件传动片进行力的传递，盖总成中的传动片介于压盘与离合器盖之间，此处共装有六个传动片，大小和形状一致。离合器盖总成中的一个最重要的弹性件即为膜片弹簧，此研究采用的是由分离指和碟形弹簧部分组成的膜片弹簧模型。

在进行离合器盖总成仿真分析中，以标准垫块代替从动盘总成（标准垫块厚度为 6.8mm），这也符合企业实际生产与试验检测中的处理方法。由于离合器盖总成的模型结构比较复杂，因此，在通用三维软件 CATIA 中进行几何建模。

2）离合器总成几何模型的简化。将三维软件中建立的离合器总成几何模型（以标准垫块代替从动盘总成）保存为中性格式的文件，再把中性文件导入 CAE 软件中。

为防止几何模型出现多角、多边等几何缺陷，将几何模型导入 CAE 软件后对

各个部件的几何模型进行几何诊断,将模型中各个部件多余的小面和短边进行几何修正,对一些尖角进行简化处理,并在不影响建立数值仿真模型的基础上,对部分部件进行整体简化。在分析软件中补充建立分离轴承,为缩短计算时间且不影响计算结果,将分离轴承简化成表面光滑且与分离指接触直径保持不变的环形回转体,并将其装配到确定的位置。某型离合器简化的离合器总成(包括分离轴承)的几何模型如图5-2所示。



图5-2 某型离合器简化的离合器总成
(包括分离轴承)的几何模型

(2) 离合器总成数值仿真模型的建立

在离合器总成(包括分离轴承)的

几何模型建立完善的基础上,进行数值仿真模型的建立。对于力学模型,主要进行接触、边界与载荷等处理,此外,在分析软件中主要进行材料参数的定义、分析时间设置、单元网格划分等前处理。

1) 材料参数的定义。在离合器总成数值仿真模型建立的过程中,首先要对每个部件定义相应的材料属性,对于弹性材料模型在此主要进行线弹性材料的设置,即定义弹性模量、泊松比等材料特性。由于离合器总成除了压盘之外,均为钢材,因此材料的弹性模量与泊松比均可定义为 $2 \times 10^5 \text{ MPa}$ 和 0.3,或查有关手册确定。压盘一般为铸铁或球墨铸铁,设定的弹性模量与泊松比定义为 $2 \times 10^5 \text{ MPa}$ 和 0.3,或查有关手册确定。在不影响计算结果的情况下,为节约计算时间,将分离轴承和标准垫块设置为刚性体进行分析。

2) 分析步分析与设置。由于实际工作中离合器盖总成是装车后的状态(即接合状态),但是在三维软件中建立虚拟样机模型时只能按照其自由状态进行装配,此时的部分部件,如膜片弹簧还没有发生变形,压盘与膜片弹簧在装配后会出现干涉现象。因此,计算过程中,首先要通过仿真计算,得到该模型的装车状态(即离合器接合状态)。然后,从离合器接合状态开始计算离合器的分离特性。在采用软件仿真的过程中,实际上要先对压盘的轴向进行位移,使压盘与膜片弹簧之间没有干涉,这是仿真过程的第一个分析步(设为 Step-1)。第二个分析步为 Step-2,在 Step-1 的基础上,仿真计算到离合器接合状态。第三个分析步为 Step-3,在 Step-2 的基础上,仿真计算到离合器分离状态。由于离合器工作过程的弹性件是大变形、非线性的过程,在分析设置中确认。在定义分析步的同时定义输出变量,以备后用。

3) 力学模型——接触的分析处理与设置。

① 实际产品接触分析。实际产品零件的接触对有:膜片弹簧与离合器盖凸筋,膜片弹簧与支承环,膜片弹簧与铆钉,支承环与铆钉,铆钉与离合器盖,膜片弹簧

与压盘凸台, 两片传动片之间, 分离轴承与膜片弹簧, 标准垫块与压盘表面, 传动片与铆钉、离合器盖, 传动片与铆钉、压盘。

膜片弹簧与离合器盖凸筋接触, 在离合器未安装到飞轮上, 离合器处于接合状态, 以及离合器分离过程中, 这个接触一直保持。接触点(膜片弹簧支承点)的位置, 将会随着膜片弹簧工作位置的变化而有很小的变化, 并且将有法向力和切向力存在。膜片弹簧与支承环的接触、膜片弹簧与压盘凸台的接触与膜片弹簧与离合器盖凸筋接触类似。

膜片弹簧与铆钉接触, 接触存于膜片弹簧的方孔侧面与铆钉的圆柱面之间。膜片弹簧工作状态不同, 这个接触状态也不相同。法向和切向接触状态, 还受到实际装配工艺的影响, 即铆钉中部铆接变形大, 则接触变得复杂。支承环与铆钉的接触从形式上与膜片弹簧与铆钉接触类似, 但是, 本质上支承环与铆钉没有相对运动。

两片传动片之间的接触, 是两个比较规则的面之间的接触, 两者之间的相互作用, 主要以摩擦的形式体现。

分离轴承与膜片弹簧的接触, 主要体现在法向接触方向, 并且只在分离过程中才产生接触。

铆钉与离合器盖, 传动片与铆钉、离合器盖, 传动片与铆钉、压盘这三组接触, 最终均形成接触对固定在一起的结果。此外, 还有代替从动盘总成的标准垫块与压盘表面的接触, 这个接触对在分离的过程中将会消失。

② 仿真模型中接触的设置。仿真模型接触设置的依据是实际产品接触对的情况。接触面间相互作用的设置是建立离合器盖总成数值仿真模型的关键。离合器盖总成在工作过程中相邻或相连接的部件表面之间会存在一定的接触和摩擦关系, 因此要对盖总成模型定义必要的接触关系和接触属性。离合器盖总成中两个部件之间的接触关系是以面与面接触的形式体现, 在有限元中则采用是面对面(Surface-to-Surface Contact)的接触方法来实现两个部件之间的接触关系。依据算法, 两个接触面之间有主面与从面之分, 一般将光滑的面积较大的表面作为主面。根据离合器总成实际的工作情况, 在有限元分析中定义的相互接触的表面主要分布在接合、分离状态下膜片弹簧与压盘凸台之间的接触, 膜片弹簧与离合器盖内侧凸筋之间的接触, 两个传动片之间的接触, 还有支承环与膜片弹簧、定位铆钉之间的接触, 定位铆钉与膜片弹簧间的接触, 从动盘总成(即标准垫块)与压盘底面之间的接触以及在分离过程中分离轴承下端与膜片弹簧分离指之间的接触。

两个接触的表面之间存在着摩擦和接触刚度等参数的影响, 因此要为这些相互接触的表面之间定义相应的接触属性。由于是非线性问题, 接触面间的非线性接触属性的设置主要有法向接触和切向接触, 切向接触属性的设置主要为摩擦系数的设定, 法向接触属性的设置主要为非线性接触刚度的设置。根据机械设计手册等资料, 金属材料件之间的摩擦系数为 $0.05 \sim 0.1$, 仿真模型设置的摩擦系数为 0.08 , 非线性接触刚度为 $10\,000\text{N/mm}$ 或更大一些, 接触刚度的设置要比实际部件的结构

刚度大一些，接触刚度设置不恰当还会导致接触表面在运动过程中产生不可忽略的穿透量，因此接触刚度的设置是定义接触关系的重要参数。

由于离合器总成中的部件较多，有的部件之间的运动轨迹是一致的，且有一定的连接关系，因此除了要定义两个接触面之间的接触属性和接触关系，还要定义连接部件之间的绑定连接（类似于实际工程中的焊接或螺栓固定），绑定连接即设定绑定处运动轨迹一致或有连接关系的两个部件的表面连接在一起。在此例子中需要定义的绑定连接有：离合器盖上的铆钉与离合器盖之间的绑定，离合器盖上的九个定位固定膜片弹簧的铆钉与离合器盖顶端的孔之间的绑定，离合器盖上的铆钉与传动片之间以及压盘与铆钉之间的绑定连接，绑定连接设定完善后，相连的两个部件就会有着相同的运动轨迹。

4) 单元划分。单元网格的划分是有限元仿真分析中主要的前处理分析之一，也是有限元仿真分析的关键内容，单元网格的质量越好，有限元仿真就越容易收敛，越能顺利完成计算。对于结构形状规则的部件采用六面体的单元形状和扫掠网格划分技术，对于结构形状不规则的采用四面体自由网格划分技术。但是，当对于柔性体部件进行单元网格划分时，还需要对不规则或有边角的部位进行网格细化，特别是工作过程中要与其他部件接触的部分。

本例子离合器总成（包括分离轴承）网格划分后的模型如图 5-3 所示。图中共有 130 942 个单元数目，其中离合器盖、压盘、膜片弹簧、分离轴承、支承环、六个传动片、从动盘总成（即标准垫块）、九个定位固定膜片弹簧的铆钉（在离合器盖上方）、三个压盘铆钉、三个离合器盖铆钉分别有 58 408 个、43 420 个、11 745 个、592 个、2688 个、2016 个、3362 个、4435 个、760 个、3516 个单元。由于离合器总成中的零件较多，单元网格数目越多计算速度越慢，在此为缩短计算时间，在保证网格质量的前提下，主要对相互接触的面以及重要部件的网格划分得较细。

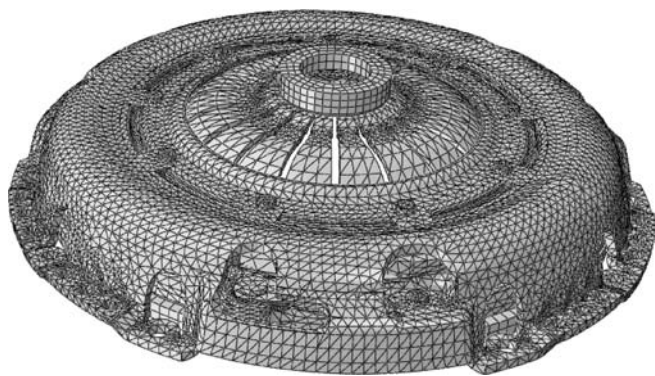


图 5-3 离合器总成（包括分离轴承）网格划分后的模型

5) 载荷与边界条件分析与设置。载荷与边界条件是建立系统力学模型的最重

要组成部分。这主要包括以下几个部分的内容:

① 实际产品零件的约束情况。实际产品中有三个弹性连接处。第一个连接处为膜片弹簧与离合器盖、支承环,依靠铆钉连接。在铆接连接后,膜片弹簧处于自由状态(即未变形),膜片弹簧上部与离合器盖的凸起筋接触,下部与支承环接触。第二个连接处为离合器盖与传动片连接,连接方式是铆钉铆接。铆接后,传动片铆接部分相对离合器盖不能产生任何运动。第三个连接处为压盘与传动片连接,连接方式是铆钉铆接。铆接后,传动片铆接部分相对压盘不能产生任何运动。在三个连接处均连接的情况下,两种弹性元件均为受力状态。这种状态,在三维软件建模时无法实现,只有通过 CAE 软件计算才能获得这种状态。

② 仿真中载荷与边界条件处理。根据实际产品零件的约束情况,设置仿真分析的载荷与边界条件。

Step-1: 在建立总成几何模型时压盘与膜片弹簧之间有干涉现象,为消除这一现象,则使压盘沿轴向向膜片弹簧的相反方向位移(即 Z 轴),使其脱离膜片弹簧,即使压盘与膜片弹簧不会再有干涉,为离合器总成的接合工况做准备,由于从动盘总成的简化模型(标准垫块)安装于压盘的下方,因此当压盘向下位移时要带动从动盘总成(即标准垫块)一起移动。定义的压盘的位移量为 11.2mm。根据离合器盖的工作原理,使离合器盖上与飞轮连接的孔固定,约束其六个自由度。

Step-2: 第 2 个分析步,根据结构参数,使压盘再朝着膜片弹簧移动给定的位移,从而使离合器处于接合状态。考虑仿真软件的特性,对压盘的位移是通过从动盘总成(即标准垫块)的推动而实现的。安装于膜片弹簧下端的支承环属于一个支承点,它只能够在轴向可以移动,而离合器盖内侧的支承部位却不受任何方向的约束,这是因为在接合分离过程中离合器盖会存在少量的变形,使离合器盖上与飞轮连接的孔固定不动,约束其六个自由度。

Step-3: 第 3 个分析步,分离轴承对膜片弹簧的分离指施加规定的位移边界条件(位移量为 20mm),而使分离指产生向下位移。此时与压盘连接的具有弹性作用的传动片会有一定的回弹作用而使压盘继续向膜片弹簧的方向位移,因此分离状态下的压盘的轴向位移不能受任何约束和限制;安装于膜片弹簧下端的支承环属于一个支承点,它只能够在轴向可以移动,而离合器盖内侧的支承部位却不受任何方向的约束,因为在接合分离过程中离合器盖会存在少量的变形。

离合器盖上与飞轮连接的孔固定,约束其六个自由度。在分离过程中,传动片的回弹作用会带动压盘朝着膜片弹簧大端运动,脱离从动盘总成(标准垫块),在此要设定从动盘总成(标准垫块)固定不动,约束其六个自由度。

数值仿真模型建立完成后的离合器总成(包括分离轴承)的模型如图 5-4 所示(图中隐藏了离合器盖)。

离合器总成共有三个支承部位,即与膜片弹簧接触的压盘上断续的环形支承凸台、离合器盖内侧与膜片弹簧接触的凸筋(环形支承部分)以及安装在膜片弹簧

下侧的支承环。图 4-2、图 4-6 所示即为在仿真软件中，离合器总成（包括分离轴承）在不同工况下的各个支承部位的受力情况。

(3) 离合器总成数值仿真计算结果 数值仿真模型建立完成后，对离合器总成（包括分离轴承）的接合、分离特性进行仿真计算，得到接合力、压盘升程与分离行程之间的关系、分离力与分离行程之间的关系，以及离合器盖在接合、分离状态下产生的变形。

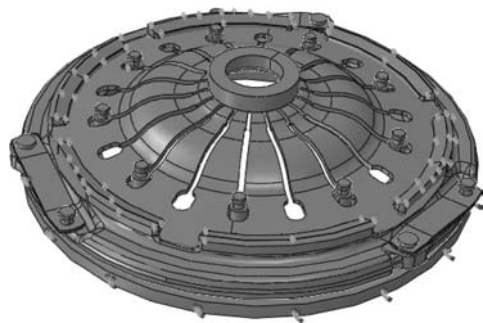


图 5-4 数值仿真模型建立完成后的离合器总成（包括分离轴承）的模型

有限元仿真计算得到离合器的接合力为 4571N，该结果在设计要求公差范围内。通过有限元仿真计算得到的离合器的分离特性如图 5-5 所示。

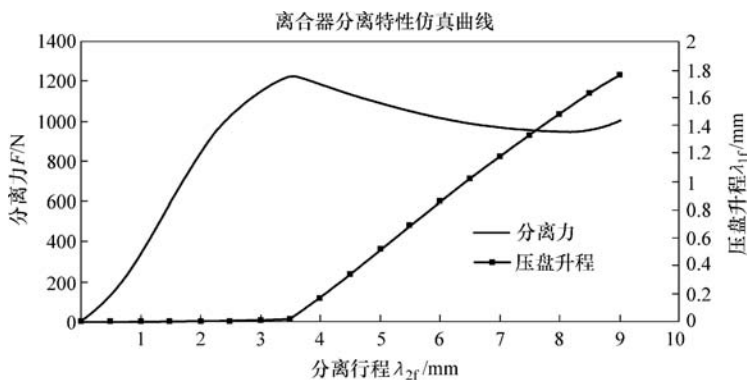


图 5-5 通过有限元仿真计算得到的离合器的分离特性

图 5-5 体现了离合器在分离过程中的压盘升程与分离行程之间的关系曲线，以及分离力与分离行程之间的关系曲线。由图可知，当离合器在分离开始时，分离轴承只对膜片弹簧的分离指产生变形，膜片弹簧的大端（即碟形弹簧部分）还未产生变形，且压盘不会产生轴向运动，此时产生的分离力也会随着分离行程的增大而变大。但是当分离力达到峰值后，膜片弹簧大端开始变形，传动片开始起回弹作用，从而带动压盘朝着膜片弹簧大端位移，即压盘开始升起（或后退），与从动盘总成（标准垫块）分离。随着分离行程增大，压盘升程增大。分离轴承推动分离指的力为非线性变化的，这与 A-L 公式的规律是一致的。

在 Step-2 计算步可以得到膜片弹簧的大端载荷与变形的关系，即工作点膜片弹簧载荷数值。这种方法用于离合器开发过程中，可以获得更加直观的结果，免去了用公式逐项计算的烦琐，通过 CAE 仿真，离合器的压紧载荷、分离力-分离行程、压盘升程几项基本性能都可以获得。另外，还可以获得一些零件的应力与变形

数值。当然，在装配成总成的情况下获得的应力与变形可能不够精细，原因是单元划分得可能比较大，若计算机能力强，则可以将单元细化，在计算总成性能的同时，也获得零件相应工况下的应力、变形等。否则，零件的计算应单独进行。

5.1.3 扭转角扭转力矩仿真实例

从设计阶段可以采用数值仿真的方法研究。主要环节是：几何建模、几何模型简化、建立力学模型（包括施加约束、载荷）、建立仿真有限元模型（在几何模型、力学模型基础上划分单元并赋予属性）、仿真计算、结果处理。下面结合某个实例进行介绍。

1. 从动盘总成几何模型的建立

(1) 从动盘总成几何建模 离合器从动盘总成主要由摩擦片（两个）、波形片（从动片）、从动盘、阻尼盘、夹持盘、带有花键的盘毂等部分组成。其中，摩擦片与波形片之间以铆钉进行连接，从动盘总成中的两片摩擦片位于波形片（从动片）的上下位置。当离合器处于接合状态时，波形片被压紧，结构弯曲、拱起的部位被压平，接合过程中，从动盘总成摩擦面片传递的转矩逐渐增大，使接合过程（在转矩增长的过程中）较柔和、平顺。

为减小传动系统中的噪声、缓和冲击、避免扭转共振，从动盘总成中安装了具有弹性阻尼性能的装置——扭转减振器，它主要由弹性元件和阻尼元件两部分组成，根据其弹性阻尼特性来降低传动系统中的扭转振动现象。整个从动盘总成的组成如图 5-6 所示。

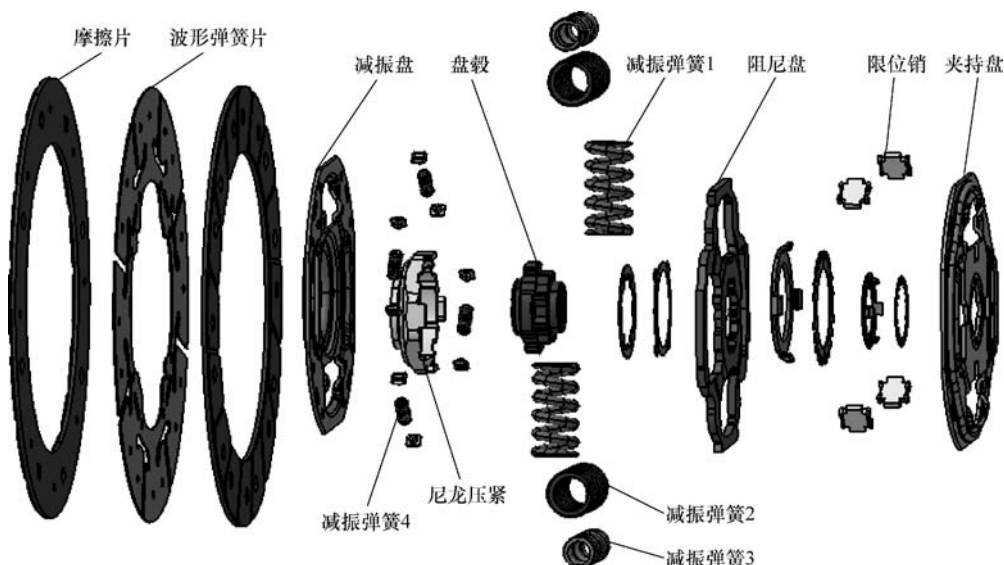


图 5-6 整个从动盘总成的组成

由于这个总成的结构复杂性，可以选择在通用三维软件 CATIA（或其他同类软件）中建立几何模型，包括零件几何模型的建立以及装配工作，均在三维软件中完成。

（2）从动盘总成几何模型的简化 由图 5-6 可以看出，从动盘总成模型的结构比较复杂，涉及的零部件较多，增加了有限元仿真计算的难度，因此在保证不影响分析结果的情况下对从动盘总成中的部分部件做适当简化处理。

离合器从动盘总成中一共分布 10 个减振弹簧，即有四种螺距、弹簧刚度、尺寸大小不一样的减振弹簧，如图 5-7 所示。其中，最小的一组减振弹簧有四个，是安装于盘毂的四周，其余六个为尺寸较大的减振弹簧，其中减振弹簧 3 是安装于减振弹簧 2 的内侧，减振弹簧 4 即为四个小减振弹簧，且这四个小减振弹簧的弹簧刚度也较小于另外三种减振弹簧的弹簧刚度。由于这些减振弹簧与从动盘总成中的一些部件有一定接触、摩擦关系，则需要在有限元分析时对这些相互接触的部件之间定义接触属性，例如外侧的六个减振弹簧分别要与阻尼盘、从动盘、夹持盘之间定义接触，还有其他部件之间的接触定义，这样就会增加力学模型创建的难度，也会造成计算时间过长，计算和收敛困难等影响。更重要的是，减振弹簧端面倒角，以及与弹簧接触零件的不规则，将会造成接触问题过于复杂，难于计算。因此，考虑将减振弹簧做简化处理。

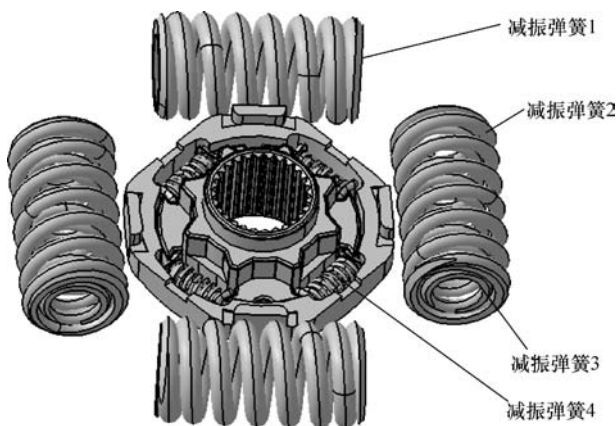


图 5-7 从动盘总成中减振弹簧的分布位置

因此，研究过程中选择利用有限元仿真软件中的弹簧单元来代替这些实体单元（减振弹簧实体模型）。由于此处重点分析离合器从动盘总成扭转刚度特性，即从动盘的扭转角度与盘毂输出的扭转力矩之间的关系，为方便有限元仿真计算，则将此处的摩擦片省略，波形片等效简化成一个薄壁圆环代替，但是其基本尺寸保持不变。

由于从动盘总成的正向扭转和反向扭转刚度特性不同，以弹簧单元代替实际弹簧以后，需要建立正向与反向扭转仿真模型，并分别进行仿真计算。并且对正向扭转和反向扭转的从动盘总成几何模型分别进行简化处理。

1) 反向扭转的从动盘总成几何模型的简化。与建立盖总成几何模型一样, 将从动盘总成的三维几何模型通过中性文件导入有限元仿真软件中。导入模型后, 对从动盘总成模型中的几何缺陷, 如尖角, 多余的边、面等进行几何修正, 以便后续分析与计算。由于安装在从动盘总成外侧的三种减振弹簧与夹持盘、阻尼盘、从动盘之间都有接触, 而 CAE 软件中的弹簧单元只能在两个部件之间进行点与点的连接, 因此在研究过程中, 需要再增加辅助的实体部件, 使位于上下位置的夹持盘与从动盘通过这一实体部件进行连接, 这样就可以在这个实体部件与阻尼盘上各选一个点进行连接, 从而形成弹簧单元。增加的实体部件分布于外侧四个减振弹簧的安装位置, 内侧的四个小弹簧是两个部件之间的连接, 因此不需要添加辅助部件, 简化后的可用于反向扭转刚度特性分析的从动盘总成的几何模型如图 5-8 所示。

2) 正向扭转的从动盘总成几何模型的简化。根据几何模型可知, 对于从动盘总成正向扭转, 四组弹簧按照一定顺序先后起作用。减振弹簧 4 首先起作用, 而后是减振弹簧 2 和减振弹簧 3 起作用, 减振弹簧 1 则在从动盘总成扭转 18.3° 后开始起作用。为了使弹簧单元正确模拟减振弹簧的工作顺序、过程, 在仿真反向扭转几何模型的基础上, 对添加的辅助部件进行了修改, 且在安装减振弹簧 1 的三个盘的窗口处各添加了一个滑块, 由于此窗口处安装的两个辅助部件在仿真过程中是随着上下盘一起转动的, 在减振弹簧 1 开始作用前转动了 18.3° , 在 10.2° 之前一直是小弹簧 4 在起作用, 此时中间盘 (即阻尼盘) 也会转动 10.2° 的角度, 由于滑块与中间盘之间是通过弹簧单元进行连接的, 因此滑块也会跟着转动 10.2° 的角度, 这样滑块与添加的辅助部件之间的角度差即为 $18.3^\circ - 10.2^\circ = 8.1^\circ$, 换算成距离即为 $2 \times \sin 4.05^\circ \times 44.3\text{mm} = 6.258\text{mm}$, 其中 44.3mm 为减振弹簧的分布半径。因此在建立几何模型时要将滑块与辅助部件之间保持 6.258mm 的距离, 这样在从动盘扭转 18.3° 时, 滑块和辅助部件就会开始接触, 从而推动减振弹簧 1 并使减振弹簧 1 发生变形。经过装配以及几何模型的简化与修正, 建立好适用于正向扭转刚度特性分析的从动盘总成的几何模型, 如图 5-9 所示。

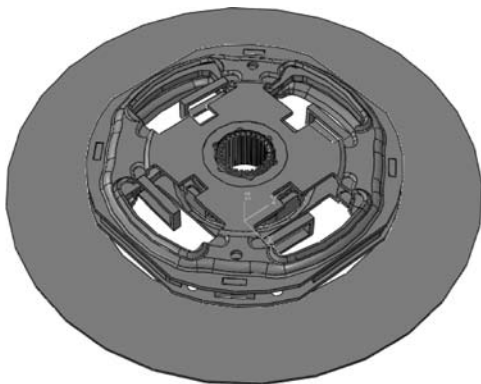


图 5-8 简化后的可用于反向扭转刚度特性分析的从动盘总成的几何模型

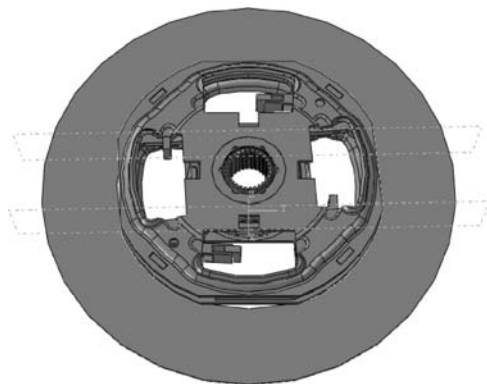


图 5-9 正向扭转时的从动盘总成几何模型简化图

2. 从动盘总成数值仿真模型的建立

建立离合器从动盘总成数值仿真模型的主要目的是研究与分析从动盘总成扭转刚度特性,即离合器从动盘总成在工作过程中的扭转角度与输出的扭转力矩之间的关系。由于采用了一些简化处理,致使正向扭转与反向扭转的几何模型不同,因此,要在正、反向扭转几何模型的基础上建立力学模型。

(1) 从动盘总成反向扭转数值仿真模型建立 从动盘总成数值仿真模型建立主要是进行材料参数的定义、分析步的设置、接触面间相互作用的设置、单元网格划分、边界条件及载荷施加等分析。

1) 材料参数的定义。从动盘总成几何模型中的部件较多,零件的材料特性也不同。需要根据仿真目的等,将与分析目标关联不大的零件设置成刚性体,在此,将盘毂、从动盘、夹持盘、尼龙压紧片设置成刚性体,其余的零件则设置成柔性体进行分析。在有限元仿真软件中,对刚性体则不需要定义其材料特性,只需对柔性体定义材料特性。本模柔性体的材料均为钢材,其材料的基本性能接近,因此,设置为弹性材料:弹性模量为 $2 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比为 0.3。为了减少添加到模型中辅助件的变形,在此以提高辅助件材料的弹性模量来提高其刚度。辅助件材料的弹性模量为 $2 \times 10^6 \text{ MPa}$ 。

仿真过程中采用弹簧单元代替实际的减振弹簧,模型中共计设置了八个弹簧单元。可以采用仿真计算得到弹簧模型的刚度,这里采用机械设计经验公式计算值设置弹簧单元的刚度。根据经验公式计算四组减振弹簧的弹簧刚度分别为: 150 N/mm 、 31 N/mm 、 20 N/mm 、 4.7 N/mm 。由于减振弹簧 2 和减振弹簧 3 所处的位置一样,减振弹簧 3 是在减振弹簧 2 的内部,在建立弹簧单元时只需定义一个弹簧单元,其弹簧单元刚度为这两个减振弹簧的弹簧刚度之和,即为 51 N/mm 。

2) 分析步的设置。由于此处只对从动盘总成的反向扭转刚度特性进行分析,只要实现从动盘总成反向扭转的工作状态即可,因此只需要为其定义一个分析步,并且定义该模型所要输出的变量为支反力矩、角位移等。

3) 接触面间相互作用的设置。

① 实际从动盘总成零件之间的相互作用分析。实际从动盘总成中,从动盘与夹持盘靠铆钉(即限位销)铆接在一起。阻尼盘被从动盘与夹持盘夹在中间。阻尼盘与从动盘和夹持盘之间还有一些环片状零件,这些环片状零件产生一些摩擦阻尼,将会衰减一些扭转振动。阻尼盘与盘毂之间有一定的间隙,在扭转过程中,间隙消除之前是减振弹簧 4 连接阻尼盘与盘毂。在阻尼盘与盘毂之间的间隙消除后,阻尼盘直接带动盘毂扭转。减振弹簧 2、3 端面(与夹持盘一起)连接从动盘与阻尼盘。减振弹簧 1 端面(与夹持盘一起)连接从动盘与阻尼盘,但是比减振弹簧 2、3 后起作用。

② 仿真模型接触与摩擦设置。由于离合器从动盘总成实现扭转的过程中各部件之间有一定连接和接触关系,在此则需为相互接触的部件之间定义相应的接触属性,即接触刚度(法向接触)和摩擦系数(切向接触)的设置。实际中接触刚度

比结构刚度要大得多,并且接触是非线性的,在此设置为法向非线性接触,接触刚度为 8000N/mm 或更大一些。根据机械设计手册,金属材料的摩擦系数在 0.05 ~ 0.1 范围内,此处设置的摩擦系数为 0.1。模型中定义的接触之处有:几个环片状弹簧垫片与夹持盘和阻尼盘之间的接触,尼龙压紧片与阻尼盘之间的接触,阻尼盘与盘毂之间的接触等。

根据从动盘总成的工作原理,在从动盘总成工作的过程中有些部件是一起运动的,如从动盘总成模型中夹持盘与从动盘之间以限位销来连接,夹持盘和从动盘的运动情况是一致的。在有限元仿真软件中在限位销、夹持盘和从动盘之间定义绑定连接模拟,同时将从动盘与波形片铆接之处定义为绑定连接模拟,这样就会使得这几个零件的运动轨迹保持一致。由于在建立从动盘总成几何模型时添加了四个板为辅助部件,这四个辅助部件与夹持盘和从动盘之间也有连接关系,因此也需要为其定义绑定连接模拟,使这四个辅助部件与这两个盘之间的运动轨迹保持一致。

在建立数值仿真模型时有个重点问题就是该模型中的零件之间存在着刚性体和柔性体的接触和连接,在有限元分析过程中定义接触和连接时选取的都是刚性体的表面或柔性体的表面,当定义两个表面之间的接触或绑定连接时,要将刚性体的表面或较光滑的表面作为主面,将柔性体表面作为从面,这样才能建立刚性体和柔性体之间的接触关系。

4) 单元划分。当对从动盘总成中的每个部件逐个划分单元网格时,从动盘总成中结构形状规则的部件采用六面体的单元形状,对于结构形状不规则的部件则采用四面体的单元形状。对柔性体部件进行单元网格划分后,还需要对不规则或有边角的部位进行网格细化,特别是工作过程中要与其他部件接触的部位,本模主要对阻尼盘(中间盘)的主要部位进行网格细化,最后进行网格质量的检查。网格划分后的从动盘总成中的夹持盘、阻尼盘、从动盘、盘毂、四个限位销、尼龙压紧片、简化的波形片、四个辅助部件、三个环片状弹簧垫片的单元数目分别为 4063 个、34947 个、3889 个、4074 个、1237 个、1063 个、200 个、1195 个、542 个。

5) 载荷和边界条件分析与设置。载荷和边界条件的施加,是建立数值仿真模型的关键之一。下面讨论该模型的载荷与边界条件。

① 实际从动盘总成。实际扭转过程中,摩擦片、减振盘、夹持盘是主动件,它们绕轴线转动,通过弹性元件,带动阻尼盘和盘毂转动,并通过盘毂将转矩传递到变速器一轴。如图 5-10 所示,力传递:摩擦片—波形片—减振盘、夹持盘—减振弹簧—盘毂。在转动的过程

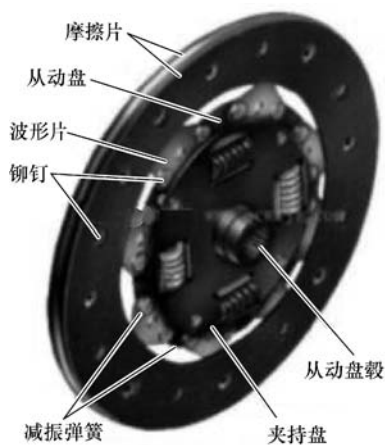


图 5-10 从动盘总成零件连接关系示意图

中,所有零件均不能在轴向运动。在转动的过程中,位于阻尼盘与从动盘和夹持盘之间的环形片状零件产生一定的摩擦阻尼力矩。

② 仿真模型中的载荷与边界条件。

a. 位移边界条件。当离合器从动盘总成在反向扭转的工作情况下,夹持盘为主动部分,而且夹持盘只能绕从动盘总成的轴线方向转动(其他自由度受到约束),这样,与夹持盘有绑定连接的限位销、减振盘、波形片也会跟着一起绕轴线方向转动。根据原始模型数据,设置的夹持盘的角位移为 $UR_3 = -0.2442\text{rad}$ (其余自由度都是受到约束的),即绕轴向转动 14° 的角度,负号表示反向转动。

从动盘总成反向扭转的工作状态下,四组减振弹簧中,减振弹簧4先起作用,即压缩变形,之后是减振弹簧1、2、3同时起作用。根据模型数据,在减振弹簧1、2、3同时起作用后,减振弹簧4不会再产生压缩变形。当夹持盘和从动盘同时绕轴线方向转动时则会使(与夹持盘、从动盘、阻尼盘连接的)外侧的六个减振弹簧对阻尼盘产生推动,而使阻尼盘产生转动,因此不能够约束阻尼盘的轴线方向转动自由度。由于阻尼盘与尼龙压紧片之间有一定的间隙,待阻尼盘转到与尼龙压紧片上方凸出部位零间隙时,阻尼盘则会带动尼龙压紧片一起转动,这样连接于尼龙压紧片和盘毂(固定的)之间的四个小减振弹簧就会开始作用,即产生压缩变形,由于小弹簧的弹簧刚度较小,待四个小减振弹簧压缩后尼龙压紧片与阻尼盘则停止运动。但是此时的夹持盘还在继续转动,而外侧的减振弹簧由于阻尼盘的停止运动而受到压缩变形,即减振弹簧1、2、3开始作用,直到夹持盘转过 14° 的角度。

b. 固定边界条件。这里反向传动是指针对动力源反向振动力矩而言的。在从动盘总成反向扭转工作过程中,安装于从动盘总成中间部位的盘毂则为从动部分,由于夹持盘的绕轴线方向转动而通过部件将力传递给盘毂,为了使仿真计算不产生刚体位移,对盘毂定义固定边界条件,使其固定不动,则仿真计算可以得到盘毂输出的支反力矩。

离合器从动盘总成反向扭转的数值仿真模型如图5-11所示。

在建立从动盘总成数值仿真模型时,为降低计算难度则将从动盘总成中的夹持盘、从动盘设置成刚性体进行分析,在有限元仿真软件中对于刚性体施加边界条件,则需为其定义一个参考点,然后将边界条件定义在参考点上即可。

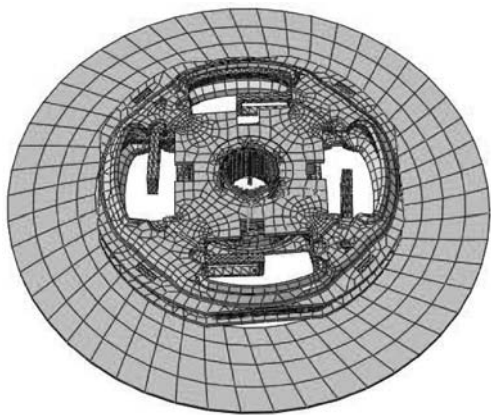


图5-11 离合器从动盘总成反向扭转的数值仿真模型

(2) 从动盘总成正向扭转数值仿真模型建立 从动盘总成正向扭转数值仿真模型的建立与反向扭转数值仿真模型的建立过程相同,但其具体模型有所不同。仿真模型的主要不同点如下:

① 由于正向扭转所要扭转角度较大,接触部件间的作用力也更大。因此,在模型接触特性设置时要使非线性接触刚度比实际的结构刚度要更大一些,模型中设置为非线性接触,接触刚度为 $10\ 000\text{N/mm}$,摩擦系数一样为 0.1 。在定义接触面间接触关系时还要注意添加滑块与辅助部件之间的接触。

② 对应于减振弹簧 1 的弹簧单元连接滑块与阻尼盘,但需注意注意的是所取的点应该在减振弹簧分布半径上,即 44.3mm 的分布半径上。

③ 对于边界条件的施加正向扭转和反向扭转角度的不同,仿真中对夹持盘施加正向扭转的角位移为 $UR_3 = 0.5233\text{rad}$,即扭转角度为 30° 。如上所述,从动盘转动 $0^\circ \sim 10.2^\circ$ ($0 \sim 0.1779\text{rad}$) 的角度时小弹簧 4 在起压缩变形的作用,在 $10.2^\circ \sim 18.3^\circ$ ($0.1779 \sim 0.3192\text{rad}$) 的角度时减振弹簧 2、3 受到压缩变形,但此时小弹簧不再变形,在 $18.3^\circ \sim 30^\circ$ ($0.3192 \sim 0.5233\text{rad}$) 时减振弹簧 1 开始受压缩变形,此时的减振弹簧 2、3 还保持受压缩变形状态。对装配于盘毂周围的简化的环片状弹簧垫片定义边界条件,使其只能在轴向转动,并防止转动角度大,而使这些弹簧片运动不规则。对于添加的两个滑块(实际模型以外的辅助零件),还要使这两个滑块能够移动,但是不能转动,同时不能够使其在从动盘总成的轴向移动,即使这两个滑块能在 X 轴和 Y 轴上进行移动。

建立完成的离合器从动盘总成正向扭转的数值仿真模型如图 5-12 所示。

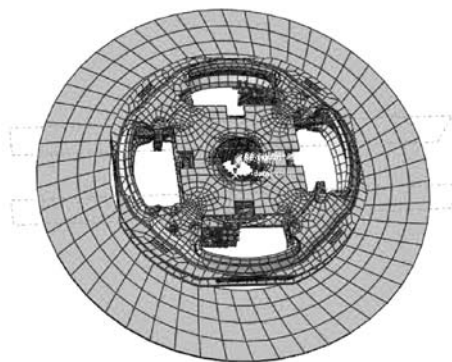


图 5-12 建立完成的离合器从动盘总成正向扭转的数值仿真模型

(3) 从动盘总成数值仿真计算结果 在从动盘总成反向扭转和正向扭转的数值仿真模型建立完成后,即对该模型进行仿真计算(见图 5-13),仿真计算所得从动盘总成正向和反向扭转刚度特性的仿真曲线如图 5-14 所示。纵坐标轴左侧为反向扭转刚度特性曲线,右侧为正向扭转刚度特性曲线。

在实际的模型中,减振弹簧要受到一定预紧力后才安装到从动盘总成中的阻尼盘、夹持盘和从动盘之间。但是,由于模型结构的不规则,涉及很多的接触关系,这里所做的有限元仿真研究过程中没有考虑减振弹簧受预紧力状态下产生的输出力矩,因此,需要将预紧力矩估算出来,添加到仿真计算结果之中。

通过计算得出的减振弹簧 1 的预紧力为 105N ,继而得出的力矩为 $M_1 = 105 \times 0.0443\text{N} \cdot \text{m} = 4.6515\text{N} \cdot \text{m}$,其中 44.3mm 为减振弹簧在从动盘总成中的分布半

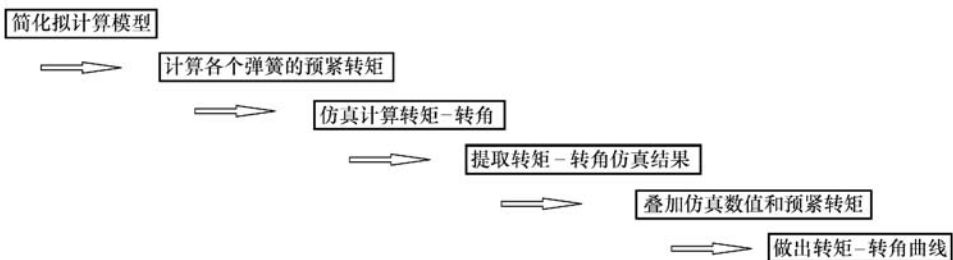


图 5-13 计算基本流程

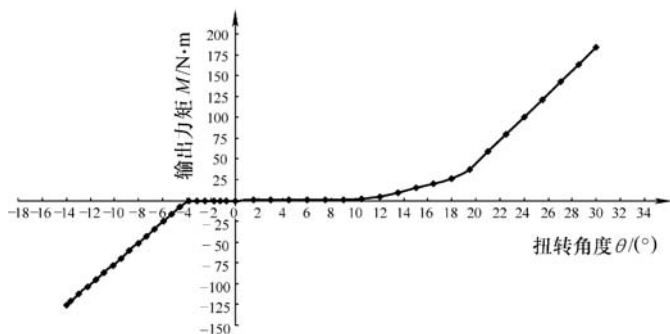


图 5-14 仿真计算所得从动盘总成正向和反向扭转刚度特性的仿真曲线

径；同样计算得出的减振弹簧 2 和减振弹簧 3 预紧力下的输出力矩为 $M_{23} = 51 \times 0.0443 \text{ N} \cdot \text{m} = 2.2593 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，减振弹簧 4 由于其弹簧刚度较小，其预紧力也较小，在此忽略不计。

将图 5-14 所示的仿真曲线加上减振弹簧起作用后的预紧力矩，仿真曲线就变为如图 5-15 所示的曲线图。

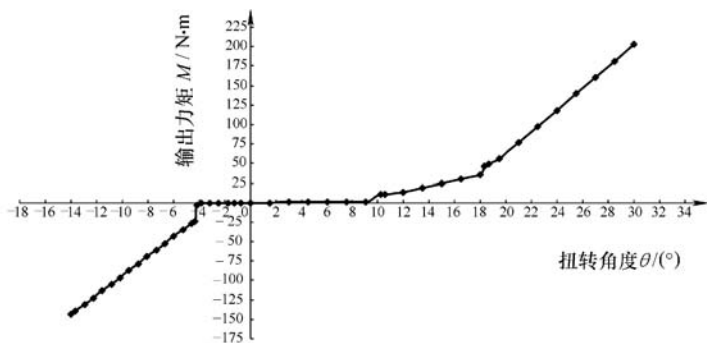


图 5-15 增加预紧力矩后的从动盘总成扭转刚度特性仿真曲线

由图 5-15 可以明显看出，当从动盘总成中的减振弹簧开始起作用，即压缩变形时，输出轴（即盘毂）输出的力矩就会突然变大，并随着扭转角度的增大输出

力矩也会增大。

对于从动盘总成正向扭转刚度特性的研究还可以采用叠加算法进行有限元仿真求解,即将从动盘总成的模型分成两次进行计算:①使四组减振弹簧一起作用(与反向扭转的减振弹簧的工作情况一样),从动盘绕轴线方向转动 30° ;②根据实际模型,减振弹簧1 在从动盘转动 18.3° 之后才开始起作用,在此则将后起作用的减振弹簧1 去掉,然后使剩余的减振弹簧起作用,且从动盘绕轴线方向转动 18.3° ;最后得出这两次计算的仿真结果,然后将两次计算的结果进行叠加,并将第二次计算的 $0^\circ \sim 18.3^\circ$ 范围内的输出结果与第一次计算的 $18.3^\circ \sim 30^\circ$ 范围内的输出结果进行叠加。需要强调的是,在此采用的是图 5-10 所示的数值仿真模型,但是扭转角度的方向与其相反。

但是,由于减振弹簧1 是在从动盘转动 18.3° 之后才开始起作用的,因此需要将第一次计算中的四组弹簧一起起作用时 $18.3^\circ \sim 30^\circ$ 范围内的减振弹簧1 多余的输出力矩去掉,即将第一次计算得出的 18.3° 下的输出力矩与第二次计算得出的 18.3° 下的输出力矩相减,得出的多余的输出力矩为 $77.7601\text{N} \cdot \text{m}$,再将第一次计算中 $18.3^\circ \sim 30^\circ$ 对应的输出力矩减去 $77.7601\text{N} \cdot \text{m}$ 。然后再将叠加得出的正向扭转刚度特性曲线加上减振弹簧预紧状态下的输出力矩,这样就可以得出最终的从动盘总成正向扭转刚度特性曲线,如图 5-16 所示。

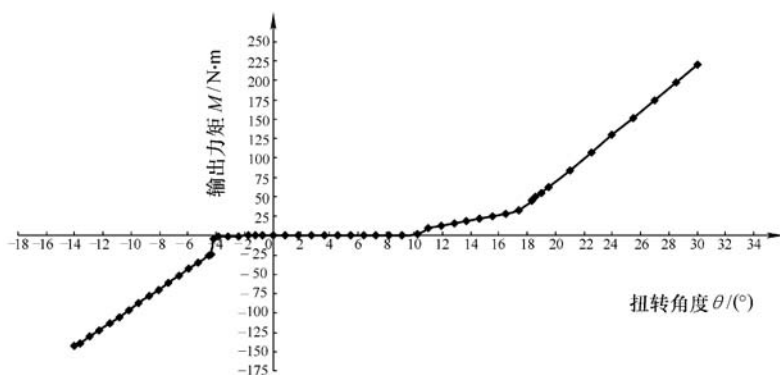


图 5-16 采用叠加算法的从动盘总成正向扭转刚度特性仿真曲线

通过从动盘总成扭转刚度特性检测系统测出的汽车离合器从动盘总成正向和反向扭转刚度特性如图 5-17 所示,仿真结果也标注在图上,结果说明两者的规律一致,正向扭转角与转矩关系吻合得比较好。因此,在设计阶段采用 CAE 技术可以计算获得扭转特性。

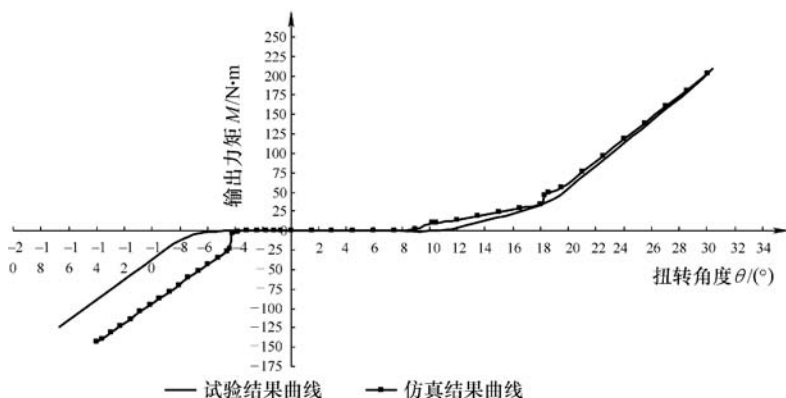


图 5-17 通过从动盘总成扭转刚度特性检测系统测出的汽车离合器从动盘
总成正向和反向扭转刚度特性

5.2 膜片弹簧的计算机辅助设计

5.2.1 优化设计

有不少相关人员进行膜片弹簧的优化设计工作，总之，优化设计是为了使得膜片弹簧（离合器）的性能更好，下面结合实例进行介绍。

在膜片弹簧的载荷-变形特性计算的过程中，A. Laszlo 在 1936 年提出的 A-L 法得到的近似公式被广泛认为能比较准确地反映膜片弹簧载荷-变形特性的本质，因此在优化模型中，以该公式作为优化的理论基础。近似公式为式（4-1）。

（1）优化目标 关于膜片弹簧优化设计的目标，国内主要选用以下几种：

- 1) 膜片弹簧工作时最大应力点的应力最小。
- 2) 摩擦片新旧状态时膜片弹簧压紧力的差值最小。
- 3) 摩擦片磨损过程中，膜片弹簧压紧力变化的平均值最小。
- 4) 驾驶人作用于踏板上的力（或操纵功）最小。

在优化过程中，可以进行单目标优化，或多目标优化，例如进行踏板力和摩擦片新旧状态时膜片弹簧压紧力的差值最小两个目标的优化。这是一对相互矛盾的优化目标，为了平衡两者关系，可以通过构造包含有上述两个目标的目标函数来实现膜片弹簧的综合优化，如式（5-1）。

$$f_3(x) = \min \left[\frac{f_1(x) - a_1}{b_1 - a_1} + \frac{f_2(x) - a_2}{b_2 - a_2} \right] \quad (5-1)$$

式中， a_1 、 b_1 为以驾驶人作用的分离操纵力平均值为单目标函数优化出的最小值以及最大值； a_2 、 b_2 为以压紧力变化的平均值为单目标函数优化出的最小值以及最

大值。

(2) 设计变量 由膜片弹簧的载荷-变形公式可以看出, 仅有 h 、 t 、 R 、 r 、 L 、 l 这六个参数以及膜片弹簧的变形量在公式中出现, 所以这里以这七个参数作为设计变量, 即

$$\mathbf{X} = (x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7)^T = (h \ t \ R \ r \ L \ l \ \lambda_b)^T \quad (5-2)$$

(3) 约束条件

1) 为了保证摩擦片磨损后离合器仍能可靠传递转矩, 并考虑到磨损后摩擦系数的下降, 则摩擦片磨损后弹簧工作压紧力应大于新摩擦片时的压紧力, 即

$$F_a \geq F_b \quad (5-3)$$

2) 为了保证离合器使用性能的要求, 弹簧的高厚比 h/t 以及初始锥底角 $\alpha = h/(R-r)$ 应保证在一定的范围内, 即

$$1.6 \leq h/t \leq 2.2 \quad (5-4)$$

$$9^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ$$

3) 膜片弹簧各部分有关尺寸比值的一般取值范围应取:

$$1.2 \leq R/r \leq 1.35 \quad (5-5)$$

$$35 \leq R/t \leq 50 \quad (5-6)$$

4) 为了使摩擦片上的压紧力分布比较均匀, 膜片弹簧的压盘加载点半径应位于摩擦片的平均半径与外半径之间的范围, 即

$$0.25(D+d) \leq L \leq 0.5(D+d) \quad (5-7)$$

5) 根据弹簧结构布置的要求, R 、 r 、 L 、 l 之间要满足一定的尺寸关系, 即

$$1 \leq R-L \leq 7 \quad (5-8)$$

$$0 \leq r-l \leq 6 \quad (5-9)$$

6) 膜片弹簧的分离指可以起到分离杠杆的作用, 因此杠杆比应在一定的范围内, 即

$$2.3 \leq \frac{l-r_f}{L-l} \leq 4.5 \quad (5-10)$$

7) 强度条件。膜片弹簧各个工作点的最大应力值不能超过许用应力值, 即

$$\sigma_{\text{tmax}} \leq [\sigma_t] \quad (5-11)$$

8) 在膜片弹簧制造加工的过程中, 一些主要的尺寸参数如 h 、 t 、 R 、 r 都存在加工偏差, 同样的, 在离合器装配过程中也会出现偏差, 而这些偏差不能超过某一范围, 即由这些偏差所引起的载荷偏差满足:

$$\left| \frac{\Delta F_h + \leq \Delta F_t + \leq \Delta F_R + \leq \Delta F_r}{F_b} \right| \leq 0.05 \quad (5-12)$$

$$\left| \frac{\Delta F_b}{F_b} \right| \leq 0.05 \quad (5-13)$$

式 (5-12)、式 (5-13) 中, ΔF_h 为 h 尺寸误差引起的载荷误差, $\leq \Delta F_t$ 为 t 尺

寸误差引起的载荷误差, ΔF_R 为 R 尺寸误差引起的载荷误差, ΔF_r 为 r 尺寸误差引起的载荷误差, ΔF_b 为工作点的载荷偏差。

(4) 优化结果 依据上述优化模型的设计变量式 (5-2) 和约束条件式 (5-3) ~ 式 (5-13), 建立优化函数, 计算得出的膜片弹簧尺寸, 见表 5-1。表 5-1 中, 方案 1 为原设计尺寸, 方案 2 ~ 方案 4 分别为以分离行程中, 驾驶人作用的分离操纵力平均值最小、压紧力变化的平均值最小、式 (5-1) 中的函数为目标函数优化出的结果。

表 5-1 几种方案的尺寸参数

方案	h	t	R	r	L	l	λ_b
1	4.71	2.45	97	77	94	77	4.21
2	4.96	2.49	101.1	79.9	100	81.5	4.29
3	4.37	2.48	98.29	77.25	96.21	77.58	3.38
4	4.46	2.452	97.04	78.1	95.87	78.06	3.79

三种优化方案与原方案设计出的膜片弹簧特性曲线对比图如图 5-18 ~ 图 5-20 所示。从图 5-18 ~ 图 5-20 可以看出, 方案 2 优化的曲线确实达到了减小驾驶人作用的分离操纵力平均值的目的, 但是效果并不明显, 并且在摩擦片磨损范围内, 弹簧压紧力变化增大, 优化效果并不理想; 方案 3 使膜片弹簧在摩擦片磨损范围内压紧力变化范围大幅度地减小, 并且驾驶人作用的分离操纵力平均值还略有减小, 优化效果较为理想; 方案 4 在保证膜片弹簧在摩擦片磨损范围内压紧力变化范围有明显减小的同时, 还使驾驶人作用的分离操纵力平均值有较大幅度的减小, 优化效果较前两种方案有明显提高。

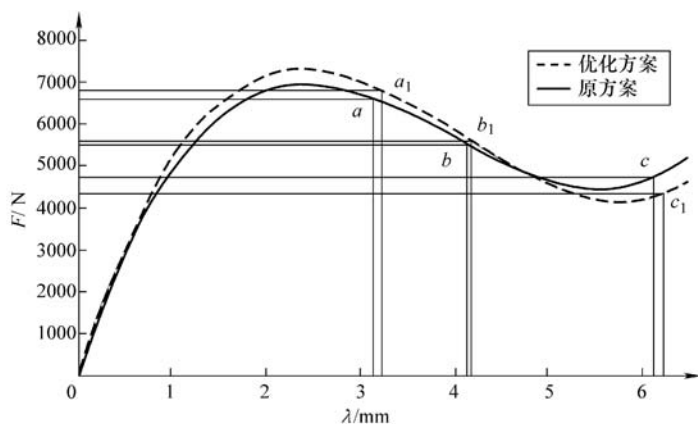


图 5-18 方案 1、2 载荷 - 变形特性曲线

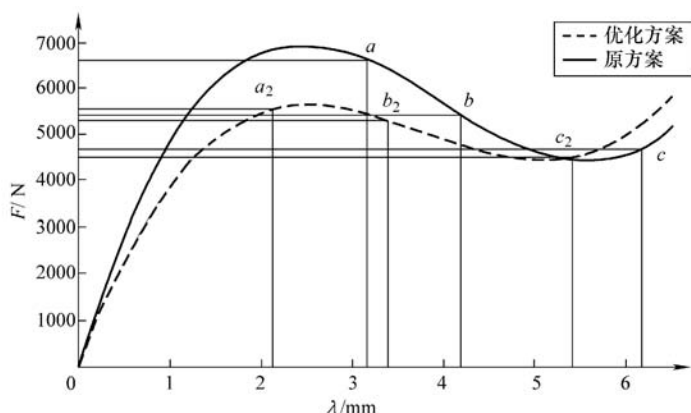


图 5-19 方案 1、3 载荷 - 变形特性曲线

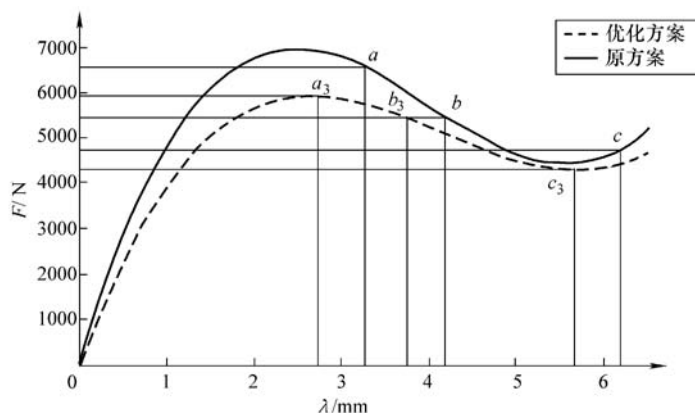


图 5-20 方案 1、4 载荷 - 变形特性曲线

5.2.2 CAE 技术

国内最早将 CAE 技术应用于膜片弹簧和碟形弹簧中的文献表明，其结果基本上与实际吻合，证明了大挠度非线性问题是可以应用 CAE 技术加以解决的，在国外更早一些。有些文献虽然是尝试，但是给专业人员进一步的研究打下了基础，目前能够看到的相关文献众多。CAE 技术应用于膜片弹簧的数值计算，主要是想获得两个方面的内容：一是求解膜片弹簧的载荷 - 变形关系（由于 A-L 公式存在假设等导致的误差），二是求解膜片弹簧的应力（求解应力是为了膜片弹簧强度符合要求）。能够完成膜片弹簧数值分析的软件包括 ABAQUS、ANSYS 等多种。

由于膜片弹簧是轴对称的，一般数值计算时只取 $1/n$ （ n 为分离指数）即可，如图 5-21 所示。数值分析的基本环节为：几何建模（一般建立 $1/n$ 膜片弹簧）、

力学模型建立（包括载荷施加、约束施加等）、求解与分析等。下面结合某具体对象加以介绍。

某型膜片弹簧，计算其载荷－变形关系。首先确定采用1/*n*部分，建立其几何模型。考虑分离指对膜片弹簧的载荷－变形关系规律，决定采用去掉分离指大部分，仅留下一小部分，其模型如图4-24所示。

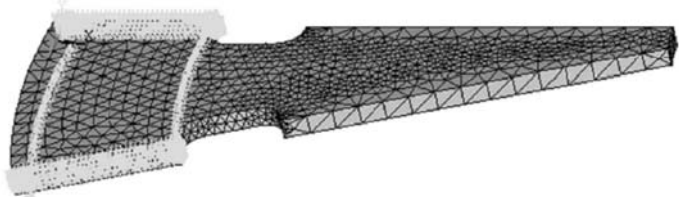


图 5-21 某膜片弹簧 1/18 有限元模型

建立模型的力学模型。在此考虑以下几个问题：

- 1) 由于强化处理，使得膜片弹簧各个局部区域材料属性改变，拟在不同区域设置不同材料属性。
- 2) 膜片弹簧的内外支承处采用模拟实际结构的处理方法，即采用接近实际支承半径的支承环支承加载，如图5-22所示。图中支承环与膜片弹簧接触之处按照接触力学理论方法处理。

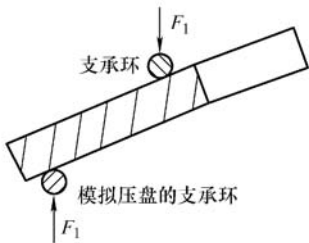


图 5-22 加载部位处理

- 3) 其他的约束与载荷施加，包括子午截面上的轴对称约束，载荷是以位移方式施加。力学模型要设置成结构非线性。

按照上述处理设置，而后进行求解计算，计算结果列于表5-2中。表5-2中还同时列出了相应的试验数值，说明数值计算结果是可信的。

表 5-2 膜片弹簧的峰值点载荷与谷值点载荷

试件类型	数值类型	峰值/N	峰值误差（%）	谷值/N	谷值误差（%）
A 类试件	试验值	4143		2964	
	A-L 公式值	4095	1.2	3406	14.9
	有限元计算值	4044	-2.4	2877	-2.9
B 类试件	试验值	6516		3222	
	A-L 公式值	7024	6.6	4023	24.9
	有限元计算值	6591	1.2	3080	-4.4
C 类试件	试验值	4231		2194	
	A-L 公式值	4323	2.2	2767	26.1
	有限元计算值	4294	1.5	2322	5.8

需要说明的是，一般更多的工程技术人员采用单一的材料模型，其结果会导致忽略强化处理而产生的偏差。

5.3 压盘的计算机辅助设计

离合器压盘的 CAE 分析国内比较早的文献是 20 世纪 90 年代前期,而后有约 10 个文献对压盘进行了数值分析,这些文献重点均为热负荷分析。实际压盘除了热负荷以外,还有压力、旋转惯性力等载荷。

压盘热负荷计算是为压盘设计提供依据的,下面以这些文献为基础进行介绍。可以进行压盘热负荷计算的软件有 ANSYS、ABAQUS 等。由于压盘热负荷计算非常复杂,因此,只有进行简化,下面介绍的方法也做了许多简化。

压盘作为离合器的主要零件之一,同时也是受力情况最为复杂的零件之一。尤其在起步工况中,一方面压盘受到来自膜片弹簧的压力、盖壳传递来的发动机转矩、来自摩擦片的摩擦力等机械力;另一方面,由于起步时摩擦片和压盘的滑摩,大量的发动机功率被消耗掉,变成热量被摩擦副吸收,这一吸热过程热量大、时间短,在压盘上产生了不均匀分布的温度场,进而产生了不均匀分布的热应力场。因而设计时压盘热负荷需要特别关注。

5.3.1 模型的简介和处理

实例所用模型是为国内某品牌汽车所配套设计的 $\phi 228\text{mm}$ 离合器(见图 5-23)。由于该车型结构紧凑,留给离合器的安装空间较小。故该离合器压盘通过在径向上增加外侧的凹陷、轴向上局部减薄等措施来满足空间上的要求。考虑到压盘在结构上的对称形式,取 1/3 作为分析的主体即可。为简化有限元模型,避免出现过多的小单元,去除模型上小的结构过渡圆角和拔模斜度。为了兼顾平衡孔对压盘断裂失效的影响,将所有的平衡孔都挖至图样所设定的最大深度。

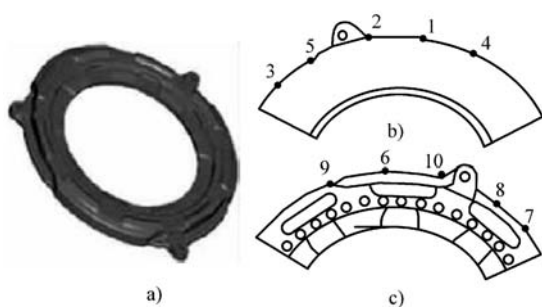


图 5-23 压盘原始三维模型和特殊点位置

a) 压盘模型 b) 摩擦面 c) 非摩擦面

使用专门的单元划分处理工具,针对模型中部分圆孔、圆角,在网格划分之前预设硬点,使网格划分后的有限元模型更接近于实际模型。划分好网格的有限元模型导入分析软件中。

5.3.2 材料属性

离合器在滑摩过程中,由于剧烈地滑摩,产生大量的热,摩擦产生的热绝大部分被压盘和飞轮吸收。而飞轮质量大,温升并不明显,压盘质量较小,故温升相对较大。在正常工况下的汽车起步过程中,压盘温度能达到 100°C 左右,摩擦表面瞬

时温度更高。而当汽车超载或由于半联动滑摩时间过长等恶劣工况下,压盘局部温度甚至能上升到 1000℃ 左右。

常温或温度变化不大的情况下,压盘材料(一般为铸铁,本实例为 HT300)的各项材料属性可认为不变或变化很小。但是在恶劣工况下,压盘温度过高,材料的某些属性已明显发生变化,这时便应考虑材料属性随温度变化对分析结果的影响了。下面就相关问题进行介绍。

1) 密度。在相对较低的温度范围内(共析温度以内),铸铁的密度几乎不变。文中材料密度取为常数,HT300 的密度为 $7.25\text{g}/\text{cm}^3$ 。

2) 热物理学性能(热传导系数、比热容、热胀系数、热辐射率)。固体热导率的影响因素主要是温度,一般来说,对于均质固体,热导率与温度具有如式(5-14)的线性关系:

$$\lambda = \lambda_0(1 + \beta\theta) \quad (5-14)$$

式中, λ_0 为 0℃ 时物体的热导率; β 为不同材料的特征系数; θ 为温度(℃)。

当温度在不同的区间内变化时,物质有不同的比热容。根据文献查得,HT300 的比热容由 20℃ 的 $460\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 上升到 700℃ 的 $605\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

在较高的温度区间里,铸铁的热胀系数会有所上升。对于 HT300,在 20℃ 时其热胀系数为 $11.0 \times 10^{-6}/\text{K}$,而当温度上升至 700℃ 时,其热胀系数上升至 $17.6 \times 10^{-6}/\text{K}$ 。

根据文献,铸铁可被视为灰体,在温度上升时,其热辐射率会有所增加。对于 HT300,铸铁的热辐射率在 30℃ 时为 0.21,当温度上升至超过 500℃ 时,可达 0.85。

3) 力学性能。灰铸铁是典型的脆性材料,无确定的弹性模量和屈服强度,但是仍可以根据其应力应变数据,模拟出其应力应变曲线。需要注意的是,在软件中,输入的应该是真实应力应变,而不是工程应力应变。

在进行数值分析中,在软件中按照上述介绍的材料属性进行设置。

5.3.3 载荷的处理和施加

(1) 热载荷的处理和施加 根据发动机、变速器和整车等参数,通过理论计算的方法,推导出热传递方程,将计算结果施加到有限元模型上,以此来得到模型的温度场分布。这种方法的局限在于数据不是直接由试验得到,相对来说,它更加灵活,且与整车及其各部件的参数结合更紧密些。

1) 热传导。从动盘和压盘相对滑摩产生的热量,由压盘的摩擦面输入,在有限元分析中,可以热流密度的形式于摩擦面输入,热流密度可以简化为:

$$q = \frac{3Wr}{2\pi(r_2^3 - r_1^3)} \left(-\frac{t}{t_0} \right) \quad (5-15)$$

式中, W 为最大滑摩功率; r_1 , r_2 分别为压盘摩擦面内半径及外半径; t_0 为从接触到停止打滑所经历的时间。

2) 热对流。在压盘旋转运动过程中,压盘与周围空气不断进行着对流换热。

由于压盘周围存在膜片弹簧、离合器盖和从动盘等其他零件,空间结构不规范,难以得出确切的热对流交换系数。对于层流采用式(5-16),当 $Re > 2.4 \times 10^5$ 时流体变为湍流,则采用式(5-17)。

$$h = 0.7 \left(\frac{K_a}{D} \right) Re^{0.66} \quad (5-16)$$

$$h = 0.04 \left(\frac{K_a}{D} \right) Re^{0.66} \quad (5-17)$$

式中, K_a 为空气热导率 $[W/(m \cdot K)]$; D 为摩擦盘外径(m); Re 为雷诺数, $Re = \nu \rho L / \mu$ [ν 为摩擦片转速(r/s); L 为流体定型尺寸,即摩擦片直径(m); μ 为空气动力黏度($Pa \cdot s$); ρ 为空气密度(kg/m^3)]。

3) 热辐射。在温度较低时($T < 200^\circ C$),热辐射可忽略不计,但在温度较高时,需考虑热辐射对压盘温度场的影响。考查空气温度,大于 $200^\circ C$,压盘的热通过辐射传给空气量,其热辐射强度为:

$$q_R = \sigma \varepsilon(T) (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (5-18)$$

式中, T_∞ 为周围空气的温度(K); T_p 为压盘温度(K); $\varepsilon(T)$ 为灰体辐射率; σ 为斯蒂芬-玻耳兹曼常数, $\sigma = 5.6696 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ 。

(2) 机械载荷的处理和施加

1) 轴向挤压。轴向上,压盘受到膜片弹簧和从动盘的挤压。

2) 摩擦力。在摩擦面上,压盘除了受到轴向的挤压外,也同时受到来自摩擦面的摩擦力。

3) 发动机转矩。在离合器传递动力时,发动机输出的动力,由飞轮通过离合器盖、传动片和铆钉等一系列零件将转矩传递至压盘凸耳。同时,根据圣维南原理,此力可简化到凸耳处铆钉孔表面处。

4) 断面处的轴向固定。由于只选取1/3的模型,应在模型断面处固定周向的位移。

在软件中按照热载荷与机械载荷的处理方法进行设置。

5.3.4 计算工况

滑摩功可由式(3-8)来确定。由于滑摩功计算取决于许多主客观因素,可能造成计算结果有很大差别。这里按德国相关法规,计算两种典型工况下滑摩功。

(1) 标准 ABE-Test 工况 全载荷(包括汽车最大质量和最大挂车质量)在12%的坡度上进行起动。对汽油机而言,发动机转速由2500r/min增长至3000r/min,再减小到1500r/min,从动盘稳定转矩 T_{ch} 在接合1s后获得,计算公式为:

$$T_{ch} = \frac{T_{emax} + T_f + T_{0.25}}{2} \quad (5-19)$$

式中, T_{emax} 为起动阶段发动机最大转矩($N \cdot m$); T_f 为阻力转矩($N \cdot m$); $T_{0.25}$ 为加速度等于 $0.25m/s^2$ 所需要的转矩($N \cdot m$)。

按此工况和所讨论的离合器所配套车辆参数, 计算出起步过程压盘滑摩时间为 3.1s, 压盘吸收的滑摩功为 65J。

(2) 标准 Thermal Shock 工况 标准 Thermal Shock 工况即“赛车启动”工况, 零坡度、高转矩、高转速。发动机转速由最大转速的 80%, 增长至 90%, 再减小到 80%, 从动盘稳定转矩 $T_{ch} = T_{emax}$ 。标准热冲击所讨论的离合器起步压盘滑摩时间为 3s, 压盘吸收的滑摩功为 140J。

5.3.5 有限元仿真结果及分析

(1) 温度场的变化规律 当滑摩结束时, ABE-Test 工况下压盘温度场的分布情况如图 5-24 所示。同样可以获取 Thermal Shock 工况滑摩结束时的压盘温度场。获取的温度场可以分析摩擦面与非摩擦面温度分布规律、径向分布规律, 以及时间历程。

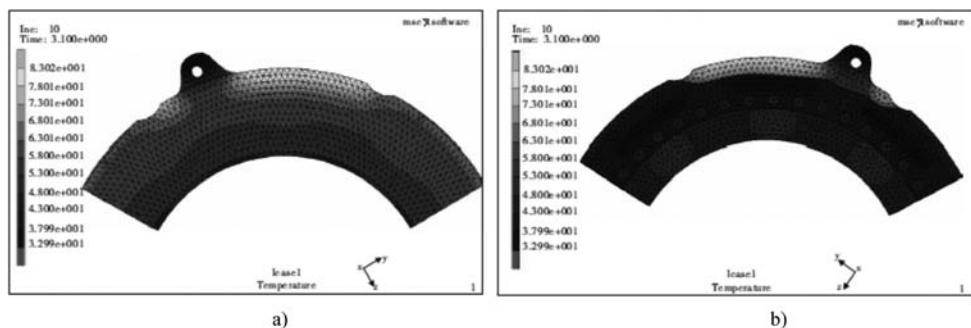


图 5-24 ABE-Test 工况下压盘温度场的分布情况

a) 摩擦面 b) 非摩擦面

(2) 应力场的变化规律 当滑摩结束时, 各工况下压盘应力场的分布情况如图 5-25 所示。获取 Thermal Shock 工况滑摩结束时的压盘应力场后, 可以分析径向分布规律, 以及时间历程。

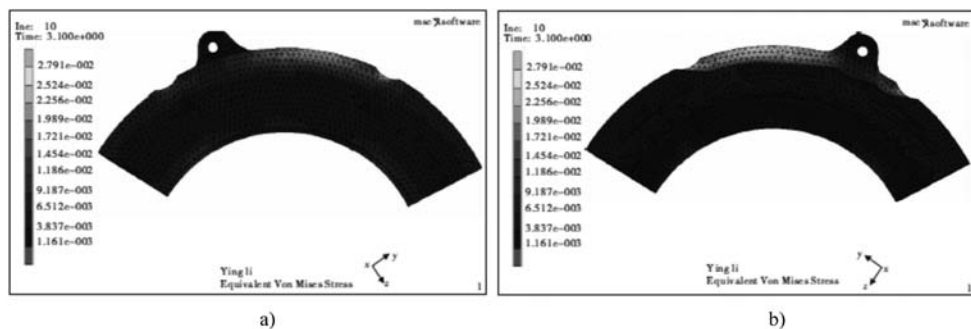


图 5-25 各工况下压盘应力场的分布情况

a) 摩擦面 b) 非摩擦面

5.4 离合器盖的计算机辅助设计

离合器盖的计算机辅助设计包括 AutoCAD 设计出图、三维建模（使用 Pro/E、UG、CATIA 等软件），以及 CAE 分析。目前 AutoCAD 设计出图、三维建模已经很普及，但 CAE 方面还有待于提高。离合器盖 CAE 工作国内比较早的文献出现在 20 世纪 80 年代末 90 年代初，而后还有数个文献对离合器盖进行了数值分析，这些文献多为强度与刚度分析计算。目前，离合器盖多为钢板冲压制成，下面介绍并讨论冲压件形式的离合器盖的 CAE 分析，以选取 1/3 区域的模型实例为主。根据以往经验，离合器盖的刚度是设计时关注的焦点，所以下面的介绍中将给予更多关注。

5.4.1 模型的简化处理

（1）结构的简化 实例介绍的离合器盖为冲压件，一般冲压钢板厚度为 3.0 ~ 5.0mm（有企业使用 7.0mm 厚度的钢板，板厚度过厚使得冲压条件变得苛刻），其结构为多 120° 旋转对称。为减少计算工作量，可以选取结构的 1/3 为研究对象（目前的计算机能力比较强，可以取整体作为计算对象），并在保证与原结构刚度基本吻合的前提下，对盖如下简化：

- 1) 忽略过渡区小圆角，对特别大的圆角以折线代替。
- 2) 忽略对整体结构刚度影响不大的小孔（如平衡孔）。
- 3) 将略有起伏的安装端面近似看作平面。因为端面不是结构刚度分析的关键所在，且对整体结构刚度影响较小，这样处理避免了因形状不规则而造成单元划分的复杂化。

（2）单元划分 由于离合器盖由薄板冲压而成，故选用板壳元（目前的计算机计算能力比较强，可以选取六面体实体单元）。板壳元有四边形板壳元和三角形板壳元，它们各有利弊。四边形板壳元精度较高，而三角形板壳元能很好地构造边界和过渡区域，因此，对形状较规则的区域用四边形单元，在盖的边界区域及过渡区域用三角形单元。

根据盖本身具有 120° 旋转对称的特点，取原结构的 1/3 为计算区域，并选取如下坐标系：Z 轴为离合器盖的轴线方向，方向朝着分离轴承，XOY 面位于盖与飞轮相接触端面的中面上，其中 X 轴位于结构的某一旋转对称面上。

离合器盖除侧面因安装传动片需要而挖去部分材料形成缺口外，其余部分都连续。缺口处因应力集中会形成较大应力，在划分单元时适当加密；对其他非重点研究区域，单元可以划分稍粗。网格划分采用计算机自动分割和手工分割两种方法。在局部不规则区域及孔、洞附近由手工划分，其他部分由计算机自动划分。对某实例，计算模型共划分了 508 个结点，455 个单元，其中四边形单元 372 个，三角形单元 68 个，刚度元 15 个，离合器盖有限元模型如图 5-26 所示。

5.4.2 边界条件（约束简化与处理）

正确的约束是有限元计算的关键，对板壳元，每个结点有六个自由度，因此，在结构中应保证六个自由度都有相应的约束，以消除结构的刚体位移。离合器盖与飞轮装配的端面螺钉孔（见图 5-26 中 A、B）处不能产生轴向移动，故限制这些点的轴向平移自由度；此外，在结构的两旋转对称面处相应结点

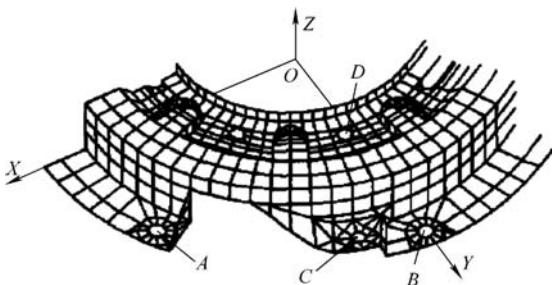


图 5-26 离合器盖有限元模型

沿截面的法向相对位移应为零。当具体实施时，限制处于轴上的结点沿 Y 方向位移；对另一旋转对称面（见图 5-26 右端面），由于它不在坐标轴上，而与 Y 轴成 30° 角，属于斜约束，则用刚度元限制其法向相对位移。

5.4.3 载荷处理及计算载荷工况选择

在离合器处于接合状态时，离合器盖受到的作用力有膜片弹簧的压紧力和传动片的切向驱动力，在离合器分离时则有分离轴承传来的分离力。由离合器盖的质量所引起的惯性力沿离合器的径向，对离合器盖的轴向变形影响不大，故忽略不计。将上述载荷分别采用静力等效的原则移到相应的结点上，分别选取接合工况和分离工况进行计算。

5.4.4 有限元计算结果及分析

在软件中，计算结束后采用相应的后处理模块处理结果，可以通过图形方式显示应力、变形，以及应力变形的等值线等。离合器盖的结构变形情况如图 5-27 所示。

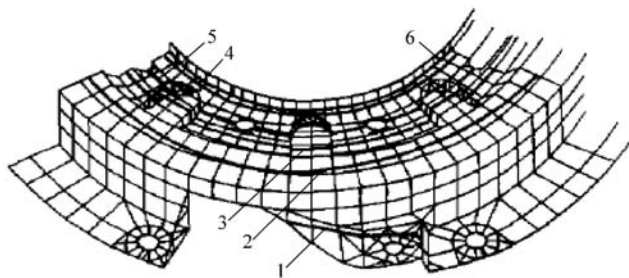


图 5-27 离合器盖的结构变形情况

1— 0.0000×10^{-1} 2— 3.9759×10^{-2} 3— 7.9518×10^{-2}
4— 1.1928×10^{-1} 5— 1.5904×10^{-1} 6— 1.9879×10^{-1}

(1) 接合工况 将离合器的工作压紧力分配到盖上支承环所处直径的圆周上,将切向驱动力沿坐标方向分解后,作用在铆接传动片的铆钉孔处,最大压紧力为5372N,切向驱动力为2453N;当分离工况时,将分离力均匀分配在支承环铆钉孔处,分离力为2250N。通过有限元计算,将接合工况下盖的轴向变形分布条纹图示于图5-26。由图5-26可见(或参见图4-28),离合器盖的轴向变形主要在其顶面,在侧面及螺钉孔附近几乎没有位移分布条纹,说明此处基本不产生变形。轴向变形量在内圈最大,沿径向由内向外逐渐减小,沿周向变化不大,这与离合器盖受力后的实际情况相符。

(2) 分离工况 离合器盖的变形规律与接合工况相同,仅变形量大小和方向不同。离合器盖与支承环接触部位的各点变形见表5-3。由表5-3可见,离合器盖支承处最大轴向位移量在接合时平均为0.095mm;在分离载荷的作用下,盖由自由状态向下变形约0.055mm,该离合器盖在试验台上测得的支承环处变形量见表5-4,测试时在支承环所在位置呈120°布置三只百分表。由表5-4可见,有限元计算结果与测试值几乎一致,说明对该离合器盖的有限元计算结果可信,因此,在离合器设计时可运用有限元法较准确地估计盖的变形量,以提高产品的设计水平。

表 5-3 离合器盖与支承环接触部位的各点变形

结点号	结点位置/mm			轴向位移值/ $\times 10^{-1}$ mm	
	R	θ	x	接合工况	分离工况
4	88.0	0.0	25.5	0.31	-5.62
34	88.0	10.0	35.5	9.39	-5.57
325	88.0	20.0	25.5	9.54	-5.59
81	88.0	30.0	25.5	9.71	-5.68
108	88.0	40.0	35.5	9.98	-5.87
130	88.0	50.0	25.5	10.18	-5.91
352	88.0	60.0	25.5	10.02	-5.89
164	88.0	70.0	25.5	9.70	-5.83
191	88.0	80.0	25.5	9.43	-5.83
218	88.0	90.0	25.5	9.35	-5.75
356	88.0	100.0	25.5	9.36	-5.76
264	88.0	110.0	25.5	9.51	-5.81
293	88.0	130.0	25.5	9.73	-5.99

表 5-4 离合器盖在试验台上测得的支承环处变形量

小端变形量/mm		支承环直径处盖变形量/mm			
		百分表 1	百分表 2	百分表 3	平均值
从自由状态	0.00	0.000	0.000	0.000	0.000
到安装状态	9.16	-0.103	-0.100	-0.110	-0.105
从安装状态	0.00	0.000	0.000	0.000	0.000
到分离状态	8.00	-0.150	-0.120	-0.130	-0.133

5.4.5 采用多体装配模型的分析

(1) 离合器几何模型的建立 以大众某车型离合器为实例进行介绍, 根据其参数, 利用通用的三维建模软件建立离合器各部件的几何模型。为了使仿真结果的误差在工程可接受范围内, 并使问题简化, 在建模过程中, 以标准垫块代替从动盘总成, 以与分离指接触半径保持不变的环形回转体代替分离轴承。各部件的几何模型建立好之后, 再在三维建模软件中将它们装配在一起。装配时膜片弹簧上侧与离合器盖支承点处接触, 下侧与支承环接触; 传动片一端与离合器盖上安装面相接触, 另一端与压盘上安装面相接触。因为膜片弹簧和传动片的几何模型按其自由状态建立的, 装配后膜片弹簧分离指部分会与离合器盖发生干涉, 碟簧部分会与压盘发生干涉。

将在三维软件中建立的几何模型保存为中性格式的文件, 再把中性格式的文件导入到有限元软件中 (目前, 一些 CAE 软件有与三维软件的接口)。在有限元软件中对几何模型进行几何诊断, 将各个零件中冗余的面、边线等进行几何修复, 并对一些尖角进行简化处理, 为下面离合器多体动力学仿真模型的建立做准备。

(2) 离合器多体系统动力学仿真模型的建立 在离合器接合、分离特性研究中, 膜片弹簧和传动片是起主要作用的弹性元件, 两者的装配示意图如图 5-28 所示。在离合器处于自由状态、接合状态, 以及分离过程中, 膜片弹簧与离合器盖支承点之间的接触一直存在。接触点 (膜片弹簧支承点) 的位置, 将会随着膜片弹簧工作位置的变化而有微小的变化, 并且有法向力和切向力存在。膜片弹簧与支承环的接触、膜片弹簧与压盘凸台的接触和膜片弹簧与离合器盖支承点接触类似。

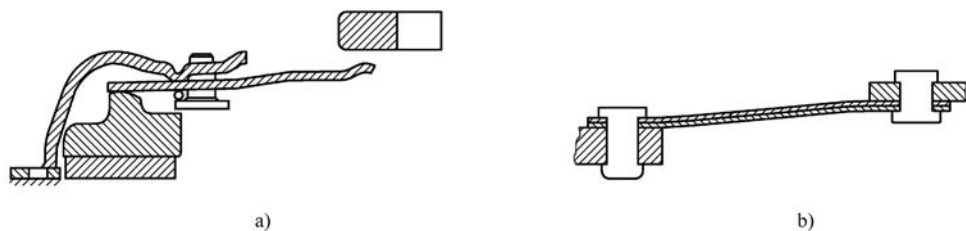


图 5-28 膜片弹簧与传动片的示意图

a) 膜片弹簧 b) 传动片

膜片弹簧与铆钉接触, 接触存于膜片弹簧的方孔侧面与铆钉的圆柱面之间。膜片弹簧工作状态不同, 这个接触状态也不相同。两者之间法向和切向的接触状态, 还受到实际装配工艺的影响, 因为铆接后铆钉中部变形较大, 使接触变得复杂。支承环与铆钉的接触在形式上与膜片弹簧和铆钉接触形式类似, 但是, 本质上支承环

与铆钉没有相对运动。

膜片弹簧与分离轴承之间的接触,主要体现在法向接触方向,并且只在分离过程中才产生接触。

每组传动片由两片叠加而成,两者之间的接触面比较规则,主要以摩擦的形式相互作用。传动片两端分别通过铆钉与压盘、离合器盖固定,它们之间的接触都是以固定在一起的接触对的形式存在。

由上面的分析可知,离合器总成中存在很多接触,而且接触面不规则,接触对之间存在不连续与滑移,这些都给离合器仿真分析带来了困难。因为铆钉和离合器盖、压盘铆接后的相对位置是不变的,所以可以将它们之间的接触简化为绑定,绑定后两者之间拥有相同的运动关系,符合实际情况。其他部位的接触都设置为面-面接触,又因为它们都是金属材料,故设定接触属性为,切向接触的摩擦系数 0.08,法向接触的刚度 10 000N/mm,采用罚函数算法。

因为各零件是在自由状态下装配的,膜片弹簧与压盘存在干涉,所以用常规的方法给离合器多体系统施加载荷和边界条件比较困难。这里给出的具体解决方法是将离合器盖固定,并把整体分析过程分为三个分析步。第一个分析步,给压盘一个向飞轮方向的位移,使各部件之间不再存在干涉,然后释放这个位移。此时,压盘在传动片的回弹力作用下紧靠在膜片弹簧大端,离合器处于自由状态。第二个分析步,给从动盘一个远离飞轮方向的位移,使其到达接合状态时所处位置,然后固定从动盘,此时离合器处于接合状态。第三个分析步,给分离轴承一个向飞轮方向的位移,使其到达分离状态时所处位置,此时离合器处于分离状态,膜片弹簧在分离轴承的作用下发生变形,压盘在传动片回弹力作用下跟着膜片弹簧大端一起往远离飞轮方向移动。

由于离合器盖总成中除了压盘之外,材料均为钢,因此材料的弹性模量与泊松比都定义 200 000MPa 和 0.3。压盘的材料一般为球墨铸铁,设定弹性模量与泊松比均为 200 000MPa 和 0.3。为了节省计算时间,将分离轴承和标准垫块设为刚体。

单元划分的质量也是决定仿真计算精度的重要因素之一。由于离合器盖、压盘等形状非常不规则,这里主要采用四面体网格进行单元划分,离合器多体系统模型的单元总数为 130 942。划分好网格的离合器总成有限元模型如图 5-29 所示。

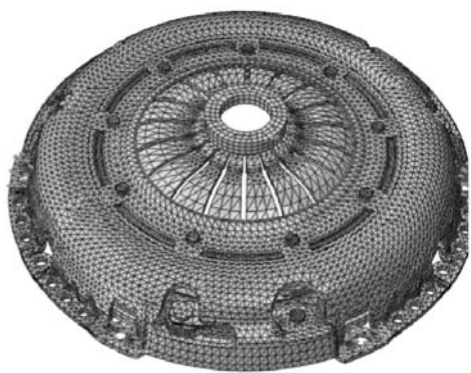


图 5-29 划分好网格的离合器
总成有限元模型

由于在加载过程中,膜片弹簧和传动片都存在大变形,而且接触点不断变化,故在压盘和分离轴承采用位移加载时,应设定足够小的位移加载步长进行求解。

(3) 有限元结果分析 当第一个分析步结束时, 离合器处于自由状态。当第二个分析步结束时, 离合器处于接合状态, 此时从动盘上受到的压力便是离合器的接合力, 且接合力的仿真值为 4570.96N。利用 A-L 公式给膜片弹簧大端一个相同的位移, 得到膜片弹簧大端的接合力的计算值为 4561N。通过以上两种方法得到的接合力大小非常接近, 说明仿真值可信。

离合器分离时的分离行程与分离力之间的关系曲线, 以及分离行程与压盘升程之间的关系曲线, 即离合器分离特性曲线的仿真结果如图 5-30 所示。由图可知, 仿真结果符合实际情况下离合器的分离特性。在开始阶段由于离合器盖与分离指的弹性变形量等影响产生无效分离行程, 此时压盘尚未移动, 分离轴承上的力呈近似线性增长。第二阶段压盘开始分离, 压盘升程随着分离行程逐渐增大, 分离力随分离行程的变化符合理论推导的结果。

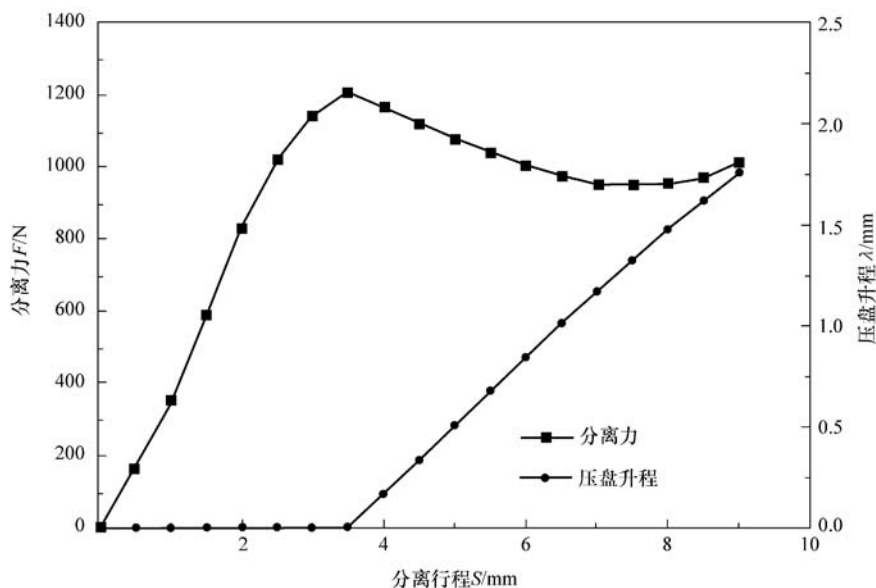


图 5-30 离合器分离特性曲线的仿真结果

离合器在接合、分离的工作过程中, 离合器盖的弹性变形会直接影响膜片弹簧的工况特性。在离合器的设计阶段若能得到离合器盖的弹性变形情况将有利于离合器的设计改进。通过仿真分析得到离合器盖在接合状态、分离力最大以及分离结束时的变形云图, 如图 5-31 所示。三种状态下的离合器盖支承点处的变形量见表 5-5。

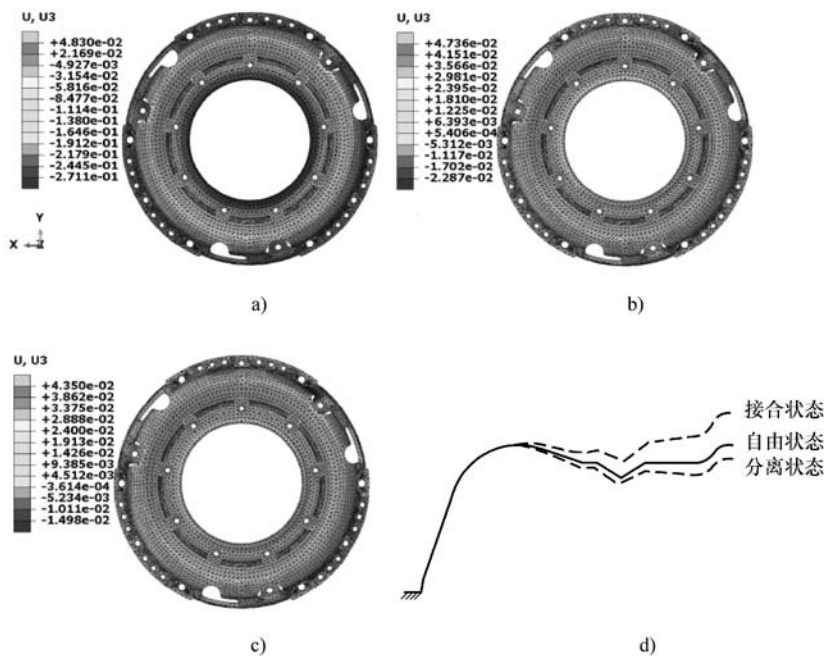


图 5-31 三种状态下的离合器盖的变形云图
a) 接合状态 b) 分离力最大 c) 分离结束 d) 示意图

表 5-5 三种状态下的离合器盖支承点处的变形量 (单位: mm)

	接合状态	分离力最大	分离结束
最小变形量	0.1453	0.1599	0.1516
最大变形量	0.1643	0.1841	0.1804

由于对离合器接合、分离的工作过程存在接触、摩擦等问题,使得离合器盖上各个结点的变形量有差异,但差距很小。设计阶段研发人员可以根据此变形情况,对离合器盖的结构加以改进。

(4) 试验结果与有限元结果比较分析 为了检验仿真结果,需要进行试验验证。一般当积累了足够经验以后,不用每次仿真都试验验证。通过试验得出的离合器分离时的分离行程与压盘升程、分离行程与分离力之间的关系曲线如图 5-32 所示。这个试验验证可以证明仿真加载、压盘升程与实际比较吻合,从而也证明离合器盖仿真的载荷与边界条件与实际吻合,其结果可信。

由图 5-32 可以看出,离合器分离特性的仿真结果与试验结果基本是一致的。但是仿真得到的分离力要比试验值稍小,研究分析导致分离力偏小的原因有以下几点:

① 离合器加工后的实际几何参数(尺寸、形状和位置)与理想几何参数会存

在一定的差异，这使仿真结果与试验结果存在一定的误差。

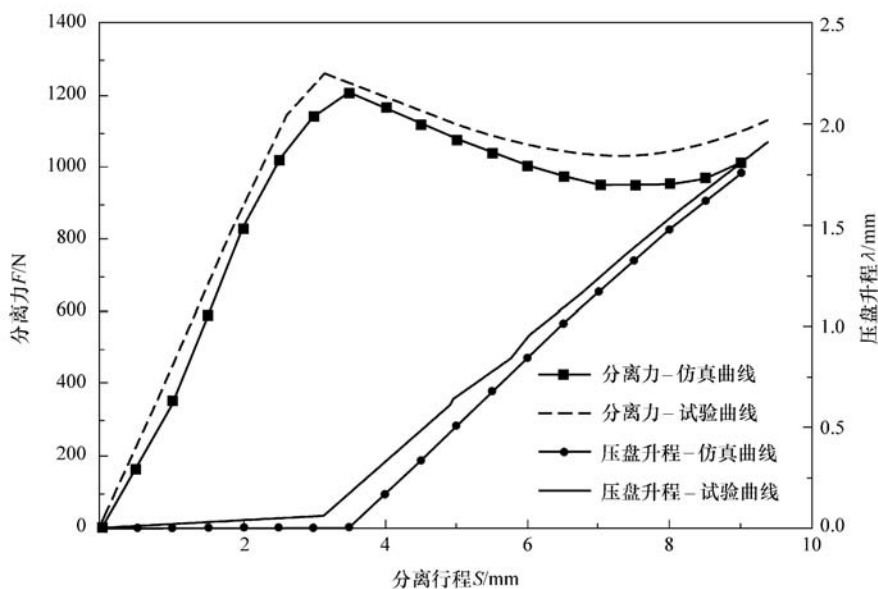


图 5-32 离合器盖总成分离特性曲线

② 受装配工艺的影响，铆接后的实际状态是铆钉中部会发生变形，将连接的部件紧紧压在一起。而三维建模软件中的装配没有这样的效果，这也会对仿真结果产生影响。

③ 膜片弹簧生产过程中的热处理、喷丸和强压等工艺对膜片弹簧实际的载荷特性也会产生影响。

采用多体装配模型的分析方法，更加接近于离合器工作实际情况，所以结果更加可信。所以，建议采用实体单元，采用多体装配模型的分析方法进行仿真。本实例仅仅进行了接合、分离的静态工况仿真，此模型下其他载荷的仿真理论上也是可以完成的。

5.5 传动片的计算机辅助设计

有关离合器传动片的文献很少，而辅助设计的文献更是难以见到，其原因是传动片结构简单，没有引起人们的足够重视，产品设计中一般采用经验法估算确定尺寸。为了精确设计，获得更好的性能，采用 CAE 分析方法设计计算是有必要的。传动片通常是钢板（或钢带）冲压而成，有平板形式和成形形式两类。

5.5.1 模型建立

(1) 几何模型与边界条件 CAE 分析的第一步需要建立分析对象的几何模型

和力学模型，传动片的工作位置如图 5-33 所示，此时传动片传递摩擦转矩。根据传动片需要传递的摩擦转矩，计算结果表明其强度满足要求没有任何问题，问题是要求传动片在沿着离合器轴向的刚度要有个合适的数值。

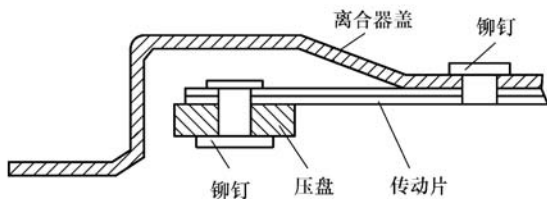


图 5-33 传动片的工作位置

虽然传动片的结构简单，但是受力复杂，建立合理的单独传动片的计算模型还是比较困难的。有鉴于此，需要建立多体系统（离合器主动部分）的模型能够更好地模拟实际情况。图 5-34 所示为离合器主动部分（外加分离轴承、标准垫块代替从动盘总成）的模型。

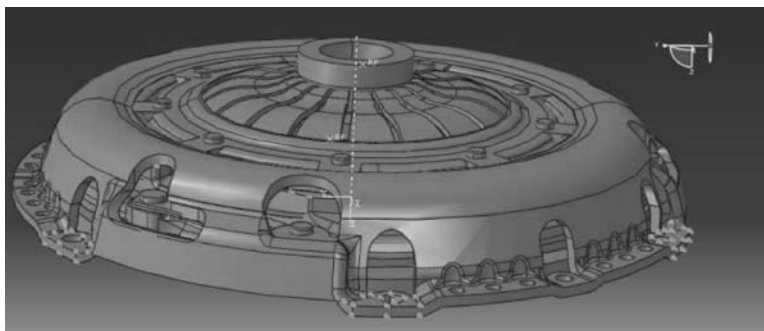


图 5-34 离合器主动部分的模型

图 5-34 中的铆接部位按照局部绑定连接处理。例如传动片与压盘的铆接连接（共有三组传动片，每组两片），将传动片组中的下部零件下表面围绕铆钉中心的一个区域与压盘凸缘上表面绑定（见图 5-35），并将下部零件的上表面与上部零件的下表面绑定，上部零件的上表面的局部区域与铆钉绑定。传动片的另一端与盖铆接，其处理方法类似。两片传动片除了铆接区域外的接触部分，仿真模型中设置为

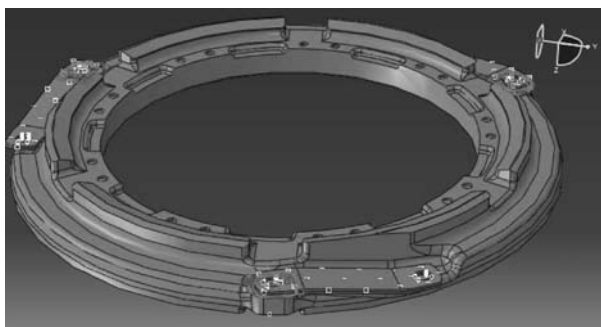


图 5-35 传动片的约束处理

接触。其他的铆接部分的模型也照此处理。

(2) 载荷的施加 使用组件模型的情况下, 载荷施加可以仿照真实的离合器工作情况, 即计算传动片在离合器接合位置时, 当离合器分离的情况下在压盘重力作用下回复位置的能力。因此, 这种情况下的载荷为消除作用在压盘上的膜片弹簧载荷。

由于传动片两端铆接, 在三维建模软件中无法实现, 为此, 在计算传动片推动压盘升起的工况前, 先要通过仿真计算使得传动片处于铆接状态。

5.5.2 仿真计算及结果分析

仿真计算结束后, 通过后处理可以整理出表征传动片轴向刚度性能的关系, 某型离合器用传动片仿真压盘升程特性曲线如图 5-36 所示。

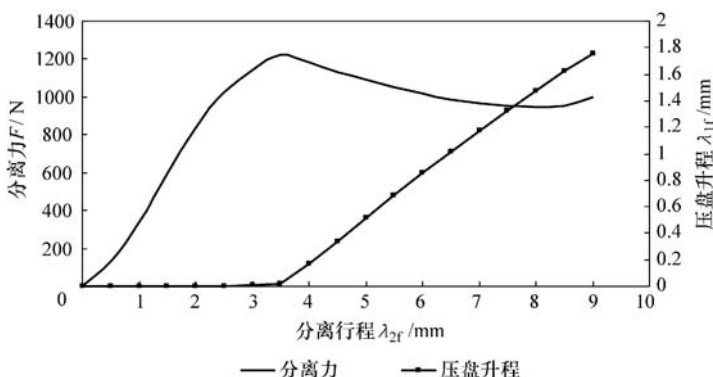


图 5-36 离合器用传动片仿真压盘升程特性曲线

图 5-36 表明了膜片弹簧载荷释放的过程中, 压盘的升程可以达到 1.8mm。如果要减小传动片的恢复力, 以减少对离合器压力的影响, 可以尝试改变传动片的结构。在实际工程中, 改变传动片结构通常是改变传动片宽度、单片板厚度, 以及成形形式传动片的成形高度。结构改变后, 再进行仿真计算, 观察压盘升程是否满足要求, 直至满足要求为止。

仿真除了获得压盘升程, 也可以获得传动片的应力。

5.6 波形片的计算机辅助设计

波形片是离合器接合过程中起缓冲减振作用的零件, 按照结构可以分为整体式(见图 5-37)和分体式, 从力学角度讲都是结构非线性零件。整体式波形片, 也可以分解为数个结构相同的部分, 从这个角度讲与分体式没有本质的区别。虽然有一些有关波形片进行冲压成形仿真的文献公布, 但用于设计中的 CAE 分析相关文献

很少，而离合器轴向弹性特性是设计中非常重要的内容，由于结构复杂又无解析法求解，因此计算波形片的弹性特性这项工作确实非常有必要，因此，下面以整体式的一个波形部分为例进行介绍。

5.6.1 几何模型建立与处理

以图 5-37 所示整体式波形片为例进行介绍。

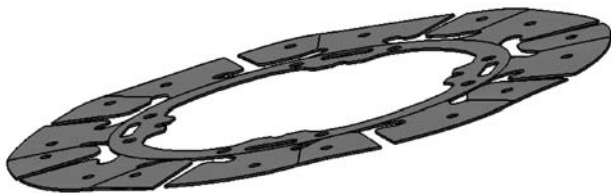


图 5-37 离合器整体式波形片的结构示意图

(1) 波形片几何建模 图 5-37 所示的波形片样件是由八个结构形状相同的弹性部分组合而成的，为了便于计算，只截取了其中一个弹簧部分（即整个波形片结构的八分之一）进行几何建模分析。建模是在通用三维软件中完成。

(2) 波形片几何模型的简化处理 将三维软件中建立的三维几何模型通过中性格式导入分析软件中。

为防止几何模型出现多角、多边等几何缺陷，对导入的几何模型进行几何诊断，同时对波形片中的部分尖角等区域进行几何修正，如：波形片（八分之一的结构）的两边是向上或向下弯曲的尖角，这样会对波形片与摩擦片之间的接触造成影响，因此则对波形片的两边连接两块小平板，使波形片的两边圆滑过渡，从而使波形片的几何模型得以简化，以便于有限元仿真计算。

在离合器从动盘总成中，对波形片施加的载荷是通过装配在波形片上的两个摩擦片传递的，即对摩擦片施加载荷可以使波形片产生变形。为了方便计算，在此，将两个摩擦片简化为两个结构形状相同的环形平板，这三个零件装配后的三维几何模型如图 5-38 所示，为了便于查看波形片的结构，图中已将波形片上方的平板（即摩擦片）隐藏。

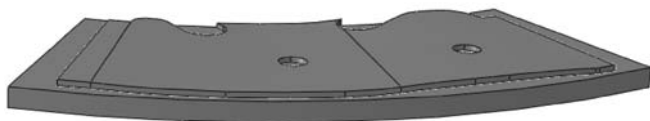


图 5-38 波形片三维几何模型的简化图

5.6.2 波形片数值仿真模型的建立

波形片几何模型建立完成后,在有限元仿真软件中建立波形片的数值仿真模型,其主要工作包括波形片材料参数的定义、分析步和输出变量的设置、接触面间相互作用的设置、单元网格划分、边界条件及载荷施加等前处理分析。

(1) 材料参数的定义 根据实际情况,装配在波形片上下的两片摩擦片采用的是非金属材料,研究对象波形片的材料是 65Mn。根据实际情况,在有限元仿真软件中分别对这三个零件设置相应的材料属性,定义的波形片的弹性模量为 2×10^5 MPa,泊松比为 0.3。由于不考虑摩擦片的应力应变,在此将两片摩擦片作为刚性体进行分析,对刚性体无须定义其材料属性。

(2) 分析步和输出变量的设置 在仿真软件中,为了使波形片模型在某个工况下工作,则需为波形片模型创建这个工作状态下的分析步以及计算时间的定义。如上所述,波形片是结构非线性的弹性零件,另外还有接触非线性问题,因此设置采用非线性算法计算。为了得到波形片载荷-变形关系,而设定波形片模型计算完成后所要输出的变量,如:位移 U 、运动过程中两个平板所形成的反作用力 R_F 等,以便后续结果处理与分析。

(3) 接触面间相互作用设置 波形片通过两组孔分别铆接在两片摩擦片上,波形片的铆接部位与摩擦片不能有移动和转动。在波形片压缩过程中,波形片的其他部位将会与摩擦片产生非线性接触,并且接触部位可以切向移动。根据经验,波形片的弹性特性是非线性的,即小位移时刚度小,大位移时刚度大,并且当波形片将被两片摩擦片压平时,刚度将趋于无穷大。

以实际波形片接触状况为基础,设置仿真模型的接触特性。波形片弹性特性仿真模型中的三个零件表面之间存在着一定的接触关系,需在有限元仿真软件中对其接触参数进行设置。接触设置参数为法向接触和切向接触的相关参数,切向接触参数为摩擦系数,设置波形片的摩擦系数 μ 为 0.05。由于波形片是非线性接触,法向接触采用有限元分析软件中的罚函数算法。在波形片模型计算过程中,接触面间会有一定的穿透,接触刚度数值的合理设置很关键。为了合理设置接触刚度数值,首先估算波形片的结构刚度。由于接触刚度肯定比结构刚度大得多,所以根据估算的波形片结构刚度,设置比结构刚度大一个数量级以上的接触刚度值,设置的接触刚度为 1000N/mm (或一个适当的数值)。当设置接触刚度时,也可以采用设置特定的非线性接触刚度参数的方式。

在接触参数定义完成的基础上,还需对所要接触的表面之间定义接触关系,在此同样采用面对面的接触方法,此处三个部件之间定义了两对接触面:上平板下表面与波形片上表面的接触;下平板上表面与波形片下表面的接触,其中上平板下表面和下平板上表面为主面,波形片的上下表面为从面。

(4) 单元网格划分 对三个零件进行网格划分。上下两个板的结构形状大小

一样,则网格划分的方法也是一样的,但对于结构形状不规则的波形片,则需要对其较小的边进行网格细化,网格划分后实例波形片的单元数目为 3295 个,两个平板划分后的网格单元数目均为 526 个。为了提高准确性,且便于仿真计算,对各个零件网格划分的质量进行统计检查,以避免出现网格划分错误的现象,而影响后处理分析。

(5) 边界条件及载荷施加等前处理分析 波形片与摩擦片铆接的局部平面,两者不能相对运动。根据从动盘总成的结构,一侧的摩擦片不能轴向移动,而另一侧的摩擦片可以沿着轴向移动,并且可以绕着轴线方向相对转动几个较小的角度。

要使波形片模型产生位移或运动,则需对其施加准确的边界条件。但需注意的是,不同工作状态下的边界条件是不一样的,此处只有波形片压缩这一工作状态,因此只需在这一个工况下施加边界条件。

为了计算波形片的弹性特性,采用对摩擦片施加位移,使波形片产生弹性变形,而后使接触表面产生支反力的方法,计算得出的支反力与位移量之间的关系,即为波形片的弹性特性。

图 5-39 所示为施加载荷与边界条件的示意图。以波形片下方的刚体平板作为支承面,对其施加固定边界条件,约束下平板的六个自由度。对于波形片,则根据工作原理,在其最低位置(左边的孔处),只允许上下垂直方向移动,即对该孔剩余五个方向施加约束条件;波形片是通过对其施加载荷而产生变形的,在此对波形片上方的平板施加垂直方向的位移边界条件,平板其余自由度受约束,其位移量为波形片上表面最高点至上表面最低点的距离。算例样件位移量为 0.8mm。通过对上方的平板施加位移载荷,而使波形片变形,最终达到压平状态。

建立完成的波形片数值仿真模型如图 5-40 所示。

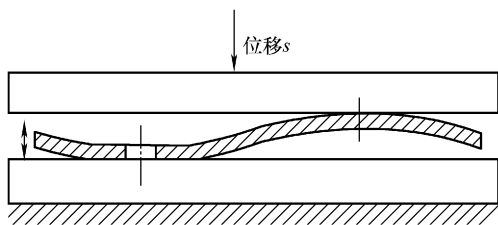


图 5-39 施加载荷与边界条件的示意图

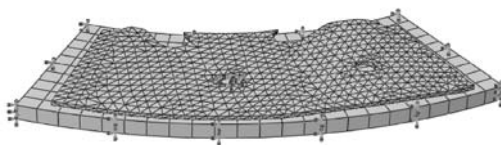


图 5-40 建立完成的波形片数值仿真模型

5.6.3 仿真计算及结果分析

在波形片数值仿真模型设置完成后,对模型进行有限元仿真计算。

通过有限元仿真计算即可得到八分之一波形片的弹性特性,经整理得出波形片的变形量与所能承受的载荷之间的关系,即该样件的弹性特性仿真结果曲线如图 5-41 所示。

实际的波形片的弹性变化规律（即载荷 - 变形的关系）接近抛物线形状。由图 5-41 可知，该仿真曲线的趋势与实际的波形片弹性变化规律吻合。曲线图显示：波形片在开始变形时所形成的支反力较小，之后随着波形片变形量或位移量的增加，产生的支反力则越来越大，当位移量的增加快要结束时，支反力则急速上升，逐渐达到平稳状态，说明此时波形片上弯曲的波浪形部分已近似处于压平状态。在实际工程中，对仿真结果应加以试验验证，当积累足够多经验后，即不用对每次仿真结果进行验证。

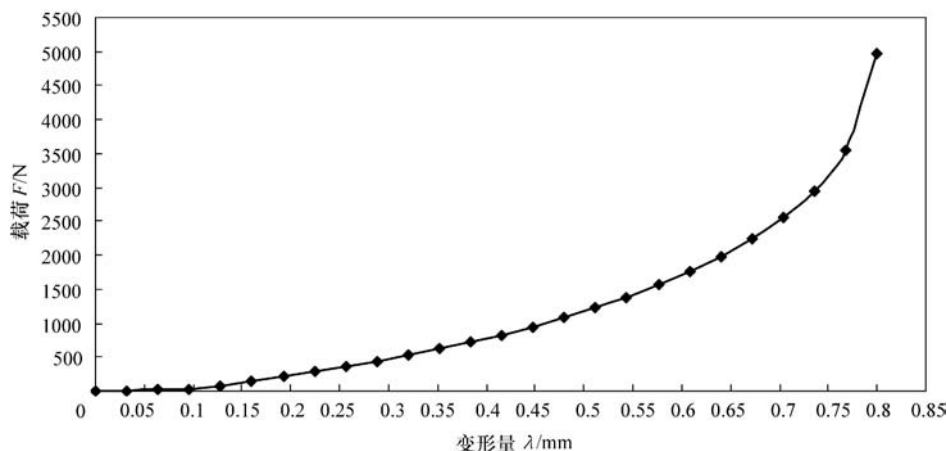


图 5-41 波形片载荷 - 变形特性仿真结果曲线

5.7 盘毂的计算机辅助设计

5.7.1 模型简化与有限元模型建立

以某型离合器盘毂的受载后应力分析为实例，建立模型。

(1) 结构简化 计算所用离合器从动盘毂结构为 90° 旋转对称。

为减少计算工作量，可取结构的 $1/4$ 建立模型。在保证与原结构刚度基本吻合的前提下，对从动盘毂做了如下简化：

1) 忽略过渡区小圆角，去处不必要的圆角。

2) 为了分析方便，去除用于固定的花键毂。因为花键毂不是结构应力分析的关键所在，且对整体结构影响较小，这样处理避免了因形状不规则而造成单元划分的复杂化。

(2) 计算区域选择 总体采用柱面标系 ($OR\theta Z$)，坐标系设置如下： Z 轴为离合器从动盘毂的轴线方向， XOY 面位于其中间平面上，其中 X 轴 (R 轴) 为离合器从动盘毂的径向， Y 轴 (θ 轴) 为其周向。

(3) 单元划分 单元划分在 Hypermesh 中采用计算机自动分割和手工分割两种方法,也可以在仿真软件中划分单元。总体采用 Solid 45 单元。划分的网格图如图 5-42、图 5-43 所示。

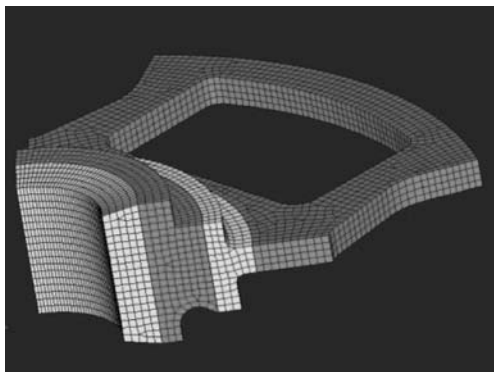


图 5-42 从动盘毂的 1/4 有限元网格模型

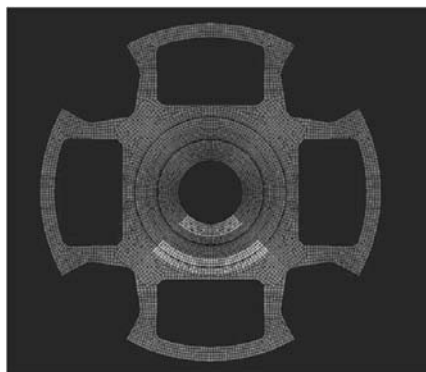


图 5-43 从动盘毂的整体有限元网格模型

(4) 约束简化处理与载荷处理 正确的约束是有限元计算的关键,对实体单元,每个结点有三个自由度,因此,在结构中应保证三个自由度都有相应的约束,以消除结构的刚体位移。

从动盘毂的载荷主要是在四个窗体处受到大小相同的弹簧的压力作用,其受力和约束如图 5-44、图 5-45 所示。

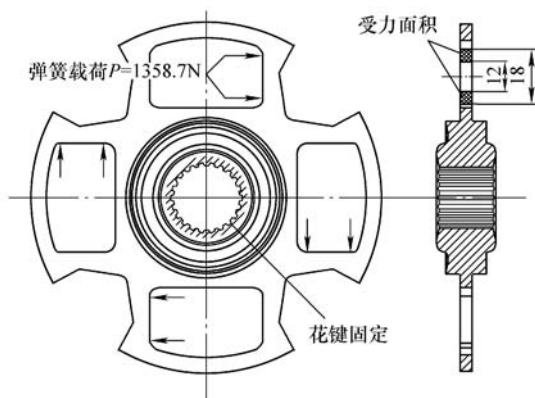


图 5-44 从动盘毂的约束和载荷图样

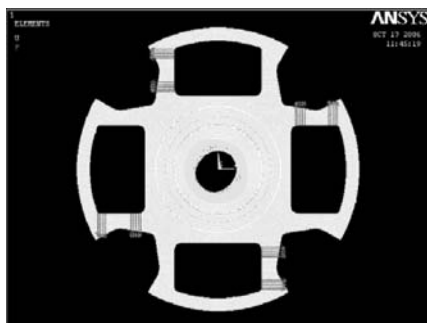


图 5-45 从动盘毂的约束和载荷的有限元模型

5.7.2 仿真结果及分析

在微机上用有限元分析软件进行计算,计算完成后观察分析计算结果。

(1) 变形分析 从动盘毂主要的变形是其在周向(Y 向)的位移,首先检查

其周向的变形。图 5-46 以图片的形式显示出了其在周向的变形的趋势。

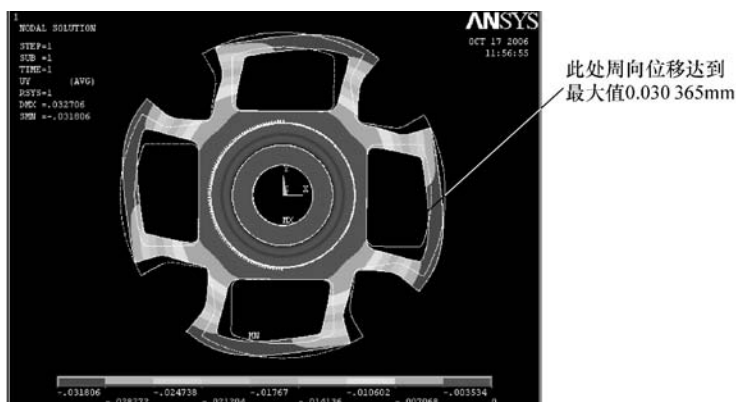


图 5-46 离合器从动盘毂的周向的变形

从图中可以看出变形最大处发生在离合器从动盘毂的最外边缘的蓝色区域处，最大值达到了 0.030 365mm。 X 方向的变形图如图 5-47 所示。

从图 5-47 中可以看出径向的位移最大处发生在图中的红色和蓝色区域内，蓝色区域内的变形为负向达到最大值 0.011 805mm，红色区域达到正向的最大变形 0.010 623mm。在轴向由于基本不受到作用力的作用，因此变形量不是很大，可以忽略。

从图 5-48 中可以看出，变形最大处在红色区域且最大值为 0.032 706mm。

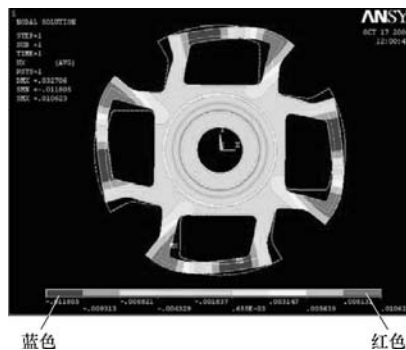


图 5-47 离合器从动盘毂径向的变形

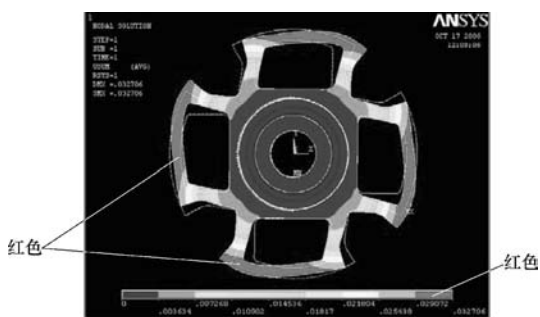


图 5-48 离合器从动盘毂总体变形图

(2) 应力情况 离合器盘毂的三个方向的应力如图 5-49、图 5-50 所示。离合器从动盘毂轴向因不受到压力的作用，因此其最大的应力不超过 12MPa。离合器从动盘毂的正应力如图 5-51 所示。

从图中可以看出其所受的最大的正应力主要发生在窗口红色区域处，其放大图如图 5-52 所示。

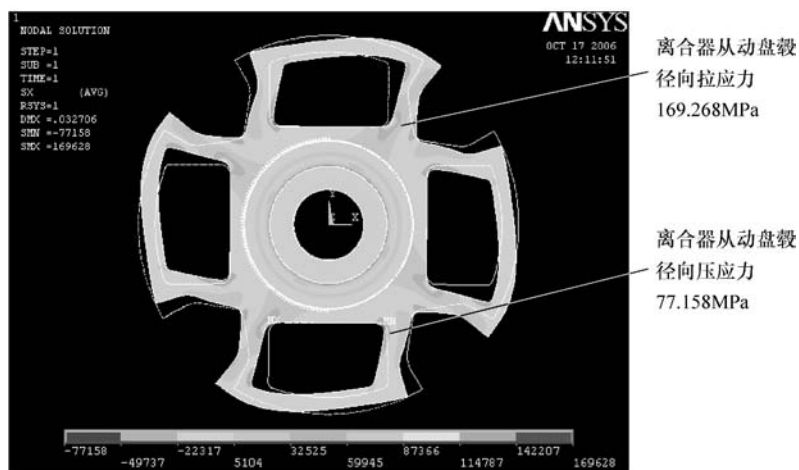


图 5-49 离合器从动盘毂径向应力图

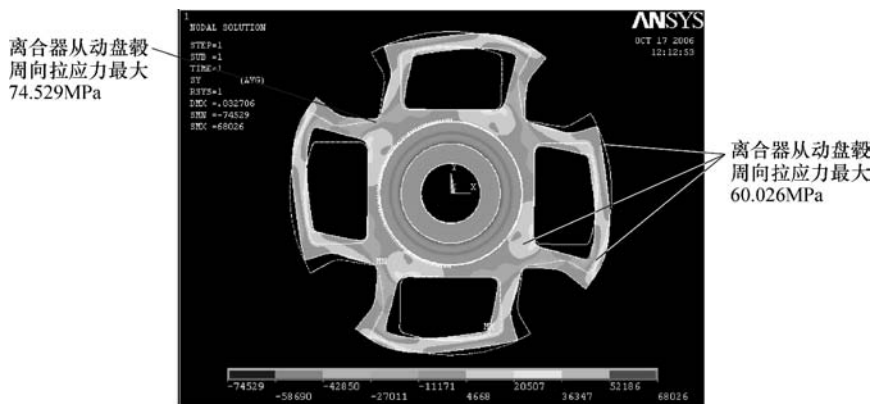


图 5-50 离合器从动盘毂周向应力图

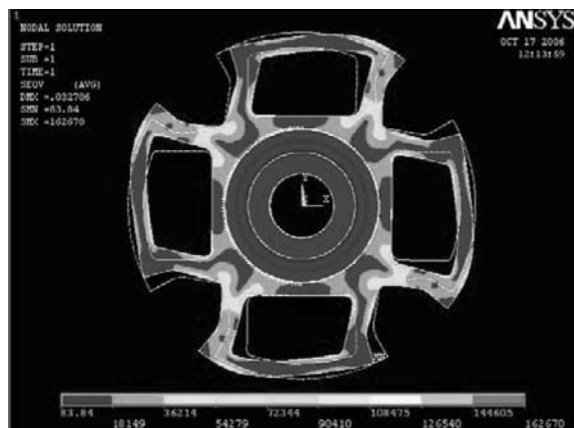


图 5-51 离合器从动盘毂的正应力

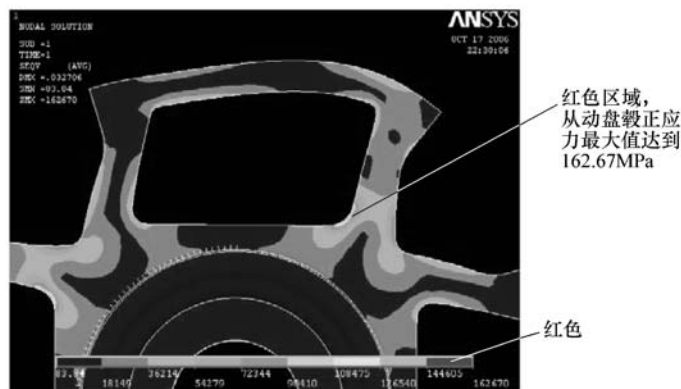


图 5-52 离合器从动盘毂正应力放大图

(3) 应变情况 离合器从动盘毂的应变如图 5-53 所示, 其基本和正应力所处位置一致。

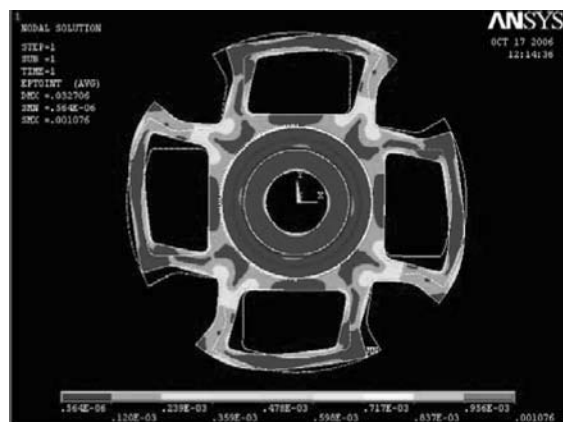


图 5-53 离合器从动盘毂的应变

离合器从动盘毂应变也是发生在应力最大处, 其最大的应变为 0.823×10^{-3} 。

5.8 夹持盘的计算机辅助设计

5.8.1 模型简化与有限元模型建立

(1) 坐标系的选择 选择的实例如图 5-54 所示。根据夹持盘本身具有 90° 旋转对称的特点, 总体采用极坐标系, 按照如下方法设置坐标系: Z 轴为离合器夹持盘的轴线方向, 方向朝着分离轴承, X 轴为离合器夹持盘的径向, Y 轴为离合器夹持盘的周向。

(2) 单元划分 单元划分可以采用自动分割和手工分割两种方法。在 Hypermesh 中自动划分网格或者在分析软件中自动划分,并局部调整其网格的密度,总体采用 Solid 45 单元。

对计算模型共划分了 29 808 个结点,102 856 个单元,网格模型如图 5-54 所示。

(3) 约束与载荷处理 正确的约束是有限元计算的关键,对实体单元,每个结点有三个自由度,因此,在结构中应保证三个自由度都有相应的约束,以消除结构的刚体位移。

约束和受力如图 5-55 所示,在夹持盘的外围四个铆钉孔处施加 U_X 、 U_Y 、 U_Z 三个方向的自由度约束。夹持盘的载荷是在外围的四个弹簧窗口一边受到均匀的压力 1280N (根据实例计算所得)。

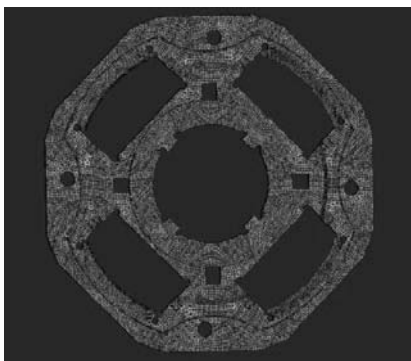


图 5-54 离合器夹持盘有限元网格单元

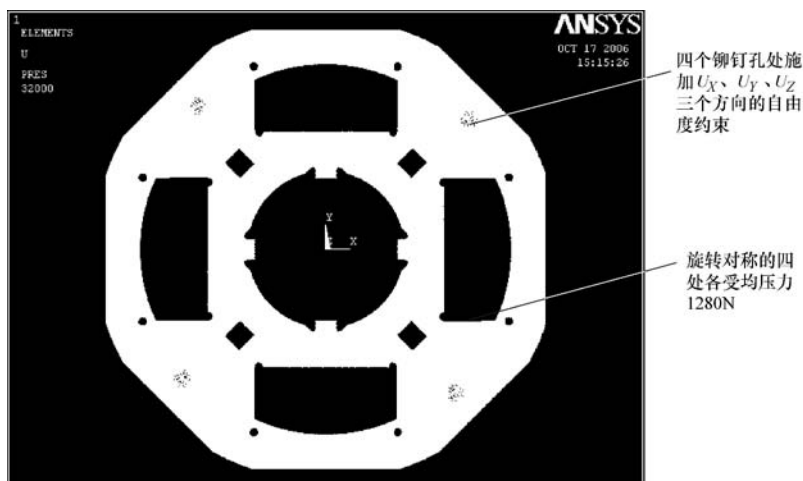


图 5-55 夹持盘的约束和受力图

5.8.2 仿真结果及分析

在微机上用有限元分析软件进行计算,完成计算后,观察分析计算结果。

(1) 变形分析 夹持盘的主要的变形是其在周向 (Y 向) 的位移,首先检查其周向的变形。图 5-56 以图片的形式显示出了其在周向的变形的趋势。

图 5-56 中的红色区域为周向正向的最大变形处,最大变形为 0.421×10^{-3} ;蓝色区域为周向负向的最大变形处,最大变形为 2.8469×10^{-3} 。

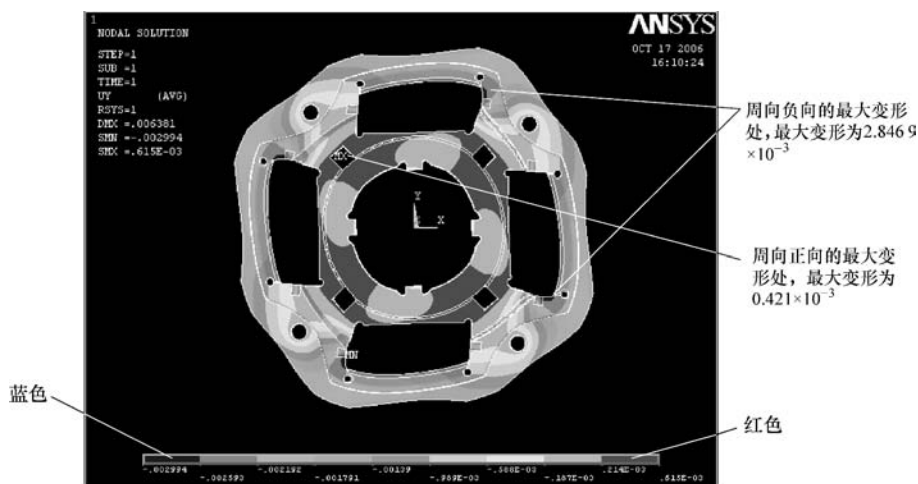


图 5-56 夹持盘的周向的变形

图 5-57 中的红色区域为径向正向的最大变形处, 最大变形为 4.137×10^{-3} ; 蓝色区域为径向负向的最大变形处, 最大变形为 1.969×10^{-3} 。

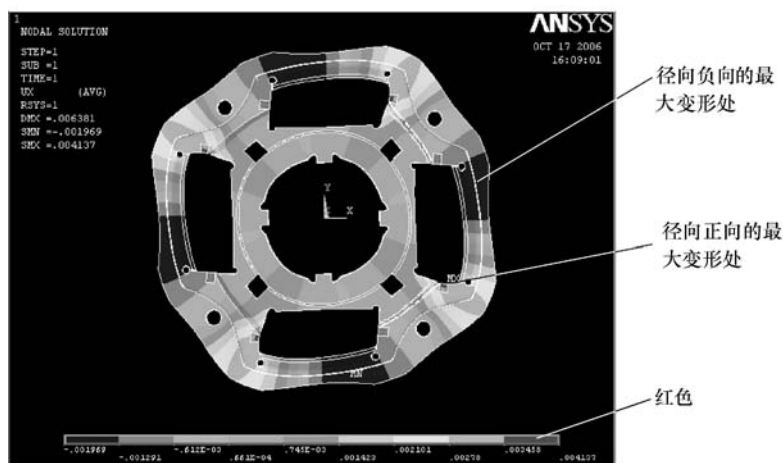


图 5-57 夹持盘的径向的变形

虽然在从动盘的轴向不受到作用力, 但是由于其不稳定性的存在, 在其轴向也会发生变形, 图 5-58 中的红色区域为轴向正向的最大变形处, 最大变形为 5.126×10^{-3} ; 蓝色区域为周向负向的最大变形处, 最大变形为 2.616×10^{-3} 。

总体的变形图如图 5-59 所示。从夹持盘的总体变形图中可以看出, 其最大的变形集中在每个窗口的受力位置的上部, 最大的变形达到了 6.381×10^{-3} , 主要是由于此处受到了弹簧的集中载荷的作用。

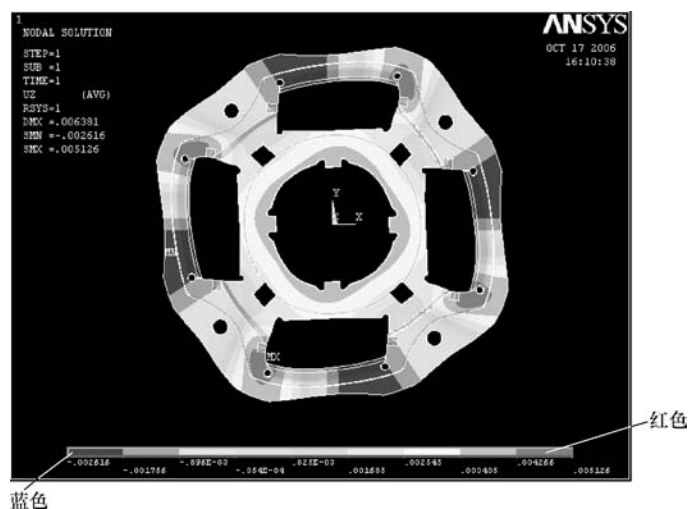


图 5-58 夹持盘的轴向的变形

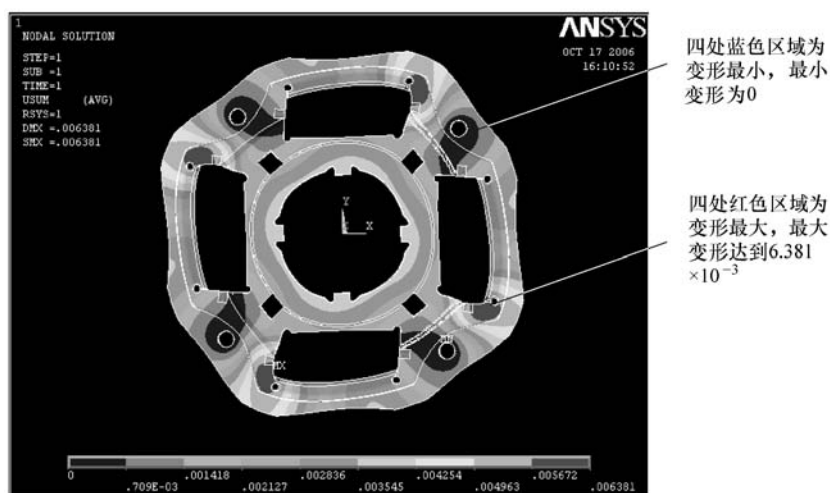


图 5-59 夹持盘的总体变形

(2) 应力情况 夹持盘三个方向的应力如图 5-60 ~ 图 5-62 所示。

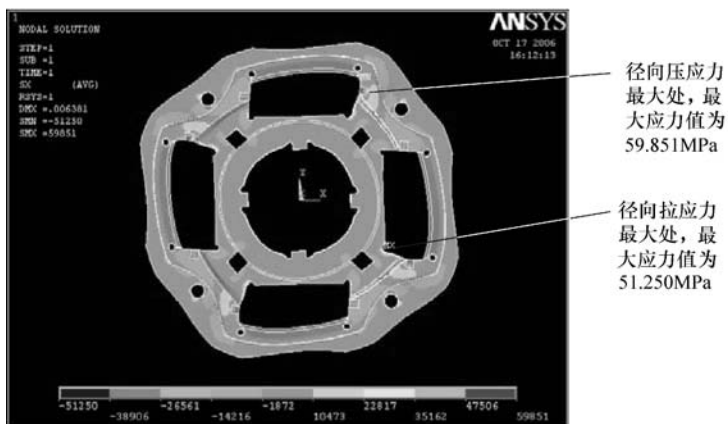


图 5-60 夹持盘径向应力图

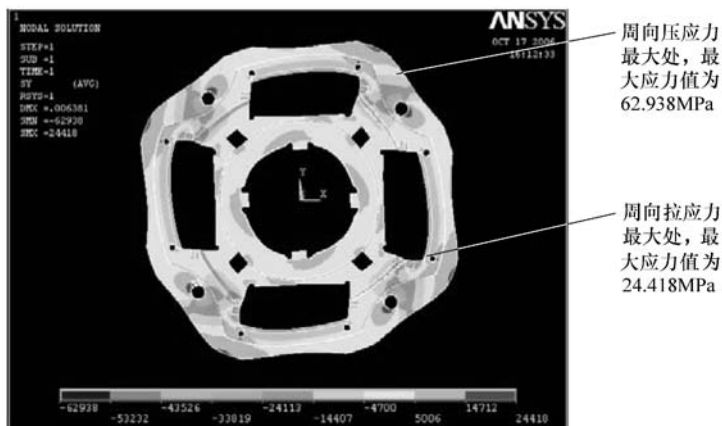


图 5-61 夹持盘周向应力图

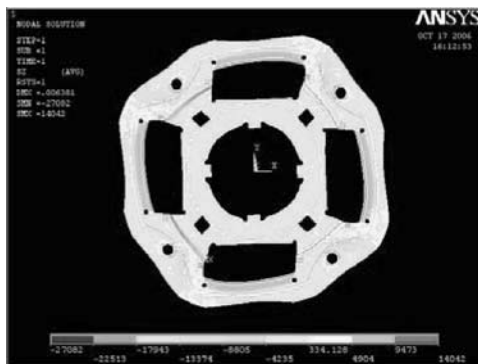


图 5-62 夹持盘轴向应力图

夹持盘由于（基本）不受到轴向的作用力的作用，因此在其轴向的应力不大，最大压应力为 27.082MPa，最大的拉应力也只有 14.042MPa。正应力如图 5-63、图 5-64 所示。

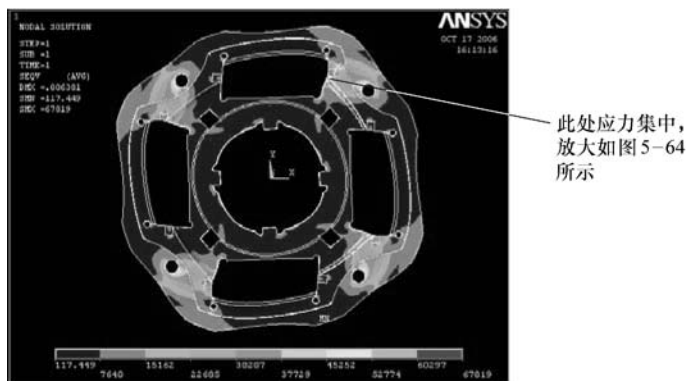


图 5-63 从动盘夹持盘正应力图

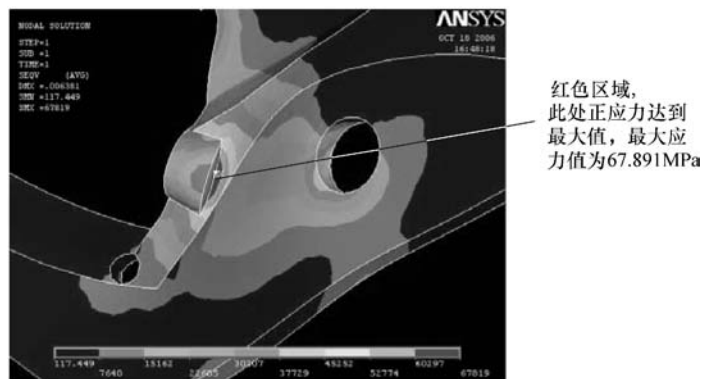


图 5-64 从动盘夹持盘正应力放大图

从正应力图上可以看到，最大的正应力发生在图 5-64 中的红色区域处（附加说明指明之处），由于此处的形状发生了突变，因此会产生应力上的集中，最大的正应力值为 67.891MPa。但是相对于材料的极限应力来说是比较小的。

夹持盘的正应变如图 5-65 所示。从图 5-65中可以看出，由于应力产生应变，夹持盘的正应变也是发生在应力最大位置处，

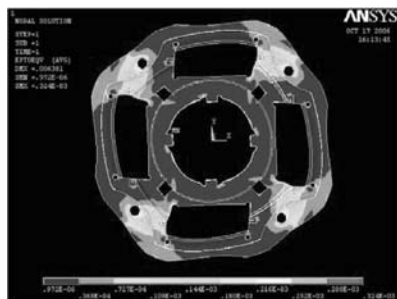


图 5-65 夹持盘的正应变

最大的应变为 0.324×10^{-3} 。

5.9 弹簧的计算机辅助设计

5.9.1 模型的建立

离合器中的弹簧主要是从动盘总成中的螺旋弹簧，一般有数组。以某型离合器的减振弹簧为例进行仿真。在仿真计算前，采用通用三维软件建立其几何模型。建立的几何模型以中性格式文件导入仿真分析软件中。为了计算减振弹簧的载荷变形关系，在减振弹簧的上下位置各装配一块结构形状规则的平板，让下板固定，上板下压，从而计算减振弹簧的载荷变形关系，如图 5-66 所示。定义减振弹簧与上下板材料模型，减振弹簧为合金钢材料，其弹性模量为 $2 \times 10^5 \text{ MPa}$ ，泊松比为 0.3。将上下板也设置成这种材料，此外，上下板也可以设定为刚性体。设置减振弹簧与两块平板之间的接触关系，其法向非线性接触刚度为 $20\,000 \text{ N/mm}$ （或更大）。

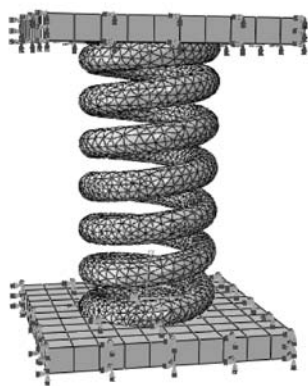


图 5-66 减振弹簧的力学模型

设置载荷与边界条件。下平板固定，使其不能产生移动和转动。同时，减振弹簧的下平面固定，使减振弹簧下平面的位置保持不变。给上平板施加位移，计算与位移相对应的载荷。

对三个零件划分单元。上、下平板属于结构形状规则的零件，单元划分采用六面体单元类型，两个平板划分的单元数目均为 100 个。对于结构形状不规则的减振弹簧，选择四面体单元类型进行单元划分，共划分为 22 782 个单元。建立的弹簧刚度仿真力学模型如图 5-66 所示。

5.9.2 仿真结果及分析

对建立的模型进行仿真计算，计算完成后即可得到减振弹簧的变形量与承受的载荷（变形过程中平板产生的支反力）之间的关系。计算出减振弹簧在变形 2mm 时，所得出的载荷为 237N，再通过计算得出减振弹簧的弹簧刚度约为 119 N/mm 。同时，可以查看应力的分布。但由于弹簧的强化处理难于在模型中添加，因而对于强度计算来讲只能作为参考。

由仿真计算结果可知，这种计算方法与经验公式计算结果有一定的差异，其原因主要如下：

- 1) 仿真模型的准确程度，影响计算结果。

2) 其他因素的影响, 例如仿真计算时接触参数设置带来的影响, 经验公式精度的影响等。

5.10 拓扑优化与疲劳强度仿真

5.10.1 波形片的模态分析实例

静力分析是有限元分析的基础工作, 是检查结构或构件在特定约束下对一定载荷条件的响应。因此, 在分析中合理确定边界条件、载荷条件是解决问题的关键。在确定边界条件和载荷条件时, 要运用固体力学的有关理论进行分析, 根据零件的运动、变形与受力情况在软件中施加载荷与约束。虽然现在许多软件, 例如 FA-TIGUE ANSYS、IDEAS 等都有良好的后处理, 但软件计算完毕, 仍要进行仔细分析。分析的目的是: 计算结果的可靠性和具体算例中的应力应变与变形两个方面。计算结果的可靠性分析, 一般可以通过有理论解的例子来验证, 最好是通过试验数据等资料来验证。在做模态分析、疲劳寿命估算前, 一般都进行静力分析。

模态分析主要用于获得现有设计结构和部件的振动特性, 即该构件固有频率和振型, 它们是动态结构设计中的重要参数。为了降低由于共振引起的系统破坏, 所以对离合器构件进行模态分析是必要的。

零件材料为 65Mn 钢板, 根据材料特性参数, 可以采用兰索斯法 (Lancozs) 求解, 得到模态分析的结果。

由于前 6 阶计算的是刚体模态, 且频率是零, 表 5-6 列出了波形片 7 ~ 12 阶的频率, 频率范围为 46.47 ~ 116.90Hz。图 5-67 所示为对应波形片的第 7 阶模态变形图。由于该波形片所适用的汽车发动机的稳定转速为 6000r/min, 因此其危险频率应该在 100Hz 左右, 该频率在第 9 阶和第 10 阶模态频率之间, 因此所设计的波形片前几阶所产生的共振是不可避免的, 所以在重新设计的时候要特别注意避开发动机的固有频率。因此, 有理由相信, 以往波形片断裂现象与振型有关。除了发动机运转的固有频率以外, 还可能有专用车作业装置运转的固有频率引起共振。

表 5-6 波形片 7 ~ 12 阶的频率 (单位: Hz)

阶数	7	8	9	10	11	12
频率	46.47	47.442	79.632	107.25	114.41	116.90

5.10.2 离合器盘毂的拓扑优化

在对零件进行拓扑优化设计之前, 首先必须要确定拓扑优化的初始模型。所谓拓扑优化模型的建立, 最终要的就是确定零件的优化区域。优化设计区域就是优化前的初始结构。优化设计区域应该既符合受力、支承等特点, 又便于优化计算。当

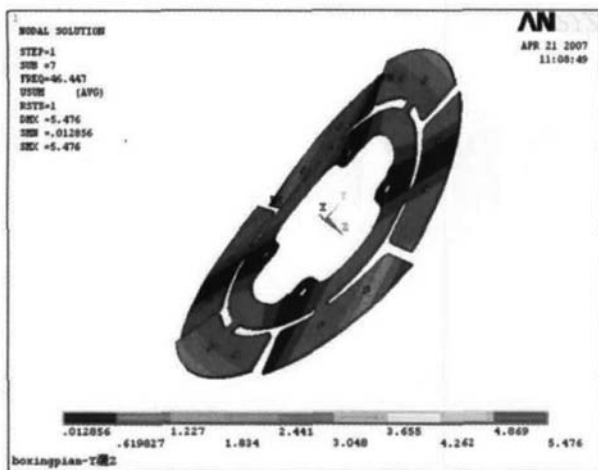


图 5-67 对应波形片的第 7 阶模态变形图

确定从动盘盘载的设计区域时，要按照整个盘毂的总体尺寸，并根据整个从动盘的尺寸要求确定大致的外形尺寸。为了保证盘毂在结构上和夹持盘的连接，因此，这里拓扑优化的过程中保证了在窗口尺寸大小的不变。同时根据盘毂的几何条件要求以及其受力特点分析，结合该从动盘的总体布置要求构筑盘毂的拓扑优化空间，如图 5-68 所示。

盘毂拓扑优化后的结构形状如图 5-69 所示，优化后再进行加载分析，结果如图 5-70 所示。从图 5-70 中可以看到，优化后盘毂的最大等效应力位置还是发生在窗口原先的位置，应力的的大小由原来的 241.074MPa 减小为 220.7MPa，改变幅度为 9.13%；均匀化了结构应力的同时也减轻了结构的重量。

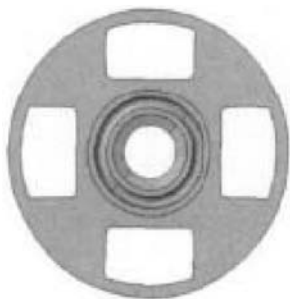


图 5-68 盘毂优化用模型图



图 5-69 盘毂拓扑优化后的结构形状

5.10.3 波形片疲劳强度仿真分析

采用 $S-N$ 曲线全寿命方法对波形片进行疲劳寿命分析。可以采用

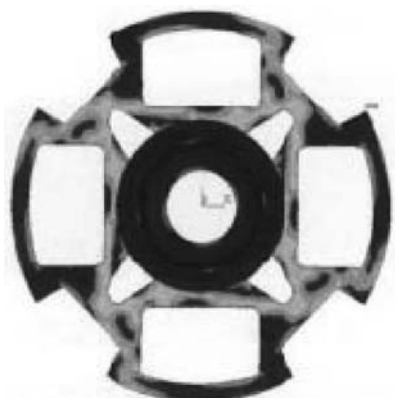


图 5-70 优化后盘毂静态最大等效应力图

MSC. Fatigue 软件仿真计算，由于 Fatigue 中全寿命法不考虑局部塑性，所以其分析程序相对于其他分析方法要简单些，可以概括如下：

- ① 通过线性静态有限元分析，从载荷时间历程中导出局部应力时间历程。
- ② 通过雨流法从局部应力时间历程中导出疲劳循环。
- ③ 通过参考所选择的损伤曲线获得每次循环所造成的损伤分布。
- ④ 用 Miner 准则线性累加每个循环造成的损伤。

(1) 材料特性 离合器波形片采用的材料为 65Mn 钢，其材料属性见表 5-7。

表 5-7 65Mn 材料属性

参数	密度	弹性模量	泊松比	R_m	R_{eL}
65Mn	$7.82 \times 10^{-9} \text{ t/mm}^3$	$1.97 \times 10^5 \text{ MPa}$	0.282	1580MPa	1421MPa

(2) 有限元分析结果的输入 MSC. Fatigue 提供了友好的用户界面以及广泛的输入/输出接口，可以同其他的有限元分析软件如 ANSYS 以及 CAD 软件进行数据交换。在此主要是在进行完的静力分析的基础上进行疲劳分析的，其计算结果信息保存在 *.rst 文件中。

打开 MSC. Fatigue 疲劳分析软件，调入对波形片的静力分析结果文件 *.rst，并查看波形片静态 Von Mises 应力结果，如图 5-71 所示。

从图 5-71 中可以知道，最大的应力发生在 225 结点处，且最大应力大约为 318MPa。

(3) 疲劳分析设置

1) 解题参数。

- ① 分析方法：采用 Goodman 平均应力修正法。
- ② 应力组合：选择 Signed Von Mises 选项。
- ③ 确定存活率：取默认值 50%。

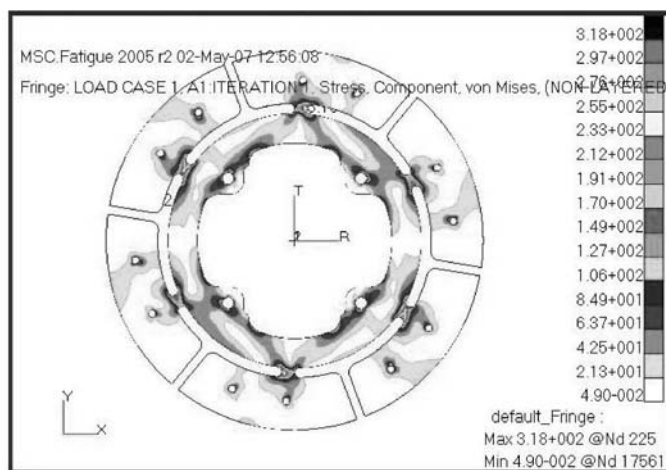


图 5-71 波形片静态 Von Mises 应力云图

2) 材料信息。在疲劳仿真软件的材料软件包中包括 DIN、SAE、ASTM 等在内的约 90 种标准材料疲劳数据、37 种材料形状和裂纹的应力强度数据以及载荷时间历程数据库。但是有些材料的数据也是很难一一对应的。对于这里所讨论的对象采用的 65Mn 是国产材料，材料库中没有其对应的材料，所以必须新建此材料的性能数据库。

由工程材料手册查得 65Mn 钢具有指定存活率的疲劳极限见表 5-8。

表 5-8 65Mn 钢具有指定存活率的疲劳极限

试样形状	指定存活率下的疲劳极限 σ_{-1} /MPa, 指定寿命 10^7				
	50%	90%	95%	99%	99.9%
圆柱形光滑试样	708	668	656	635	611

其疲劳性能参数见表 5-9。

根据 $S-N$ 曲线在双对数坐标下为直线关系，由 $S-N$ 曲线的标准形式，可以得到 65Mn 的 $S-N$ 曲线：

$$\lg \sigma = \lg 1700 - 0.0556 \lg N$$

即第一段寿命曲线的截距为 $\text{SRI}_1 = 1700 \text{ MPa}$ ，斜率为 $b_1 = -0.0556$ ，第二段为水平直线，即斜率 $b_2 = 0$ ，截距为疲劳极限 $\sigma_{-1} = 708 \text{ MPa}$ ，转折点寿命 $N_{c1} = 7.02 \times 10^6$ 。

表 5-9 65 Mn 钢具有指定存活率的疲劳寿命 N_p

疲劳寿命 ($\times 10^3$) 存活率(%)	应力/ MPa	σ_1	σ_2	σ_3	σ_4	a_p	b_p
		922	863	814	765		
N_{50}		44.24	145.78	418.25	1261.10	58.10	-18.03
N_{90}		41.49	76.75	132.18	235.47	32.19	-9.30
N_{95}		37.04	67.80	115.80	204.40	31.69	-9.15
N_{99}		32.25	60.85	106.70	193.57	32.97	-9.60
$N_{99.9}$		24.10	48.42	89.72	172.73	35.66	-10.55

利用 E 、 UTS 、 SRI_1 、 b_1 、 b_2 、 N_{c1} 等参数, 在 MSC. Fatigue 疲劳分析软件中生成 65Mn 的材料数据库, 得到的 65Mn 的 $S-N$ 曲线如图 5-72 所示。

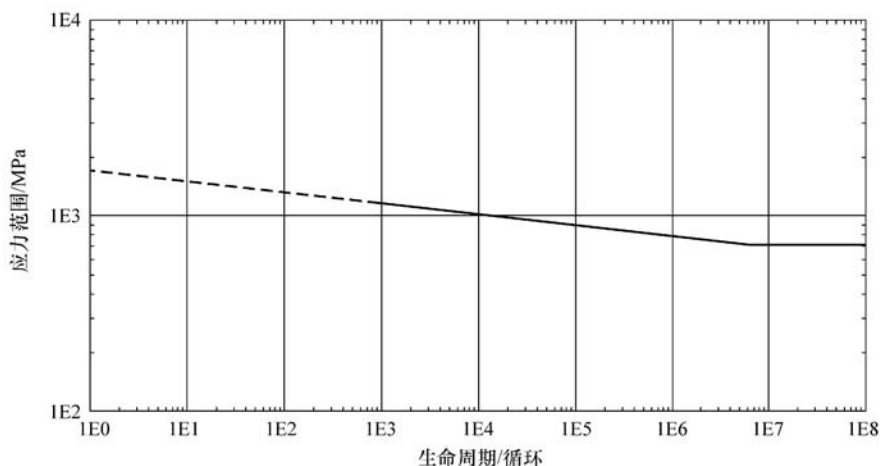


图 5-72 65Mn 钢 $S-N$ 曲线

(4) 载荷信息处理 从有限元和实际加载过程可分析得知, 波形片的一个循环载荷谱如图 5-73 所示。

(5) 疲劳寿命计算 处理好模型的各种问题, 设置好参数后, 进行疲劳分析计算, 得到波形片疲劳寿命结果云图, 如图 5-74 所示。

从计算的结果可以看出, 图中没有红色区域 (危险区域) 出现, 说明波形片在这个应力作用下的寿命为无限大, 因此在这个应力下的波形片是安全的。

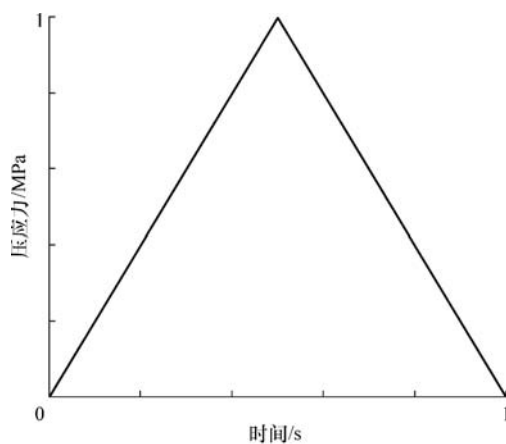


图 5-73 波形片的一个循环载荷谱

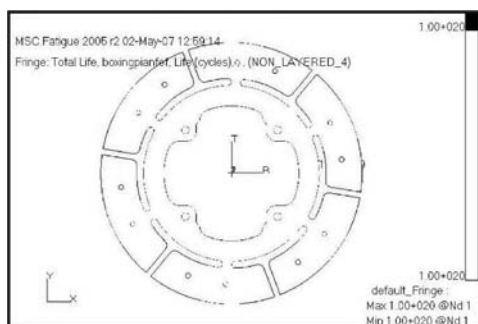


图 5-74 波形片疲劳寿命云图

第 6 章

汽车离合器制造及检验

6.1 盖总成及主要零件工艺

盖总成主要零件有盖、压盘、膜片弹簧、支承环、铆钉和传动片。其主要零件及总装生产工艺示例见表 6-1。

表 6-1 盖总成主要零件及总装生产工艺示例

零件	工序	设备	工装
盖	剪板	剪板机	
	冲孔落料	压力机/油压机	盖冲孔落料模
	拉伸	压力机/油压机	盖拉伸模
	切边	压力机/油压机	盖切边模
	整形	压力机/油压机	盖整形模
	冲孔	压力机/油压机	盖冲孔模
	(磷化)	磷化线	
	(铰孔)	钻床	钻模板
压盘	车 I	数控车床	车夹具 I
	车 II	数控车床	车夹具 II
	钻孔	数控钻床	钻夹具
	(镗孔)	立铣	铣夹具
	(平衡)	平衡机	平衡夹具
膜片弹簧	剪板	剪板机	
	冲孔落料	压力机/油压机	膜片冲孔落料模
	切槽	压力机/油压机	膜片切槽模
	(切口)	压力机/油压机	膜片切口模
	挤压圆角	精压机	膜片挤压圆角模

(续)

零件	工序	设备	工装
膜片弹簧	淬火	膜片淬火成形炉	膜片淬火成形模
	回火	网带炉	
	(高频淬火)	高频淬火机	
	(回火)	电阻炉	
	抛丸	抛丸机	
	强压	压力机(强压机)	膜片强压模
	检测	膜片性能检测机	膜片检测工装
盖总成	盖膜片总装	油压机	盖膜片总装模
	盖传动片总装	油压机	盖传动片铆接模
	总成总装	油压机	盖总成铆接模
	强压校分离指	分离指校正机	盖总成校正工装
	性能检测	该总成性能检测机	盖总成性能检测工装
	平衡	平衡机	盖总成平衡工装
	位置度检测		
	打标	激光打标机	
	包装		

6.2 膜片弹簧

膜片弹簧是膜片弹簧离合器关键弹性元件，其工艺过程示例如图 6-1 所示。

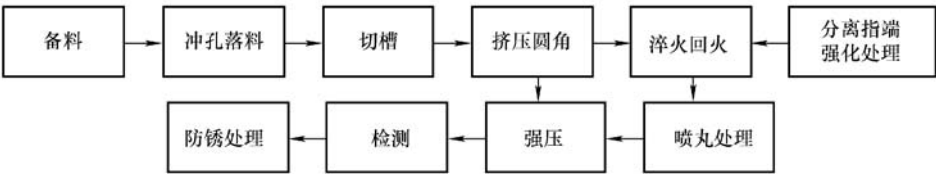


图 6-1 膜片弹簧工艺过程示例

6.2.1 材料

对于膜片弹簧材料性能的要求：经热处理后应具有高的强度极限、屈服极限、弹性极限和疲劳极限，同时要求具有较高的冲击韧性和塑性。为了能储存较大的变形成能，还应具有尽量高的屈强比。技术要求是碟簧部分硬度 45~50HRC，碟簧部分金相组织应为均匀的回火托氏体和少量索氏体，单面脱碳层的深度一般不超过其

厚度的 3%。

各国制造膜片弹簧的主要材料牌号见表 6-2，日本板厚在 3.5mm 以下也采用 S70M 和 SK5M，也有些国家采用 60Si2MnA，虽然 Si 在钢中，固溶于铁素体和奥氏体中，可提高钢的硬度和强度，同时 Si 还能提高钢的回火稳定性和抗氧化性。但是 Si 的含量高了，易产生石墨化现象和使材料表面有脱碳倾向，以及在钢中形成硅酸盐夹杂物，易产生淬火开裂和降低疲劳寿命，近年来逐步被 50CrVA 号铬钒弹簧钢所取代（欧盟现采用新标准号 51CrVA）。在 50CrVA 中，Cr 能提高钢的强度、硬度、淬透性和回火稳定性，并减小石墨化倾向和表面脱碳倾向；V 能使钢晶粒细化，提高冲击韧性、强度和屈强比，特别是提高弹性极限，而且还降低钢的过热敏感性和脱碳敏感性，提高钢的表面质量。

表 6-2 各国制造膜片弹簧的主要材料牌号

国别	美国	英国	德国	日本	法国	苏联	中国
材料	SAE 9260	250A61	60SiMn6	SUP 6 M		60C2A	60Si2MnA
牌号	SAE6150	735A50	50CrV4	SUP 10 M	50CrV4	50XΦA	50CrVA

6.2.2 冲压工艺

(1) 加工方案示例一（表 6-3）

表 6-3 冲压工艺加工方案示例

工序名称	工序简图
1) 冲孔落料	
2) 冲方孔及槽	

(续)

工序名称	工序简图
3) 压方孔角和外圆角	

(2) 加工方案示例二

1) 冲孔落料 (图 6-2)。

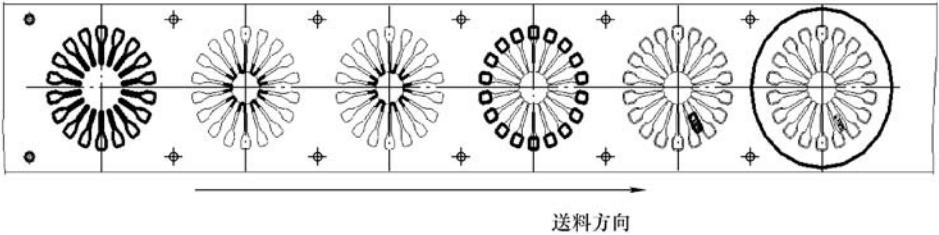


图 6-2 冲孔落料

2) 挤压圆角及预成形 (图 6-3)。

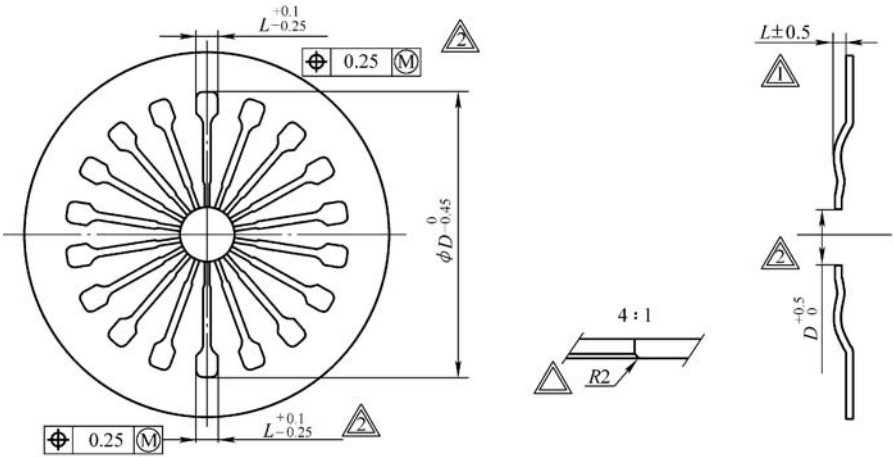


图 6-3 挤压圆角及预成形

6.2.3 冲压工艺装备

孔边 R 挤压强化工艺主要应用于工件上承受疲劳敏感区孔边 R 上，该工艺是通过压力设备对工件上孔边 R 施加一定的压力，使孔边 R 处产生塑性变形而形成

一定的残余压缩应力，减小应力集中和裂纹扩展速度，从而降低了孔边应力集中率，提高工件的疲劳寿命，延缓裂纹扩展的一种工艺方法。该挤压强化工艺在航空、航天领域得到有效应用。

挤压圆角 R 十分重要，试验验证了膜片弹簧Ⅱ点与Ⅳ点的挤压处理对提高膜片弹簧的疲劳寿命有重要作用。 R 角的大小及好坏直接影响碟形弹簧的疲劳寿命，目前大多数选择在精压机采用专用模具挤压实现对Ⅱ点的改善，如图 6-4 所示。

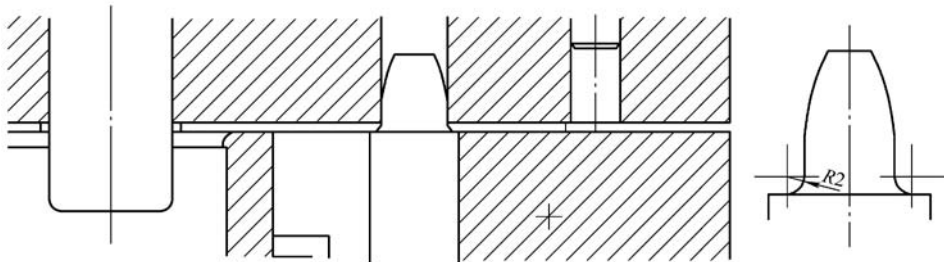


图 6-4 挤压圆角 R 示意图

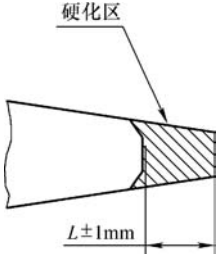
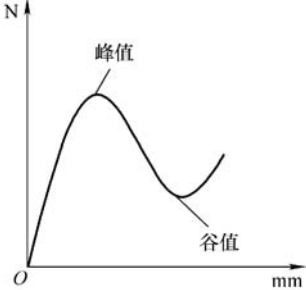
6.2.4 热处理工艺

(1) 加工方案示例一（表 6-4）

表 6-4 热处理工艺加工方案示例一

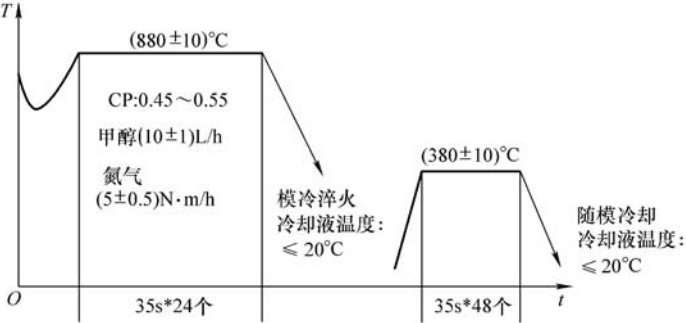
工序名称	工序简图
1) 淬火	
2) 回火	

(续)

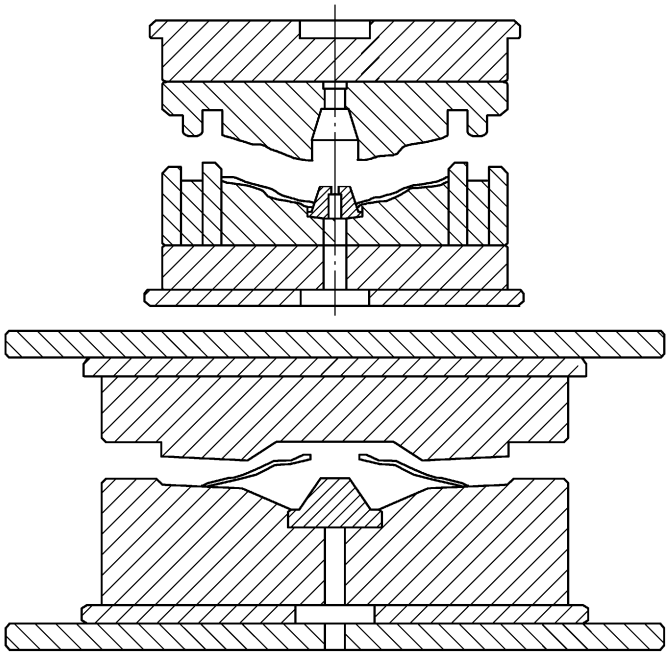
工序名称	工序简图
3) 高频	
4) 回火	
5) 抛丸	
6) 强压	
7) 检测	
8) 上防锈油	
9) 入库	

(2) 加工方案示例二（表 6-5）

表 6-5 热处理工艺加工方案示例二

工序名称	工序简图
1) 压淬	

(续)

工序名称	工序简图
2) 热稳定	
3) 喷丸	
4) 浸油防锈	
5) 载荷检测	

6.2.5 热处理工艺装备

(1) 淬火回火 目前膜片弹簧淬火设备通常采用图 6-5 双工位全自动膜片淬火成形机及清洗回火生产线、图 6-6 膜片淬火成形机、图 6-7 转底炉、图 6-8 感应加热膜片淬火成形机等方案。

回火早期采用井式炉，现大多采用网带炉，也有采用如图 6-9 所示回火定形机方案。

(2) 喷丸处理 喷丸处理是碟形弹簧加工中必不可少的强化工序，采用丸料 SAE 230，强化强度阿尔曼参数控制在 16~30，覆盖率为 100%，图 6-10 所示为靠高速旋转叶轮的离心力抛射弹丸设备。它能强化工件表面，提供疲劳寿命。从应力状态来看，强化层内形成较高的残余压应力。由于表面残余压应力的存在，当在弹簧承受载荷时，可以抵消一部分变载荷作用下产生的最大拉应力，从而提高了承载

能力和疲劳强度。从组织结构看，强化层内形成密度很高的位错，在以后的变应力、温度或二者同时作用下，位错逐渐排列规则，形成多边形，即强化层内逐渐形成更加微小的亚晶粒。这种冷作硬化的结果，同样也具有提高疲劳强度的作用。



图 6-5 双工位全自动膜片淬火成形机及清洗回火生产线（AICHELIN）



图 6-6 膜片淬火成形机（ECM）

关于单面喷丸与双面喷丸的作用，试验表明单面喷丸使弹簧的弹力衰减率较低，成本较低，但工件变形难保持稳定；双面喷丸可提高表面硬度和材料强度，消除或减轻表面缺陷，提高疲劳断裂寿命，工件变形易控制。要基于性能设计的侧重点来权衡选用。



图 6-7 转底炉 (AICHELIN)



图 6-8 感应加热膜片淬火成形机
(GH/汉阳高周波/EFD)



图 6-9 回火定形机 (PHVALEO)

(3) 强压处理 强压处理一般是沿其分离状态的工作方向，超过彻底分离点继续施加过量的位移，使其过分离 3~8 次，以产生一定的塑性变形，从而使其表面产生与使用状态反方向的残余应力而达到强化的目的。采用图 6-11 所示强压设备，位移可调。其作用是弹簧使用初期弹力衰减和提高其承载能力，强压处理可以提高膜片弹簧的疲劳寿命 5%~30%。



图 6-10 靠高速旋转叶轮的
离心力抛射弹丸设备 (SISSON)

试验证明了喷丸与强压强化作用对碟形弹簧的载荷变形特性的影响，弹簧经喷丸与强压强化处理后的残余应力与正常使用时的应力共同作用，导致弹簧在同样的变形量的情况下载荷发生变化。这就需要根据性能设计要求，权衡弹力衰减要求及性能特性曲线，同时考虑到实际使用工况（如分离行程的变化）对其影响，根据图 6-12 的载荷 - 变形曲线，合理选择。



图 6-11 强压设备

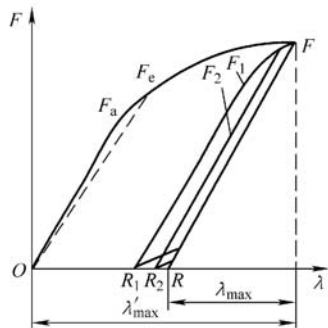


图 6-12 材料强化与弹性极限的关系

（4）面向性能设计的材料及工艺方案选择 选材不当不仅会导致零件的失效，还会增加汽车的生命周期成本，为零件选用最好的材料包含选用能够提供服役期间必要性能的材料和加工零件的方法。

而在面向性能设计时，更多是基于使用性能的要求考虑，因为弹性元件的特性、断裂和弹性衰减对产品材料及工艺选用带来不同要求，这样需要权衡，基于性能的材料与工艺集成设计，参照图 6-13 膜片弹簧性能与材料、强化工艺的关系图。

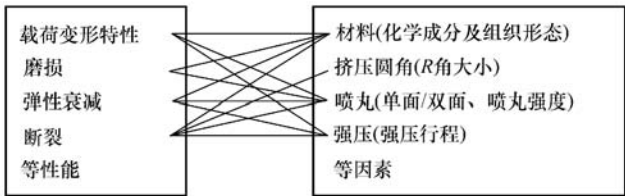


图 6-13 膜片弹簧性能与材料、强化工艺的关系图

6.3 压盘

6.3.1 材料

(1) 化学成分 表 6-6 参数仅供参考。

表 6-6 压盘材料的化学成分

$w(\text{C}) \approx 3.2\%$	下列含量中需保证:
$w(\text{化合碳}) \approx 0.75\%$	$w(\text{S}) \leq 0.10\%$
$w(\text{Si}) \approx 2.40\%$	$w(\text{P}) \leq 0.15\%$
$w(\text{Mn}) \approx 0.9\%$	$w(\text{Sn}) \leq 0.15\%$

(2) 显微组织 (强制性要求) 石墨应呈现相当短的片状, 并应均匀分布。石墨的分布方式最好为 A 型, 不过, 下述的分布方式也是允许的:

D 型和 E 型: 较薄部位, 在这些部位上甚至可以占到很大的百分比 (可达到 100%)。

1) 在压盘心部呈聚集分布状。

2) 在毛坯表面上, 其条件是在加工完摩擦表面之后, 留余量不应大于 20%。

B 型: 部位不限, 最大可达 30%。

C 型: 其条件是力学性能必须保证。

片状体长度不应超过石墨级别 4 级。若力学性能 (断裂韧度、抗剪强度、挠度) 未受影响, 则允许存在一些 3 级片状体甚至到极限 2 级。基体主要由非常细小的细片状珠光体组成, 珠光体的外观可能呈现出用常规显微放大倍数难以分辨的颗粒结构。

铁素体的允许范围 (在加工过的件上) 如下:

1) 摩擦面 $\leq 5\%$ 。

2) 心部, D、E 石墨区中, 含量大于 5%, 但是抗拉强度必须足够大。

3) 在支承爪、铆接耳座和销钉中, 只要在硬度公差范围内, 可达到 50%。

4) 在配重块中可达 100%。

渗碳体允许存在共晶形态, 其数量应尽量少, 尤其在表面上的数量则越少越好。摩擦面以外部位上存在的渗碳体数量认为具有危险性时, 必须要进行一次加工试验。在加工部位上存在的任何渗碳体聚集现象都将导致铸件拒收。

三元磷共晶: 应均匀分布, 允许存在三元磷共晶的条件是磷含量不大于 0.15%。

杂质含量: 钛的碳氮化合物均不允许存在。

缩孔和微孔不允许存在。

(3) 硬度 布氏硬度在毛坯摩擦面一侧上进行测量, 测量前并应将此面磨光, 硬度值应在 200 ~ 250HBW 范围内。当硬度在 170 ~ 200HBW 范围内时, 只有拉伸试验和摩擦面金相检验都符合标准才可例外地予以接受。

(4) 抗拉强度 抗拉强度应 $\geq 190\text{N}/\text{m}^2$ 和 $< 350\text{N}/\text{m}^2$ 。

6.3.2 铸造工艺装备

压盘铸造有采用金属模铸造和高压自动造型压力铸造。图 6-14 ~ 图 6-18 所示为铸造生产和检测设备。



图 6-14 造型线



图 6-15 落砂滚筒



图 6-16 浇铸机



图 6-17 光谱仪



图 6-18 拉伸试验机

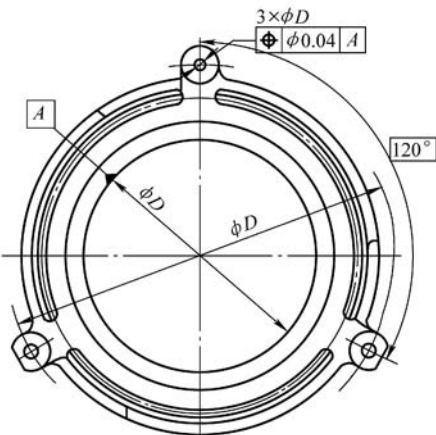
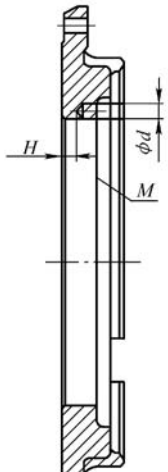
6.3.3 机械加工工艺

(1) 加工方案示例一 (表 6-7)

表 6-7 机械加工工艺加工方案示例一

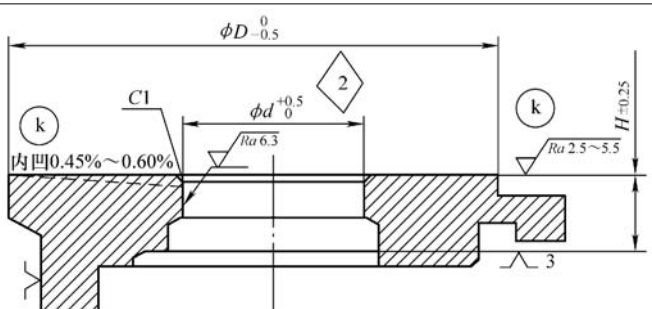
工序名称	工序简图
1) 车齿形面	
2) 车凸耳面	

(续)

工序名称	工序简图
3) 凸耳钻孔	
4) 校平衡去重	

(2) 加工方案示例二（表 6-8）

表 6-8 机械加工工艺加工方案示例二

工序名称	工序简图
1) 加工内孔和粗、精车大平面	

(续)

工序名称	工序简图
2) 车支承面、三耳凸台面、外圆	
3) 钻传动片孔	
4) 平衡去重	

6.3.4 机械加工工艺装备

机械加工可用专用设备，卧式、立式车床均可，现工厂较多采用数控车床，包括双工位数控车床。不平衡校核在平衡机上进行，一般用钻孔去重的方式来满足图样要求，也可采用铣削方式。

6.4 盖

6.4.1 材料

根据不同结构，对盖材料有不同要求，现厂家较多采用 SPHC，也有采用

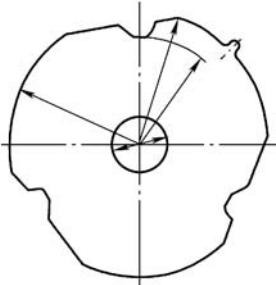
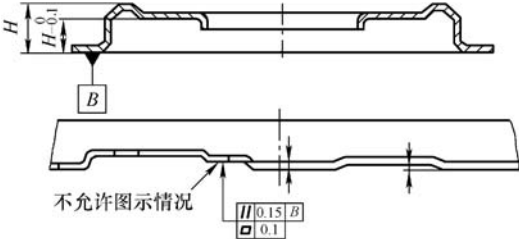
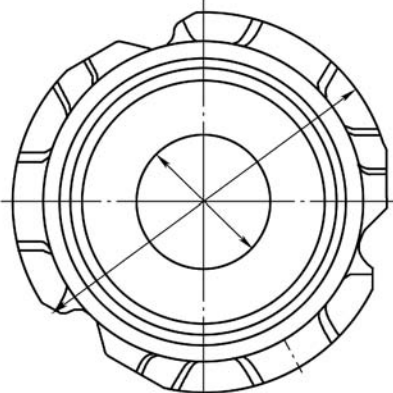
SPHD、DC04（欧盟标准号）和 ST13、ST14（德国标准），针对 CP 结构，对材料延伸率有要求。

6.4.2 冲压工艺

目前工艺采用较多的是冲孔落料－拉伸－切边－整形－冲孔，也有合并工序，仅三道工序完成，冲孔落料－拉伸整形－冲孔。

（1）加工方案示例一（表 6-9）

表 6-9 冲压工艺加工方案示例一

工序名称	工序简图
1) 冲孔落料	
2) 拉伸成形	
3) 冲孔切边	

(续)

工序名称	工序简图
4) 整形打字	
5) 冲孔	

(2) 加工方案示例二 (表 6-10)

表 6-10 冲压工艺加工方案示例二

工序名称	工序简图
1) 冲孔落料	
2) 拉伸整形	

(续)

工序名称	工序简图
3) 冲孔	

6.5 盖总成装配

离合器盖总成装配工艺流程参考示意图如图 6-19 所示。

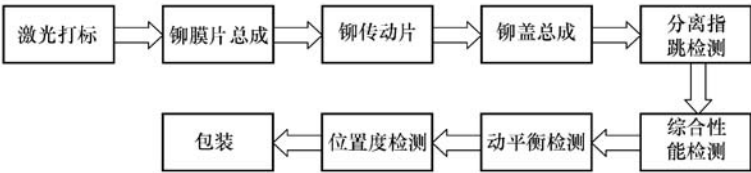


图 6-19 离合器盖总成装配工艺流程参考示意图

6.5.1 装配工艺

目前大部分企业将激光打标（或喷码）放在后面工序，为了可追溯性及信息化要求，现有企业将其放在前面，也有部分企业将铆传动片与铆盖总成合并为一道工序，DST 结构铆膜片总成也有采用两道工序。

针对 DST 型离合器盖总成，很多企业采用如图 6-20 所示的两次铆接工艺，多增加一道工序和一台设备，影响了生产效率。也有一些小企业采用模具弧形挤压变形一次完成铆接，由于变形不规范，造成支承环椭圆，产品质量得不到保证。

针对 CP 型产品结构，如图 6-21 所示，盖、膜片及支承环分总成由离合器盖、膜片弹簧和支承环通过盖舌片翻卷边实现铆接。其中支承环为弹性支承环，要求控制变形尺寸 L 。为保证盖总成翻卷边铆接在规定位置翻卷，应在盖舌片上设计并挤压出 V 形槽。

(1) 装配方案示例一（DKS 结构，表 6-11）

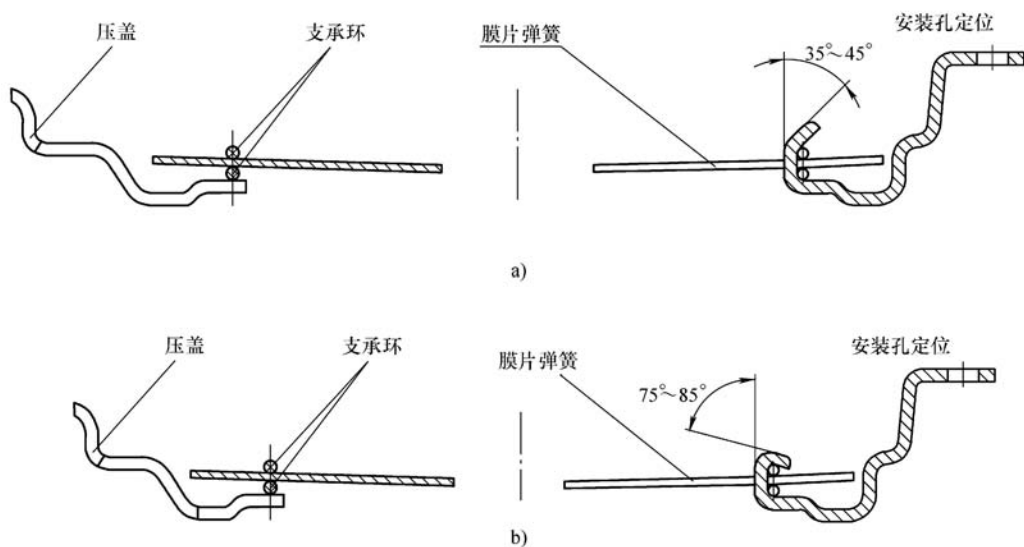


图 6-20 DST 结构汽车离合器常规翻卷边铆接工艺

a) 翻卷边第一道工序折弯 b) 翻卷边第二道工序压平

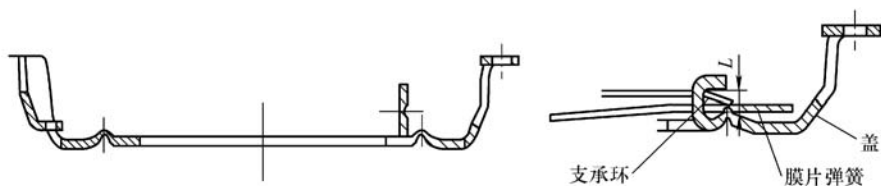
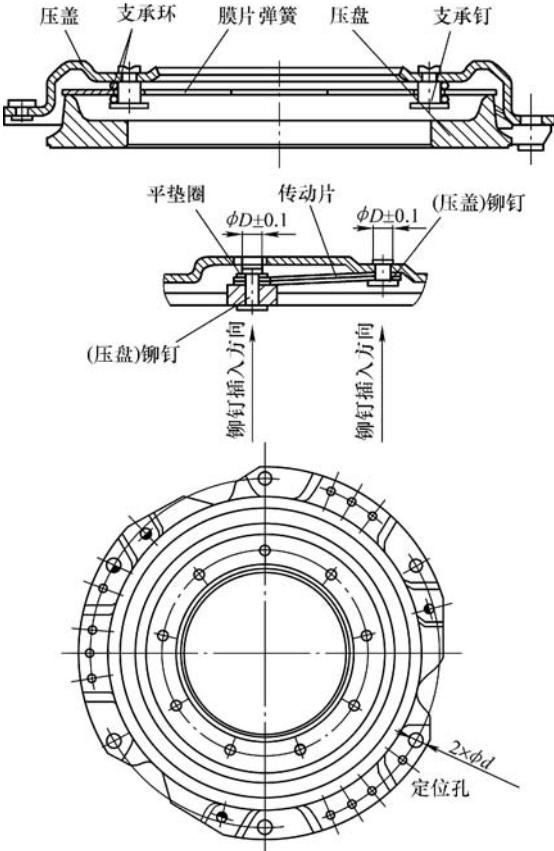
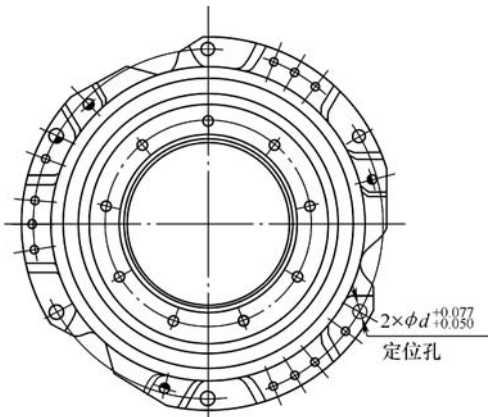


图 6-21 CP 型汽车离合器盖总成翻卷边铆接技术要求示意图

表 6-11 装配工艺装配方案示例一

工序名称	工序简图
1) 装铆膜片弹簧	

(续)

工序名称	工序简图
2) 铆总成	
3) 校正盖总成不平衡量，铆平衡块	

(续)

工序名称	工序简图
4) 检测、校正盖 总成分离指轴向圆 跳动和安装高度	
5) 特性检测	
6) 打标识	

(2) 装配方案示例二 (DST 结构, 表 6-12)

表 6-12 装配工艺装配方案示例二

工序名称	工序简图
1) 铆膜片 弹簧 I	
2) 铆膜片 弹簧 II	
后面工序内容同装配方案示例一后续工序	

(3) 装配方案示例三（CP 结构，表 6-13）

表 6-13 装配工艺装配方案示例三

工序名称	工序简图
1) 涂脂翻卷边	
2) 铆盖 - 传动片	
3) 总成 铆接	
4) 校分 离指	
5) 性能 检测	
6) 平衡	
7) 打标	

6.5.2 装配工艺装备

(1) CP 型汽车离合器盖总成翻卷边铆接模具 可采用图 6-22 所示 CP 型汽车离合器盖总成翻卷边铆接模具结构图所示方案。

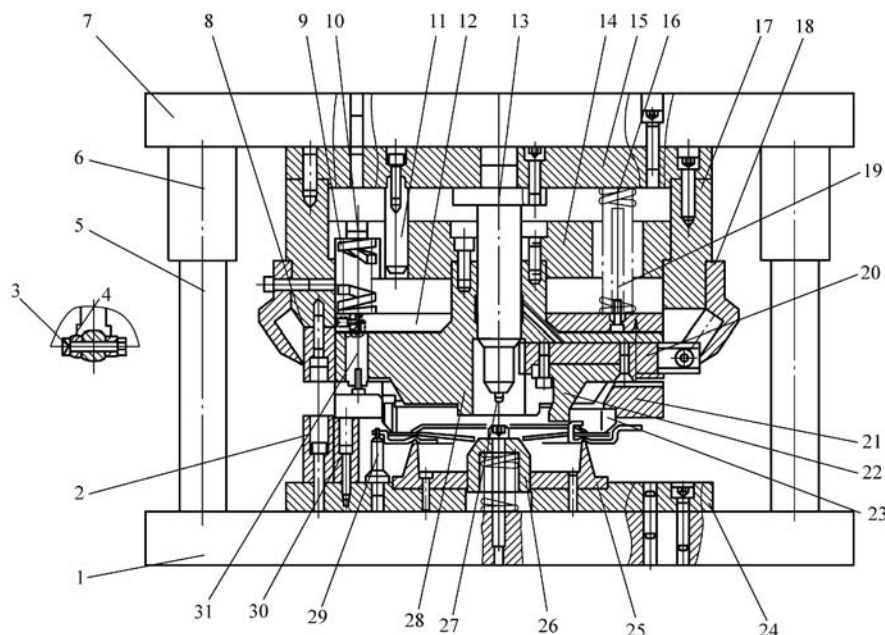


图 6-22 CP 型汽车离合器盖总成翻卷边铆接模具结构图

- 1—下模板 2—压平限位柱 3—螺纹锁销 4—导轮 5—导柱 6—导套 7—上模板
8—上限位块 9—矩形弹簧 1 10—缓冲轴 11—校正轴 12—中间垫板 13—心轴
14—中间导向板 15—上固定板 16—矩形弹簧 2 17—壳体 18—导向环 19—弹簧导柱
20—弯爪轴 21—限位板 22—弯爪块 23—压紧环 24—下固定板 25—定位环
26—定位芯 27—直通式油杯 28—固定芯座 29—盖定位销 30—弯爪限位块 31—小导柱

其工作过程如下：以定位环和盖定位销对离合器盖实施定位，依次放入膜片弹簧和弹性支承环，定位芯和盖舌片对膜片弹簧进行定位，起动设备。

上模板下移，通过矩形弹簧 2 压缩变形产生压力施加影响中间垫板上，小导柱再传递至压紧环上，从而缓慢压平膜片弹簧。在下移过程中，当矩形弹簧 2 作用力较小时，已预压缩的矩形弹簧 1 就发挥其助力作用。同时膜片弹簧变形带来的压力反作用于压紧环，通过小导柱、矩形弹簧 1 顶住中间导向板，中间导向板通过螺钉与固定芯座连接。当矩形弹簧 2 压缩时，壳体、导向环与中间导向板发生相对运动，通过与所翻卷盖舌片数量相同的个数弯爪轴沿导向环斜槽运动，将竖直方向运动转为径向运动，通过弯爪轴带动弯爪块实现盖舌片翻卷，直至心轴中间阶梯轴完全进入中间导向板中间沉孔。此时压力矩形弹簧 2 将膜片弹簧压平。最后通过心轴

压紧中间导向板和固定芯座,从而实现固定芯座和导向环同步运动,再下移,压平盖舌片,保证弹簧支承环在规定尺寸 L 的公差范围内,下移量通过上限位块与压平限位柱的限位来保证。

(2) 钻孔去重或铆压平衡块与平衡机集成方案 平衡工序有些企业是在平衡机上平衡后,将工件取出在压机上铆压平衡块或在立钻上去重,现有企业采用图6-23所示将钻孔去重或铆压平衡块与平衡机集成的方案,也有采用焊平衡块的方案。



图6-23 钻孔去重或铆压平衡块与平衡机集成方案

(3) 盖总成综合性能检测机 综合性能检测要求测试离合器分离指接合高度、负荷特性和分离特性,常采用图6-24所示设备。



图6-24 盖总成综合性能检测机

6.6 从动盘总成及主要零件工艺

从动盘总成的主要零件有从动盘、夹持盘、盘毂盘、摩擦片、波形片和减振弹簧。从动盘总成主要零件及总装生产工艺示例见表 6-14。

表 6-14 从动盘总成主要零件及总装生产工艺示例

零件	工序	设备	工装
从动盘/夹持盘	冲孔落料	压力机/油压机	冲孔落料模
	拉伸	压力机/油压机	拉伸模
	冲窗口、冲孔	压力机/油压机	冲窗口、冲孔模
	翻边整形	压力机/油压机	翻边整形模
	碳氮共渗	气氛保护多用炉	
	烤蓝/磷化	网带炉/磷化线	
盘毂盘	冲孔落料	压力机/油压机	盘毂盘冲孔落料模
	冲窗口	压力机/油压机	盘毂盘冲窗口模
	整平	压力机/油压机	盘毂盘整平模
	碳氮共渗	气氛保护多用炉	
	压	单柱压床	盘毂盘压模
	嵌	单柱压床	盘毂盘嵌模
	烤蓝/磷化	网带炉/磷化线	
	拉花键	拉床	拉夹具
整体波形片	冲孔落料	压力机/油压机	冲孔落料模
	(冲窗口)	压力机/油压机	冲窗口模
	切 T 形槽	压力机/油压机	切 T 形槽模
	(冲孔)	压力机/油压机	冲孔模
	淬火	淬火炉	
	回火成形	波形片回火成形机	回火成形模
	轴向压缩特性检测	轴向压缩特性检测机	
	防锈处理		
从动盘总成	(波形片铆接)	油压机	波形片铆接模
	钢片铆接	三工位铆接机	钢片铆接模
	摩擦片铆接	单铆机	摩擦片铆接模
	自由行程检测	自由行程检测机	心轴
	扭转特性检测	扭转特性检测机	心轴
	(平衡)	平衡机	心轴
	花键检测		通止规
	打标	激光打标机	
	包装		

6.7 波形片

6.7.1 材料

波形片有分体与整体波形片两种方案，采用 65Mn 材料。
分体波形片工序相对简单，采用高强度钢带，冲孔落料－成形两道工序，关键是控制好成形工序的回弹，因材料硬度与厚度的不一致，会带来回弹的不一致。
整体波形片采用退火弹簧钢，经冲压、淬火后采取回火成形。

6.7.2 冲压工艺

(1) 分体波形片加工方案示例（表 6-15）

表 6-15 冲压工艺分体波形片加工方案示例

工序名称	工序简图
1) 冲孔落料	
2) 打弯成形	

(2) 整体波形片加工方案示例一（表 6-16）

表 6-16 冲压工艺整体波形片加工方案示例一

工序名称	工序简图
1) 冲孔冲槽	

(续)

工序名称	工序简图
2) 冲孔落料	
3) 打弯成形	

(3) 整体波形片加工方案示例二 (图 2-25)

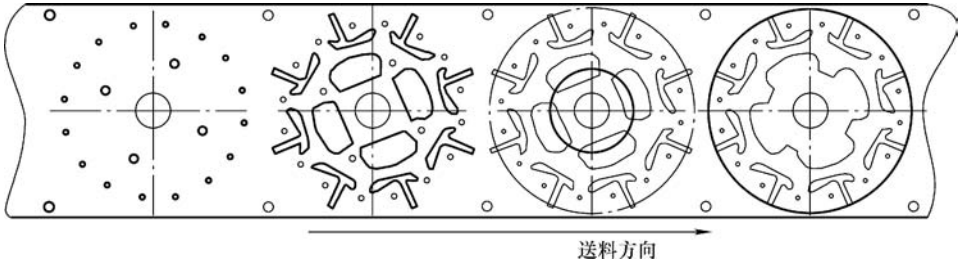


图 2-25 整体波形片加工方案示例二

6.7.3 热处理工艺

(1) 整体波形片方案示例一 (采用高强度钢带, 见表 6-17)

表 6-17 热处理工艺整体波形片方案示例一

工序名称	工序简图
1) 回火	

(续)

工序名称	工序简图
2) 检测轴向压缩特性	
3) 滚油防锈	

(2) 整体波形片方案示例二（采用退火钢，表 6-18）

表 6-18 热处理工艺整体波形片方案示例二

工序名称	工序简图
1) 淬火	
2) 回火成形	
3) 检测轴向压缩特性	

6.7.4 热处理装备

整体波形片回火采用专用设备，如图 6-26 所示。



图 6-26 整体波形片回火成形机

6.8 盘毂

6.8.1 材料

不带预减振结构的从动盘总成盘毂有整体和分体压嵌结构，整体盘毂有锻造件和精铸件，一般采用 45 钢，分体压嵌结构由盘和盘芯组成，盘一般采用低碳钢，碳氮共渗处理，盘芯采用中碳钢。

带预减振结构的从动盘总成有盘芯和盘等零件，其中盘采用低碳钢，碳氮共渗处理，盘芯采用中碳钢或粉末冶金。

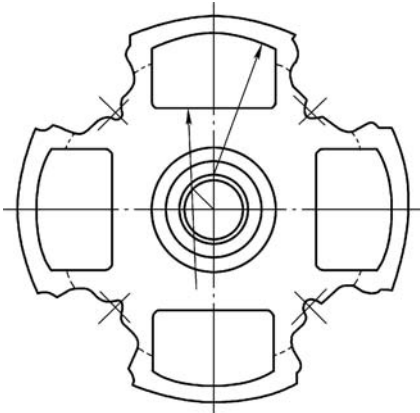
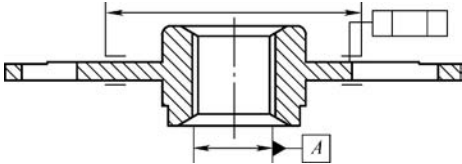
6.8.2 冲压工艺

(1) 整体盘毂加工方案示例（表 6-19）

表 6-19 冲压工艺整体盘毂加工方案示例

工序名称	工序简图
1) 冲方孔及缺口	

(续)

工序名称	工序简图
2) 精冲方孔及缺口	
3) 整平	

(2) 盘加工方案示例 (图 6-27)

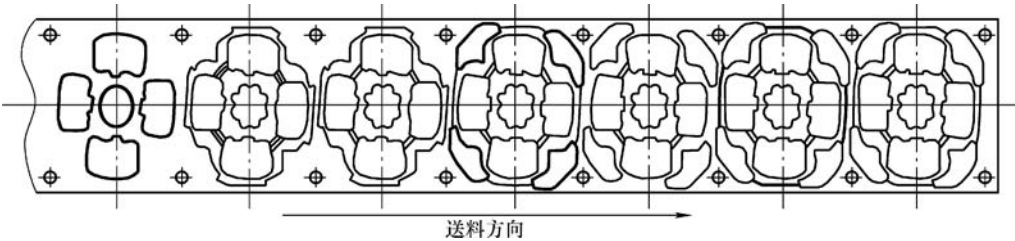
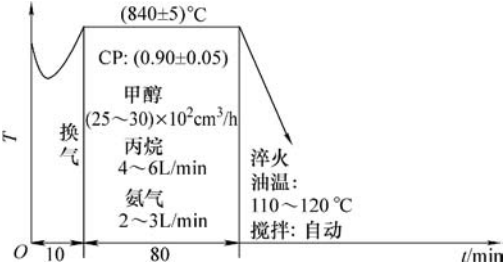


图 6-27 盘加工方案示例

6.8.3 盘热处理工艺

盘热处理工艺加工方案示例见表 6-20。

表 6-20 盘热处理工艺加工方案示例

工序名称	工序简图
1) 清洗	
2) 碳氮共渗	

(续)

工序名称	工序简图
3) 回火	

6.8.4 整体盘毂热处理工艺示例

整体盘毂热处理工艺示例见表 6-21。

表 6-21 整体盘毂热处理工艺示例

工序名称	工序简图
调质	

6.8.5 盘毂压嵌

压嵌工艺是为了解决汽车离合器上盘制造难题而发明的一种新型制造工艺技术。盘毂由法兰盘和盘芯两部分组成。顾名思义,该工艺将法兰盘压嵌入盘芯,然后再翻制止推边压紧。它具有结构强度可靠、工艺简单、用料节省等优点,在汽车

离合器制造业上日益得到广泛应用。

盘芯外径制成台阶形（见图 6-28）。定位凸缘对组合压嵌时的法兰盘起轴向定位作用，嵌合轴颈是压嵌配合部位，翻边轴颈为翻止推边之用，导向轴颈是供压套定位导向之用。法兰盘内孔采用冲压而成的花键齿，内圈也可采用部分齿，将法兰盘压嵌入盘芯。

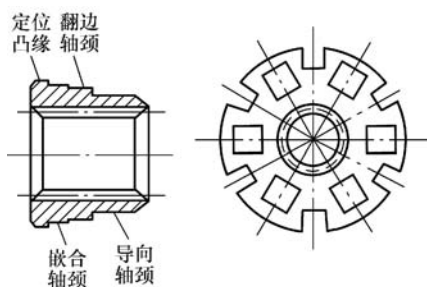


图 6-28 盘芯与盘毂盘示意图

图 4-44c 所示为压嵌组合装配工艺图，先将盘芯与法兰盘依次放在底座上，再将圆筒形压套套上，即可用压力机的压头进行压嵌，在法兰盘内齿的挤压及切削作用下将法兰盘压嵌一直到顶住盘芯的凸缘，并与嵌合轴颈形成一对特殊的无隙的楔紧花键连接。再换用翻边压套套在导向轴颈上，即可将翻边轴颈压成止推边，使法兰盘与盘芯轴向压紧。

6.8.6 碳氮共渗多用炉

碳氮共渗多采用图 6-29 所示气氛保护多用炉生产线，生产线由淬火炉、回火炉、清洗机、上下料机构和控制室组成。

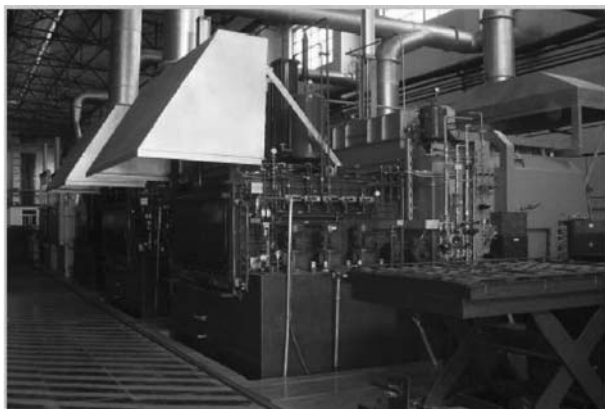


图 6-29 气氛保护多用炉（IPSEN）

6.9 夹持盘和从动盘

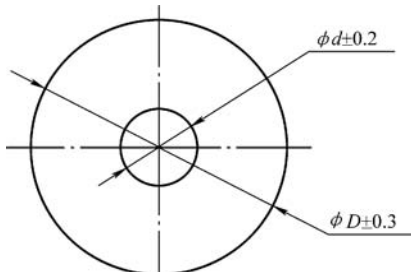
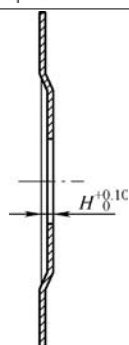
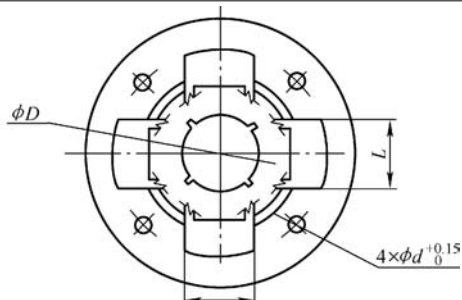
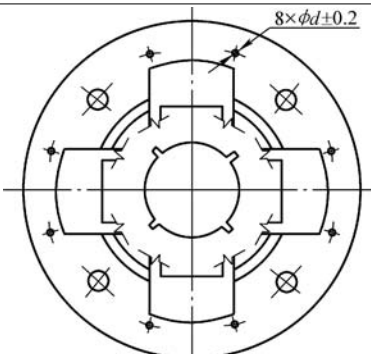
6.9.1 材料

夹持盘和从动盘采用低碳钢，如有拉深要求，采用延伸率的低碳钢材料。

6.9.2 冲压工艺示例

冲压工艺示例见表 6-22。

表 6-22 冲压工艺示例

工序名称	工序简图
1) 冲孔落料	
2) 压形	
3) 冲窗口及孔	
4) 冲小孔	

(续)

工序名称	工序简图
5) 翻边整形	(用 $\phi 17 \pm 0.05$ 的量棒测量)

6.9.3 热处理工艺

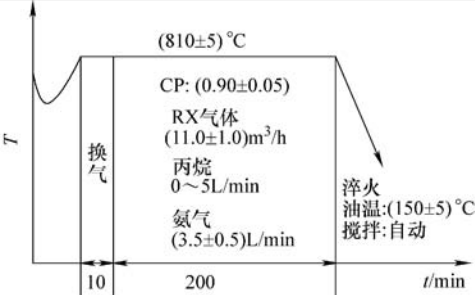
(1) 加工方案示例一（表 6-23）

表 6-23 热处理工艺加工方案示例一

工序名称	工序简图
1) 碳氮共渗	淬火回火
2) 加压校平	加压校平

(2) 加工方案示例二（表 6-24）

表 6-24 热处理工艺加工方案示例二

工序名称	工序简图
1) 前清洗	
2) 碳氮共渗	
3) 清洗	

6.10 从动盘总成装配

6.10.1 装配工艺

离合器从动盘总成装配工艺流程参考示意图如图 6-30 所示。

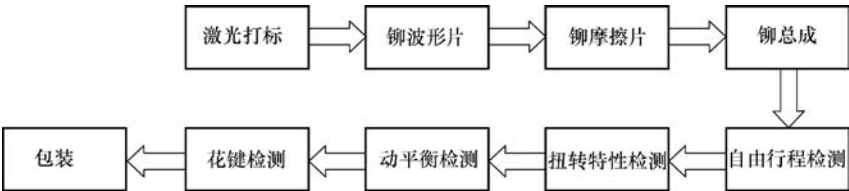


图 6-30 离合器从动盘总成装配工艺流程参考示意图

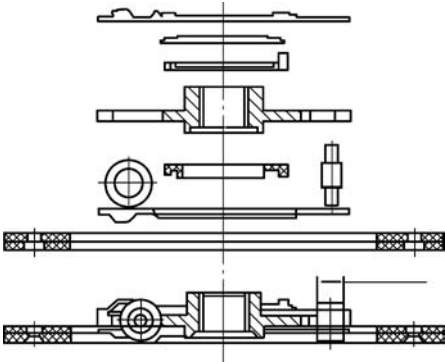
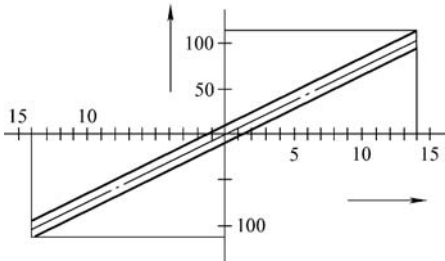
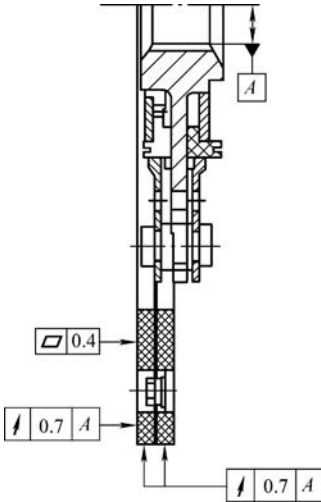
图 6-30 所示为常见装配方案，也有些企业先铆钢片总成，再铆摩擦片。激光打标（或喷码）为了可追溯性及信息化管理的要求，将其放在前面，目前较多企业都放在后面工序。

(1) 装配方案示例一（表 6-25）

表 6-25 装配方案示例一

工序名称	工序简图
1) 刻印产品标识	
2) 铆摩擦片	

(续)

工序名称	工序简图
3) 铆总成	
4) 检测扭转特性	
5) 校轴向圆跳动、径向圆跳动、平面度	
6) 包装	

(2) 装配方案示例二 (表 6-26)

表 6-26 装配方案示例二

工序名称	工序简图
1) 铆波形片	
2) 铆波形片钢片 总成铆接	
3) 铆摩擦片	
4) 平衡	
5) 拖曳力矩-轴 向压缩特性检测	
6) 扭转特性检测	
7) 打标	
8) 包装	

6.10.2 装配工艺装备

(1) 轴向压缩及拖曳检测机 采用图 6-31 所示轴向压缩及拖曳检测机, 检测从动盘总成轴向压缩特性和拖曳力矩/行程。



图 6-31 轴向压缩及拖曳检测机

(2) 扭转特性及疲劳试验机 采用图 6-32 所示扭转特性及疲劳试验机, 检测扭转特性。



图 6-32 扭转特性及疲劳试验机

6.11 汽车离合器再制造

再制造是把废旧产品恢复到与原产品具有同样技术性能和产品质量的生产工艺流程。

国外再制造产业非常成熟，已建立了相当完善的再制造技术标准体系，对推动再制造产业的发展起到了积极的作用。以美国为例，再制造是仅次于钢铁行业的“产业巨人”。20 世纪 90 年代中期，美国再制造企业已经达到 7.3 万家，年销售额达 530 亿美元，雇员 48 万人。汽车再制造零部件包括发动机、变速器、转向器、发电机、电动机、离合器、水泵、油泵、空调压缩机、刮水器电动机、制动总泵、制动分泵、起动机和轮胎等。汽车维修行业中，再制造汽车零部件占到汽车售后服务市场份额的 45%~55%，部分再制造零部件所占市场份额甚至接近 100%。例如，再制造起动机和发电机的市场份额已经超过 90%，再制造发动机和自动变速器的份额达到 70% 以上。

在欧洲和北美地区，汽车零部件再制造行业经过几十年的发展已经形成了比较完善的运作模式和成熟的市场环境，但各自的发展模式却不尽相同。

北美再制造行业以市场为主导。北美地区的汽车零部件再制造行业发展规模和速度要超过欧洲，这主要得益于美国政府对再制造宽松的管理政策和良好的市场环境。在美国，再制造企业有三种运作模式，第一种是独立的再制造公司（约 556 家）。这样的公司不依附于任何一家原制造厂，完全根据汽车维修市场的需求生产再制造产品，只需对所生产的再制造产品质量负责，如 Cardone、Jasper Engines and Transmissions 等。第二种是原制造商投资、控股或授权生产的再制造企业（包括汽车主机制造商 OEM 和原装正品零部件供应商 OES，约 20 家）。这类企业只生产自己的产品，再制造后的产品直接进入原制造企业的备件和服务体系中流通并使用自己的再制造品牌。例如，卡特彼勒公司使用 Caterpillar 再制造品牌，在全球有 14 家再制造工厂；底特律柴油机再制造公司在北美有 6 家再制造工厂，使用 Reliabilty 再制造品牌；博世使用 Exchange 再制造品牌等。第三种是数以万计的小型再制造工厂。它们以各种灵活的方式为客户提供完善的再制造服务。近几年来，这些小型再制造企业为适应越来越残酷的市场竞争，开始走连锁经营和集约化道路，例如美国 NAPA（纳帕）公司已经形成规模达 7000 家的包括再制造零部件业务的连锁集团。

欧洲再制造行业以汽车生产企业为主导。在欧洲，德国、英国和法国的再制造业发展最为成熟，其主要特点是再制造行业的发展基本上是在汽车制造企业和汽车零部件生产企业的控制下发展。其中，以德国大众公司和宝马公司、法国雪铁龙公司等汽车生产企业为代表。欧洲所有的再制造企业、原制造企业投资或控股设立及得到原制造企业授权生产的再制造产品，大部分在原制造企业的售后服务网络中流

通，很少流向社会维修市场。

我国再制造产业仍处于起步探索阶段，能够形成规模并具备再制造技术能力的企业只有五六家，主要集中在发动机再制造领域。再制造过程的五个步骤如图 6-33 所示。

再制造技术发展趋势如下：

一是开展面向再制造的产品设计技术研究。在设计阶段统筹考虑产品全生命周期内的再制造策略，通过开展可拆解性设计、强度冗余性设计、精度恢复性设计、再制造质量设计，使产品再制造满足批量性、合规性、互换性和改进性要求。

二是开展再制造生产管理技术研究。首先理论上，再制造是实现可持续制造的重要环节，是一个经济高效、低碳环保的可持续生产系统。但是，发动机等汽车零部件再制造的批量性、规范性、互换性和改进性要求受到再制造废料逆向物流的不确定性、再制造生产过程的不确定性、再制造产品市场需求的不确定性的制约，从而决定了零部件再制造企业的生产计划、控制和管理的复杂性，这就需要研究零部件再制造生产最优控制策略，追求更加柔性化的生产方式，以替代传统的大批量生产方式。其次，需要研究零部件再制造的产品质量控制策略和技术，以满足再制造产品的市场准入、合规生产与产品质量保证要求。

三是开展关键零部件再制造加工、测试技术与成套装备研究。开展具有自主知识产权，适用于我国发动机等零部件再制造的成套生产、检测、试验设备、工艺和标准研究，使零部件再制造核心技术装备实现国产化，加工精度达到国际先进水平，再制造产品性能达到新品的质量要求。

再制造工艺就是运用再制造技术条件对废旧产品进行加工，生成规定性能的再制造产品的过程。首先根据标准和经验对废旧产品进行分类，一类是完全不能用，废弃的，如橡胶件、塑料件；另一类是可再用，没有什么磨损的；再一类是丧失使用功能，但经过再制造可以恢复。再制造过程也分三类，一类是再制造部分零件，另一类是分解出可再用的零件，再一类是换新件。

通常情况下再制造工艺过程如图 6-34 所示，一般是指再制造工厂内部的再制造工艺，包括拆解、清洗、检测、加工、零件测试、装配、整机磨合试验和喷漆包装等步骤。

根据对离合器产品再制造过程的分析以及再制造实践，按照生产工艺过程，离合器再制造技术大体上可以分为以下几种类型：

1) 拆解技术。拆解技术是对废旧产品进行拆解的技术与方法。按拆解方法可

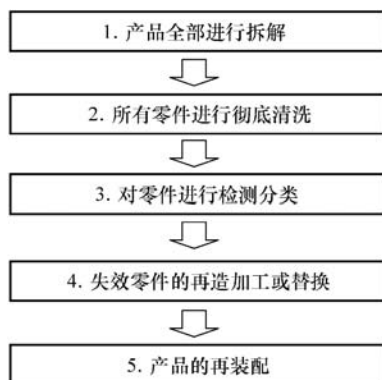


图 6-33 再制造过程的五个步骤

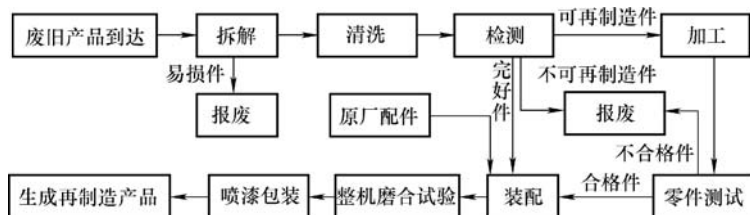


图 6-34 通常情况下再制造工艺过程

分为破坏性拆解、部分破坏性拆解和非破坏性拆解。一般离合器采用钻铆钉的方法进行破坏性拆解。

2) 清洗技术。清洗技术是采用机械、物理、化学和电化学等方法清除产品或零部件表面各种污物（灰尘、油污、水垢、积炭、旧漆层和腐蚀层等）的技术及方法。一般离合器采取清洗机清洗技术、喷砂清理技术或磷化处理技术。

3) 零件检测技术。零件检测鉴定是为了准确地掌握零件的技术状况，根据技术标准分出可直接利用件、可再制造修复件和报废件。零件的检测鉴定包括对零件几何尺寸和物理力学性能的鉴定以及对零件缺陷的无损检测。离合器零件检测采用原来的检测技术，对盘毂、压盘、分离杠杆和分离垫环等零件采用无损检测。

4) 零件再制造加工是一门综合研究零件的损坏失效形式、再制造加工方法及再制造后性能的技术。离合器再制造加工可采用喷涂、熔覆、堆焊和黏结等方法。

5) 再制造装配技术是在再制造装配过程中，为保证再制造装配质量和装配精度而采取的技术措施。离合器装配技术可以采用修配法，也可以通过控制修复零件采用完全互换法。

6) 离合器出厂检验严格按行业相关标准控制，达到离合器技术条件和客户要求。离合器防护措施可以考虑采用零件涂装技术或防锈油防护，包装采用相关包装规范，但需标明再制造件。

离合器的试验及可靠性技术

汽车干摩擦式离合器（以下简称汽车离合器）是一种满足特定功能需求的机械系统。特定功能，不仅指系统需要完成的任务，如设计的目标，还要考虑稳定性、效率和运动及动力学有关特性，主要考核参数为：力、位移、速度和效率等。

离合器的主要功能有：实现分离、接合的功能，产生并传递转矩的能力，具有安全保护功能。

离合器试验主要是检验离合器产品需要实现的功能、达到的性能、必要的可靠性，以及离合器产品自身作为具体形态的要求，如结构、力学特性等。试验检测活动以安全性原则为指导，离合器试验一般采取先进行零部件验证，然后进行总成验证，最后进行系统验证；同时还应遵循先台架试验、后道路试验的原则。

在产品开发周期过程的不同阶段，以上述的基本项目为依据，再增加相关的项目，并给定试验目的和评价指标，就形成各种形式的试验名目：如产品研究、研发试验，鉴定试验，质量试验，验收试验和认证试验等。

离合器主要试验内容有：功能、性能试验，环境试验，可靠性试验，有关动力学试验。其中，功能、性能试验主要是指离合器完成动作的功能及准确性（一般情况下，有关材料及尺寸等形态参数为质量试验的关注点）；环境试验一般是指自然环境试验、工作环境适应性试验；可靠性试验主要是强度、疲劳寿命、耐久性试验等；动力学试验主要是针对动力与舒适性的有关内容。

离合器系统试验在整车、整个离合器系统、子系统或其零件上进行，按试验目的可分为：整车匹配验证试验，性能试验，零件合格证明，质量保证，问题诊断等。

本章主要叙述离合器试验的基本内容。在最后，简单的介绍离合器可靠性技术及评价的有关内容。

7.1 离合器总成及零部件台架试验

离合器主要是由盖总成和从动盘总成构成的，离合器台架试验项目分为盖总成的试验、从动盘总成的试验以及离合器总成的试验。通过这些试验可以检测总成的技术指标、使用的可靠性及耐久性，为研制新产品、检验产品质量和分析产品缺陷

提供试验依据。国内及国外一些离合器公司都有自己的离合器产品使用的标准，现在的行业标准 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》及 QC/T 25—2014《汽车干摩擦式离合器总成技术条件》规定以下试验项目：

- 1) 盖总成分离指（杆）安装高度及分离指（杆）轴向圆跳动量试验。
- 2) 盖总成分离特性（新状态、磨损后状态）试验。
- 3) 盖总成负荷特性试验。
- 4) 盖总成不平衡量试验。
- 5) 从动盘总成轴向压缩特性、厚度偏差及平行度试验。
- 6) 从动盘总成扭转特性试验。
- 7) 从动盘总成拖曳分离特性试验。
- 8) 从动盘总成不平衡量试验。
- 9) 盖总成静态分离耐久性试验。
- 10) 盖总成动态分离耐久性试验。
- 11) 盖总成耐高速性能试验。
- 12) 从动盘总成轴向压缩耐久性试验。
- 13) 从动盘总成扭转耐久性试验。
- 14) 从动盘总成耐高速性能试验。
- 15) 离合器摩擦性能试验。
- 16) 防黏着试验。

当然，各厂家为了保证离合器总成及零部件性能，还有针对地开展了一些专项试验，如花键孔滑移试验、花键孔磨损试验、从动盘偏摆试验、离合器热冲击试验和平路频繁起步试验等，可以根据客户要求要求进行其他试验。

7.1.1 盖总成分离指（杆）安装高度及分离指（杆）轴向圆跳动量试验

盖总成分离指（杆）安装高度及分离指（杆）轴向圆跳动量试验设备如图7-1所示，该设备具有以下功能：

- 1) 能使载荷均匀作用于分离指（杆）端，并与压盘工作面垂直。
- 2) 试验设备应能使盖总成模拟从动盘总成具有夹紧名义厚度时的安装状态。

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.1.1 方法进行试验，在规定的条件下，盖总成的分离指（杆）安装高度偏差及轴向圆跳动量应不大于表 7-1 中的相应数值。

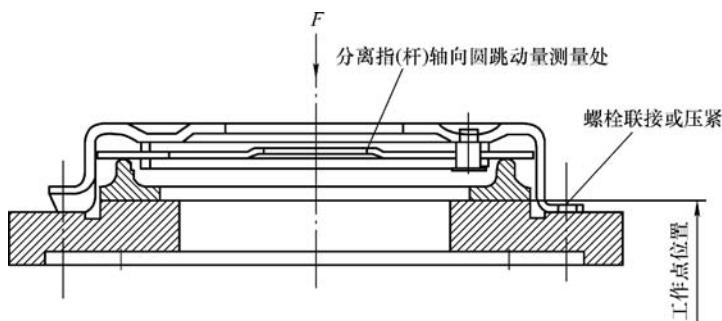


图 7-1 盖总成分离指（杆）安装高度及分离指（杆）轴向圆跳动量试验设备

表 7-1 盖总成的分离指（杆）安装高度偏差及轴向圆跳动量规定数值

(单位: mm)

离合器规格		< 200	≥200 < 240	≥240 < 300	≥300 < 380	≥380
安装高度偏差		±1.0	±1.4	±1.6	±1.8	±2.6
轴向圆跳动量	膜片弹簧离合器	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4
	螺旋弹簧离合器	—	0.4	0.5	0.6	0.8

7.1.2 盖总成分离特性试验

盖总成分离特性试验设备如图 7-1 所示, 该设备具有以下功能:

- 1) 能使载荷均匀作用于分离指（杆）端, 并与压盘工作面垂直。
 - 2) 试验设备应能使盖总成模拟从动盘总成具有夹紧名义厚度时的安装状态。
- 绘制分离特性曲线如图 7-2 所示。

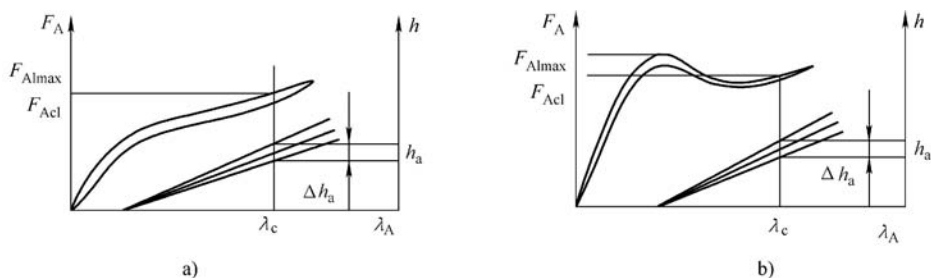


图 7-2 分离特性曲线

a) 螺旋弹簧离合器盖总成 b) 膜片弹簧离合器盖总成

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.1.2 方法进行试验, 盖总成分离特性试验中的压盘升程及分离力应符合制造商技术文件的规

定, 在规定条件下, 压盘的倾斜量应不大于表 7-2 中的相应数值。

表 7-2 压盘倾斜量规定数值 (单位: mm)

离合器规格	<200	≥200 <240	≥240 <300	≥300 <380	≥380
压盘倾斜量	0.25	0.27	0.30	0.35	0.40

7.1.3 盖总成负荷特性试验

盖总成负荷特性试验设备如图 7-3 所示, 该设备具有以下功能:

- 1) 使载荷均匀作用于压盘表面, 并与压盘工作表面垂直。
- 2) 试验夹具应能使盖总成模拟安装状态。

绘制负荷特性曲线如图 7-4 所示。

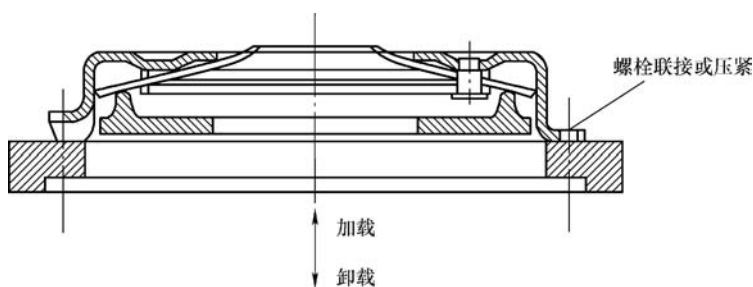


图 7-3 盖总成负荷特性试验设备

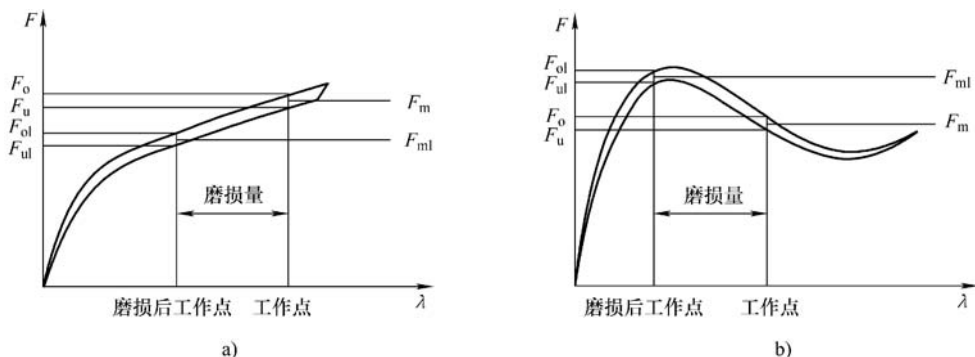


图 7-4 负荷特性曲线

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.1.3 方法进行试验, 盖总成负荷特性应符合制造商技术文件的规定。

7.1.4 盖总成不平衡量试验

盖总成不平衡量试验采用单面平衡机及盖总成专用平衡夹具。

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.1.4 方法进行试验,盖总成不平衡量试验最大允许不平衡量为 $50m_1(\text{g} \cdot \text{mm})$ 。 m_1 为盖总成的质量千克数。当 m_1 小于 3kg 时,最大允许不平衡量为 $150\text{g} \cdot \text{mm}$ 。

7.1.5 从动盘总成轴向压缩特性、厚度偏差及平行度试验

从动盘总成轴向压缩特性、厚度偏差及平行度试验设备如图 7-5 所示。加载装置通过球面使载荷垂直而均匀地作用于从动盘总成摩擦表面。绘制轴向压缩特性曲线如图 7-6 所示。

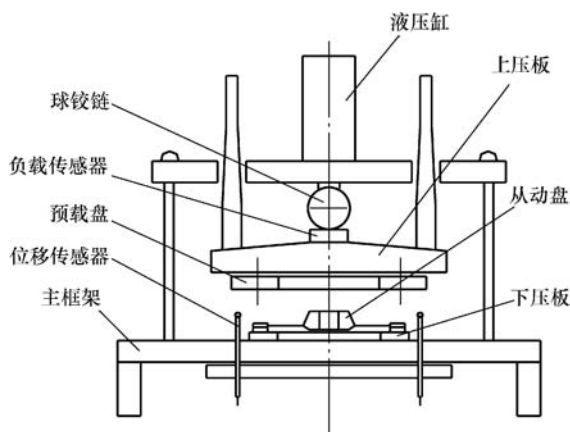


图 7-5 从动盘总成轴向压缩特性、厚度偏差及平行度试验设备

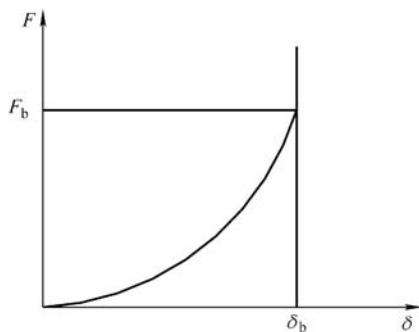


图 7-6 从动盘总成轴向压缩特性曲线

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.2.1 方法进行试验,在规定工作压紧力下,从动盘总成的厚度偏差及平行度应符合表 7-3 的规定。

表 7-3 从动盘总成的厚度偏差及平行度规定数值 (单位: mm)

离合器规格	≤ 300	> 300
厚度偏差	± 0.30	± 0.35
平行度	≤ 0.20	≤ 0.25

7.1.6 从动盘总成扭转特性试验

从动盘总成扭转特性试验设备如图 7-7 所示,绘出扭转特性曲线如图 7-8 所示。

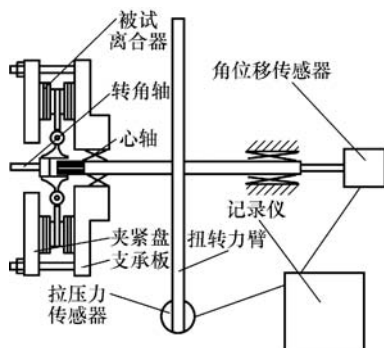


图 7-7 从动盘总成扭转特性试验设备

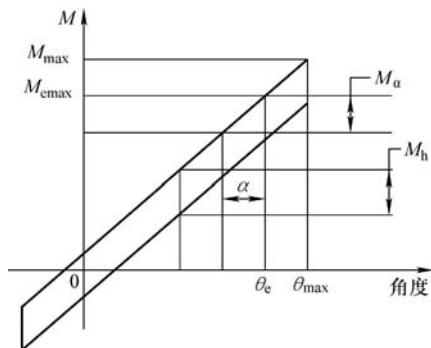


图 7-8 从动盘总成扭转特性曲线

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.2.2 方法进行试验，扭转特性应符合制造商技术文件的规定。

7.1.7 从动盘总成拖曳分离特性试验

从动盘总成拖曳分离特性试验设备为从动盘总成拖曳分离测试机。

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.2.3 方法进行试验，应满足以下规定：

(1) 分离拖曳转矩试验 分离拖曳转矩应不大于表 7-4 中的数值。

表 7-4 分离拖曳转矩规定数值

离合器规格/mm	<200	≥200 <240	≥240 <300	≥300 <380	≥380
分离拖曳转矩/N·m	0.4	0.5	0.6	0.8	1.2

(2) 分离拖曳行程试验 在规定拖曳转矩为表 7-4 中的数值条件下，分离拖曳行程应不大于制造商技术文件规定的压盘最小升程。

7.1.8 从动盘总成不平衡量试验

从动盘总成不平衡量试验设备为单面平衡机及从动盘总成平衡试验心轴。

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.2.4 方法进行试验，从动盘总成不平衡量试验最大允许不平衡量为 $120m_2$ ($\text{g} \cdot \text{mm}$)。 m_2 为从动盘总成的质量千克数。当 m_2 小于 1.5 时，最大允许不平衡量为 $180\text{g} \cdot \text{mm}$ 。

7.1.9 盖总成静态分离耐久性试验

盖总成静态分离耐久性试验设备如图 7-9 所示。

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.3.1 方法进行试验，盖总成经 1.0×10^6 次分离耐久性试验后，或者在制造商技术文件规定的强化分离行程条件下，盖总成经 5.0×10^5 次分离耐久性试验后，应符合以下要求：

- 1) 最大分离力变化量不大于初始值的 10%。
- 2) 压盘工作压紧力，对于膜片弹簧离合器不小于初始值的 90%，对于螺旋弹簧离合器不小于初始值的 80%。
- 3) 压盘升程不小于初始值的 90%。
- 4) 任何零件不得失效。

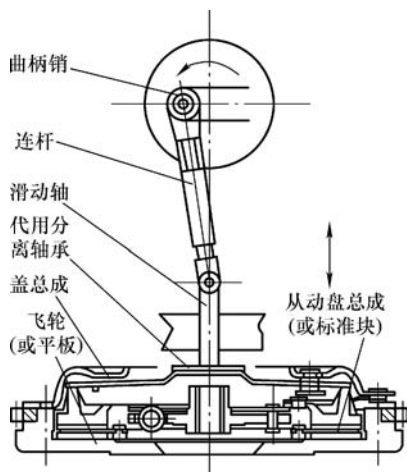


图 7-9 盖总成静态分离耐久性试验设备

7.1.10 盖总成动态分离耐久性试验

盖总成动态分离耐久性试验设备如图 7-10 所示。

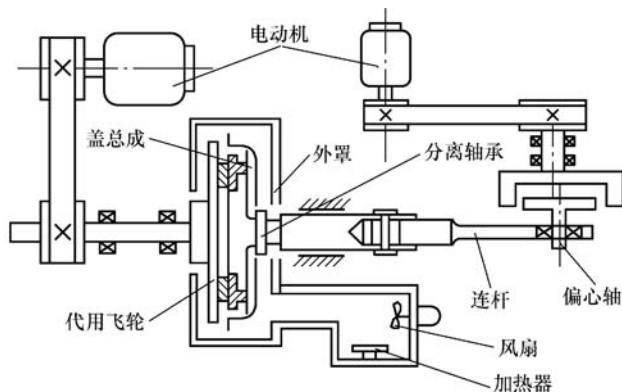


图 7-10 盖总成动态分离耐久性试验设备

按照 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.3.2 方法进行试验，盖总成经 5.0×10^5 次动态分离耐久试验后，应符合以下要求：

- 1) 最大分离力变化量不大于初始值的 10%。
- 2) 压盘工作压紧力, 对于膜片弹簧离合器不小于初始值的 90%, 对于螺旋弹簧离合器不小于初始值的 80%。
- 3) 压盘升程不小于初始值的 90%。
- 4) 分离指(杆)端的磨损量不大于原厚度的 30%。
- 5) 任何零件不得失效。

7.1.11 盖总成耐高速性能试验

盖总成耐高速性能试验设备如图 7-11 所示, 为转速可达 12 000r/min 以上, 加速度可控制的离合器高速试验台。

按照 QC/T 27—2014 《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.3.3 方法进行试验, 旋转破坏转速应不低于发动机额定功率转速的 1.8 倍。

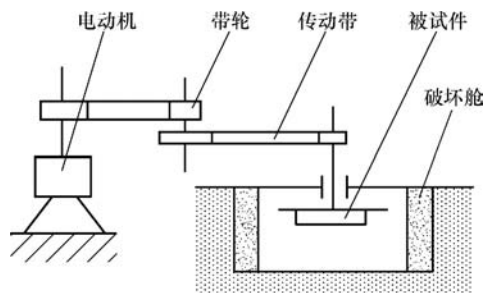


图 7-11 盖总成耐高速性能试验设备

7.1.12 从动盘总成轴向压缩耐久性试验

从动盘总成轴向压缩耐久性试验设备如图 7-9 所示。

按照 QC/T 27—2014 《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.3.4 方法进行试验, 从动盘总成经 5.0×10^5 次轴向压缩试验后, 应符合以下要求:

- 1) 轴向压缩量不小于初始值的 80%。
- 2) 波形片无损伤断裂, 铆接无松动。

7.1.13 从动盘总成扭转耐久性试验

从动盘总成扭转耐久性试验设备如图 7-12 所示。

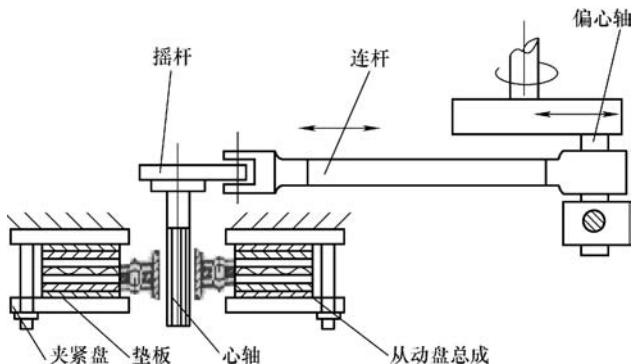


图 7-12 从动盘总成扭转耐久性试验设备

按照 QC/T 27—2014 《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.3.5 方法进行试验,从动盘总成经 5.0×10^6 次一般扭转耐久试验或 1.0×10^6 次强化扭转耐久试验后,应符合以下要求:

- 1) 极限转矩不低于初始值的 80%。
- 2) 扭转减振器的摩擦阻尼力矩不低于初始值的 60%。
- 3) 任何零件不得失效。

7.1.14 从动盘总成耐高速性能试验

从动盘总成耐高速性能试验设备如图 7-11 所示,为转速可达 12 000r/min 以上,加速度可控制的离合器高速试验台和用以加热保温试件的恒温箱。

按照 QC/T 27—2014 《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.3.6 方法进行试验,旋转破坏转速应不低于发动机额定功率转速的 1.6 倍。

7.1.15 离合器摩擦性能试验

(1) 离合器热负荷试验 离合器热负荷试验设备如图 7-13 所示,能进行转矩、温度、转速之测定的离合器摩擦性能试验台。

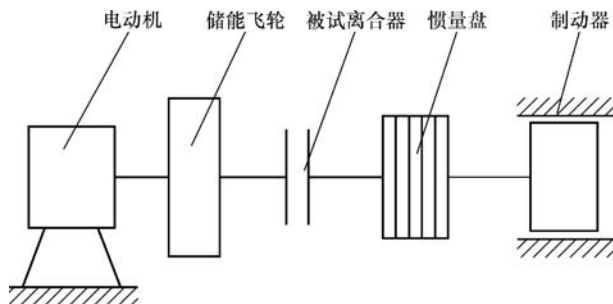


图 7-13 离合器热负荷试验设备

按照 QC/T 27—2014 《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.2.5.1 方法进行试验,离合器连续 10 次起步,累计温升不大于 100℃。

(2) 离合器摩擦力矩试验 离合器摩擦力矩试验设备如图 7-13 所示。

按照 QC/T 27—2014 《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.2.5.3 方法进行试验,应满足以下规定:

1) 250℃时单位面积滑动摩擦力矩不小于常温时数值的 70%, 320℃时的滑动摩擦力矩不小于常温时数值的 50%。

2) 双片式离合器不小于单片式离合器相应数值的 75%。

(3) 离合器摩擦片磨损性能试验 离合器摩擦片磨损性能试验设备如图 7-13 所示。

按照 QC/T 27—2014 《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.2.5.4 方法进行试验，应满足以下规定：

1) 经过 4 000 次离合循环，摩擦片表面不得有裂纹、起泡和铆钉露头等现象。

2) 经过 1 000 次和 4 000 次离合循环，摩擦片的允许磨损量应符合表 7-5 中的规定。

表 7-5 磨损量

序号	摩擦片外径/mm	允许的磨损量/g	
		1000 次离合循环后	4000 次离合循环后
1	≤180	<2	<8
2	>180 ≤190	<2.2	<8.8
3	>190 ≤200	<3	<12
4	>200 ≤210	<3.5	<14
5	>210 ≤215	<4	<16
6	>215 ≤230	<4.5	<18
7	>230 ≤275	<5.0	<20
8	>275 ≤330	<5.5	<22
9	>330 ≤380	<6.0	<24
10	>380	<12.5	<49

7.1.16 防黏着试验

防黏着试验设备如图 7-14 所示，这是一个温度、湿度可调整控制的恒温、恒湿箱。测量装置如图 7-15 所示。

按照 QC/T 27—2014 《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》中 5.2.6 方法进行试验，分离转矩应符合表 7-6 中的规定。

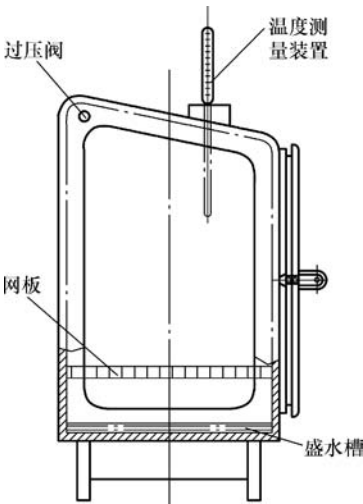


图 7-14 防黏着试验设备

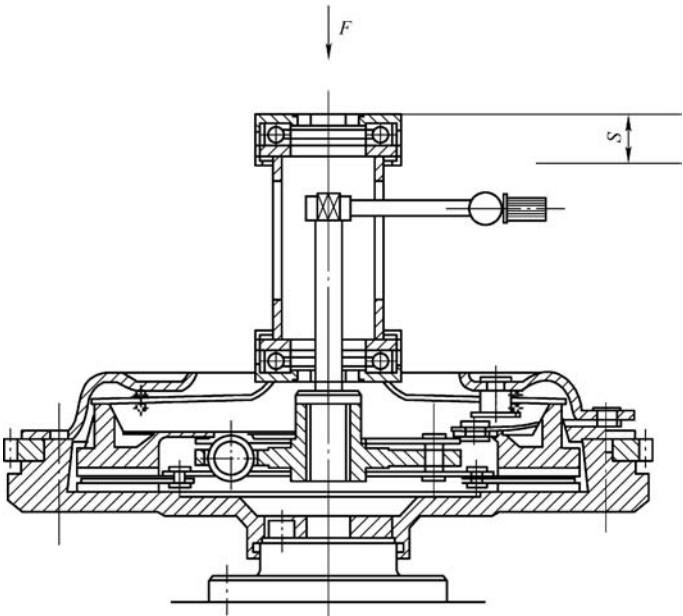


图 7-15 分离转矩测量装置示意图

表 7-6 分离转矩规定范围

离合器规格/mm	≤200	≥200 <240	≥240 <300	≥300 <380	≥380
分离转矩/N·m	≤12	≤14	≤16	≤25	≤38

7.2 操纵系统试验

离合器操纵系统的功能是实现离合器分离、接合的操纵控制,把人的主观意图即时、准确地传递给离合器分离指(环)的执行机构。操纵系统有两种基本形式:等功率操纵系统(如传统的机械杠杆操纵系统)、助力操纵系统(如真空助力系统、液-气助力系统等)。

离合器操纵系统属于伺服-随动系统,不仅要求具有传递力和运动的功能,还要求合适的驱动速度,同时还要随时可靠地在任意位置保持不动。此外,操纵系统对去程和回程也有不同的要求。

7.2.1 基本操纵性能试验

(1) 试验装置 满足操纵系统要求具备数据采集、处理和分析的系统,采集和分析参数包括多通道位移(或角度)、力。

装置能够将操纵系统按实车状态安装在试验台架上,并按照车辆的实际要求选择合适的模拟负载(或配套用离合器)。并对操纵系统进行调试,使其满足使用要求。

在踏板上确定施力位置点,并安装位移(或角度)测量装置和力测量装置,同时在离合器分离轴承位置安装位移和力测量装置。

(2) 试验项目及方法 基本要求:操纵系统去程、回程运动自由、灵活,无异常响声、无阻滞现象。

操纵力试验:轿车、轻型车一般为 $80 \sim 150\text{N}$,重型车一般为 $150 \sim 250\text{N}$ 。

空行程试验:在规定的条件下,从踏板输入端为零开始,逐渐增大输入[力、位移(角度)],直到输出端有力、位移(角度)输出时,输入端所走过的行程。

有效行程试验:在规定的条件下,从输入端为零开始,逐渐增大输入直到最大行程,此过程中输出端走过的位移。

快速响应试验:按规定的输入条件,从输入端开始输入时起,到输出端达到响应目标要求时为止的时间,或规定时间内,输出端达到的力值。输入结束时的时间与输出达到规定值的时间差为响应滞后时间。

回位(释放)试验:按规定的条件,从快速移除输入端输入时起,到输出端达到响应目标要求时为止的时间,或规定时间内,输出端的残余力值。输入结束时的时间与输出达到规定值的时间差为回位滞后时间。

操纵强度性能试验:按规定操纵速度(频率)不间断连续重复离合器分离接合动作,直至分离或接合中有一个试验指标不满足目标要求为止,记录操纵次数。

7.2.2 输入-输出性能试验

(1) 试验装置 试验装置同 7.2.1。

(2) 试验方法 用专用施力装置（或者人工）匀速踏下踏板，从自由位置直到踏板终了位置（或限位位置），然后，用相同方式，抬起踏板，回到初始位置。

同步记录试验过程里，输入端位移（或角度）和力、输出端位移和力。

(3) 试验评价 根据产品图样要求、技术条件等有关技术文件规定，进行试验评价。

7.2.3 操纵稳定性试验：系统工作位置保持试验

(1) 试验装置 试验装置同 7.2.1。

(2) 试验项目及方法 操作系统在规定负载、行程下，保持在某个位置的稳定性，或者输入端保持不动，输出端在规定时间里的变化情况。

耐久性试验前后，开始时的初始位置，与试验结束后的初始位置的变化。

系统强度试验：在极限条件下，系统保持稳定性的能力。

系统刚度特性：在没有位移情况下输入与输出端力的关系。

(3) 试验评价 根据产品图样要求、技术条件等有关技术文件规定，进行试验评价。

7.2.4 调整性能试验

离合器系统的调整，也可以称为性能匹配、系统标定（如电子离合器的标定等）。调整内容，基本有力、运动、几何尺寸等方面的内容（本文主要关注运动、几何尺寸调整的内容）。

调整方式，基本分为以下两类：

① 手动调整方式：人工、目测、手动的方式，使离合系统达到工作使用要求，多用于推式、螺旋弹簧离合器等。

② 自动调整方式：利用专门的机构进行自动调整，多用于拉式离合器、全寿命离合器系统中，常见的有：利用内嵌在操纵系统中的补偿机构进行自动调整，利用集成在盖总成内的棘轮机构进行自动调整等。

(1) 试验装置 试验装置同 7.2.1。

(2) 试验项目及方法 离合器操纵系统的调整性能试验有以下三种：

1) 操纵系统自由状态下的工作行程试验。将模拟负载（或离合器总成）与操纵系统的连接断开，对踏板输入一个适当的力，使踏板均匀移动至终了位置。试验过程中，记录操纵系统输出端开始移动的起点，以及结束的终点位置。两者之间的距离，就是操纵系统的自由状态下的工作行程。

2) 离合器分离、接合行程试验。将配套使用的离合器总成与操纵系统连接在

一起,记录下此时操纵系统输出端的初始位置,此位置为离合器分离、接合运动的起点。对踏板输入一个适当的力,使踏板均匀移动至离合器彻底分离(或者达到规定分离行程)的位置。试验过程中,记录驱动离合器分离运动的终了位置。离合器分离接合运动的起点与终了位置之间的距离,就是离合器分离、接合工作行程。

3) 离合器最大磨损量下的彻底分离、接合行程试验。将配套使用的离合器盖总成、模拟最大磨损厚度的代从动盘装配在一起,然后与操纵系统连接在一起,记录下此时输出端的初始位置,此位置为离合器分离、接合运动的起点。对踏板输入一个适当的力,使踏板均匀移动至离合器彻底分离(或者达到规定分离行程)的位置。试验过程中,记录操纵系统分离接合运动的终了位置。离合器分离接合运动的起点与终了位置之间的距离,就是操纵系统中离合器最大磨损量下分离、接合的工作行程。

(3) 试验评价 根据产品图样要求、技术条件等有关技术文件规定,进行试验评价。

操纵系统的自由状态下的工作行程,在调整能力范围内必须包容离合器的彻底分离、接合工作行程,离合器最大磨损量下的彻底分离、接合工作行程,且操纵系统自由状态下的工作行程还要留有一定的余量。

7.2.5 系统效率试验:负载效率、行程效率

汽车离合系统效率试验,一般分为以下两类:

① 传递效率:通常指“操纵系统踏板输入端”与“操纵系统输出端”两者的对应、响应关系,有时也可以称为操纵的客观评价。

② 操纵感(或称路感):操纵者的操纵体验感受与离合器的实际执行状态的对应关系,这是依据人机工程学等理论确定的驾驶坐姿下,基于人机工程学、人体生物力学的有关理论所建立的一种更贴近实际需求的评价方法。

以上两者本质上是相同的,区别的是面对同一个研究对象利用不同的理论建立了不同的评价体系。

(1) 试验装置 试验装置同 7.2.1。

(2) 试验项目及方法

1) 传递效率试验。按离合系统的操纵方式,从初始自由位置缓慢踩下离合器踏板(尽量消除因传递滞后可能带来的影响),直至踏板终了位置(极限或限位位置)。在这一过程中,同步记录输入端与输出端的力、位移(或角度)。对于气助力系统来讲,需考虑整车工作气压是一个范围,应对最低工作气压、最高工作气压分别进行试验。

在同一时间点上,“输入端之力乘以传动比”与“输出端对应的力”之比,即为负载效率;“输入端位移(角度)乘以传动比”与“输出端位移”之比,即为

行程效率。

2) 操纵感试验。在实车上进行(或按实车配置驾驶室座椅)。人坐在驾驶座椅上,用不同的方式踩踏离合器踏板,体验各种操纵感受,对于具有调整功能的座椅,可以将座椅调整到舒适位置然后进行踏板的操纵。在操纵过程中,体验、辨析操纵力感、操纵位置感,并与离合器的实际执行的接合、分离情况进行比对。

(3) 试验评价 操纵感试验要求操纵舒适、操纵力感清晰、操纵位置感与离合器的执行准确,或者根据具体有关文件进行评价。

7.2.6 可靠性试验

(1) 试验装置 试验装置同7.2.1。

(2) 试验项目及方法 系统强度试验:将操纵系统稳定在某一位置。输出端固定不动,在输入端施加一定强度载荷,并保持一定时间。输入端固定不动,从输出端施加一定强度载荷,并保持一定时间。

操纵耐久性试验:操纵系统处于给定载荷(或设计载荷下),按设计要求的行程,往复不断进行踏下、回放踏板的动作。包括低温、常温和高温三种环境温度;负载可以选择为静态的往复运动负载或为离合器且处于旋转状态的负载形式。

(3) 试验评价 系统强度试验,按图样要求或有关技术文件要求进行评价;耐久性试验要求完成规定的试验次数后,操纵系统应仍能满足正常使用功能。

7.2.7 振动试验

对于需要考核振动性能的操纵系统,可以参考下列方法执行:

(1) 试验装置 满足加速度、振动频率要求的振动试验台。

(2) 试验程序 将操纵系统按照实车的安装、固定方式安装在振动台上。调整试验台振动加速度、振动频率,符合试验条件后开始试验。

(3) 试验评价 操纵系统总成应能满足实车安装状态汽车行驶运行环境下的振动要求。振动试验后,操纵系统应仍能完成使用功能。

7.2.8 环境试验

试验考核操纵系统及组成系统的各零部件对有关自然环境及工作环境的适应能力,还包括高低温试验及高低温循环试验等。

耐腐蚀性能:自然环境条件下和工作环境条件下,对系统性能的影响。

7.2.9 操纵系统的其他性能

助力特性试验:本操纵系统试验介绍不针对具体系统,有关的助力特性试验需要根据具体的助力系统的有关技术文件或图样,确定试验项目和内容等。

7.2.10 操纵系统组件的有关试验

如气压、液压系统的保压性能、密封性、高低温性能等；以及有关零、部件总成自身要求下必须考核的内容，如密封材料对液压油的适应性、腐蚀性试验等。

试验可以根据组件在系统传递过程中位置、作用、功能，以及组件自身性能、结构、可靠性、耐久性要求等，专门设计和组织试验。

当进行离合器操纵系统试验时，试验负载的选择对试验的结果具有较大影响。“输入—传递—响应—输出”的特性是由系统自身决定的，同时与负载（如弹簧模拟负载、气压、液压模拟负载等）特性具有重要关系。当建议试验时，主要为评价操纵系统性能的有关试验，以稳定、统一的模拟负载为主；对于具体离合器系统的有关研究试验，建议选择实际配套的离合器产品作为试验负载。

7.3 离合器道路试验

当汽车在道路上行驶时，一般有如下状态：① 汽车发动机点火启动；② 汽车静止怠速；③ 汽车起步；④ 汽车加速；⑤ 汽车匀速行驶；⑥ 汽车变速；⑦ 汽车停止。

道路工况一般有如下情形：平路、坡路，以及地域性差别产生的各种自然环境的条件。

离合器道路试验就是指在上述情形（条件）下，离合器系统实车安装，进行的有关离合器性能的验证试验。

7.3.1 离合器操纵舒适性整车测试方法

影响离合器操纵舒适性的因素主要包括离合器踏板位置、踏板行程和踏板力，应当从人机工程学的角度加以考虑。

踏板位置测量：踏板的位置包括水平位置和踏板高度。其中水平位置，以驾驶人左右对称中心为基准进行测量；踏板高度的测量应以地板为基准，测量踏板下边沿与地板的垂直距离。

踏板行程测量：踏板行程测量的内容包括离合器接合点行程 a 、离合器分离点行程 b 和踏板总行程 C 等，如图 7-16 所示。

踏板力测量：缓慢踩下离合器踏板，然后再缓慢松开，在此过程中，选取部分位置，测量其对应的踏板行程及踏板力，描绘出如图 7-16 所示的曲线。

7.3.2 离合器转矩容量整车测试方法

（1）熄火试验 调整好操纵系统，前轮固定，驻车制动，选择变速器规定的档位，重复以下步骤：踩下离合器踏板，点火，使发动机怠速；踩下加速踏板将发

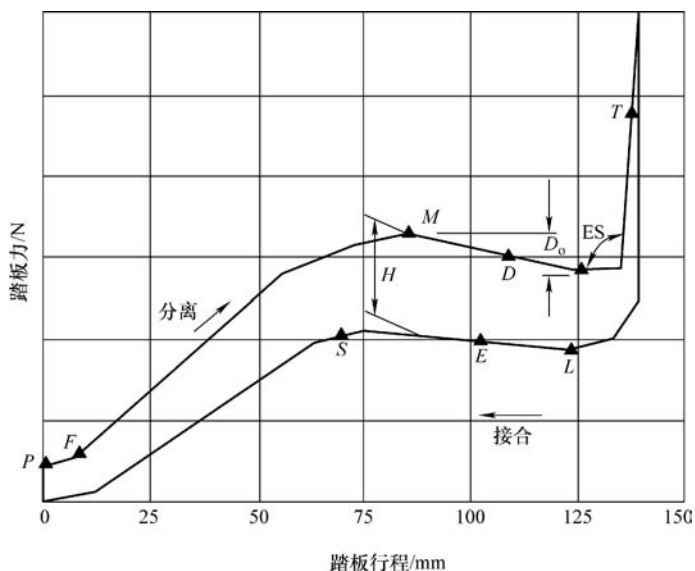


图 7-16 踏板行程及踏板力曲线

P —预载荷 (N) F —自由行程 (mm) M —最大分离力点 (mm) D —分离点 (mm)
 D_0 —最大与最小分离力差值 (N) S —熄火点 (mm) E —接合点 (mm)
 L —回弹力 (N) H —滞后值 (N) ES —终点形状 ($^{\circ}$) T —踏板总行程 (mm)

动机转速升高到最大转矩对应转速，将此过程时间控制在规定时间；发动机转速维持在最大转矩对应转速后，松开离合踏板，同时将加速踏板加到最大，此时，瞬时转速尽可能控制在最大转矩对应转速。松开离合器的同时，用秒表测量到发动机停止时间，即滑摩时间 t ；发动机一熄火，立即松加速踏板。按规定试验循环次数，如果车辆不熄火说明离合器失效，如能完成规定循环表明离合器正常。

(2) 爬坡试验 装备了待试离合器的汽车在不同坡路满载进行规定次数的起动，如 10%、12%、16% 和 25% 等，要求坡路长度足够完成起动。在进行试验前，要进行磨合，包括在平地上进行正常起动。在试验前后，测试负荷特性曲线。

7.3.3 离合器系统散热能力整车测试方法

安装调试试验仪器，当试验开始时，离合器壳内温度在 $(75 \pm 5)^{\circ}\text{C}$ 范围内，在进行离合器转矩试验时，记录转矩试验过程壳体内部空气温度的变化过程，进行温度变化曲线的数据处理和分析。描绘壳体内温升曲线的纵坐标为温度，横坐标为时间。计算斜率 K ， K 越大，说明离合器散热能力越好。

7.3.4 离合器减振性能整车测试方法

(1) 怠速起步离合器振动测试 离合踏板踩到底，挂一档，松开驻车制动，

不踩加速踏板，缓慢松开离合踏板，使车辆原地怠速起步，检查车辆振动冲击情况。

(2) 升降档离合器振动测试 连续进行五次升降档操作，同样进行其他档位升降振动冲击测试。

起步震颤也被视作动力总成的经典抱怨之一，困扰着不少汽车制造商。专业试车员对其进行主观评价，也可通过对动力系统的震颤频谱进行分析（见图 7-17），运用专业软件分析系统扭振，评估离合器减振和传扭表现，也可诊断震颤的来源，从而有针对性地进行改善。

离合器道路试验本质上是一种实践性检验，即在现实、真实的条件下对在理论条件指导下设计得到的产品的进行检验。在这样的检验中，这个现实条件越是接近所有的可能情况，将越能考核离合器系统的能力，越容易发现离合器可能存在的缺陷。

道路试验所反映的思想，是对离合器实际运行中可能遇到的所有工况的认识和理解。人们对自然的认识、理解和把握往往是有限的。在投放市场之前，把离合器产品安装在实车上，到汽车实际运行的所有的场景里进行检验，直接反映了产品对应用适配的真实性能。

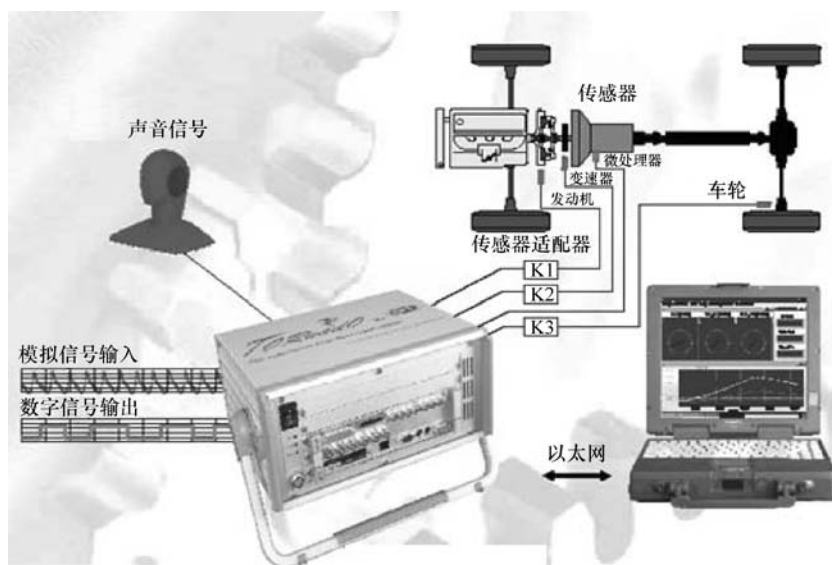


图 7-17 扭振分析系统

7.4 汽车离合器可靠性技术及评价

可靠性理论及应用，是以产品寿命特征作为主要研究对象的一门学科。概率论

和数理统计,是研究可靠性问题的主要工具。数理统计理论,指导了可靠性测定(即数据的来源);概率论,则用来指导分析可靠性试验数据的数量特征之间的关系。产品可靠性的定义是:在规定条件下、在规定时间内完成规定功能的能力。换言之,可靠性就是一个产品在时间 t 内不失效的概率 $P(t)$ 。

可靠性一般定义为:系统或产品在规定的条件下,在规定的时间内,完成规定功能的能力。离合器产品的可靠性,一般有两种形式,一是离合器可靠性的评估和考核,根据在试验中所获得的数据,计算出产品已经达到的可靠性水平;或按给定的可靠性指标,进行可靠性试验,评价离合器产品是否满足要求。二是对产品进行有关可靠性试验,研究产品失效分布规律(产品在寿命不同阶段的失效分布情况,失效模式分布等),为进行可靠性预测、可靠性设计改进提供支持。

当评价一个产品的可靠性时,需要对这个产品的可靠性水平进行定量评价,因此,需要建立科学的可靠性参数体系。产品的可靠性参数常常用可靠度、平均故障间隔时间 MTBF、平均故障前工作时间 MTTF 等参数来描述,但 MTBF 和 MTTF 存在不足。由于汽车各级产品(整车、总成、部件等)的寿命分布形式一般为 Weibull 分布形式,为非指数分布的产品,需要一种更合适的可靠性参数来描述,而 B_{10} 或 B_{50} 寿命就是一个比较合适的可靠性参数。 B_x 寿命是产品的工作时间点,产品工作到这个时间点后,预期有 $x\%$ 的产品将会发生故障。

可靠性道路试验方法:相同规格型号的车辆组成一个车队,车辆数 $N > 10$,汽车沿着相同的路线驾驶,并定期更换驾驶人,试验时间可持续1~2年,定期检测,在预定时间内取回监测数据并进行“威布尔分析”,确定 B_{10} 或 B_{50} 寿命,试验数据威布尔分析图如图7-18所示。

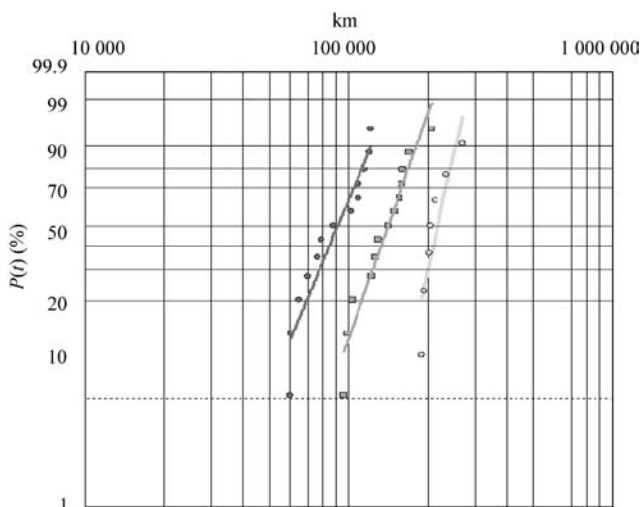


图 7-18 试验数据威布尔分析图

由于市场竞争激烈，整车企业纷纷缩短产品开发周期，这样对零部件产品开发过程的时间和质量的要求越来越高。离合器企业不再只停留在传统的样件或来图加工状态，需要承担起产品的设计开发、制造检验、质量保证、交付以及市场服务的全部过程，这就需要离合器企业针对整车厂的项目和产品开发体系，通过健全的产品开发体系和质量管理体系，进行产品的设计、开发、生产，将会保证产品开发的质量、成本和时间。

8.1 汽车离合器开发管理技术

“产品开发”（Product Development）是一整套活动，这种活动从发现市场机会开始，到产品的制造、销售以及运送到消费者手中结束。成功产品开发体现在产品质量、产品成本、开发时间、开发成本和开发能力。产品开发是一项综合性的活动，几乎需要企业所有的职能都参与进去，其中三项职能是产品开发项目的中心，它们是市场营销、设计和制造。产品开发项目有以下四种类型：新产品平台，已有产品平台的衍生产品，对已有产品的改进，全新产品。

8.1.1 产品开发过程

产品开发阶段包括以下主要活动：确定顾客需求，建立目标说明，生成产品概念，选择产品概念，测试产品概念，确定最终特征。产品规划过程主要有识别机会、项目评价和优先级排序、资源分配和时间计划、完成项目前计划。

（1）确认顾客需求 从顾客那里获取原始数据，经常采用访谈、集中群体讨论、观察使用中的产品三种方法；从顾客需要的角度理解原始数据；组织需要的等级；建立需要的相对重要性。

（2）产品规格说明 用“产品规格说明”这个术语代表产品功能的精确描述，有些公司使用“产品必要条件”或“工程特性”等术语来表达同样的意思，其他公司使用“规格说明”或“技术规格说明”来说明产品的关键设计变量。这只不过是术语上的差别而已。准备度量标准清单，收集竞争性标杆信息，为每个度量标

准设置理想的和勉强可接受的目标值。

(3) 确定最终规格 确定最终规格其步骤如下：开发产品的各种技术模型；设计产品的成本模型；修正规格，必要时进行权衡；确立合理的规格。

(4) 概念生成 产品概念是对产品的技术、工作机理和形式的近似描述，能简要地说明该产品如何满足顾客需求。通常用草图、三维模型，并加以简要的文字描述来表示。其步骤如下：弄清问题，把一个复杂的问题分解成若干个更简单的子问题，关注关键子问题；进行外部搜索，常用方法有领先用户调查、专家咨询、专利检索、文献检索，设定以相关产品为基准；进行内部搜索步骤，常用的方法有画廊法、TRIZ、头脑风暴法、形态法等；进行系统搜索，采用概念分类树、概念组合表。

(5) 概念选择 采用概念选择方法有外部决策、生产冠军、直觉、多数表决、优劣性、模型测试和决策矩阵。

概念筛选通过迅速、近似的评价来选择出一小部分可行的选项；概念筛选是建立在1980年Stuart Pugh提出的方法基础上的，这种方法通常被称为Pugh概念筛选(Pugh Concept Selection)。其步骤如下：编制选择矩阵，对概念进行评价，排列概念，对概念进行整合和改进，选择一个或多个概念。

概念评分对这些相互联系的方案进行更细致地分析，以便于选择出更合适的概念，概念的分数将会决定于鉴定等级的相对重要性。

(6) 概念测试 概念测试步骤如下：定义概念验证的目的，选择调查人群，选择调查形式，概念表达，测定顾客反应，结果解释。

(7) 产品构造 产品构造就是以实体组件来实现产品各功能单元，并使各组件相互关联的配置方案。其步骤如下：画出产品示意图，对示意图元素分组，设计简略的几何结构，确定基本的和附属的交互关系。

8.1.2 质量功能展开 QFD

质量功能展开(QFD, Quality Function Deployment)是在企业产品设计和制造活动实践经验上发展出来的一套可用来有系统地发展品质的科学方法。在从QFD理论的发展过程中，目前形成了综合QFD模式(赤尾模式)、ASI(American Supplier Institute)四阶段模式和GOAL/QPC(Growth Opportunity Alliance of Lawrence, Inc.)模式。J. R. Hauser和D. Clausing等人提出了更具体的四阶段过程，从顾客需求开始，随后按照产品规划阶段、零件配置阶段、工艺设计阶段和生产控制阶段展开。

根据图8-1所示，首先明确离合器主要的功能是传递转矩、切断动力和防止过

载，这样对离合器盖总成压紧力、升程和从动盘总成摩擦系数、自由行程提出要求再确定关键零件特性，如膜片弹簧杠杆比、厚度和锥角，以及摩擦片的摩擦系数等在零件控制上明确工序特性，如膜片弹簧淬火和回火温度、工艺锥角、摩擦片的配方和硫化温度、时间等，来加强控制，用户则要求提高离合器可靠性和离合器摩擦片使用寿命，减少更换次数，从而保证最终满足顾客对汽车离合器的要求。

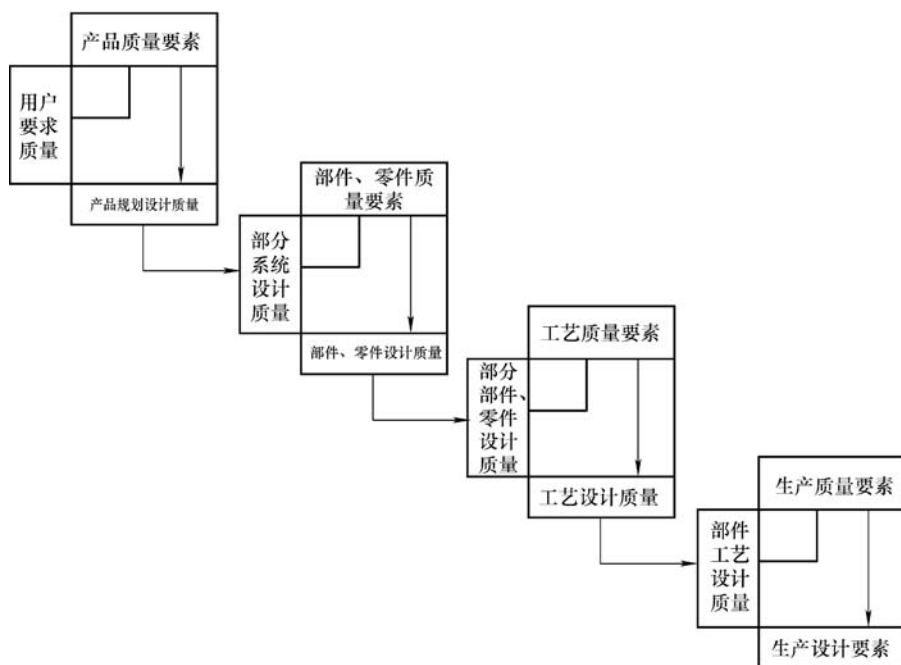


图 8-1 QFD 示意图

8.1.3 工业设计

美国工业设计师协会 (Industrial Designers Society of America) 把工业设计定义为：以优化产品性能、价值和外观，提高厂商和顾客之间的相互利益为目的而进行的产品概念和特性创立和开发方面的专业服务。应追求五个重要目标：实用、外观、便于维护、低成本、交流。

工业设计的程序由以下几个阶段组成：调查顾客需要，概念化，初步改进，进一步改进及最终概念的选择，控制图，与工程设计人员、制造人员和外部供应商协作。

8.1.4 稳健设计

试验设计法 (DOE, Design of Experiment): 在此方法中, 开发团队确定可控的参数和他们感兴趣的噪声因素, 然后团队将设计、实施并分析这些试验, 以帮助确定参数的设定点, 从而达到稳健性能。

稳健设计从确定三个列表开始: 试验中的控制因素、噪声因素以及性能度量。其稳健设计过程如下: 确定控制因素、噪声因素和性能度量; 构造目标函数; 规划试验计划; 实施试验; 进行分析; 选择并确认因素设定点, 通过选择设定点, 进行方差分析。

8.1.5 专利和知识产权

专利的工作流程如下: 拟定策略和计划, 研究先前专利, 勾勒专利要求, 撰写发明描述, 提炼权利要求, 进行申请。

8.1.6 产品开发项目的经济分析

定量分析: 经济分析法的定量分析就是评估一个项目的预期现金流的净现值 (NPV, Net Present Value)。经济上成功的产品是可获利的, 即它们产生的累积现金流入大于累积现金流出。衡量现金流入超过现金流出程度的一个指标是项目的 NPV 或所有预期未来现金流的折现值。

定性分析法是对项目与公司、市场以及宏观经济环境间的相互关系给予特殊考虑。

经济分析至少在下面情况下是十分有用的: 进行/不进行抉择, 设计与开发业务决策。

经济分析过程如下: 建立一个基本情况下的财务模型; 进行第三性分析, 以了解财务成功与模型关键假设及变量间的关系; 利用敏感性分析进行权衡取舍; 考虑定性因素对项目成功的影响。

8.1.7 产品开发项目管理

建议采取以下步骤建立一个基准项目进度表: 用 DSM 或计划评审技术 (PERT) 图确定任务间的依赖性; 在时间线上对项目关键里程碑进行定位; 在考虑项目定员的情况下, 制定任务进度表; 调整重大里程碑的时间安排, 以使其与任务所需要的时间相一致。

网络计划是用数学方法对工程计划进行组织安排与协调管理的一种工具。它通过网络图的形式安排工程计划, 控制工作进度和费用, 使其达到预定目标。网络计

划技术的种类有：关键路线法（简称 CRM）、PERT。它们从整体、系统的观点出发，根据各项作业环节之间相互依存的逻辑关系，编制网络图；同时根据各工序的作业时间，给予量的描述；用数学方法找出一条关键路线，便于企业的领导和计划管理人员统筹兼顾，全面安排，集中解决重要的关键性问题。PERT 是一种用于限定、计划、估价、控制、评价和重新规划具有并发性步骤的活动的活动的方法；CRM 则是用于计划一个项目中一系列相关步骤或并发性步骤的一种方法，这样各个步骤可以相互协调，以确保任务如期完成。

针对汽车零部件产品开发，为保证新产品开发的进度，使新产品开发周期处于受控状态，必须建立全项目的网络计划中心，进行任务分解，也就是把整个项目的任务分解各分项目，分项目又划分为各道工序。任务分解后还得分析，分析是指研究确定各工序间工艺性和组织性的相互关系，确定工序间的先后顺序，保证各工序的接口合理及相关的信息传递及信息评审，然后绘制网络图，进行计算，确定关键线路和关键作业，确定开发时间，利用甘特图（见表 8-1）、计划图表法来进行监控。汽车行业也有采取表 8-2 所示甘特图的 23 步主要步骤。

表 8-1 项目开发甘特图

阶段	工作任务	责任部门	时间进度日程											
			1 月	2 月	3 月	4 月	5 月	6 月	7 月	8 月	9 月	10 月	11 月	12 月
1	计划和确定项目													
2	产品设计和开发													
3	过程设计和开发													
4	产品和过程确认													
5	反馈、评定和纠正措施													
备注	1. 前一个过程的输出是后一个过程的输入													
	2. 各个过程在时间上的重叠，体现同步工程													
	3. “反馈、评定和纠正措施”过程始终贯穿 APQP 整个过程													
	4. 一个策划循环的结束是另一个策划循环的开始													
里程碑			概念提出和批准			项目批准			样件制造			试生产 ² 批量		

表 8-2 项目开发甘特图示例

任务	时间											
1. 货源决策												
2. 顾客输入的要求												
3. 设计 FMEA												
4. 设计评审												
5. 设计验证计划（DVP）												
6. 分承包方 APQP 状态												
7. 设施、工装和量具												
8. 样件控制计划												
9. 样件制造												
10. 图样和规范												
11. 小组可行性承诺												
12. 加工过程流程图												
13. PFMEA												
14. 测量系统评估												
15. 试生产控制计划												
16. 操作工作业指导书												
17. 包装规范												
18. 生产控制计划												
19. 生产试运行												
20. 初始过程能力研究												
21. 生产确认（PV）试验												
22. 生产件批准												
23. 零件提交保证书 PSW												

图 8-2 所示为行业某企业的离合器开发过程示意图。

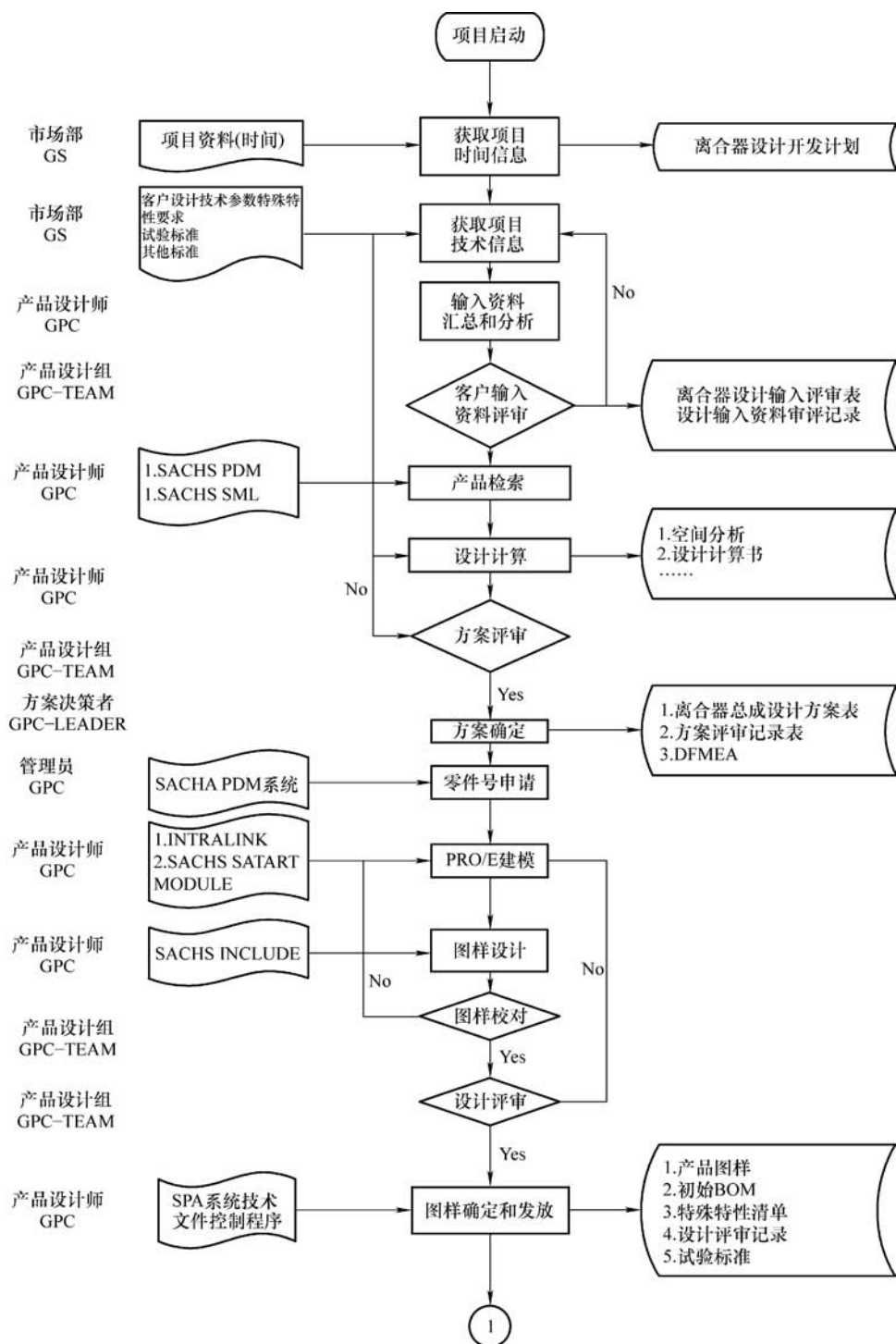


图 8-2 行业某企业的离合器开发过程示意图



281

2002 年 3 月，国际汽车特别工作组（IATF，International Automotive Task Force）和日本汽车制造商协会（JAMA，Japan Automobile Manufacturers Association）在 ISO/TC176 的质量管理和质量保证技术委员会的支援下以 ISO 9001：2000 版质量管理体系为基础结合 QS - 9000：1998（美国）、VDA6.1：1999（德国）、EAQF（法国）：1994 和 AVSQ（意大利）：1995 等质量体系的要求对原 ISO/TS 16949 汽车供方质量体系要求（技术规范）第一版标准进行了技术修订，并于 2002 年 3 月 14 日颁布了 ISO/TS 16949：2002 质量管理体系要求（技术规范）第二版标准。

ISO 9000 历史发展沿革如图 8-3 所示。

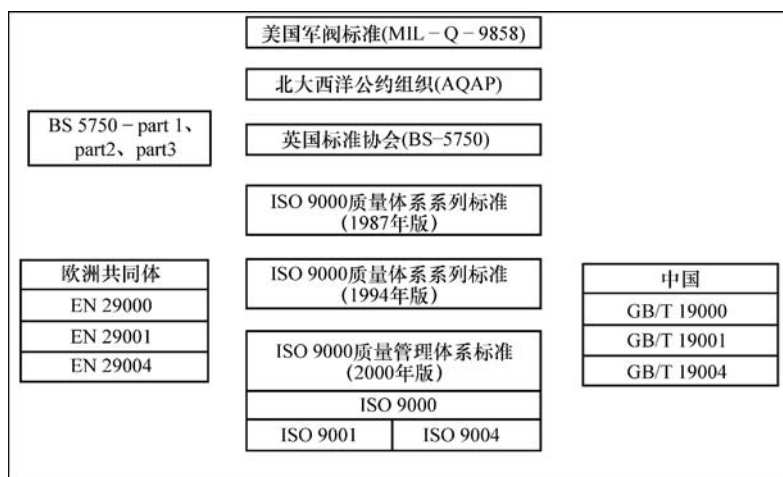


图 8-3 ISO 9000 历史发展沿革

QS - 9000 是美国三大汽车厂（通用、福特、戴姆勒 - 克莱斯勒）于 1994 年 8 月在 ISO 9001：1994 质量体系基础上结合汽车行业特定要求和顾客特殊要求而编制形成的供应商质量体系要求。

QS - 9000 是美国克莱斯勒汽车公司《供方质量保证手册》、福特汽车公司《Q - 101 质量体系标准》、通用汽车公司的北美《创优目标》《采购物料通用标准》和货车/卡车制造公司基本要求的协调产物。QS - 9000：1998 标准不再改版，也不再升级，并将于 2006 年 12 月 14 日停止使用，取代它的将是 ISO/TS 16949：2002 标准。

第 I 部分：以 ISO 9001：1994 为基础的要求。

第 II 部分：顾客特殊要求。

QS - 9000 标准的核心工具有以下五大手册：产品质量先期策划和控制计划（APQP/CP）、潜在的失效模式及后果分析（FMEA - DFMEA/PFMEA）、生产件批准程序（PPAP）、测量系统分析（MSA）、统计过程控制（SPC）。

VDA：德国汽车工业联合会。包括整车厂：奔驰、大众、奥迪、宝马、欧宝、

保时捷,以及数以百计的第一级供应商,如:博世、海拉、埃梯梯、伦福德、天合、西门子等。并于1991年发布了VDA质量体系标准第一版。目前最新版本为VDA6.1:1999版。

VDA 6.1是以ISO 9001:1994版质量体系为基础,并参考了QS-9000质量体系标准,同时包括其一些额外的特殊要求,例如:质量体系的财务考虑,产品安全性,企业战略,过程设计和开发等。

VDA 6.1质量体系标准主要有两大部分:U部分—企业领导,P部分—产品与过程。U部分—企业领导共有七个要素,P部分—产品与过程共有16个要素,共125个提问。

法国的汽车工业质量体系是EAQF,是以1994年版的ISO 9001为基础所建立和编制而形成的。法国主要的汽车厂有:标致-雪铁龙、雷诺等。EAQF1994标准在2003年12月31日已被终止使用。

意大利的汽车工业质量体系是AVSQ,是以1994年版的ISO 9001为基础所建立和编制而形成的。意大利的主要汽车厂有:菲亚特(FIAT)、IVECO等。AVSQ1995标准在2003年12月31日已被终止使用。

QS、VDA、EAQF与AVSQ如图8-4所示。

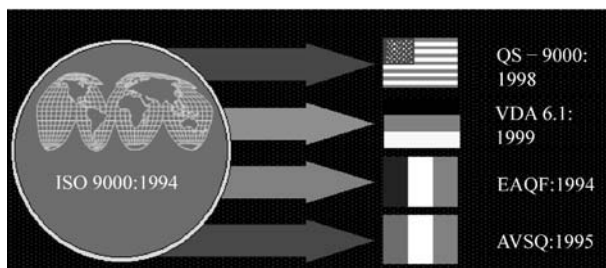


图8-4 QS、VDA、EAQF与AVSQ

随着发展,企业将质量(QMS)、环境(EMS)、职业健康安全(OHSAS)三个管理体系进行“三标一体”整合,建立质量、环境、职业健康安全一体化管理体系。

因为ISO 9001:2015《质量管理体系要求》、ISO 14001:2004《环境管理体系要求及使用指南》、GB/T 28001—2011《职业健康安全管理体系要求》三个管理体系的管理原则、体系结构、总体要求都是一致的,并且是相容的,所以三个管理体系具有整合性。企业可根据自身的具体情况,依据三个管理体系的要求,建立适合自己的一套管理体系。但要注意的是,三标一体化认证并非三个管理体系简单的叠加,而是一个有机的融合,因为他们各自关注的目标不同,要求控制的要素也不尽相同。ISO 9000标准控制的是预期的产品(服务),以防出现产品、服务的不合格,目的是增强顾客满意;ISO 14000标准控制的是非预期的产品和服务,以防出

现对环境的破坏、资源的浪费，追求的是社会满意；而 OHSAS 18000 标准控制的是产品和服务的实现过程中各种可能的职业健康安全方面的事故或灾害，追求的是员工及相关方的满意。

8.2.2 PDCA 循环

PDCA 循环（见图 8-5）又叫作戴明环，是美国质量管理专家戴明博士提出的，它是全面质量管理所应遵循的科学程序。PDCA 是英语单词 Plan（计划）、Do（执行）、Check（检查）和 Act（行动）的第一个字母，PDCA 循环就是按照这样的顺序进行质量管理，并且循环不止地进行下去的科学程序。PDCA 循环实际上是有效进行任何一项工作的合乎逻辑的工作程序。在质量管理中，因此有人称其为质量管理的基本方法。

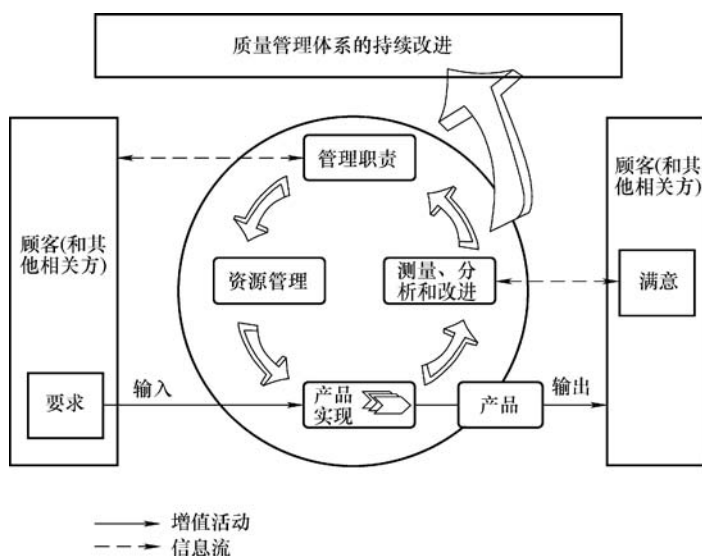


图 8-5 PDCA 循环

8.2.3 质量改进 8D

质量改进 8D 是一种质量管理的方法，分析问题的流程是 8 个步骤，适用于解决各类可能遇到的简单或复杂的问题。8D 方法就是要建立一个体系，让整个团队共享信息，努力达成目标。最早是福特公司使用的很经典的逻辑分析手法，8D 格式的原则是针对出现的问题，找出问题产生的根本原因，提出短期、中期和永久对策，并采取相应行动措施。

8D 步骤如下：

1) 建立解决问题小组。

2) 问题描述。描述在具体环境中观察到的现象或问题造成的危险（说明何时、何地、发生了什么事、严重程度、目前状态、如何紧急处理，以及展示照片和收集到的证物）。推荐在 8D 报告中采用适当的图表关于作为附件来描述 5W1H（What、Who、Where、When、Which、How）。

3) 短期临时措施。立即采取措施（分类、返工、延迟交货、报废），以确保正常生产得以继续进行，直到采取纠正措施将问题解决。

4) 明确和核实原因。用 5Why 的方法从问题描述中寻找最有可能的一些原因，若有可能做一些测试帮助寻找原因。

5) 选择永久纠正措施。针对已确认的根本原因制定永久性的纠正措施，对将要执行的永久纠正措施在实施前做进一步的确认。

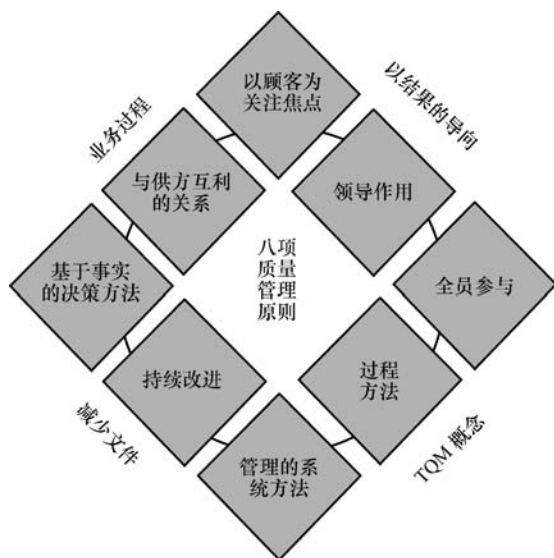
6) 执行永久纠正措施。

7) 预防问题重复出现措施：修正必要的系统，包括方针、运作方式、程序，以避免此问题及类似问题的再次发生，必要时，要提出针对体系本身改善的建议。

8) 团队激励。

8.2.4 ISO 9000：2000 八项质量管理原则

八项管理原则如图 8-6 所示，包括如下：以顾客为关注焦点，领导作用，全员参与，过程方法，管理的系统方法，持续改进，基于事实的决策方法，与供方互利的关系。



8.2.5 组织绩效分析的过程方法

根据价值流分析,可以把组织的过程分为以顾客为导向的主过程 COP、管理过程 MOP、支持过程 SOP, IATF 推荐的组织绩效分析的过程方法有顾客导向过程形成的组织“章鱼图”模式(见图 8-7)和过程分析和过程审核的“乌龟图”(见图 8-8)。

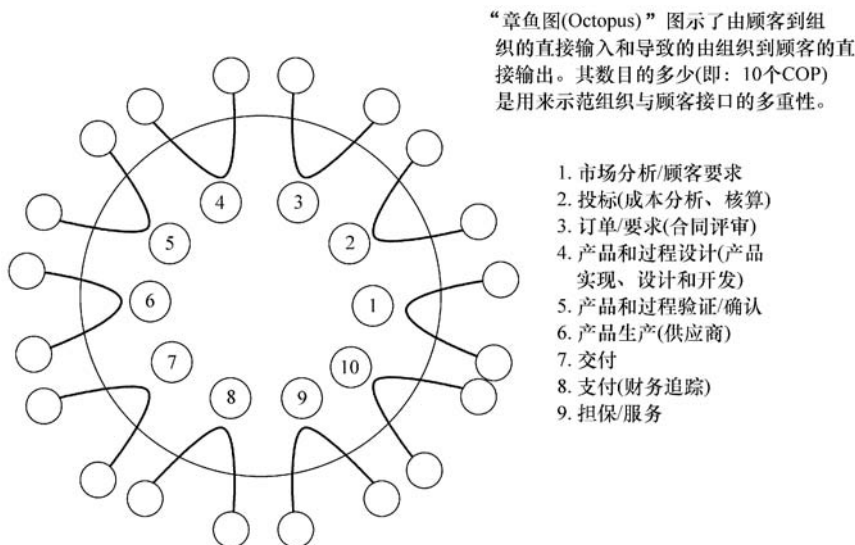


图 8-7 “章鱼图”模式

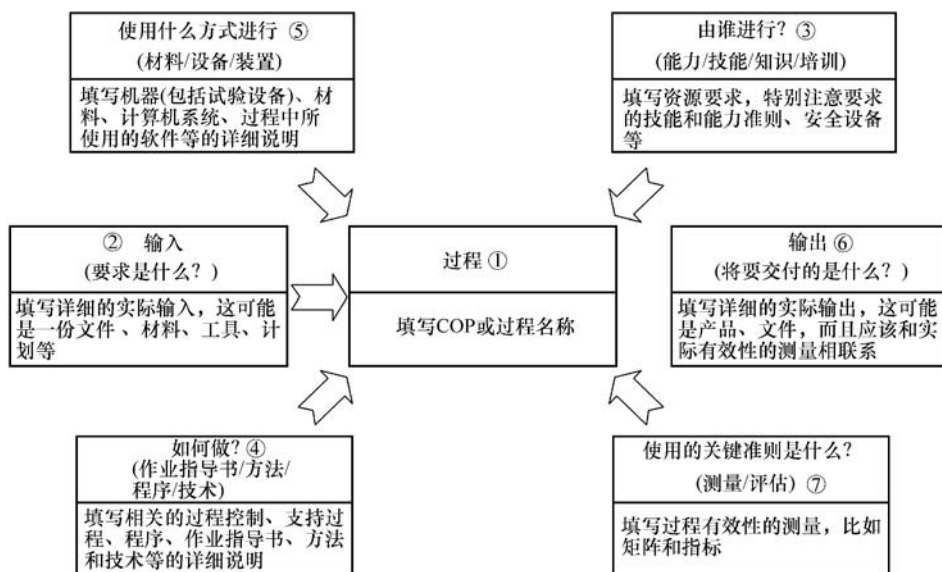


图 8-8 “乌龟图”

8.2.6 五大手册介绍

(1) APQP “APQP”(见图8-9)的概念指 Advanced Product Quality Planning (产品质量先期策划)的英文简称。用来确定和制定确保某产品使顾客满意所需步骤的一种结构化、系统化的方法。

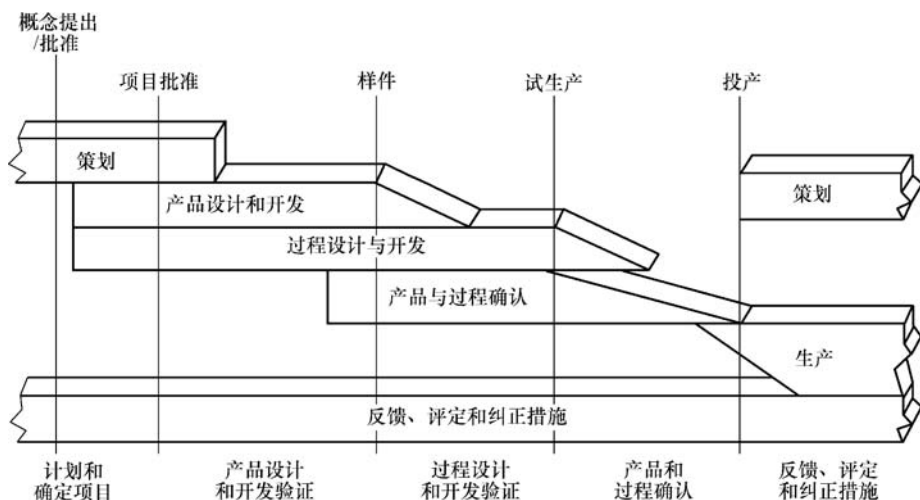


图 8-9 APQP

(2) FMEA FMEA 是 Potential Failure Mode and Effect Analysis (潜在的失效模式及后果分析)的英文简称。在产品设计和制造过程设计阶段,对构成产品的系统、子系统和零件,对构成制造过程的各个工序逐一进行分析,找出所有潜在的失效模式,并分析其可能的后果,从而预先采取必要的措施,以提高产品的质量和可靠性,并将全部过程形成书面文件,如图8-10所示。FMEA分为设计FMEA和过程FMEA。

(3) SPC 统计过程控制(简称SPC)是一种借助数理统计方法的过程控制工具。它认为,当过程仅受随机因素影响时,过程处于统计控制状态(简称受控状态);当过程中存在系统因素的影响时,过程处于统计失控状态(简称失控状态)。由于过程波动具有统计规律性,当过程受控时,过程特性一般服从稳定的随机分布;而失控时,过程分布将发生改变。SPC正是利用过程波动的统计规律性对过程进行分析控制。因而,它强调过程在受控的状态下运行,从而使产品和服务稳定地满足顾客的要求。

实施SPC的过程一般分为两大步骤,第一步是用SPC工具对过程进行分析,如绘制分析用控制图等;根据分析结果采取必要措施:可能需要消除过程中的系统性因素,也可能需要管理层的介入来减小过程的随机波动,以满足过程能力的需求。第二步则是用控制图对过程进行监控。

系统				子系统				产品名称				批准					
车型年/项目				设计责任部门				DFMEA编号									
(或产品型号)				关键日期				编制部门				编制					
核心小组						DFMEA 日期											
						编制日期						修订日期					
项目 功能	潜在失效模式	潜在失效后果	严重度 S	级别	潜在失效起因/机理	频度数 0	现行设计控制预防	现行设计控制探测	探测度 D	风险顺序数 RPN	建设措施	责任及标完成日期	措施结果				
													采取的措施	严重度 S	频度数 0	探测度 D	风险顺序数 RPN
			8														

图 8-10 FMEA

控制图按不同的标准有不同的分类，常规的分类方法将控制图分为计量值控制图和计数值控制图。常见的计量值控制图有 X - R 控制图、X - S 控制图、X - Rs 控制图。常见的计数值控制图有 p 控制图、Pn 控制图、c 控制图、u 控制图等。

过程能力指数的判定与处理见表 8-3，根据工序能力指数，可判断某道工序满足质量要求的程度，以便采取相应的措施。

表 8-3 C_{pk} 的评级标准

范围	等级	相应对策
$C_{pk} \geq 2.0$	特优	可考虑降低成本
$2.0 > C_{pk} \geq 1.67$	优	应当保持
$1.67 > C_{pk} \geq 1.33$	良	能力良好，状态稳定，但应尽力提升为优级
$1.33 > C_{pk} \geq 1.0$	一般	状态一般，过程因素稍有变异即有产生不良的危险，应利用各种资源及方法将其提升为良等级
$1.0 > C_{pk} \geq 0.67$	差	过程不良较多，必须提升其能力
$0.67 > C_{pk}$	不可接受	其能力太差，应考虑重新整改设计过程

(4) MSA 测量系统分析 (MSA, Measurement System Analysis) 是对新的或改进的量具、测量和试验设备参考 MSA 手册进行变差研究。

测量系统是指用于对被测特性赋值的操作、程序、量具、设备、软件及操作人员的集合。

测量系统误差分成五种类型：偏倚、线性、稳定性、重复性和再现性。

量具重复性和再现性 (R&R) 的可接受性准则如下:

- 1) 数值 $<10\%$ 的误差测量系统可接受。
- 2) $10\% \leq \text{数值} \leq 30\%$ 的误差测量系统可接受或不接受, 取决于该测量系统的重要性, 量具成本、修理所需之费用等因素, 可能是可接受的。
- 3) 数值 $>30\%$ 的误差测量系统不能接受, 需予以改进, 进行各种分析发现问题并改正, 必要时更换量具或对量具重新进行调整, 并对以前所测量的库存品再抽查检验, 如发现库存品已超出规格应立即追踪出货, 通知客户, 协调处理对策。

(5) PPAP 生产件批准程序 (PPAP, Production Part Approval Process) 规定了生产件批准的一般要求, 包括生产和散装材料。

PPAP 的目的是用来确定组织是否已经正确理解了顾客工程设计记录和规范的所有要求, 并且在执行所要求的生产节拍条件下的实际生产过程中, 具有持续满足这些要求的潜在能力。

组织必须对下列情况获得顾客产品批准部门的完全批准:

- 1) 一种新的零件或产品 (即以前未曾提供给某厂顾客的某种零件、材料或颜色)。
- 2) 对以前提交零件不符合的纠正。
- 3) 由于设计记录、规范或材料方面的工程更改引起产品的改变。

必须按顾客规定等级要求提交项目和/或记录, 提交的相关材料见表 8-4。

表 8-4 提交相关材料表

序号	材料名称	序号	材料名称
1	设计记录	11	试验室资格文件
2	工程更改文件	12	控制计划
3	顾客工程批准	13	零件提交保证书 (PSW)
4	D - FMEA (如适用)	14	外观批准报告 (AAR)
5	过程流程图	15	散装材料要求检查表 (仅适用于散装材料)
6	P FMEA		
7	尺寸结果	16	样品产品
8	尺寸/性能试验结果记录	17	标准样品
9	初始过程研究	18	检查辅具
10	MSA	19	顾客的特殊要求

等级 1—只向顾客提交保证书 (外观批准报告, 若有)。

等级 2—向顾客提交保证书和产品样品及部分支持文件。

等级 3—向顾客提交保证书和产品样品及整套支持文件。

等级 4—保证书和顾客规定的其他要求。

等级 5—在供方制造场所准备保证书、产品、样品和整套的支持数据，以供评审。

等级 3 为常规提交等级，散件材料提交通常为等级 1。

8.2.7 质量门

质量门又称为质量闸，是戴姆勒－奔驰公司最先采用的一种产品质量管理模式。它已被誉为目前领先世界的十大生产实践之一。一些产品特别是像汽车这种零部件非常多的产品，有时到组装的最后一分钟还需要修改。这样的代价非常昂贵。为防止这种最后一分钟还有修改设计的情况出现，戴姆勒－奔驰公司采用了质量门的管理模式。质量门是在整个产品设计流程中设立一系列检测点，犹如一道道闸门。每个门都要对流程进行检测，看其是否可以进入下一步骤。

图 8-11 所示为舍弗勒公司产品开发过程中的质量门。舍弗勒公司的项目过程质量是通过门关审查（Gateway 审查）来进行控制，是基于项目流程的过程质量审核。每个阶段完毕时的门关审核，都对该阶段项目的交付物进行了明确的定义，并形成标准外星人审核清单。项目审核团队依据审核清单对该门关进行，最终决定项目是否进入下一阶段，评审方式为在充分提交相关证实文档或资料前提下，采用每个阶段审核清单中的提问形式，核实所有有关问题（提问可根据实际情况做出增删或修正）。这是在七个阶段中每个阶段结束时都必须要进行的一项工作。门关审核的目的是为了确保项目中包含的各个要素都在按照项目计划中的要求进行，确保项目的过程质量是符合原定的质量规定，是在受控状态下进行，以保证项目能达到阶段性成果。针对各阀门，都有相应的检查表。

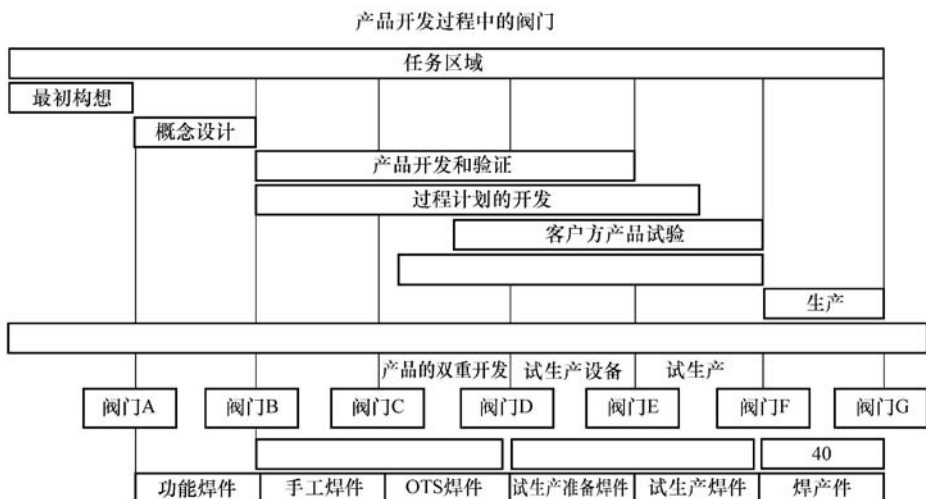


图 8-11 舍弗勒公司产品开发过程中的质量门

8.2.8 膜片弹簧离合器的特殊特性

离合器的质量和离合器的特殊特性是密切相关的,通过SPC控制离合器质量,就必须了解离合器的特殊特性,下面对本文将涉及的一些特殊特性做简要介绍:

(1) 总成特性清单 盖及压盘总成特殊特性清单和从动盘总成特殊特性清单分别见表8-5、表8-6。

表 8-5 盖及压盘总成特殊特性清单

序号	特性名称	序号	特性名称	序号	特性名称
1	分离指接合高度	6	分离点分离力	11	螺栓孔直径及位置度
2	压盘升程	7	接合点分离力	12	超速试验
3	分离指跳动	8	最大分离力	13	疲劳试验
4	接合点压紧力	9	销孔直径	14	动平衡试验
5	磨损点压紧力	10	销孔位置度		

表 8-6 从动盘总成特殊特性清单

序号	特性名称	序号	特性名称	序号	特性名称
1	总成压紧厚度	4	轴向压缩特性曲线	7	综合台架试验(摩擦片性能)
2	自由行程	5	超速试验	8	动平衡试验
3	扭转减振特性曲线	6	疲劳试验	9	花键参数

(2) 零件特殊特性清单 (见表8-7)

表 8-7 零件特殊特性清单

零件名称	特殊特性
盖	压盖支承筋高度
	传动片铆接孔孔径及位置度
	传动片铆接处平面度
	销孔直径及位置度
	螺栓安装孔直径及位置度
压盘	分离指接合高度
	压盘升程
	压盘支承筋高度
	压盘支承筋平行度
	压盘耳面平行度
	压盘不平衡量

(续)

零件名称	特殊特性
膜片	膜片槽孔位置度
	膜片锥角尺寸
	膜片淬火硬度
	膜片回火硬度
	膜片材料
从动盘/夹持盘	从动盘/夹持盘铆钉孔尺寸、位置度
	从动盘/夹持盘窗孔尺寸、位置度
	从动盘/夹持盘硬度
	从动盘/夹持盘硬化层深度
波形片	波形片与摩擦片铆钉孔位置度
	波形片与从动盘铆钉孔位置度
	波形片回火硬度
	波形片轴向压缩量
盘毂盘	盘毂盘窗孔尺寸、位置度
	盘毂盘槽孔尺寸、位置度
	盘毂盘硬度
	盘毂盘硬化层深度
	盘毂盘平面度
	盘毂盘压装尺寸
	盘毂盘嵌装尺寸
	盘芯硬度
	花键参数

第9章

汽车离合器常见故障原因及改善方法

本章节将解释离合器在使用过程中的各种故障。先确定故障的种类，找出产生故障的原因，再提出解决故障的方法。故障最易发生在车辆的设计和开发阶段，最初的设计问题会给离合器系统埋下故障的隐患。应对整车参数进行分析，保证满足整车匹配要求。本章将从离合器设计与制造过程着手，找出所有部件最原始的问题。

本章目的是以逐步分析的方法解决离合器故障，而不仅仅是找出故障的原因。以下内容将对离合器最常见的故障做出总结。

9.1 汽车离合器故障分类、故障树图及解决方法

离合器故障按照以下方法进行分类：汽车离合器分离不良，汽车离合器打滑，汽车离合器震颤，汽车离合器异响，汽车离合器抖动，汽车离合器异常损坏，汽车离合器踏板力过重。

很多原因都可以导致离合器发生以上故障，详见故障树图及解决方法。

(1) 离合器分离不良 离合器分离不良如图 9-1a、b 所示，故障可以通过以下方法解决：

1) 检查机械驱动系统是否已调整好并能正常工作。检查液压分离系统的主从气缸。通过调整液压系统的阀和连接来检查和调整离合器踏板，使其可以自由操作。

2) 正确配对和使用符合行业标准的离合器。

3) 更换离合器盖及压盘总成和摩擦片，需先去除飞轮上烧焦的杂物。按对角线方向用手依次旋入螺栓后再旋紧，作为临时紧固。切勿将第一颗螺栓上紧后再旋入第二颗螺栓。

4) 安装更换从动盘总成，并尽可能使用原厂家产品。

5) 检查、清洗并适度润滑输入轴和从动盘总成盘毂。必须去除接触面上的所有杂物，以保证接触面干净平滑。

6) 更换有缺陷的导向轴套。

- 7) 检查和更换有缺陷的分离轴承。
- 8) 加大踏板的储备行程来抵消超长的分离行程。
- 9) 分离拨叉高低误差 $\leq 0.25\text{mm}$ 。
- 10) 更换劣化螺栓。
- 11) 去除离合器壳安装面的伤痕、异物。
- 12) 在装配过程中注意搬运时防止离合器摔跌。

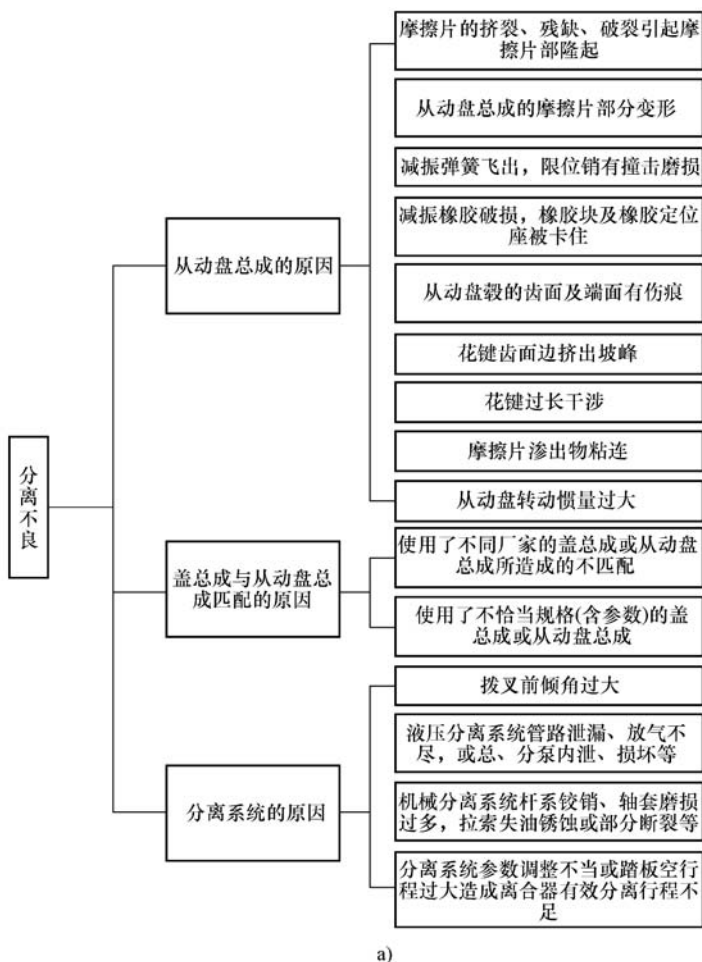


图 9-1 离合器分离不良

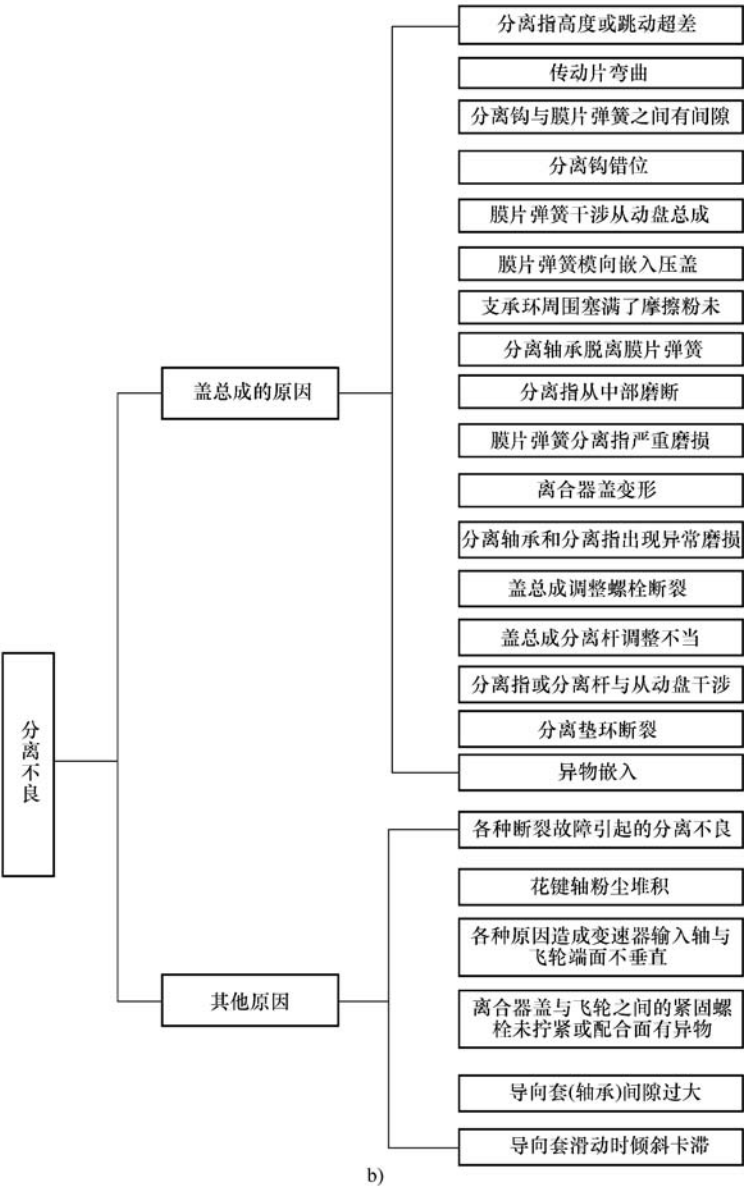


图 9-1 离合器分离不良（续）

- (2) 离合器打滑 离合器打滑如图 9-2 所示。
- 所示故障可以通过以下方法解决：
- 1) 检查分离系统是否可以自由操作。
 - 2) 使用同一厂家的盖总成和从动盘总成，盖总成和从动盘总成要匹配。
 - 3) 调整分离系统复位机构。

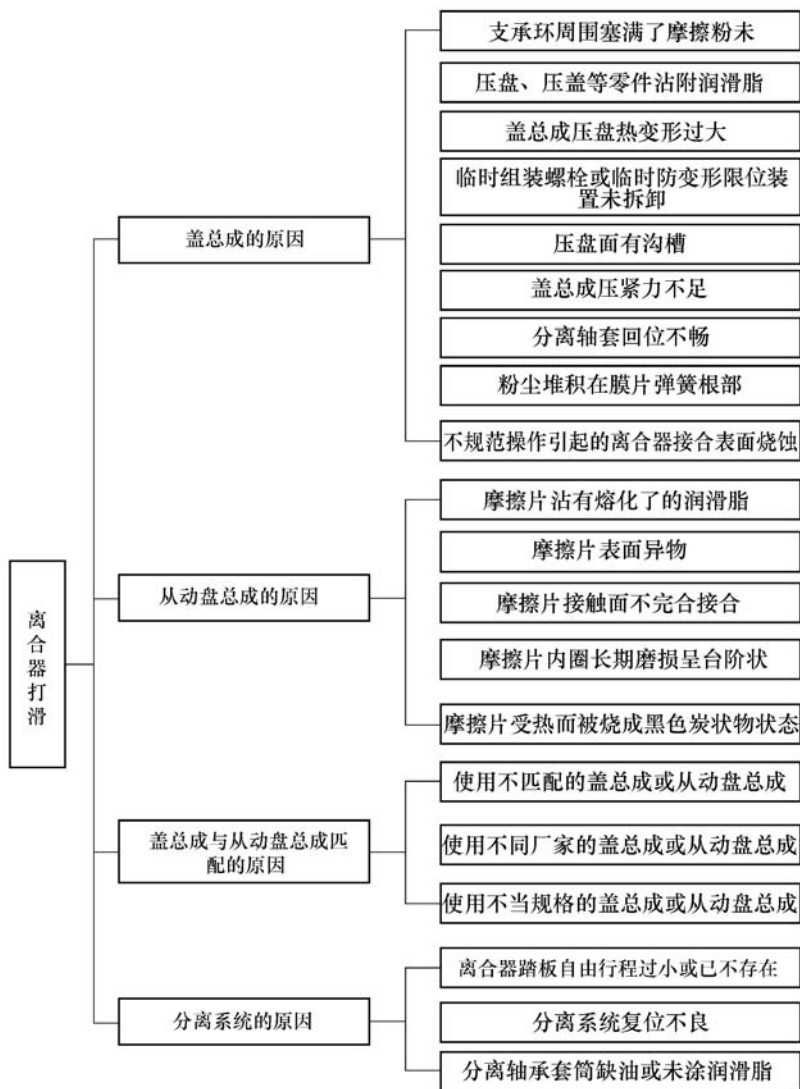


图 9-2 离合器打滑

- 4) 更换离合器。
- 5) 安装离合器前清扫离合器壳。
- 6) 更换离合器从动盘。
- 7) 在盖总成和飞轮之间加装垫片。
- 8) 给变速器输入轴和从动盘总成的花键部涂润滑脂后，把从动盘总成套入。
- 9) 清理、打磨相关部位后重新润滑，保证分离轴套回位畅通。
- 10) 按技术要求调整踏板自由行程。

11) 检查相关部位并加固润滑脂。

12) 用千斤顶压开分离指后，用气管喷洗膜片弹簧根部的粉尘。

13) 维修泄漏并清洗飞轮上的油。

(3) 离合器起步发抖 离合器起步发抖如图 9-3 所示，所示故障可以通过以下方法解决：

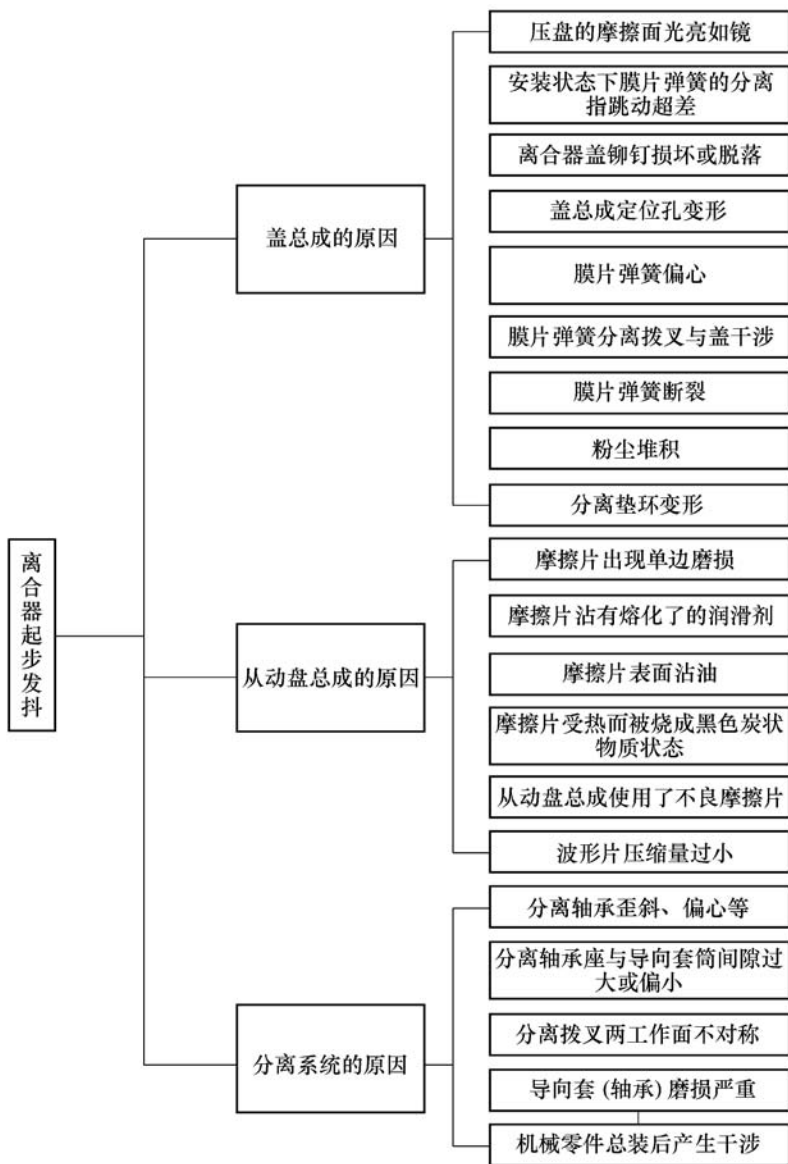


图 9-3 离合器起步发抖

- 1) 重新匹配转矩储备系数。
- 2) 更换变速器侧、发动机侧的油封。
- 3) 更换离合器。
- 4) 检查盖及压盘总成上的螺栓。
- 5) 调整飞轮使其平衡。
- 6) 检查传动轴的万向节是否正常磨损和轮毂是否平衡。
- 7) 使用汽车生产厂指定的离合器花键用润滑脂。
- 8) 更换合格的分离垫环。
- 9) 检查离合器壳上的分离拨叉轴孔同轴度是否合格,并更换合格产品。
- 10) 调整分离行程,更换合格产品。
- 11) 选配合适的摩擦材料型号。
- 12) 降低粗糙度级别,有利于转矩曲线的稳定。

(4) 异响 异响如图 9-4 所示,所示故障可以通过以下方法解决:

- 1) 检查离合器分离系统的平滑操作。
- 2) 调整发动机使其平稳和正常怠速,并可低速运转。
- 3) 检查传动系统、发动机悬架是否有缺陷。更换所有有缺陷的部件,紧固所有有松弛的部件。

4) 确认离合器系统的噪声是否来自于轴承,或者是由于变速器的齿轮敲击产生。更换离合器不能解决变速器相关的噪声。一个特殊的变速器齿轮啮合相关的设计方案可以消除噪声。当车辆空档、离合器工作、发动机运行或齿轮加速时,变速器齿轮的敲击是经常发生的。

- 5) 更换离合器。
- 6) 去除离合器壳安装面的伤痕、异物。
- 7) 更换离合器从动盘。
- 8) 更换损坏的导向轴承或轴套。
- 9) 更换分离轴承。
- 10) 检查输入轴的花键跳动量是否超差。
- 11) 清洗飞轮。修理漏油问题。

(5) 离合器踏板沉重 离合器踏板沉重如图 9-5 所示,所示故障可以通过以下方法解决:

- 1) 重新进行系统匹配设计,更换匹配的合格产品。
- 2) 检查管路,保证储气压力达到规定的技术要求。
- 3) 更换离合器。
- 4) 检查分离轴承回位卡滞或轴承回位弹簧失效。
- 5) 更换分泵。
- 6) 按推杆与摇臂的夹角最大来改进安装位置,保证推力垂直度最佳位置。

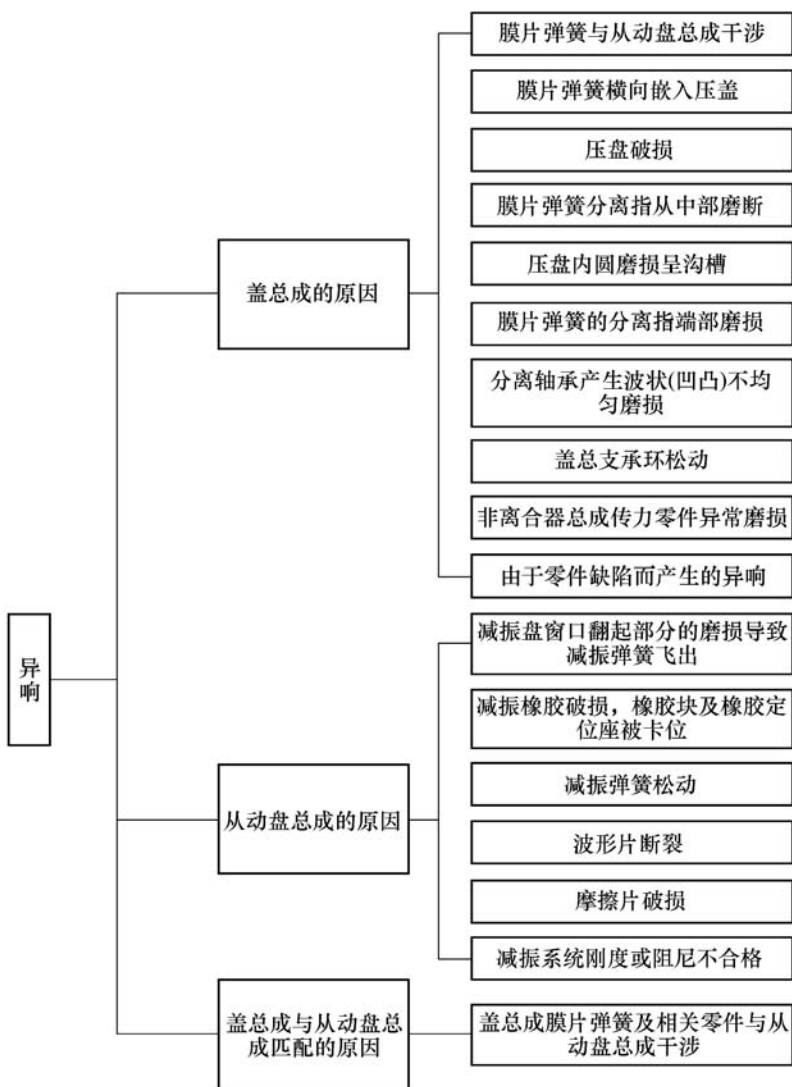


图 9-4 异响

(6) 离合器异常损坏 离合器异常损坏如图 9-6 所示, 所示故障可以通过以下方法解决:

- 1) 更换离合器。
- 2) 规范变速器安装方法, 防止变速器输入轴与飞轮面不垂直。
- 3) 改善波形片热处理制造工艺质量。
- 4) 更换合格的分离轴承。

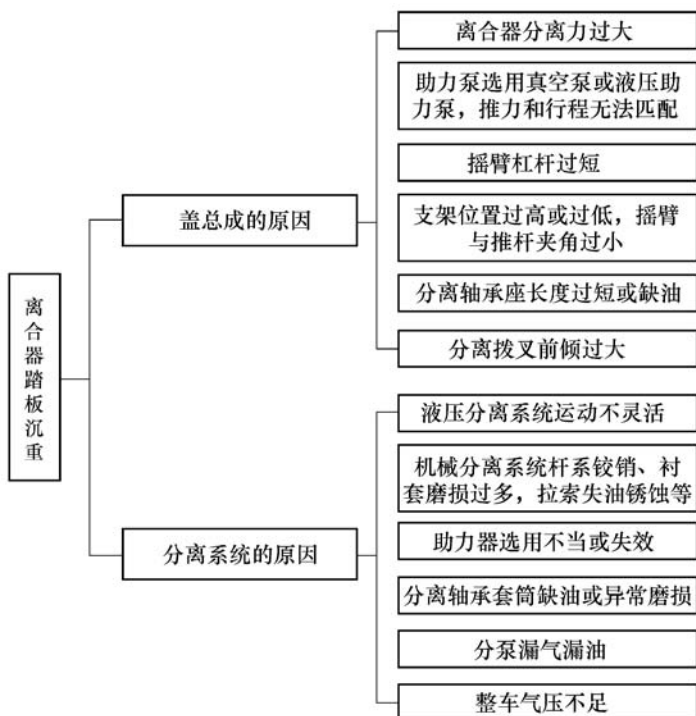


图 9-5 离合器踏板沉重

- 5) 检查分离轴承座及轴套是否缺油、磨损，对问题进行处置。
- 6) 调整踏板自由行程。

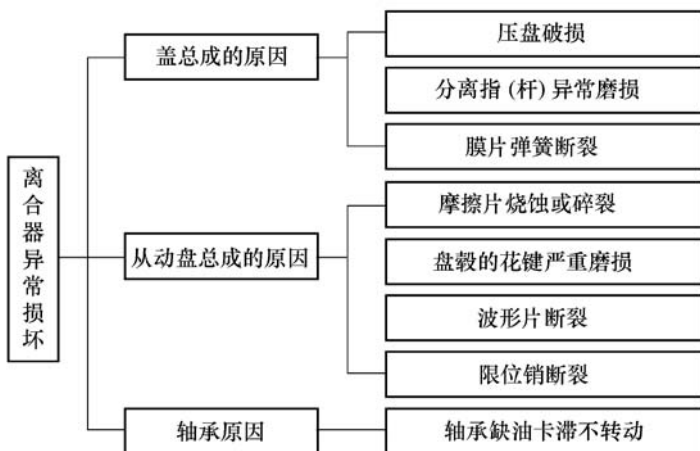


图 9-6 离合器异常损坏

9.2 汽车离合器故障推荐诊断流程

1) 汽车离合器故障诊断应遵循以下流程：首先询问客户，然后进行具体诊断。在询问客户时，主要按照故障现象、磨损、操作、维修记录四个方面进行，见表9-1。

表 9-1 询问客户流程

首先询问客户	故障方面	磨损方面
	是什么故障？ 故障是如何发现的？ 故障是什么时候开始的？	累积里程数是多少？ 是原装离合器吗？ 有无超过正常的负载？
	操作方面	维修记录方面
	是新车吗？ 谁驾驶这辆车？ 只有您本人吗？	以前修理过离合器和变速器吗？

2) 在具体诊断时，应按照表9-2所示的步骤和内容进行分析与执行。

表 9-2 诊断步骤

诊断步骤	1. 故障的变现形式是什么？ 2. 从理论上分析导致故障的原因。 3. 在拆卸离合器之前，应该检查什么？ 4. 在离合器拆卸之后，应该检查什么？ 5. 导致故障的原因可能是什么？
------	---

3) 离合器打滑、分离不清、离合器起步发抖、离合器异响、离合器踏板沉重按常见故障现象分别参照表9-3～表9-8 流程与内容进行分析与诊断。

表 9-3 离合器打滑故障诊断流程

故障现象	检查步骤	检查判定方法
1. 当汽车起步时，完全放松离合器踏板后，汽车提速慢，发动机的动力不能完全传至变速器主动轴，使汽车动力下降，油耗增加和起步困难	(1) 试车确认故障	拉紧驻车制动器，挂上低速档，慢慢放松离合器踏板，徐徐加大节气门，若汽车不动，发动机仍继续运转而不熄火，说明离合器打滑；若发动机熄火，说明离合器不存在打滑故障
	(2) 离合踏板机构	① 踏板没自由行程
		② 检查踏板在回位时是否有卡滞现象
	(3) 离合分离机构	① 用手拨动分泵推杆是否有间隙。常接触的没有间隙
		② 总泵漏油、分泵漏油或漏气，引起操纵系统回油不良

(续)

故障现象	检查步骤	检查判定方法
2. 当汽车加速时,车速不能随发动机转速提高而加快,以致行驶无力 3. 当重载上坡时,打滑会更明显	(3) 离合分离机构	③ 分泵回位弹簧失效,或拨叉轴转动发卡 ④ 分离拉索因缺油、磨损等问题产生卡滞
	(4) 拆变速器、离合器检查	① 分离轴承回位卡滞或轴承回位弹簧失效
		② 离合器安装不到位,或安装螺栓松动、断裂
		③ 离合器盖与膜片弹簧之间夹有异物
		④ 飞轮、压盘、摩擦片相互工作表面有油污或粘有异物
		⑤ 飞轮工作面高低差过大
		⑥ 离合器盖总成压盘面高低差过大
		⑦ 离合器盖总成压盘面全部烧蚀、断裂
		⑧ 离合器盖总成膜片弹簧断裂
		⑨ 离合器从动盘摩擦片磨损至铆钉头外露,造成飞轮面、压盘面磨损

表 9-4 分离不清故障诊断流程

故障现象	检查步骤	检查判定方法
1. 将离合器踩到底仍挂挡困难;或强行挂入,但不抬踏板汽车就向前行驶或造成发动机熄火 2. 变速器挂挡困难或挂不进档,出现打齿现象	(1) 试车确认故障	① 当发动机熄火时,挂空档,踩下离合器踏板,打开离合器壳上观察窗口,用螺钉旋具推动离合器从动盘。若能轻推动,说明离合器能分离开;若推不动说明离合器分离不彻底 ② 将变速器输出轴后的传动轴拆下,拉上驻车制动,起动发动机,踩下离合器踏板,挂入一档,不松离合器踏板,这时观察变速器输出轴是否转动,若不转动,说明离合器能分离开;若能转动,说明离合器分离不彻底
	(2) 离合踏板机构	检查踏板储备行程是否满足设计要求
	(3) 离合分离机构	① 总泵漏油、分泵漏油或漏气
		② 油路中有空气
		③ 分离拉索因缺油、磨损等问题产生卡滞
	(4) 拆变速器、离合器检查	① 分离拨叉断裂
		② 分离轴承座耳部与分离拨叉两工作点不在同一水平线
		③ 分离轴承运动发卡
		④ 在安装状态下离合器盖总成膜片弹簧分离指高低差过大
		⑤ 导向轴承转动不灵活或损坏
		⑥ 离合器安装不到位,或安装螺栓松动、断裂
		⑦ 从动盘粘连飞轮面或压盘面上
		⑧ 离合器盖总成膜片弹簧及支承环松动、断裂
		⑨ 离合器盖总成传动片铆钉松脱、断裂
		⑩ 离合器从动盘在变速器输入轴花键上滑动不畅

表 9-5 离合器起步发抖故障诊断流程

故障现象	检查步骤	检查判定方法
3. 当汽车起步时，驾驶人按正常操作较平缓地放开离合器踏板，汽车不是平稳地起步加速，而是断断续续地加速，汽车轻微抖动，有行进振动感觉	(1) 试车确认故障	发动机置于怠速，踩下离合器，变速器置于一档，放开驻车制动、制动踏板，轻踩加速踏板，缓慢地放开离合器踏板起步，此时确认车体是否有抖动现象
	(2) 传动系统装置	① 发动机动力总成悬置不牢
		② 传动系统中变速器、飞轮壳、变速器输入轴各联接螺栓松动
	(3) 离合器踏板机构	踏板回位发卡
	(4) 离合分离机构	① 总泵漏油、分泵漏油或漏气
		② 拨叉轴转动发卡
		③ 分离拉索因缺油、磨损等问题产生卡滞
	(5) 拆变速器、离合器检查	① 分离轴承回位发卡
		② 分离轴承座耳部与分离拨叉两工作点不在同一水平线
		③ 在安装状态下离合器盖总成膜片弹簧分离指高低差过大
		④ 飞轮工作面高低差过大
		⑤ 离合器盖总成压盘面高低差过大
		⑥ 从动盘减振弹簧折断

表 9-6 离合器起步窜动故障诊断流程

故障现象	检查步骤	检查判定方法
当汽车起步时，离合器踏板慢慢抬起，轻踩加速踏板，汽车不是平稳加速，而是突然加速，向前窜动	(1) 试车确认故障	发动机置于怠速，踩下离合器挂进一档，放开驻车制动、制动踏板，缓慢地放开离合器踏板起步，轻踩加速踏板，汽车不是平稳前进，而是突然向前窜动，此时确认为整车窜动
	(2) 离合器踏板机构	踏板回位发卡
	(3) 离合分离机构	① 总泵漏油、分泵漏油或漏气
		② 拨叉轴转动发卡
		③ 分离拉索因缺油、磨损等问题产生卡滞
	(4) 拆变速器、离合器检查	分离轴承回位发卡

表 9-7 离合器异响故障诊断流程

故障现象	检查步骤	检查判定方法
当在使用离合器时，有不正常的响声产生	(1) 试车确认故障	发动机怠速运转，拉紧驻车制动，变速器置于空档，踩下和松开离合器踏板，有连续或间断的异响声音，确定为异响故障
	(2) 拆变速器、离合器检查	① 离合器壳内有其他相关零件脱落及装机的遗留零件
		② 分离拨叉、分离轴承及回位弹簧损坏、脱落
		③ 分离轴承损坏
		④ 离合器盖总成各零件松动、断裂
		⑤ 离合器从动盘各零件松动、断裂

表 9-8 离合踏板沉重故障诊断流程

故障现象	检查步骤	检查判定方法
踩离合踏板感到沉重	(1) 试车确认故障	发动机怠速运转，拉紧驻车制动，变速器置于空档，踩下离合器踏板，离合器踏板力大于规定要求，则确定为踏板沉重
	(2) 离合踏板机构	① 踏板机构部件干涉
		② 踏板机构回位弹簧力过大
	(3) 离合分离机构	① 总泵漏油、分泵漏油或漏气
		② 油路堵塞
		③ 气压不稳定或不够
		④ 拨叉轴转动发卡
		⑤ 分离拉索因缺油、磨损等问题产生卡滞
	(4) 拆变速器、离合器检查	分离轴承移动发卡

9.3 汽车离合器安装要求

(1) 安装前注意事项

- 1) 绝对不能使用被摔过的从动盘总成，请勿用油污的手接触从动盘总成。
理由：将导致分离不良、发抖、打滑。
- 2) 请勿使用被水淋过的产品。
理由：将导致分离不良、发抖、打滑。
- 3) 认真核对产品的规格型号是否与技术要求一致，注意有的外形一致但工作压力不相同，盖总成与从动盘总成原则上使用同一个厂家生产的产品。
理由：规格型号一致才能保证产品的整体匹配，产品同一个厂家生产可避免安装及使用方面的技术问题和责任问题。

(2) 安装过程中注意事项

- 1) 安装前，清除罩内的尘垢，仔细检查分离轴承、分离拨叉是否正常。

理由：不干净的环境及不良的对应零件会使汽车离合器性能下降，提前损坏。

2) 当飞轮的摩擦面上有严重磨损槽或热蚀点时，应加以更换或研磨，并注意公差精度。

理由：摩擦面不平将导致打滑、发抖。

3) 请用干净的布擦净盖总成的压盘摩擦面和飞轮的摩擦面。

理由：摩擦面沾油将导致分离不良、发抖。

4) 安装前，确认变速器输入轴与各轴承之间的配合情况，从动盘总成套入变速器输入轴后，应无卡涩现象。

理由：通过事前检查确认变速器输入轴以及花键有无偏心、撞伤现象、产品是否适用。

5) 往花键孔里薄薄地涂抹一层润滑脂，然后再次把盘总成套入变速器输入轴。如果润滑脂从孔里溢出，请将其擦拭干净。

理由：溢出的润滑脂会引起打滑、发抖。

6) 使用心轴定位的图及要求：安装时候使用定位心轴装机。

理由：防止装机错位造成离合器花键的损坏和变速器输入轴的损坏。

7) 当安装变速器时，应注意高度、倾角和齿面等因素，轻松顺畅地插入变速器输入轴，不得有卡涩现象。

理由：强行插入变速器输入轴会损伤齿面导致分离不良。

8) 当把盖总成装上飞轮时，切勿将第一颗螺栓完全上紧后再旋入第二颗螺栓。请如图 9-7 所示拧紧顺序作为临时紧固，即依次旋入螺栓后再按对角顺序依次旋紧至指定转矩要求，最后确认膜片弹簧分离指高度是否一致。

理由：否则将导致分离指高度超差引起分离不良、发抖，如图 9-7 所示。

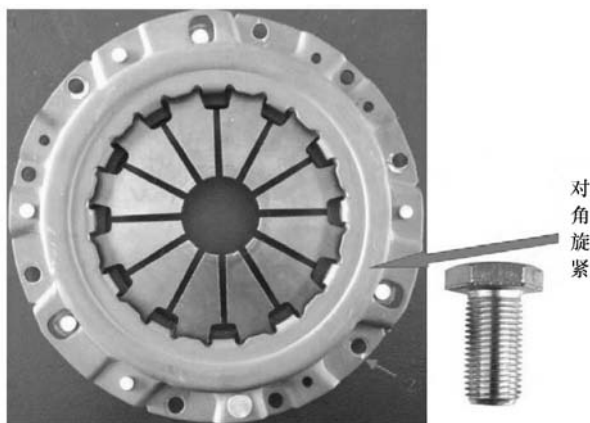


图 9-7 对角旋紧

9) 当安装从动盘总成时，请勿用手直接接触摩擦片。

理由：摩擦片含有玻璃纤维，对手有刺激。

第10章

汽车离合器面片

部分汽车采用干摩擦式离合器，即利用离合器摩擦面之间的摩擦力来传递动力驱动汽车行驶，离合器既可以有效地传递动力，又可以保证传动部件的安全。汽车离合器的作用是保证汽车平稳起步，便于变速器换挡，防止传动系统过载。

因此汽车离合器在汽车行驶过程中起着传递转矩、分离传动、减振及过载保护等多重功能。离合器面片的性能直接影响离合器的性能及整车的使用性能。换言之，离合器在工作状态下的载荷、接合频次、主从动件的转速差、接合时滑摩时间等，直接影响到离合器面片的工作状况和寿命，反过来离合器面片的性能又决定离合器的工作状态性能。

汽车离合器面片也称为摩擦片或离合器片，它是装在离合器从动盘总成中的摩擦面片，依靠离合器摩擦面片与飞轮及离合器压盘的接合和分离，来传递或切断汽车发动机的动力，所以离合器摩擦面片是整套离合器最为重要的零件之一。

汽车离合器面片采用玻璃纤维、聚甲基丙烯酸甲酯（亚克力）纤维、芳纶纤维和铜丝等多种纤维为骨架材料，以各种树脂、橡胶等为黏结剂，添加适量的金属和非金属以及它们的化合物作为摩擦性能调节剂及填充料等材料，经高温、高压复合而成的复合材料。

离合器对离合器面片的功能要求决定离合器面片材料性能的主要参数，主要是摩擦、磨损性能以及材料的强度性能。离合器面片作为一种摩擦材料，其摩擦、磨损性能的评价与一般机器部件材料的评价要求不同。对于有相对运动机械机构中很多的材料，人们希望其摩擦系数小、磨损率小等。在运动过程中，机械能量损失少、使用寿命长，如滚动轴承、滑动轴承和机床导轨等。而对于离合器面片需要传递发动机的转矩，其摩擦系数不能太低，否则离合器面片就会打滑，造成离合器面片烧蚀；同样离合器面片的摩擦系数也不能太高，太高容易造成离合器接合粗暴、抖动，发动机容易熄火。当然对于磨损率希望小一点，可以延长离合器面片的使用寿命。

10.1 摩擦学

按照经典摩擦学的概念，两个互相接触的物体，当它们发生相对运动或具有相对运动趋势时，就会在接触面上产生阻碍相对运动或相对运动趋势的力，这种力叫作摩擦力，固体表面之间的摩擦分为滑动摩擦、滚动摩擦、静摩擦、滚压摩擦和转

动摩擦。离合器面片与发动机飞轮和离合器压盘之间的摩擦属于固体摩擦，离合器面片和压盘相互产生的摩擦力主要是静摩擦力和动摩擦力。这些摩擦力都与耗散有关，它使得相互摩擦的物体的相对速度降低，并将机械能转化为热能。

产生固体表面之间摩擦力的内在原因有两个：固体表面原子、分子之间相互的吸引力和它们之间的表面粗糙所造成的互相之间卡住的阻力。当一个物体在另一个物体表面上滑动时，会受到另一个物体阻碍它滑动的力叫作滑动摩擦力。若两相互接触且相互挤压，而又相对静止的物体，在外力作用下如只有相对滑动趋势，而又未发生相对滑动，则它们接触面之间出现的阻碍发生相对滑动的力，即静摩擦力。一个物体相对它随外力的变化而变化，当静摩擦力增大到最大静摩擦时，物体就会运动起来。静摩擦力根据外力而变化，但有一个最大值，叫作最大静摩擦力。最大静摩擦力略大于滑动摩擦力。

滑动摩擦力也叫作动摩擦力，是阻碍相互接触物体间相对运动的力，不一定是阻碍物体运动的力，即摩擦力不一定是阻力，它也可能是使物体运动的动力，要清楚阻碍“相对运动”是以相互接触的物体作为参照物的。物体运动可能是以其他物体作为参照物的，如生活中，传送带把货物从低处送到高处，就是靠传送带对货物斜向上的摩擦力实现的。离合器面片在开始接合过程中的现象类似于此，即实现汽车的起步，在二者速度一致时，二者之间的摩擦也变为静摩擦，离合器转动速度随着发动机转速提高而提高，实现汽车的加速过程。每一次换挡都可以使汽车的速度按照驾驶人的要求实现变化。解释汽车离合器面片摩擦表面的相互作用的形式，主要有：凹凸啮合说和摩擦黏附论。

啮合说认为摩擦是由相互接触的物体表面粗糙不平产生的。当两个物体接触挤压时，接触面上很多凹凸部分就相互啮合。如果一个物体沿接触面滑动，两个接触面的凸起部分相互碰撞，产生断裂、磨损，就形成了对运动的阻碍。

摩擦黏附论认为，两个相互接触的表面，无论做得多么光滑，从原子尺度看，还是粗糙的，有许多微小的凸起，把这样的两个表面放在一起，微凸起的顶部发生接触，微凸起之外的部分接触面间有10nm或更大的间隙。这样，接触的微凸起的顶部承受了接触面上的法向压力。如果这个压力很小，微凸起的顶部发生弹性形变；如果法向压力较大，超过某一数值（每个凸起上约千分之几牛），超过材料的弹性限度，微凸起的顶部便发生塑性形变，被压成平顶，这时互相接触的两个物体之间距离变小到分子（原子）引力发生作用的范围，于是，两个紧压着的接触面上产生了原子性黏合。这时，要使两个彼此接触的表面发生相对滑动，必须对其中的一个表面施加一个切向力，来克服分子（原子）间的引力，剪断实际接触区生成的接点，这就产生了摩擦。

人们通过不断试验和分析计算，发现上述两种理论提出的机理都能产生摩擦，其中黏附理论提的机理比啮合理论更普遍。但在不同的材料上，两种机理的表现有所偏向：金属材料，产生的摩擦以黏附作用为主；而对非金属材料，产生的摩擦以

啮合作用为主。事实上,关于摩擦力的本质,目前尚未有定论,仍在深入讨论中。

10.2 离合器的摩擦特性

汽车离合器面片与对偶件之间的摩擦特性是摩擦系数和磨损率。

离合器面片的摩擦系数 μ 与两个方面有关:一方面接触面之间粗糙的机械啮合连接作用,另一方面又和接触面之间化学黏性作用。前一种情况说明摩擦系数 μ 是一个正压力作用的结果。但第二个更多地说明摩擦系数取决于相对接触面之间的分子活动能量,而这取决于接触面的温度。

如果试图确定一个特定摩擦系数 μ 值,直接应用于离合器设计的性能参数,那是不科学的,因为摩擦系数值是很多因素的函数:

- 1) 离合器面片以及对偶件(压盘或者飞轮)其相对表面材料的成分、材料的组织形态(如对偶件金相、石墨形态等)、零件的结构和形式。
- 2) 摩擦过程中的温度、速度和压力。
- 3) 摩擦表面的状态和环境的影响。

在离合器接合过程中摩擦系数表现为两种形式,动摩擦系数(μ_d)和静摩擦系数(μ_s),它影响着离合器从滑摩到锁住过程中的接合平顺性。通常认为离合器面片与对偶件之间的“静动摩擦系数之比”有关。

然而静摩擦系数实际上不是一个可测量的值。通常它是一个在摩擦测功机上扭力臂测得在非常低速度下的动摩擦系数,在记录纸上的转矩轨迹外推到速度为零得出的。

离合器面片的磨损率取决于离合器面片的材料组成、制造工艺、对偶的特性以及能量、功率,也取决于接合过程中吸收的热量、摩擦表面上磨损物的存在。“低磨损率”“耐久性”“高磨损寿命”都是同义词,反之如“高磨损率”则表明产品的加速失效。此外,离合器面片表面因长期使用,会产生磨损颗粒,这将进一步影响摩擦系数和磨损率。

离合器最重要的功能就是能量传递,而在能量传递过程中的摩擦特性是复杂的。离合器设计者希望预知离合器使用工况,来确定传递转矩的值,进而确定需要的摩擦系数值。

用于离合器设计的动摩擦系数为:

$$\mu_d = \frac{T}{p R_g A n_f}$$

式中, T 为转矩; p 为表面之间的单位压力; R_g 为回转半径; A 为每个摩擦面的总接触面积; n_f 为摩擦表面数量。

从而可以计算出需要的摩擦系数 μ_d 。

另一方面,离合器面片能够传递的转矩:

$$T = \mu_d p R_g A n_f$$

离合器面片能够吸收的能量及离合器面片的磨损量则与离合器面片材料的性能有关：

磨损率 = 摩擦片磨损的体积或者质量 / 摩擦功 (W)

为了进一步确定摩擦材料的特性，主要考虑的不仅是其磨损和在特定能量水平下的摩擦系数，而且还要考虑其能量的吸收率，或功率水平。一种特定的材料可以承受等同于有特定能量或单位摩擦表面面积功率“容量”，并在单位摩擦面积有特定功的条件下工作，这被称为“热容量”或“平均能量变化”。热量在摩擦表面的持续时间称为能量密度或功率密度，它对摩擦系数 μ 和磨损率有很深的影响。

例如，相同能量的两次接合，第二次有较高的压力且只用第一次接合的一半时间，同时二者扩散的能量相同，第二次会使摩擦表面温度升高更多，因为它造成两倍的功率密度或两倍的能量吸收率。这随之可使离合器面片中的树脂黏结剂升温到开始软化的程度，可能使摩擦系数降低。此外，不论离合器每分钟接合1次或每分钟接合10次，在整个离合器总成中造成的热量不同并导致不同的摩擦表面温度变化。

10.3 离合器面片分类

汽车用离合器面片的外形通常如图10-1所示。

汽车离合器面片有多种分类形式，通常按照材料特性分为绒制品、线（布）制品及粉末冶金片。离合器面片生产工艺有两种：干法生产和湿法生产，绒制品一般是用干法工艺生产，这是离合器面片早期生产的一种工艺，主要适用于农用汽车；线（布）制品主要采用湿法工艺生产，这是目前离合器面片主要的生产形式。粉末冶金片通常有人称为“陶瓷片”或者“烧结片”，主要应用在特种车辆的离合器上，提高摩擦系数和磨损率，同时由于粉末冶金片密度大，通常制成扇形片和线制品间隔使用，如图10-2所示。由于粉末冶金产品在汽车离合器上使用较少，在本书中不讨论。



图 10-1 离合器面片的外形



图 10-2 带粉末冶金片的离合器从动盘

石棉曾经作为主要材料在离合器面片中广泛使用，但是由于环保要求，进入 21 世纪以后汽车主机厂明确表示不得使用石棉制品，少量企业生产的石棉制品主要应用维修市场。因此很多场合仍然有人将离合器面片分为有石棉和无石棉两类。今后在没有明确离合器面片的材料是否含有石棉的前提下，通常离合器面片的材质就是指无石棉制品。

10.4 离合器面片发展历史

早期的离合器面片材质以自然界存在的金属材料，例：铁、铝、铜等单一金属材料直接应用于离合器上，同时随着汽车行驶速度的提高，金属材料离合器面片其摩擦特性不能满足，因此也采用非金属材料，如木块、皮革等为主要摩擦材料元素。

随着技术的发展，石棉合成材料由于其摩擦系数稳定、磨损率小、耐温性好，被广泛使用，开启了离合器面片使用石棉摩擦片的时代。石棉摩擦片包括绒制品和线制品。

1982 年，人们开始认识到石棉及石棉制品致癌，第一个无石棉的有机离合器面片材料开始大批量生产应用。目前发达国家基本上实现了无石棉化，其他国家都在过渡阶段，石棉和无石棉并用，但石棉制品的使用量越来越少。

离合器面片的发展历史是和整个离合器结构的发展息息相关，通常离合器面片的发展在前并导致新的离合器设计产生。

早期的福特 T 型轿车的离合器是湿式的。它们的形状是一系列带子，每个齿轮有一个带，齿轮直接作用在传动系统上，并在发动机油中工作。只有编织的棉衬能提供足够的摩擦系数，而且磨损的颗粒不会造成发动机的伤害。但是随着汽车速度提高，离合器摩擦温度上升及材料的热分解，棉衬带开始出现热衰退、磨损率增大，从而导致离合器失效。

干式离合器的使用，使离合器从发动机壳内移到外部，并和连续可变的变速器连接，其中离合器的操纵简单地分成一个带摩擦片的力臂，在摩擦盘表面摩擦，通过改变在盘上摩擦半径位置来实现转矩的改变。但是由于摩擦片早期采用皮革、木头等材料，使得转矩不稳定且磨损大而失效。

由于上述离合器结构的限制，以及皮革和软木等摩擦材料的抗压能力差和性能不稳定导致了锥形离合器的发明，此后一段时间内锥形离合器设计在汽车中得到广泛使用。

随着铸造技术的发展，以及人们能把颗粒和纤维进行复合能力的提升，这种复合材料的技术出现，转而激发了现代盘式离合器技术的发展和應用。

现代盘式离合器中，早期采用的离合器面片的材料成分基本是固定的。常常采用棉纱和棉纱石棉混合物用作纤维状增强材料，添加包括铸铁、软木、皮革和石墨

等粉末,用树脂作为黏结剂混合制成离合器面片,这就是干法工艺生产的离合器面片。随后在20世纪早期,将棉纱及石棉纤维线通过浸渍在柏油和橡胶的混合物中,湿法制造离合器面片的工艺诞生了。后几年人们在纤维线中加入金属丝,用不同的橡胶、树脂和填充物制成浆,代替柏油和橡胶的混合物。随着发动机尺寸加大,温度要求提高,石棉纤维离合器面片变成了离合器面片制造工业的支柱。

石棉纤维的应用大大促进了离合器工业发展。石棉纤维价格低廉、易于加工和处理,同时以石棉为主生产的离合器面片摩擦系数超过0.3,能在200℃以上工作,并且减少了摩擦表面的磨损,这样离合器可以采用小尺寸的盘和更易控制压力的踏板。直到20世纪末期,人们认识到石棉致癌,才开始进行无石棉离合器面片的研发和生产。

中国离合器面片研发和生产分为以下三个阶段:

1) 新中国成立以后到改革开放初期:主要是用干法工艺生产绒制品为主。

2) 20世纪80年代后期到21世纪初:从日本引进汽车及其配套零部件开始,通过国产化研究,生产以石棉纤维线为主要原材料的线制品(包括石棉布经过开条成线状的编织离合器面片),同时参照日本国家标准制定了中国离合器面片产品国家标准。汽车离合器行业根据国外发达国家汽车企业的标准制定离合器行业标准,在行业标准中对离合器面片提出了新的技术要求。

3) 进入21世纪以后,随着环保要求的提高和对外开放的深入,人们对石棉致癌认识不再停留在思想上,而是落实在行动上。离合器面片生产无石棉开始占主导地位,汽车主机厂首先要求所有配套的离合器面片必须无石棉,同时,中国制造在全世界占有一席之地,出口产品也必须无石棉,因此到目前为止,中国汽车离合器面片基本上实现无石棉化。同时由于汽车重载需要离合器面片传递更大的转矩,少量企业开发了粉末冶金产品。

10.5 离合器面片的性能要求

10.5.1 离合器面片的要求

(1) 离合器面片的基本要求 根据汽车中离合器的作用要确保汽车平稳起步,则要求离合器面片有合适的摩擦系数,不宜太高,也不宜太低,太高则容易引起接合粗暴,尤其对于乘用车而言,考虑到舒适性,接合过程要平顺,同时如摩擦系数太低,则接合时间较长,离合器面片表面容易产生打滑,进而引起高温,进一步加剧打滑,产生早期磨损。

此外,离合器在每一次的换档过程中,离合器面片和压盘及飞轮之间都有一个从开始滑摩到相对静止的过程,因而要求离合器面片的动静摩擦系数之比为1,这样可以有效地减轻换档过程中的抖动、振动及冲击。当然离合器面片从动到静这一

转换过程中,必然要产生摩擦,引起摩擦的温度变化,因而要求在这一过程中摩擦系数稳定,不要因为摩擦系数波动,引起接合不稳,产生时滑时合的状况,造成汽车在接合过程中的不平顺,舒适性差,并且造成打滑、抖动及早期磨损。

摩擦式离合器装在发动机与变速器之间,因而在使用过程中,考虑维修等因素,要求离合器面片有高可靠性,足够的使用寿命。避免因更换离合器面片造成变速器的拆装。

为了保证发动机和变速器不损坏,因此必要时离合器面片需能打滑,特别是在上坡道及超载情况通过打滑来确保发动机及变速器不致损坏。当然这时的离合器面片因打滑产生烧蚀、过度磨损等损坏,从而有效地保护汽车的安全。

当然离合器上的离合器面片除了需满足上述性能要求外,还需满足其他性能要求,如强度要求,离合器面片随发动转速提高而快速转动,如果没有必要的强度,在高速旋转时,巨大的离心力会使面片散架,即产生面片碎裂,从而使离合器失效。严重的是飞出的面片会打碎飞轮壳。

(2) 离合器面片材料性能要求 离合器面片是由多种材料组合而成的复合材料,其材料的性能要求是多方面的,也是千差万别的,要满足所有性能要求的材料是不存在的,也没有必要,因此在离合器面片的配方设计中要针对主要的摩擦、磨损性能要求而进行设计,同时兼顾在不同的使用场合确定其他性能指标,如密度、热膨胀、强度和耐油性等。涉及离合器面片的性能指标如下:

- 1) 外观。表面加工精度、色泽的一致性、均匀性,添加剂的析出等。
- 2) 物理性能。耐吸水、耐吸油、透气性、密度、硬度。
- 3) 化学性能。烧蚀量、丙酮可溶性、热失重性。
- 4) 机械性能。冲击强度、抗拉、抗压强度、弯曲强度、泊松比、弹性模量。
- 5) 摩擦性能。摩擦系数、磨损率。
- 6) 热性能。热分解性、软化温度、比热容、热传导系数、线胀系数。
- 7) 电性能。绝缘性、粉末的导电性。
- 8) 燃烧性。发烟性、有毒气体、可燃燃烧性。
- 9) 使用寿命性能。耐疲劳性能、耐候性、接合平顺性等。
- 10) 成形性。收缩率、可黏结性、冲(钻)孔性、可加工性、流动性。
- 11) 经济性能。原材料成本、投资成本、生产成本、维修成本、质量成本。
- 12) 标准法规。安全规定、环保规定、工业规定,例:国家标准《汽车用离合器面片》GB/T 5764—2011。

要完全满足所有的性能要求显然对离合器面片材料是不可能的,而且用传统的研究方法也无法获得满意的结果。在离合器面片材料研究方法主要是重复试验法。这种方法通过多次台架试验和汽车装车试验,以预测离合器面片材料成分对离合器性能的影响。因此离合器面片的配方设计,就是使用各种摩擦材料成分,设计出满足离合器功能要求的产品。在国外,这种技术常被称为“黑色艺术”。

基于这种这样的认知,离合器的面片设计者不仅需要考虑到离合器面片的制造方式和材料的组成,还要考虑台架试验和道路性能试验。任何一个离合器面片的产品,必须经试验满足性能要求后再应用到离合器中。

(3) 离合器面片主要性能要求 为了满足离合器功能要求,离合器摩擦片至少需要具备以下六项性能要求:

- 1) 摩擦系数稳定,高温衰退小。
- 2) 磨损率小,使用寿命长。
- 3) 满意的接合平顺性,离合器接合时不产生震颤。
- 4) 材料密度小,离合器面片旋转破裂强度高。
- 5) 材料抗弯曲强度高,良好的可加工性。
- 6) 优良的性价比。

摩擦系数稳定——离合器设计者最重要的设计参数是离合器面片的摩擦系数,而且希望在工作过程中始终保持稳定,这样离合器设计者可以匹配压盘的压力、离合器的减振系统等。通常离合器设计者在计算离合器面片传递转矩是取最小的摩擦系数在0.27~0.28范围内,典型离合器面片的摩擦系数是0.3~0.4。事实上,摩擦系数常常是变化的,特别是动摩擦系数是不确定的数字。摩擦系数随温度、速度、压力、接合时间、出现磨损的颗粒、污染、对偶表面的状况,空气在总成内的流动以及其他因素而变化。此外,这些因素又相互影响,使得摩擦系数的变化相当复杂,这也是离合器面片配方设计中仍然是以试验为主的原因。

在离合器装车试验中,通常会碰到离合器面片损坏的情况。在台架试验过程中,采用固定探针测量离合器面片摩擦表面温度,可以测量到在几微秒内超过650℃的状况。在这样高的温度作用下,离合器面片中的许多材料都会迅速分解,离合器面片的强度迅速降低,摩擦系数发生严重衰退,磨损率大幅度增加。

离合器面片的热衰退是摩擦材料研究中必须控制的,但又是最难实现的重要指标之一。摩擦系数不能降低到离合器设计中规定的最小值(摩擦传递的转矩能满足要求),虽然有些衰退可通过增加滑摩时间来转化同等的动能加以自动补偿。但是当摩擦系数因热量降低时,滑摩时间的增加,将导致温度进一步升高,然后使摩擦系数再次降低。由此循环造成离合器面片最终出现打滑、烧蚀而失效。对汽车离合器的不合理使用、汽车在雪地或泥泞道路中行驶时都会造成这种后果。

为了减轻衰退,离合器面片材料中常添加耐热的研磨颗粒,但这以增加磨损量为代价。为了减少磨损量,有时在离合器面片上添加沟槽,以便扫除磨损颗粒,降低研磨颗粒对接触表面的影响,但这种方法实际效果甚微。

离合器面片中的有机成分通常比无机成分更能抵抗衰退,因为有机材料在摩擦温度作用下发生氧化、烧焦,并在摩擦表面上转变为炭。不同的有机物烧焦的形式及对摩擦系数衰退有不同的影响。有些材料烧焦得快,它的氧化和分解使磨损率升高并使摩擦系数减小;有些有机纤维分解、烧焦而形成炭膜,从而氧化速度减慢,

同时在摩擦表面形成比单一纤维还好的摩擦特性,例含有芳纶纤维的材料,产生的这一炭膜以常规的方式慢慢磨损,提高离合器面片摩擦表面的摩擦特性。

出色的耐久性——低磨损率永远是制造商所要求的,这样就能延长保修期。但是,由于摩擦产生高温,而温度越高时磨损率越大,另外前面所述的有机物烧焦是可以改变摩擦表面摩擦特性的一种创造性的方法。因此离合器面片研发通常在足够的高摩擦系数、较低的衰退率、较好的耐久性之间协调。

离合器面片的耐久性通常与材料的高拉伸强度和模量、高剪切强度和模量、高耐热性等力学特性直接有关。

满意的接合平顺性——震颤是在离合器接合过程中出现的现象,通常认为是一种快速交替锁止和滑摩造成的低频振动,这是由静态和动态结合之间的摩擦力矩差造成的。根据已经获得的经验,离合器面片接合和分离是否平顺,与静态和动态摩擦系数之比有关,即比值越接近1,离合器接合得越平稳。

要保证离合器面片的耐久性、低的热衰退性能,同时又要保持动、静的摩擦系数一致,显然,这是很难实现的,只能用改变其他特性的影响来进行相互协调。

旋转破裂强度高——现代汽车发动机的功率和转速不断提高,对离合器面片的要求就变得越来越苛刻。因为作用在离合器面片上的离心力随转速的平方而增大,因此在少数情况下摩擦片材料背面粘一片薄钢或铝的背板,以增加其离合器旋转破裂强度。对于离合器面片本身采用具有高拉伸强度的纤维或纱线、改变纤维的缠绕方式等来提高旋转破裂强度。

此外为了使回转重量最小,从而达到对变速器中同步器齿轮冲击最小,要求离合器摩擦片的密度应该尽可能小。典型离合器面片的密度在 $1.5 \sim 2.0 \text{ g/cm}^3$ 。这也是粉末冶金制品在大多数汽车离合器中没有得到广泛使用的主要原因。

工艺性——离合器面片是由各种纤维、粉末复合而成的材料,属于非金属材料,为了保证离合器面片的尺寸要求,常常需要机械加工。由于制造过程、设备、专有技术等限制常常难以满足要求,如离合器面片的厚度、铆接孔深度、平面度等。因此离合器面片的设计者需要了解离合器面片的加工方法、离合器面片的力学和摩擦性能,以及其产品的可靠性等,从而决定离合器面片的配方设计,以满足离合器面片的机械加工要求。此外,离合器面片的制造者希望满足生产过程可控、质量稳定、生产效率高、产品合格率高制造要求。

良好的性价比——满足离合器面片的摩擦性能和经济性时常是相抵触的。汽车主机厂希望离合器面片一方面满足摩擦性能的要求,同时另一方面离合器面片价格合理,也就是良好的性价比。因此离合器面片制造商常常合理区分不同的市场,采用新技术和新工艺,保持离合器面片价格和性能之间的平衡。

10.5.2 离合器面片的配方设计

(1) 配方设计程序 离合器面片配方设计是一项富于挑战性、创造性、专业

性很强的技术工作。配方设计绝不是各种材料之间简单的、经验的组合，而是在对材料结构性能充分研究的基础上综合应用的结果。当然，一个好的离合器面片制品，决不仅仅局限于配方设计，它还涉及成形加工工艺设计及成形设备的选择、制品的外观和模具设计等。因此，从严格意义上说，应该是离合器面片的产品设计。但不管如何，配方设计是其核心部分，只要有好的配方设计，再加上其他要素的配合，才能获得满足离合器性能的综合要求。

离合器面片的配方设计是对其使用性能（主要是摩擦、磨损性能）、材料结构、生产工艺等科学的预测和判定的前提下，通过充分把握和正确选用黏结剂、骨架材料、摩擦性能添加剂等，制定出一套完整的离合器面片制造过程的实施方案和程序。

图 10-3 所示为离合器面片配方设计程序框图。

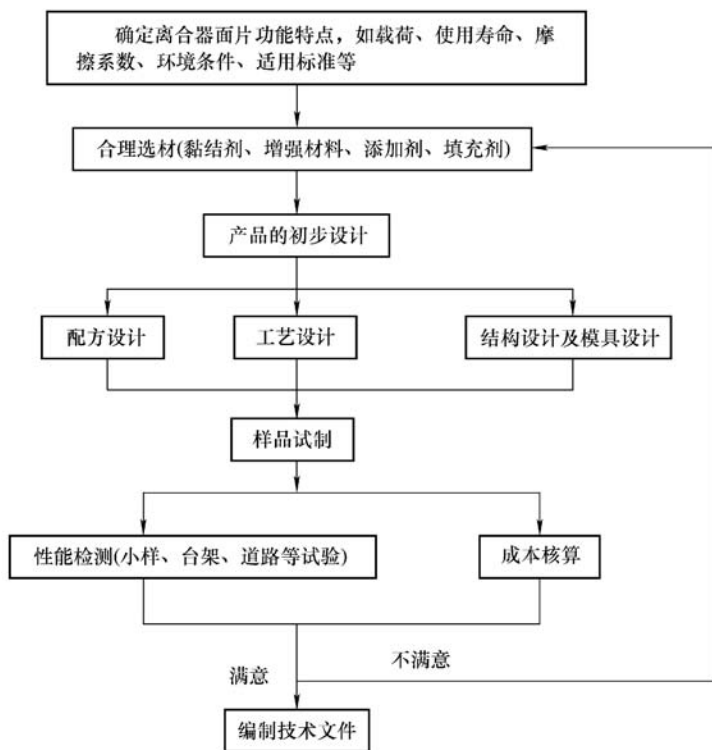


图 10-3 离合器面片配方设计程序框图

(2) 配方设计的基本原则 在一个优秀的配方设计中，黏结剂和骨架材料及其他添加物有机的组合，充分发挥各组分的作用，满足摩擦材料摩擦性能要求及其他力学物理性能要求，同时成形方便、工艺简单、成本低。因此摩擦材料配方设计的基本原则是“实用、高效、经济”的原则，即摩擦材料是满足用户的摩擦磨损

性能要求为前提,因此摩擦材料产品要好用、耐用。此外摩擦材料成形加工要能实现批量化生产要求,原材料选择要容易获得,质量稳定。还要考虑产品的经济性,成本要低,可满足人类持续发展的需要,具体如下:

1) 材料的性能要求。

2) 成形加工的性能要求。

3) 选用的原材料来源容易,产地较近,质量稳定可靠,价格合理。

4) 配方成本应在满足上述条件的前提下,尽量选用质量稳定可靠,价格低的原材料,必要时采用不同品种和价格的原材料复配,适当加入填充材料,降低成本。

(3) 配方的表示方法 常用以下两种方法表示配方组分:

1) 以各组分的体积之和为 100 表示。国外研究时常用此方法,著名的三元组合图就是以体积百分比来表示的,可以比较直观地确定各组分在摩擦材料中所占的体积比例,尤其是黏结剂的细度与所用的比例之间关系。

2) 以各组分的重量之和为 100 表示。国内常用此方法,用重量百分比来表示,便于计算原材料消耗、定额指标、财务成本核算及定价。

(4) 离合器面片配方设计方法 配方设计方法是指确定配方中各种组分加入量的多少的方法,涉及试验步骤安排、变量选择和变量范围的确定。众所周知,离合器面片是一个多组分的体系,各组分之间存在着复杂的化学变化和物理变化。因此各组分如何搭配,如何减少试验次数,节省工作量,以最低的成本、最好的工作效能确定最佳配方,是一项充满激情的工作。

CAD 以及仪器分析测试技术的进步,使我们有可能借助先进的仪器设备,了解配方体系中各组分微观结构与性能之间的关系,研究加工和使用过程中可能发生的化学变化,在前人积累的经验基础上,通过建模和分析,使配方设计逐步做到科学化和计算机化,以便更准确地预测产品的性能,简化试验程序,加速新产品的开发。但是时至今日大多数的离合器面片配方设计仍极大地依赖于经验和试验。

1) 配方设计时考虑的因素。在离合器面片配方设计方法中,需考虑如下因素:

① 充分采用统计数学、线性规划、运筹学中最优计算的方法,可合理设计试验,减少测试次数,较快获得理想的试验结果,如正交试验法、回归分析法等,是考虑多因素多水平的试验方法。

② 材料配方中常含有树脂、橡胶、纤维、增摩剂、减摩剂等配方设计是多因素变量协调问题。

③ 因素之间存在显著的交互作用,如橡胶和树脂之间,增摩剂和减摩剂之间都存在交互作用。

④ 因素的水平数并不相等,有多有少,而正交试验是等水平的,因此需调整正交表。

⑤ 配方、工艺、原材料、设备和产品结构之间存在相互依存关系，相互制约、工艺因素不可忽视，同一批试验、工艺条件要保持相同。当工艺条件起决定作用时，可作为独立因素列入试验设计中。

⑥ 试验误差由原材料称量、加料程序、各种工艺条件、测试方法和计量等误差造成，有时其偏差值很大，应尽量排除。

2) 配方设计试验方法。

① 单因素变量配方设计方法。此法适用于材料性能只受一个因素（添加剂）影响的配方，在离合器面片中也常采用此方法，即先改变一个因素，其他因素固定，以求得该因素的最佳值，改变另一个因素，固定其他因素，如此轮换，找出最佳配方。缺点是没有考虑材料的交互作用，得到的最佳配方并非是最好的。

② 多因素变量配方设计方法。多因素变量配方设计可以采用多种试验方法，具体主要有以下两种：

正交试验方法：应用数学统计原理进行科学安排与分析多因素变量的一种方法。其优点是可大幅度地减少试验次数，因素越多，减少试验越明显。它可以在众多的试验次数中，优选出具有代表性的试验，通过尽可能少的试验，找出最佳配方和工艺条件，如采用单因素轮换，则对三因素、三水平的试验需进行 $3 \times 3 \times 3 = 27$ 次试验，而采用正交设计方法，只需 6 次。

中心复合试验计算法（回归分析法）：此法因在中心点做许多重复试验而得名，建立自变量（配方组合）与因变量（制品的性能）之间关系的一种数学表达式（回归方程式）。可以用一个二次多元式表示制品性能与各组分中某一组分用量的关系，然而再求出数个回归系数，进行线性变换，按设计表安排试验，在中心点做重复试验，再进行显著性统计检验。如有问题，改变数学模型进一步研究。

这种方法可以确定几个特定配方因素之间的相关性，如无相关性，只能单独处理每个因素问题；如存在相关性，则可找出合适的数学式；根据几种制品性能指标值，预测一个或几个配方因素变量的值或根据一个或几个配方因素变量值，预测性能指标范围；指出这些因素之间的相互关系，找出主要因素、次要因素或可忽略的因素。通过方程式求出所需要性能的原材料最佳组合，画出某种性能的等高线，得到各配方因素变量对性能的影响，从而预测制品性能。

10.5.3 离合器面片的原材料选择

当离合器面片原材料选择时，一般分为四类：①纤维增强材料，如玻璃纤维、合成纤维和金属纤维等；②橡胶及树脂黏结剂，包括橡胶和树脂的助剂，如固化剂和硫化剂等；③摩擦性能调节剂，如增摩材料、减摩材料等；④填充料，如耐热材料、阻燃材料及性能稳定价格低廉填充料等。

对于不同的材料选择使用，同一材料的物理形态，在离合器面片的配方设计时必须充分考虑，这对离合器性能都有较大的影响，如铜丝，在离合器面片中通常有

两种形态，一种是切碎均匀地混合在离合器面片中，另外一种是采用长纤维和其他纤维缠绕分布在离合器面片中，其对离合器面片的性能有非常大的不同。

一直以来，人们希望建立原材料的参数与离合器面片性能之间的关系，但到目前为止仍然没有满意的办法，这是因为原材料的多样性和复杂性，不同材料之间产生不同的交互作用，以及生产工艺不同等多方面造成的。离合器面片最终是否可用，需要通过试验才能确定，这也是工业发达国家将其称之为“黑色艺术”的主要原因。

(1) 纤维增强材料 纤维增强材料是构成离合器面片的基材，它赋予离合器面片足够的机械强度，使其能承受离合器面片在生产过程中的磨削和铆接加工的负荷力以及使用过程中发动机高速旋转所产生的冲击力、剪切力、压力、离心力，避免发生破坏和破裂。离合器面片对其使用的纤维组分要求如下：

- 1) 增强效果好，高拉伸强度。
- 2) 耐热性好，在摩擦工作温度下，不会发生熔融、炭化与热分解现象。
- 3) 具有基本的摩擦系数、低磨损率。
- 4) 硬度不宜过高，以免离合器接合过程中发抖、产生噪声和损伤离合器压盘或发动机飞轮。
- 5) 工艺可操作性好，可以被织造、模压、辊压和缠绕等，符合环保要求。

在离合器面片中使用的纤维有玻璃纤维、聚甲基丙烯酸甲酯（亚克力）纤维、人造纤维、芳纶纤维、矿物纤维、棉线、陶瓷纤维和碳纤维。

由于增强纤维通常是相互缠绕叠合，既让纤维周向分布，又横跨半径方向，离合器面片中增强纤维分布方式如图 10-4 所示。汽车上广泛使用的离合器面片主要是这种形式缠绕的产品。

从增强纤维分布方式不难看出，在圆周方向上纤维的实际拉伸和剪切强度起着阻止摩擦表面的相对运动，并产生摩擦阻力。当纤维横跨摩擦路径时，保证离合器面片的径向强度。采用金属纤维，可以提高离合器面片的耐磨性，同时金属纤维垂直于摩擦表面可能将热传导出去。此外纤维的这种分布也能提高离合器面片上铆钉孔的强度。

纤维含量越高，纤维越长，纤维拉伸和剪切强度越高，可以提高耐热性，改善爆破强度和较低的磨损率。离合器面片摩擦特性与纤维有关，主要取决于所用纤维的性质。离合器面片的密度也取决于纤维材料的特性和纤维的含量。

金属纤维：金属纤维能够提高离合器面片的耐热性和强度，加速摩擦表面的热传导。像其他金属成分一样，金属纤维可以清洁摩擦表面，在高温和高负荷压力下保持高摩擦系数，改善热衰退现象。但是金属纤维往往有较高的动静摩擦系数之

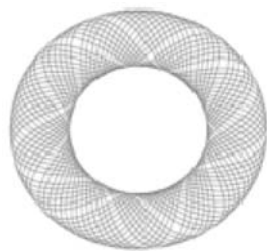


图 10-4 离合器面片中增强纤维分布方式

比,容易导致接合粗暴。目前常用的金属纤维是铜和铝;也有采用低价格钢纤维的,但是钢纤维会在对偶面产生氧化斑点,导致离合器面片和对偶面粘连,甚至会损伤对偶面并产生沟槽。

棉和人造有机纤维:棉、聚甲基丙烯酸甲酯(亚克力)和其他耐温性较低的人造纤维有较好的摩擦系数,低磨损且价格低廉。这些材料适用于在常温下运行,当离合器中摩擦温度高于 200°C 时,就会出现磨损加速及摩擦系数减小,导致离合器面片损坏。通常为了来改善离合器面片表面摩擦特性,及时更新离合器面片的摩擦表面,适当加入这些纤维材料。

芳纶纤维:芳纶纤维全称为“聚对苯二甲酰对苯二胺”,英文为 Aramid Fiber(杜邦公司的商品名为 Kevlar),是一种新型高科技合成纤维,具有超高强度、高弹性模量和耐高温、耐酸、耐碱、重量轻等优良性能。它具有良好的绝缘性和抗老化性能,具有很长的生命周期。芳纶纤维主要分为两种,对位芳酰胺纤维(PPTA)和间位芳酰胺纤维(PMIA),产能主要集中在日本和美国、欧洲。目前芳纶纤维广泛用于航天军工、消防和劳动安全保护等。离合器面片所用的是对位芳酰胺纤维。

芳纶纤维在离合器面片中主要是采用其短纤维,通过纺织技术将芳纶纤维和其他可纺性好的纤维混合,纺成纱线,然后制作成离合器面片的纤维增强材料。如果采用模压的干法工艺生产离合器面片,那么芳纶纤维的分散性是需要配方设计者认真考虑的问题。

芳纶短纤维在应用时需要选择合适的长度和含量,在离合器面片中芳纶纤维可以提高强度,防止热衰退和在正常使用温度下较低的磨损率。在与耐高温的树脂结合时,它甚至能具有铜基粉末冶金的摩擦、磨损性能。

芳纶纤维质轻、比表面积大、强度高、耐高温、耐磨损、蓬松,和浆料的相容性好,但是芳纶纤维价格昂贵,因此在离合器面片行业中使用的芳纶纤维需按一定的比例和铜丝、玻纤组合成增强纤维材料。在增强纤维材料中如芳纶含量过低,则起不到应有的作用,难以发挥芳纶纤维的优越性;如含量过高则产品成本过高,无市场竞争力,因此芳纶的含量需适当,既保证性能又成本合理。

玻璃纤维:英文为 Glass Fiber 或 Fiberglass,玻璃纤维是一种性能优异的无机非金属材料,种类繁多,玻璃纤维其单丝的直径为几微米到二十几微米,相当于一根头发丝的 $1/20 \sim 1/5$,每束纤维原丝都由数百根甚至上千根单丝组成。

玻璃纤维具有以下特点,这些特点使玻璃纤维通常用作离合器面片中的增强材料:

- 1) 玻璃纤维为无机纤维,具有不燃性,吸水性小,耐化学性佳,耐热性好的特点。
- 2) 拉伸强度高,伸长小(3%)。
- 3) 弹性限度内伸长量大且拉伸强度高,故吸收冲击能量大。
- 4) 通过表面处理剂玻璃纤维与树脂相容性良好。

5) 良好的加工性,可制成股、束、毡和织布等不同形态的产品。

6) 来源广泛,价格便宜。

玻璃纤维的主要成分为二氧化硅、氧化铝、氧化钙、氧化硼、氧化镁和氧化钠等,根据玻璃中碱含量的多少,可分为无碱玻璃纤维(氧化钠 0%~2%,属铝硼硅酸盐玻璃)、中碱玻璃纤维(氧化钠 8%~12%,属含硼或不含硼的钠钙硅酸盐玻璃)和高碱玻璃纤维(氧化钠 13%以上,属钠钙硅酸盐玻璃)。按形态和长度,可分为连续纤维、定长纤维和玻璃棉。

玻璃纤维生产方法大致分为两类:一类是将熔融玻璃直接制成纤维;另一类是将熔融玻璃先制成直径 20mm 的玻璃球或棒,再以多种方式加热重熔后制成直径为 3~80 μm 的甚细纤维。通过铂合金板以机械拉丝方法拉制的无限长的纤维,称为连续玻璃纤维,通称长纤维。通过辊筒或气流制成的非连续纤维,称为定长玻璃纤维,通称短纤维。

离合器面片中使用的玻璃纤维主要是无碱长纤维。

其他纤维:采用耐热的其他纤维,如聚苯并咪唑(PBI)、聚酰亚胺(PI)、碳纤维等,在离合器面片中很少使用,主要问题是性价比不好,并且在常温下摩擦系数偏低。对于碳纤维表现出的高性能和耐温性,使其在特殊的离合器面片中少量使用。

综上所述,为了满足汽车离合器面片的高性能、高耐热及高抗拉强度,增强纤维材料常常采用芳纶纤维、玻璃纤维、亚克力纤维、碳纤维和金属纤维等按照一定的比例组成的增强复合纤维材料。

(2) 黏结剂 离合器面片所用的黏结剂通常为酚醛类树脂和合成橡胶,它们的特点和作用是,当处于一定加热温度下,先呈软化而后进入黏流态,产生流动并均匀包裹在各种材料中形成材料的基体,最后通过树脂固化作用和橡胶硫化作用,把纤维、填料等黏结在一起,形成质地致密的有相当强度及能满足离合器使用性能要求的离合器面片。

对于离合器面片而言,树脂和橡胶的耐热性是非常重要的性能指标。离合器在接合过程中,离合器面片和压盘以及飞轮开始接触,由于相互之间的速度差,摩擦表面产生滑摩,滑摩表面的温度逐步上升;当速度差为零时,滑摩结束,接触表面的温度不再上升转而下降;当摩擦表面始终处于滑摩状态时,摩擦温度不断上升,直至摩擦产生的热量和散发的热量平衡为止。此时摩擦表面的温度可能高达 400℃ 左右。在此温度范围内,纤维和填料的主要部分为无机类型,不会发生热分解,而对于树脂和橡胶来说,已进入热分解区域。离合器面片的摩擦系数、磨损和机械强度等各项性能指标此时都会发生不利的变化,特别是离合器面片在使用过程中发生的热衰退、热膨胀和早期磨损等现象,其根源都是由于树脂和橡胶的热分解所致。因此选择树脂与橡胶对离合器面片的性能具有非常重要的作用。

酚醛树脂由苯酚和甲醛在催化剂条件下缩聚,经中和而成的。因选用催化剂的

不同,可分为热固性和热塑性两类。采用酸性催化剂形成热塑性固体酚醛树脂,固体酚醛树脂为黄色、透明、无定形块状物质,因含有游离酚而呈微红色;而采用碱性催化剂形成热固性液体酚醛树脂,液体酚醛树脂为黄色、深棕色液体。热塑性酚醛树脂通常需要固化剂,在高温、高压、一定时间下完成固化;热固性酚醛树脂则在高温、高压、一定时间下完成固化。热塑性酚醛树脂其热性能相对较热固性酚醛树脂稳定,因此离合器面片制造商较多使用热塑性酚醛树脂。

酚醛树脂最重要的特征就是耐高温性,即使在比较高的温度下,离合器面片也能保持其材料结构的整体性和尺寸的稳定性。酚醛树脂可以与各种各样的有机和无机填料相容。酚醛树脂通过醇溶解被用来浸渍玻璃纤维和其他类似的材料,为它们提供机械强度和摩擦性能等。树脂经初步固化后,需要较长时间的热处理,热处理会提高固化树脂的玻璃化温度,可以进一步改善树脂的各项性能。热处理过程可以提高交联树脂的流动性,促使进一步固化,同时也可以除去残留的挥发酚,降低收缩,增强尺寸稳定性、硬度和高温强度。树脂热处理升温曲线将取决于树脂最初的固化条件和树脂系统。

纯酚醛树脂是目前使用最为普遍的一种黏结剂,它能在离合器面片使用条件(250°C 以下)下长期使用,而且还具有良好的加工工艺性能,但也存在一些不足之处,如质地脆硬、韧性差。改性的酚醛树脂,可以改进离合器面片的各方面性能,如采用橡胶改性酚醛树脂和腰果壳油改性酚醛树脂,能降低离合器面片的弹性模量和硬度,提高冲击强度;如三聚氰胺改性酚醛树脂和硼改性的酚醛树脂,可提高树脂的耐热性。随着科学技术的发展,各种改性树脂,层出不穷,如环氧树脂、糠醛树脂、呋喃树脂和硼酸树脂等都有被应用的介绍。

在离合器面片生产中加入用橡胶,目的是降低制品的硬度和弹性模量,提高韧性和冲击强度。离合器片生产所用的橡胶品种主要是丁苯橡胶和丁腈橡胶。丁苯橡胶的价格便宜,耐磨性好,故使用最广泛。丁腈橡胶耐热性、拉伸强度均优于丁苯橡胶,但价格较高,使用过程中的加工性能较差,一般用于性能要求比较高的离合器面片。

因此合理选择酚醛树脂和橡胶的品种以及相应的含量,是保证离合器面片具有相应的摩擦、磨损性能和力学性能的重要因素。离合器面片主要采用湿法工艺,即将树脂、橡胶等材料 and 溶剂加工成胶浆液后,以连续浸渍方式加入到纤维组分中。

(3) 摩擦性能调节剂 摩擦性能调节剂在离合器面片中的作用,主要为“增摩与减摩材料”两类。为满足离合器传动功能要求,离合器面片必须具有合适的摩擦系数,同时保证离合器面片摩擦系数在常温 and 高温都能保持稳定,从而使离合器在使用过程中能够平稳、无冲击传递转矩。不同材料的增摩作用是不同的,由于离合器面片中的树脂成分在 $220\sim 250^{\circ}\text{C}$ 时会释放出小分子物并开始发生热分解,摩擦系数开始出现热衰退,因此需要添加在较低的摩擦工作温度范围,即室温至 250°C 范围内,能提高离合器面片摩擦系数的摩擦性能调节剂,如长石粉、铁粉等;

同时为了保证能在较高的摩擦工作温度区域 250℃ 以上直至 400℃, 即树脂发生热分解的温度区域, 离合器面片有较好的摩擦系数, 需要添加高温摩擦性能调节剂, 如氧化铝、蓝晶石和锆英石等。

增摩材料的莫氏硬度通常为 3~9。硬度高的增摩效果显著。莫氏硬度高于 5.5 以上的填料, 属硬质填料, 增摩作用明显, 但要控制其用量、粒度。

高硬度的材料用量过多以及填料的粒径过大, 就会造成磨损过大, 会使发动机飞轮或离合器的压盘增加磨损、出现沟槽等现象, 在接合过程中产生噪声。

减磨材料一般为低硬度物质, 特别是莫氏硬度低于 2 的矿物, 如石墨、二硫化钼、滑石和云母等, 其中最常用的是石墨和二硫化钼。它既能降低摩擦系数又能减少对偶材料的磨损, 保证离合器接合过程中摩擦系数稳定, 改变动、静摩擦系数的关系, 同时还能延长离合器面片的使用寿命。

(4) 填充料 离合器面片组分中使用填料的目的, 主要有以下几个方面:

- 1) 调节和改善离合器面片的摩擦性能、物理性能与机械强度。
- 2) 控制离合器面片热膨胀系数、导热性、收缩率, 增加产品尺寸的稳定性。
- 3) 改善离合器面片接合时的摩擦噪声和抖动。
- 4) 提高离合器面片的制造工艺性能与可加工性。
- 5) 改善离合器面片外观质量及减小离合器面片的密度。
- 6) 降低生产成本。

离合器面片是在热与较高转速的环境中工作的一种特殊材料, 因此要求所用填料必须有良好的耐热性, 即热稳定性, 包括热物理效应和热化学效应等, 同时要求选用的填料最好是轻质材料。

离合器面片生产中使用的填料均为固体填料, 所以填料颗粒大小的分布、颗粒的形状导致了填料的不同分布方式。表面积大小是填料最为重要的性质之一。填料的许多效能都与其表面积有关。特别是离合器面片中使用其他的表面活性剂、分散剂等, 都可能被填料表面所吸附或与填料表面发生化学反应。

常用的填料有硫酸钡、重晶石、陶土、萤石、石灰粉、硅藻土、碳酸钙、方解石等。另外一些填料配合剂, 有的作为着色剂使用, 如炭黑、氧化铁和铁黑等, 它们不仅有着色作用, 同时也有稳定摩擦系数的作用。

10.6 离合器面片制造工艺

10.6.1 制造工艺概述

国内生产离合器面片通常使用干法工艺和湿法工艺, 干法工艺是离合器面片早期生产的一种工艺, 主要以树脂、橡胶粉为黏结剂, 短切纤维或者纤维绒、金属短纤维等为骨架材料, 石墨、炭黑、二硫化钼和铁红等为摩擦性能调节剂, 再添加硫

酸钡、碳酸钙、重晶石粉等填充料，直接搅拌混合均匀，然后进行热压、热处理、机械加工等完成离合器面片制造。因此，采用干法工艺生产的离合器面片，其高速破裂强度较低，不适宜用于转速较快的现代汽车离合器。

目前，绝大部分的离合器面片生产采用湿法工艺，湿法工艺的基本流程如图10-5所示。湿法工艺也叫作浸胶法，是将橡胶、树脂及填料混合，然后用汽油、苯等有机溶剂溶解后制作成胶浆，再将增强纤维通过浆料槽浸渍上浆料，经过烘干后再缠绕成离合器面片的毛坯，然后经过热压及热处理得到离合器面片。浸渍上胶工艺图如图10-6所示，其溶剂在生产过程中虽然有溶剂回收装置，但是其回收效果在30%~70%范围内，其他部分还是直接排入空气中，既造成资源浪费，又严重影响环境。国外已经有企业采用水溶性工艺生产，克服有机溶剂使用的弊端，但是这需要化学工业的全面发展，采用新型的水溶性树脂和水溶性橡胶才能实现。

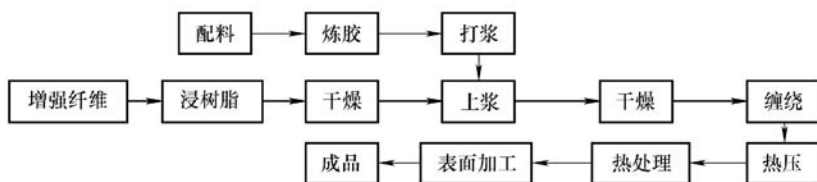


图 10-5 湿法工艺的基本流程

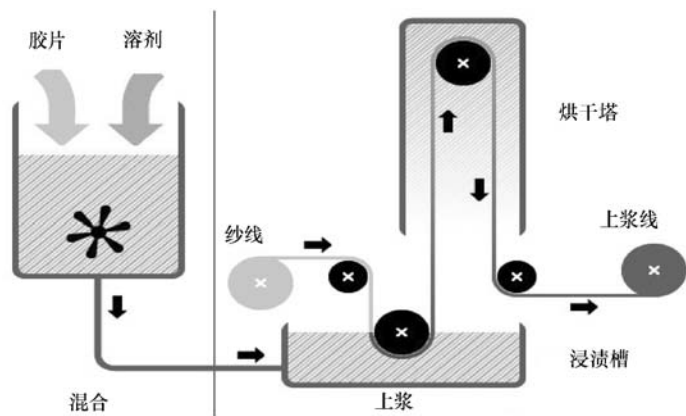


图 10-6 浸渍上胶工艺图

含有溶剂的湿法工艺存在环保、安全的问题，因此贴胶法和裹胶法的工艺逐步受到重视。

贴胶法和裹胶法其生产流程和湿法工艺基本相同，不同点在于这两种方法都不需要有机溶剂进行打浆的流程，直接进行胶片和增强纤维线的黏合，不需要烘干塔干燥，然后进入缠绕等工艺流程。

贴胶法采用浸渍树脂布经干燥后通过三辊或四辊压延机，在帘子布表面贴上一

层胶片，经裁条、缠绕和热压成形等完成离合器面片的制造过程。

离合器面片裹胶挤出工艺，类似于贴胶法，不采用有机溶剂，只是通过专用设备和特种组合模具，直接将增强纤维材料和胶片组合在一起，使增强纤维材料包裹上一层非常均匀而且薄的胶片，挤出裹胶工艺图如下 10-7 所示。相比贴胶法明显具有工艺简单、上胶稳定的优势。

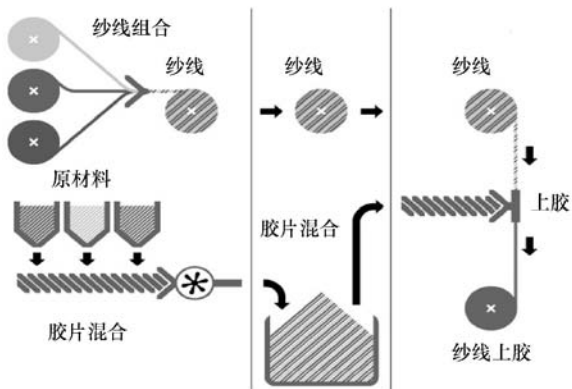


图 10-7 挤出裹胶工艺图

10.6.2 常用工艺的特点

目前汽车用离合器面片生产厂家基本都采用浸胶法（浸渍法）、贴胶法和裹胶法等多种方法生产缠绕式离合器面片。

1) 采用浸胶法，使得各种材料在打浆时容易分散、混合均匀，保证材料性能的一致性，但是在上浆过程中，由于溶剂的不断挥发，胶浆的黏度不断增加，造成胶线材料含胶量不稳定，从而使离合器面片摩擦性能不稳定。

此外为保证纤维和浆料混合充分均匀，必然要求纤维浸润性好、比表面积大、吸附性好，这样就会造成纤维抗拉强度降低，从而造成离合器面片的高速破裂强度降低。

2) 贴胶法。该工艺不用有机溶剂，生产安全，含胶量相对稳定，但设备投资较大，需使用增强纤维帘子布，工序多，不易实现机械化生产，并且贴胶法是成片贴胶，然后切成条状进行缠绕，这样在切条过程中，容易出现线和胶的分离，造成离合器面片表面出现胶块，从而造成离合器面片的高速破裂强度降低和摩擦磨损性能不稳定。

3) 裹胶法。该工艺不用有机溶剂，生产安全，含胶量稳定，设备模具投资较小，直接采用增强纤维材料和胶片的混合，使得离合器面片摩擦磨损性能稳定、机械强度高。存在的问题是为了便于挤出，需要较多的橡胶量。由于橡胶的耐高温性较低，从而导致离合器面片的耐热性较浸胶法低。

资源利用合理化，废弃物生产少量化，对环境无污染、少污染的制造工艺是未来离合器面片制造的发展趋势。工艺流程缩短、生产过程可控、成本降低的绿色制造是支承离合器面片制造行业发展的必然选择。

10.7 离合器面片试验

10.7.1 概述

离合器综合性能试验,通常称为台架试验,在前面章节中已经介绍。需要强调的是对于离合器面片而言还不够,对离合器面片材料还需要有一套性能评价的试验方法和要求。台架试验是模拟汽车实际运行工况进行实验室复现的试验方法,因此试验始终存在缺陷,如在实验室试验中通过增加能量输入和提高摩擦温度的办法来考核离合器面片摩擦性能,即摩擦系数、磨损率。事实上离合器使用环境、驾驶人的操作技能、道路状况的影响等在实验室很难复现和模拟。离合器面片最终评定性能的方法需要在汽车道路试验中确定,也就是说汽车道路试验是评定离合器面片质量的最终手段。当然如果所有结论需要汽车道路试验确定,而轻视实验室试验,那么评定离合器面片的时间会变得非常长,很多汽车道路试验的评价是定性的,而不是定量的。显然离合器面片的设计者无法定量获得离合器性能和离合器面片材料之间的联系,如离合器面片的使用寿命预测、离合器接合过程中出现的振颤现象等。因此需要将实验室试验和汽车道路试验结合起来,用客观和主观相结合的方法进行评定,这也是离合器面片研究者,特别是材料配方设计者必须考虑的问题。

为了获得类似于汽车在实际运行过程中可能出现的失效模式,在实验室试验过程中离合器面片通常采用加大能量和提高摩擦温度进行试验,将离合器面片在苛刻的温度条件下,快速试验。这种加速试验对磨损率和摩擦系数有巨大的影响,事实上在实际使用中离合器面片很少遇到这样的条件。

对于离合器面片试验重点是检测在不同能量、不同温度下其摩擦系数和磨损率,不同能量包括压力、转速、惯量、滑摩时间和接合次数等。此外,离合器面片设计者应该明白,特定的试验机测得的摩擦系数不是精确的值,且不能在其他相似的总成上重现。因为这取决于材料成分、温度和能量条件,而这些因素在试验过程中是随时变化的,因此任何试验测得的数据只是一个简单的数值,而真实数据是在一个可重复值的范围之内。

磨损率测量主要有两种形式:质量磨损率和体积磨损率,用来确定产品的期望寿命。汽车使用中离合器面片的实际磨损率是变化的,还和摩擦表面产生磨损颗粒和对偶面的材质及表面状态有关,这在实验室试验中得到的数据通常忽略这个现象。在试验的不同阶段及试验结束时,测量离合器面片的磨损情况,同时还要检查对偶面磨损及表面变化情况。

虽然如此,离合器面片台架试验仍是离合器面片材料研究的最重要手段。它是用来测量材料之间的差别,并作为在特定条件下评定离合器面片质量特性的依据。在汽车通过实际使用考核后,可以确定该离合器面片在台架试验中应该具备的基本性能要求。然后对其他离合器面片进行台架试验,当满足这些要求以后再进行汽车

实际运行试验,可以使汽车实际运行试验更有针对性,节约时间和费用。也就是说,当满足台架试验性能要求以后,再进行汽车道路试验考核;同样道路试验获得的结果,反过来再确定台架试验中必须达到的性能要求,从而使台架试验更好地模拟汽车道路试验的状况,二者可以获得一致的结果。由于汽车实车运行条件复杂多变,离合器面片综合性能、最终使用寿命确定,难以和实验室条件下测得的统一,因而台架试验不能可靠地取代汽车在道路上最终评价离合器面片性能的试验。

10.7.2 离合器面片主要试验

离合器面片制造商通常按照汽车主机厂的要求开发合适的离合器面片配套,在对离合器面片材料进行研发过程中,普遍采用定速式摩擦试验机、离合器面片高速旋转破裂强度机和离合器综合性能试验机等专业试验机进行试验验证。对于汽车主机厂配套开发的离合器面片在性能上都提出自己的要求,好多汽车主机厂结合国外汽车先进企业标准制定离合器面片的要求,当然试验设备基本相同。

(1) 定速试验及台架试验 GB/T 5764—2011《汽车用离合器面片》是目前在我国通用的评价离合器面片质量的方法和标准之一,该国家标准以离合器面片制造商为主制定的,主要针对离合器面片小样进行定速式摩擦、磨损性能试验,试验设备如图 10-8 所示,高速旋转破裂强度试验,强度试验的设备原理如图 10-9 所示。

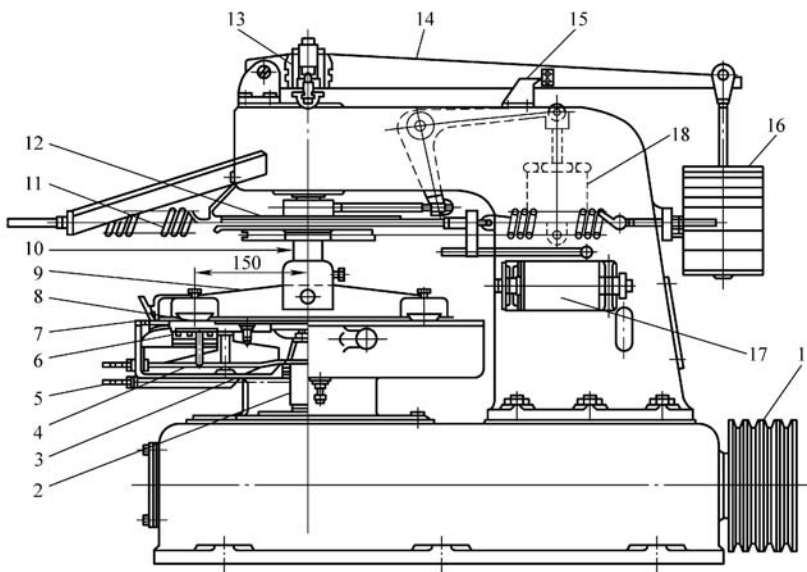


图 10-8 定速式摩擦试验机

- 1—带轮 2—旋转轴 3—轴冷却液喷嘴 4—冷却液喷嘴(微调)
5—冷却液喷嘴(粗调) 6—辅助加热装置 7—试片 8—摩擦盘 9—试片支承臂
10—加压轴 11—测定摩擦力用弹簧 12—链轮 13—杠杆水平调整装置
14—载荷用杠杆 15—杠杆水平指示器 16—砝码 17—摩擦力记录滚筒 18—油缓冲器

QC/T 25—2014《汽车干摩擦式离合器总成技术条件》和 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》是以离合器生产厂家为主制定的，标准主要针对离合器总成的试验，其中 QC/T 27—2014 中的第 5.2.5 节、QC/T 25—2014 中的第 4.2.5 节分别描述离合器摩擦性能试验的方法和考核要求，试验设备原理图如图 10-10 所示。试验内容包括三方面：①离合器热负荷试验。②离合器摩擦力矩试验。③离合器摩擦片磨损性能试验。对于引进车型使用的各类离合器面片的技术要求，是按各国车型而分别制定的。最典型的是德国大众汽车公司企业标准 TL - VW103《供货技术条件：离合器面片的功能要求》，评价离合器面片的质量要求是摩擦系数和重量磨损率，采用国内类似的台架试验机。

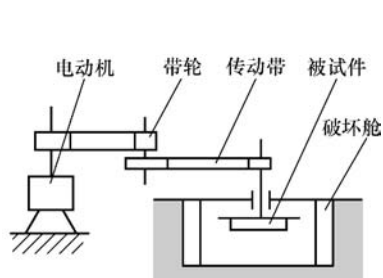


图 10-9 离合器面片高速旋转破裂强度试验机原理图

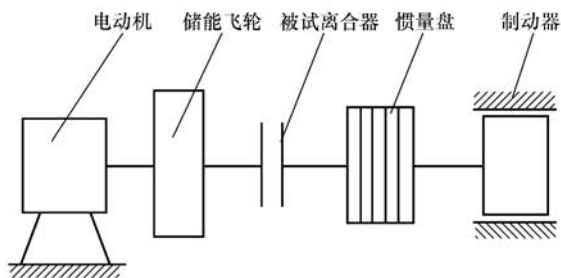


图 10-10 离合器面片台架试验机原理图

综合比较国家标准、行业标准和企业标准，不难发现各自的区别与特点，相同点是所有试验都是按照定压力和定转速进行，不同点是在试验过程中考核达到不同温度时的摩擦系数及摩擦系数变化的值。国家标准的磨损率考核的是在每一个温度段体积磨损率，行业标准和企业标准都是按照离合器多次接合后的质量磨损率考核，显然国家标准磨损率是一个相对比较的数值，不能直接反映汽车离合器在实际使用中的真实磨损率；后者的磨损率可以反映汽车同一类型离合器使用寿命，更加接近汽车使用的状况。另外汽车行业标准、企业标准中台架试验转速相同，比国家标准要求高，试验考核温度企业标准最高，行业标准次之，国家标准稍低。在这三类标准中，国家标准采用单位面积的压力最高。

随着汽车工业的发展，离合器行业正在不断提高对离合器面片的考核要求，直接采用国外先进技术国家离合器行业产品标准，来评定离合器面片的进货要求。汽车行业标准主要参考德国大众汽车公司标准 TL - VW103《供货技术条件：离合器面片的功能要求》等发达国家企业标准修订的，该标准主要针对轿车而确定的。对离合器面片的要求趋于完整，并且和整车性能要求相吻合。该行业标准的实施对于提高汽车离合器性能要求将会起到长远的指导作用。特别对于轻型车、轿车的整车性能提高影响更大。中重型汽车离合器因载荷、转速不同，需用离合器面片的摩

擦系数值、磨损率等和轿车使用工况还存在较大差别，需要积累试验数据，由各个汽车主机厂自行确定评定要求。

目前世界上离合器研发和生产最先进的企业各自提出了更加严苛的要求，离合器面片的试验内容更加广泛，更加符合汽车实际使用工况。在这方面国内刚刚起步，存在不小的差距。例如，要满足德国采埃孚（ZF）集团萨克斯（SACHS）公司离合器面片供货要求，必须进行以下这些试验，同时达到其制定的评价标准要求。

1) 高、中、低能量磨损试验。考核在不同温度和载荷对离合器面片摩擦、磨损性能的影响。

2) 离合器面片衰退试验。考核离合器面片摩擦系数在高温状态下的衰退情况。

3) 离合器面片 ABE 试验。模拟一档起步检测离合器面片摩擦系数衰退以后的稳定性，以及不同温度和滑摩速度下的摩擦系数变化。

4) 离合器面片 ABUSE 试验。模拟二档、加载、坡道行驶试验，考核离合器面片在热失效状态下的摩擦性能试验。

5) 离合器面片震颤试验。离合器面片在不同的温度与不同的能量下，离合器接合过程中出现震颤的情况。

(2) 道路试验 离合器面片的形式鉴定通常采用道路试验的结果来判定离合器面片能否装用的依据。法国、德国和美国等都制定各自的道路试验方法，通过汽车道路试验确定产品质量是否符合汽车主机厂配套的要求，目前中国还没有相应的道路试验方法，部分合资企业直接参考国外的道路试验标准进行，大部分企业的道路试验就是装车使用，然后根据使用汽车的驾驶人反馈试验中出现的现象。这造成离合器面片企业获得的道路试验结果不能准确反映离合器面片真实的质量水平，因为试验道路、操纵水平和汽车载荷等各不相同。因此尽快制定适合我国国情的离合器道路试验标准和要求，在此基础上进一步完善台架试验方法和要求，最后确定离合器面片的质量控制要求，这样才符合我国汽车工业发展战略。

国外道路试验由优秀的汽车试验员承担，通常培养一个优秀的试验员需要经过特殊的训练。据法国法雷奥离合器公司介绍，试验员先从优秀的驾驶人中挑选，再经过两年的专业培训，合格后才能成为道路试验试验员，试车过程中按标准要求分级评分。以下是美国某公司离合器道路试验的程序和评定方法一例：

例：离合器面片道路试验内容：

1) 性能试验。

① 试验是用新的离合器面片铆接在新的从动盘总成上，新的离合器盖组件。

② 试验数据按 5 级评定，最高是 5 级。

③ 数据评定。

④ 最低要求。

2) 离合器接合试验。

按照一定的程序换挡,行驶一定的里程,评定表面状况,测量表面温度,完成一个轮次试验综合评价试验结果,确定接合状况好坏。

3) 使用寿命及舒适性考核。

正常使用后,测定离合器实际使用的时间,以行驶里程确定。舒适性由试验员凭经验、直觉进行打分评价。

具体试验内容和要求如下:

1) 离合器性能试验。

① 试验车辆:雪佛兰,1.5t 皮卡。

发动机 CID5.0。

变速器 3 速带超速档。

离合器面片尺寸: $\phi 279\text{mm} \times \phi 165\text{mm} \times 3.4\text{mm}$ 。

试验条件:

a. 新的面片铆接在新的总成盘上,新的离合器盖总成,对离合器面片适当加载,在新的发动机上安装新的分离轴承。

b. 数据评定是在高速档 4000r/min 时进行,起始温度 93℃,终止温度 149℃,汽车停住(发动机 2000r/min),发动机加速至 4000r/min,然后迅速松开离合器踏板,使离合器接合,发动机应立即熄火。如果发动机不熄火,离合器就会打滑,每隔 30s 接合一次离合器,试验 20 次。

② 评定标准按 5 级评定,最佳为 5 级。

5 级发动机熄火。

4 级发动机停车离合器有轻微滑动。

3 级发动机未熄火。

2 级、1 级离合器不再起作用。

③ 试验结果。

试验序号	评定级别	试验序号	评定级别
1	5	11	5
2	5	12	5
3	5	13	5
4	5	14	5
5	5	15	5
6	5	16	4
7	5	17	4
8	5	18	4
9	5	19	3
10	5	20	3

试验的最低要求：前 10 次停车试验必须达到 5 级，接下去 7 次停车试验必须达到 4 级，最后 3 次停车试验必须达到 3 级；离合器面片其试验温度不应超过 149℃。

2) 离合器接合试验。

① 试验车辆、发动机、变速器、离合器面片尺寸同 1)。

② 试验条件与结果。

第一档：冷态

路程/km	0	40	45	50
温度/℃	25	55	79	97
怠速	8	8	8	8
1000r/min	8	8	8	8
2000r/min	9	9	8	8

第二档：

2000r/min	9	9	8	8
3000r/min	9	9	8	8

倒档：

怠速	8	8	8	8
1000r/min	8	8	7	7
2000r/min	8	8	8	8

换高档：

1~2 档	8	8	8	8
2~3 档	8	8	8	8

换低档：

3~2 档	8	8	8	8
2~1 档	8	8	8	8
温度/℃	48	76	99	112

③ 评定等级。

10 分 - 极佳，清洁；9 分 - 很好，仅有可见划痕；8 分 - 好，很轻微划痕；7 分 - 中等，轻微划痕；6 分 - 可用，中等划痕；5 分 - 待定，重划痕；4 分 - 用户投诉，很重划痕；3 分、2 分、1 分 - 不允许。

3) 离合器负载试验。

- ① 试验车辆、发动机、变速器、离合器面片尺寸同1)。
- ② 试验条件与结果：试验从室温开始，发动机从2000r/min，在30s内升高到4000r/min，离合器在高档位开始接合。

试验序号	温度/℃	等级	试验序号	温度/℃	等级
1	96	5	11	108	5
2	97	5	12	109	5
3	98	5	13	110	5
4	99	5	14	110	5
5	100	5	15	110	4
6	102	5	16	112	4
7	102	5	17	113	4
8	103	5	18	113	4
9	104	5	19	114	4
10	106	5	20	116	4

- ③ 评定级别分5级评定。
- 5级－极佳，发动机停车；4级－好，有轻微滑动；3级勉强接受；2级、1级－差，极度打滑；0级－不允许，发动机不熄火。
- 4) 使用寿命及舒适性考核：根据汽车主机厂的要求确定（略）。

第11章

离合器新技术

汽车经历了动力革命、传动革命与控制革命，由于不同的驾驶水平对车辆的燃料经济性、动力性、乘坐舒适性造成极大差异，随着时间的推移，手动变速器的市场占有率会逐渐降低，自动变速器将不断增加。

目前已有的变速器技术包括手动变速器、传统的自动变速器、带式或链条式驱动无级变速器、自动化手动变速器以及双离合变速器，如图 11-1 所示。

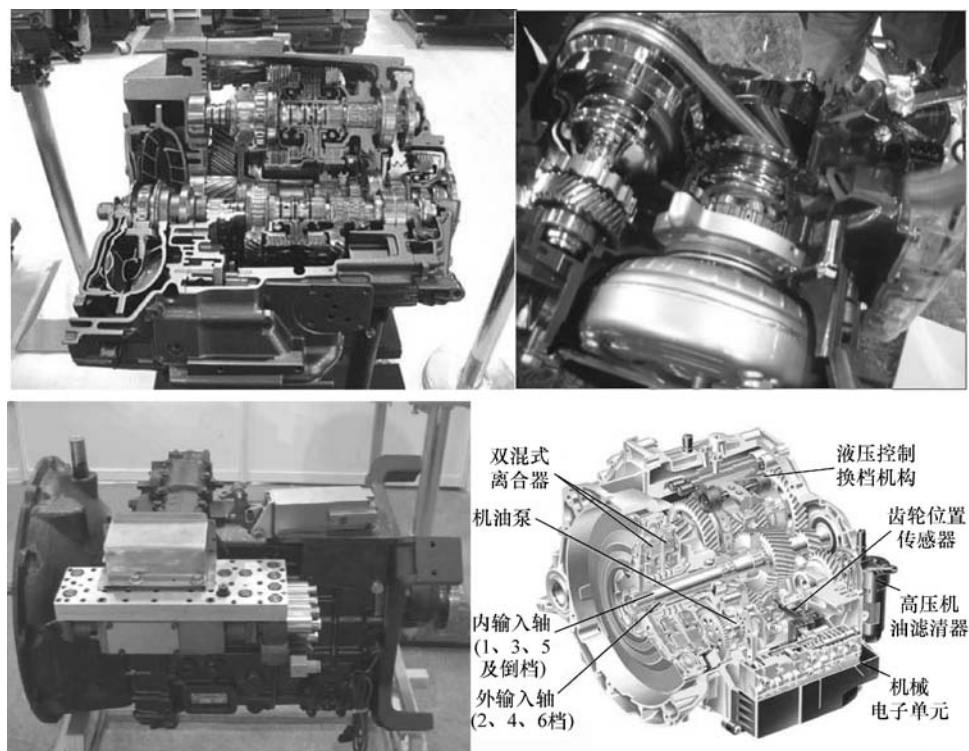


图 11-1 传统的自动变速器、带式或链条式驱动无级变速器、自动化手动变速器、双离合变速器

11.1 自调整离合器

自调式膜片弹簧离合器是一种结构新颖的离合器，可以满足离合器全寿命过程中的分离力和接合点的稳定要求，其原理通过改变离合器的结构在压盘磨损后使离

合器压力具有自动补偿功能,它在使用过程中能自行调节,以补偿由于摩擦片的磨损而引起的工作压紧力的变化,使其保持恒定不变,从而使离合器转矩容量保持稳定,是一种具有故障感知、自补偿功率传递系统,延长离合器的使用寿命。在从动盘摩擦片磨损的情况下,保证转矩传递的效率,降低汽车离合器的踏板力,提高驾驶的舒适度等特性。国外于 20 世纪 90 年代初开始研制,1995 年开始应用于汽车中,到目前为止已在 100 多万辆汽车中使用,证明其性能比传统的膜片弹簧离合器优越。

普通离合器与自调节离合器特性对照如图 11-2 所示。LuK 自调整离合器的结构如图 11-3 所示。

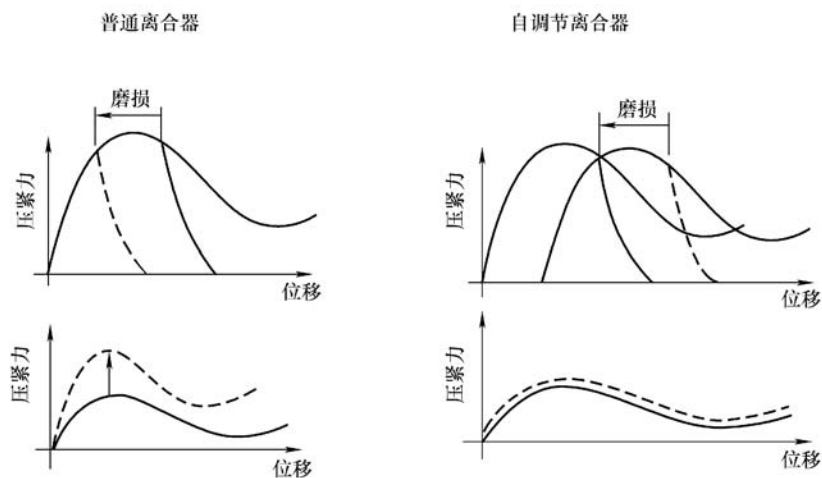


图 11-2 普通离合器与自调节离合器特性对照

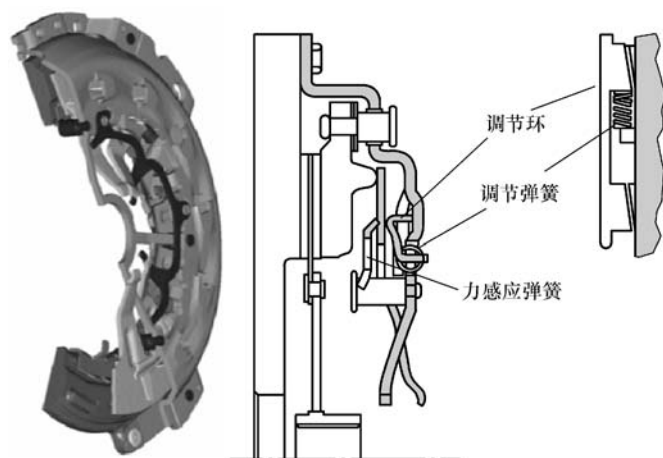


图 11-3 LuK 自调整离合器的结构

德国 LuK 公司、德国 SACHS 公司、法国法雷奥早在 20 世纪 90 年代末实现自调整离合器批量生产，采用了不同结构的方案。

(1) LuK 公司自调整离合器的结构及原理（见图 11-4） 自调式膜片弹簧离合器增加了力感应弹簧和楔形自调机构，而楔形自调机构由调节环和调节弹簧组成。而且膜片弹簧也不像传统膜片弹簧离合器那样通过支承环和支承铆钉永久地铆合在盖上或通过离合器盖内边缘伸出的许多舌片与支承环、盖可靠地铆合在一起，而是由力感应弹簧和楔形自调机构中的调节环夹持。感应弹簧为零刚度的开槽碟形弹簧，当在压平点附近变形时，其载荷可保持基本不变，它装在膜片弹簧离合器内时处于预压状态。调节环位于盖和膜片弹簧之间，并伸入盖内与盖上的斜面相配合，调节环能通过调节弹簧的弹簧力作用而移动。

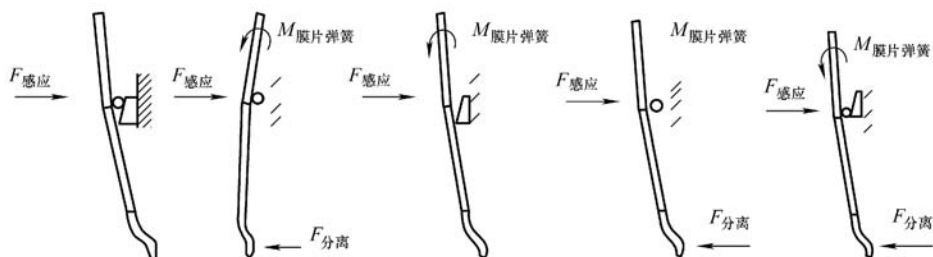


图 11-4 LuK 自调整离合器原理示意图

LuK 公司还开发有新的自调整离合器结构，图 11-5 所示为行程调节离合器 TAC 结构。

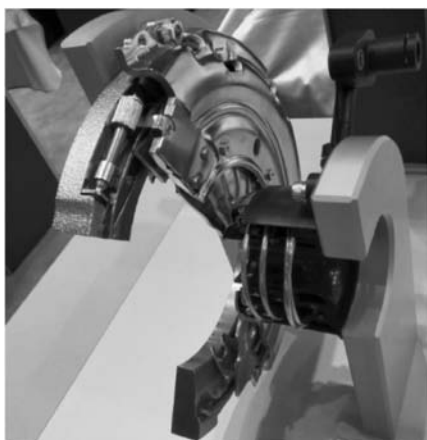


图 11-5 行程调节离合器 TAC 结构

(2) SACHS 公司 X-TEND 结构及原理 (见图 11-6) 这种补偿机构的结构并不复杂, 它由两只调整环、一只保持弹簧、一只楔形滑块、一只装在离合器盖上的止动器和两只弹簧组成, 调整环由带斜面的上、下环组成。

自动补偿机构的工作原理如图 11-6 所示。图 11-6a 所示为摩擦片未磨损的状态; 摩擦片磨损后, 压盘和调整环一起移向飞轮, 如图 11-6b 所示; 此时止动器抬起, 保持簧片使其与制动器接触处保持磨损前的位置, 楔形滑块在拉簧的拉动下移动, 直至与保持簧片接触, 此时保持簧片的自由端已经不能再返回到初始位置, 如图 11-6c 所示; 当分离离合器时, 压紧力被解除, 下调整环受弹簧的拉力而移动, 顶起上环, 直至上环到达磨损前的位置, 离合器再次接合, 膜片返回到出厂时设定的位置, X-TEND 完成了补偿调整, 如图 11-6d、e 所示。

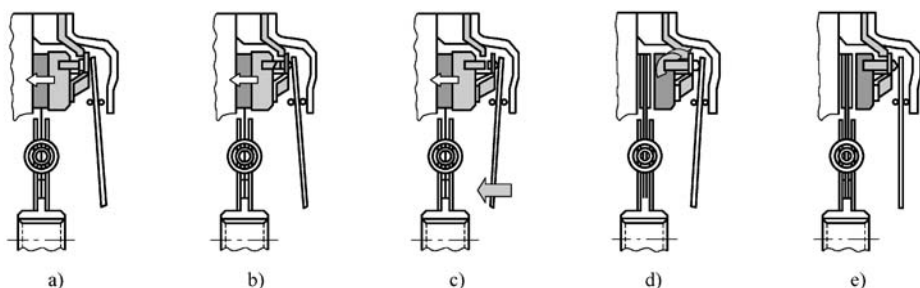


图 11-6 自动补偿机构的工作原理

SACHS 公司的 X-TEND 自调式膜片弹簧离合器的外形如图 11-7 所示。在结构上它与 LuK 公司产品的楔形自调机构不太一样, 但其自调原理一样。其基本原理是在摩擦片磨损时保持膜片的安装位置, 然后自调机构根据逐渐磨薄的摩擦片厚度, 利用弹簧拉力自动补偿因摩擦片磨损而造成的间隙。



图 11-7 SACHS 自调整离合器 X-TEND 结构

(3) 法雷奥公司 SAT 结构及原理 法雷奥公司 SAT 结构如图 11-8 所示。当离合器磨损时, 压盘的工作高度变化, 膜片弹簧随着发生位移。当膜片弹簧位移到一

定程度，压着作用弹簧，作用弹簧拨动棘轮，带动齿轮。在压盘上是两体，有带螺旋斜度，一为本体，另一为环状的带斜度的环支撑着膜片弹簧，在这个环上带有齿条与带棘轮的齿轮连接，当棘轮齿轮转动，带动环转动，这样使得离合器膜片弹簧的工作位置基本保持不变。

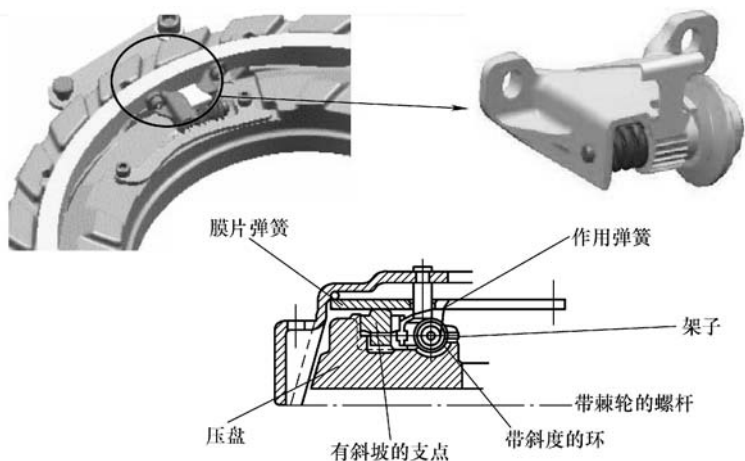


图 11-8 法雷奥公司 SAT 结构

11.2 双质量飞轮

汽车传动系统是一个多质量的弹簧扭转振动系统，图 11-9 所示为汽车传动系统的真实系统和当量系统简图，其负荷随着汽车使用工况的不同而异。汽车行驶时来自发动机和路面的干扰力以及传动系统构件转速变化产生的惯性力矩，都能引起传动系统的载荷变化甚至扭振。传统的离合器减振器性能上存在以下局限：在离合器从动盘，盘毂与从动盘摩擦片之间的可用空间有限，不能充分满足扭转减振器弹性元件、阻尼元件布置上的要求，不能避免在怠速时的共振。传动系统的振动研究导致了双质量飞轮的开发。双质量飞轮可加大减振弹簧的位置半径，并允许增大转角，从而降低减振弹簧刚度。双质量飞轮作为汽车传动系统中的核心部件，在动力从曲轴传到变速器的过程中，将振动和噪声隔离，提高换挡和驾驶的舒适性，减小曲轴的扭转和弯曲载荷，由于较多使用发动机的经济区域而使油耗降低，同时能在发动机过载时保护传动链中的零件。

自从德国宝马汽车公司（BMW）于 1985 年首先研制出双质量飞轮，并用于装六缸柴油机的 BMW324d 型轿车上，其减振降噪效果均优于从动盘减振器。以后 LuK、SACHS 等公司也先后研制成功。起初，使用无润滑减振器，位于外侧的弹簧存在磨损问题。大约在 1987 年，第一个油脂润滑的双质量飞轮开始使用，使用寿

命不再存在问题。1989 年双质量飞轮引入弧形弹簧是一个突破，它解决了几乎所有的双质量飞轮的共振问题。另外，LuK 的材料成形专家成功采用成形板材零件解决了除第二飞轮的所有零件的成形问题。1995 年开发了折叠的质量体增加首飞轮的惯性矩，如图 11-10 所示。这奠定了双质量飞轮广泛应用的基础。

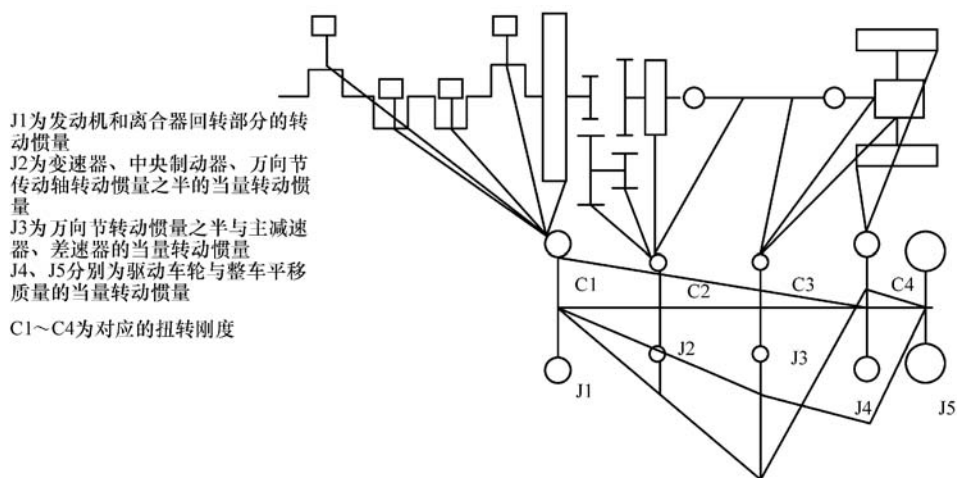


图 11-9 汽车传动系统的真实系统和当量系统简图

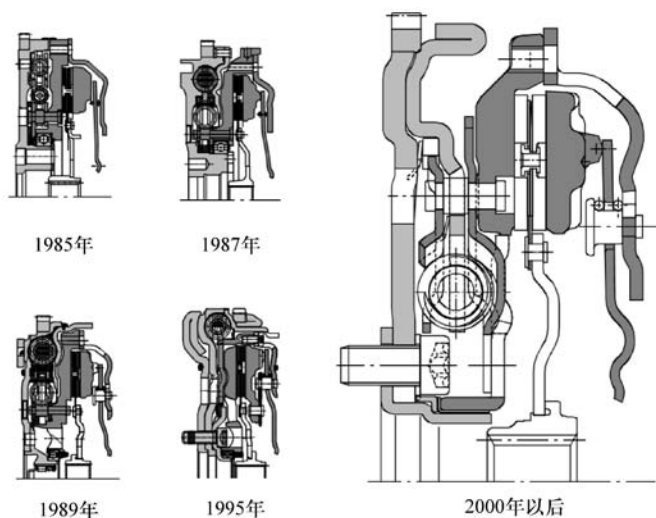


图 11-10 双质量飞轮发展历程

目前德国 LuK、SACHS 采用不同技术方案，如图 11-11 所示双质量飞轮，都已实现批量生产。

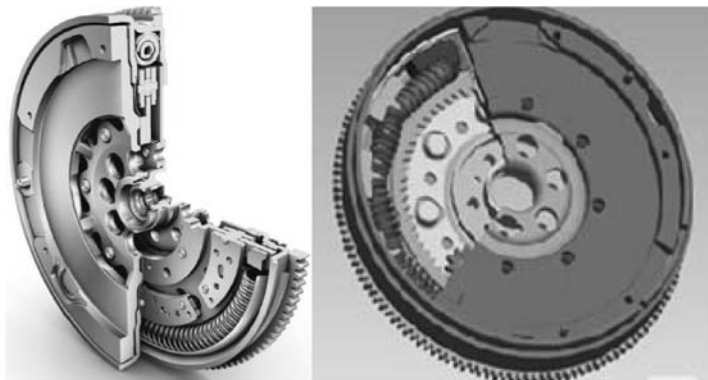


图 11-11 LuK 与 SACHS 双质量飞轮

双质量飞轮就是将常规的飞轮质量分成两个部分。一部分（主动飞轮）与发动机连接，另一部分（从动飞轮）则通过离合器与变速器连接。双质量飞轮有两大功能，一是起动过程中的齿圈啮合。二是消减传动中的振动。支承在同一个轴承上的飞轮的两个分开的部分可以相对旋转，最大转角可达 120° 。飞轮的两个部分之间采用一个具有强阻尼效应的弹簧/阻尼系统进行连接，这样不利于降低噪声，而且使车辆能在较低的发动机转速下行驶，更加节省了燃料，并大大提高了驾驶舒适性。

连接飞轮两个质量之间的弹簧和阻尼系统是减振的关键，为了实现最佳的减振效果，LuK 双质量飞轮采用了弧形弹簧。其优点在于高效利用了有限的空间；弧形弹簧可进一步加大变速器的减振隔离程度，同时也可有效地抑制起动和关闭发动机时不可避免的谐振；在不同转矩的情况下，弧形弹簧还具有调节阻尼的作用。当振动幅度较大时，弧形弹簧会自动加大阻尼；当振动幅度较小时，弧形弹簧会自动减小阻尼。

SACHS 公司双质量飞轮是在可能做到的最大直径处装置了几组常规的螺旋减振弹簧，当弹簧受力压缩时，弹簧套与塑料滑块接触而改变弹簧的刚度，使减振特性呈折线。滑块和弹簧套接触后，可防止弹簧被完全压缩。

图 11-12 所示为 DMF 的扭转工作特性图，从零到第 1 刚度段的转换是为了获得良好的怠速隔振性能和改善发动机停车时的振动特性。第 1 刚度段的刚度小，使 DMF 共振转速低于起动和停车的临界工作转速。发动机输出转矩增至一定值后，减振器就会按第 2 刚度段工作。

还有其他飞轮减振系统结构，如丰田混合动力减振器，如图 11-13 所示。

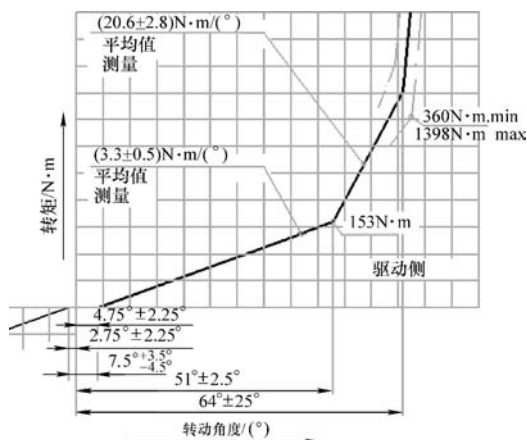


图 11-12 DMF 的扭转工作特性图



图 11-13 丰田混合动力减振器

为改善 NVH 特性，LuK 公司不断创新，提出离心摆理论，在离合器从动盘总成和双质量飞轮得到应用，如图 11-14 所示。



图 11-14 离心摆结构的从动盘总成和双质量飞轮

11.3 双离合模块

开发双离合自动变速器技术的核心在于双离合模块（图 11-15）、扭振减振器模块和控制模块的技术。这些模块是双离合自动变速器中的关键零部件，是这种先进的自动变速器的核心和大脑。

目前，全球掌握双离合变速器技术的公司主要就是博格华纳公司和舍弗勒公司。双方的技术路线不同，博格华纳的研发方向是湿式离合器，舍弗勒公司的研发方向是干式离合器。前者应用的发动机转矩范围较大，成本较高，后者适用的转矩范围较小，成本较低。舍弗勒公司也是大众干式双离合变速器的供应商。



图 11-15 双离合器模块

原则上，干式双离合器比湿式双离合器使用效率要好，且价格低得多。由于热负荷性能和使用寿命等原因，限制了干式双离合器的使用范围。在输出转矩在 $150 \sim 250 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的轿车，使用干式双离合器是正确的选择。

简单来说，“干式”双离合器优点是比一般“湿式”双离合变速器的反应更加灵敏，但对于离合器面片的磨损较严重。而“湿式”双离合器减少了离合器面片的磨损，不过由于是由电子液压控制系统来操控，所以使用中会有一些延迟。

(1) 干式双离合器（图 11-16） 对于低于 $250 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的低发动机转矩，通常使

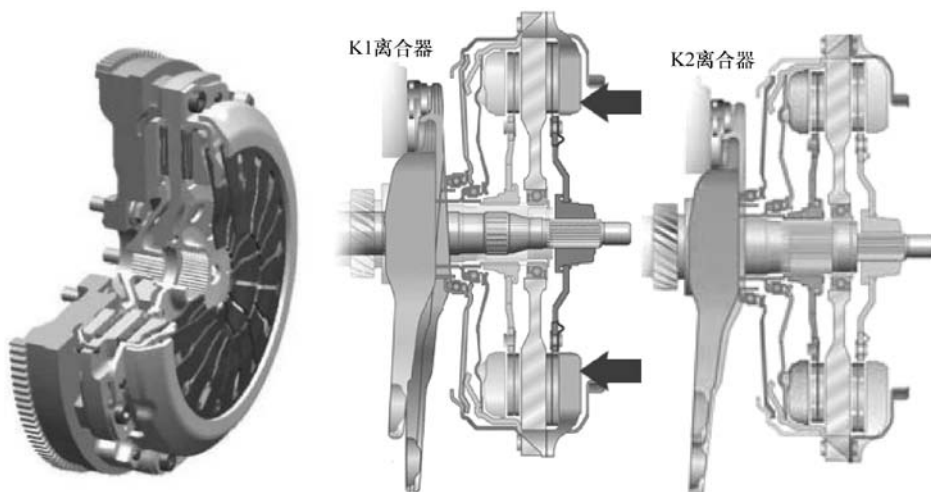


图 11-16 干式双离合器模块

用单片式结构的干式双离合器。通过压盘总成和离合器面片将这个转矩传递给相应的子变速器输入轴。

(2) 湿式双离合器 (图 11-17) 与干式双离合器相比, 湿式双离合器允许有高得多的能量输入, 因而用于转矩高于 $250\text{N} \cdot \text{m}$ 的车辆。湿式双离合器或者直接安装在轴上或者安装在与变速器壳相连接的离合器托架上。

多片式离合器可分为两种类型 (见图 11-18): 径向布置式 (也叫作同轴式)、轴向布置式 (也叫作并排式)。

同轴式双离合器特别适合于轴向尺寸小的安装空间, 而并排式双离合器主要适用于直径小的场合。

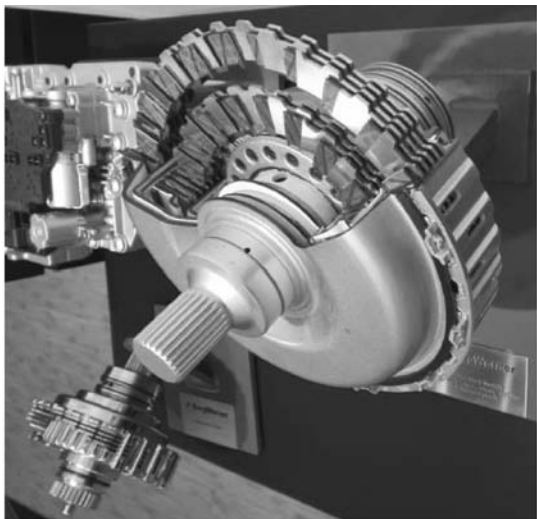


图 11-17 湿式双离合器模块

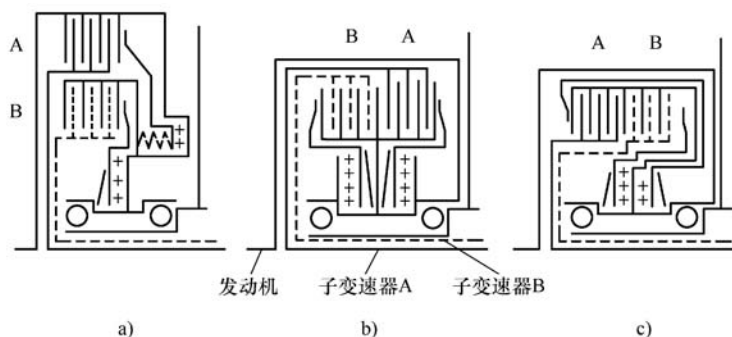


图 11-18 多片式双离合器的各种布置

a) 径向布置 (同轴式) b)、c) 轴向布置 (并排式)

11.4 液力变矩器

液力变矩器 (Fluid Torque Converter) 是由泵轮、涡轮和导轮组成的液力元件, 如图 11-19 所示。液力变矩器安装在发动机和变速器之间, 以液压油 (ATF) 为工作介质, 起传递转矩、变矩、变速及离合的作用。

(1) 液力变矩器的变矩原理 液力耦合器中油液流动反向, 液力耦合器泵轮

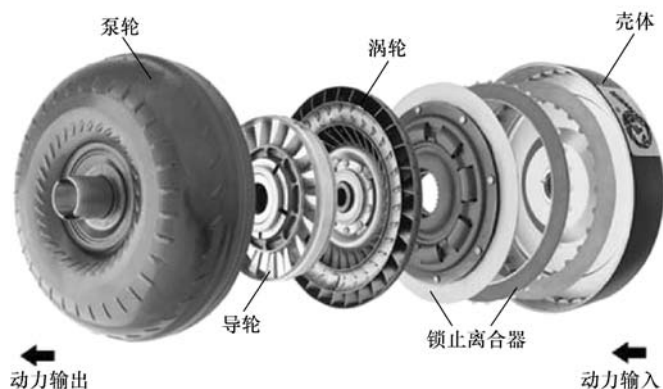


图 11-19 液力变矩器

主动与发动机曲轴刚性连接，转动时，离心力使液压油向外甩，冲击涡轮叶片，涡轮从动，涡轮回流的液体又冲击泵轮，阻碍了泵轮转动，其特点是转动效率低，但在一定范围内能实现无级变速，有利于汽车起步换档的平顺性。

液力变矩器中油液流动方向，在增加了导轮的液力变矩器中，自动变矩器油从涡轮流入导轮后方向会改变，当油液再流回到泵轮时，其流动方向变得与泵轮运动方向相同，这就加强了泵轮的转动力矩，进而也就增大了输出转矩，这就是液力变矩器可以增大转矩的原因。

单向离合器的作用，由于导轮轴上装有单向离合器，使得导轮在受到来自涡轮的油液冲击时，能保持不动，这样才能使导轮改变了经过它的油流方向，进而达到增大转矩的作用。

当变矩器变为耦合器时，涡轮开始转动（即汽车起步后），使得从涡轮流入导轮的油液方向有所变化。在涡轮转动产生的离心力作用下，油流不再直接射向导轮，而是越过导轮流回泵轮。流回泵轮的油流方向不再与泵轮转向相同，因而失去了加强泵轮转矩的作用，所以此时液力变矩器又变成了液力耦合器，不再具有增大转矩的作用。当导轮开始转动后，随着涡轮转速继续增加，从涡轮进入导轮的油液冲击到了导轮的背向，使导轮以与涡轮和泵轮相同的方向转动。

1) 机械能→动能过程。泵轮由发动机驱动旋转，推动液体随泵轮一起绕其轴线旋转，使其获得一定的速度（动能）和压力，其速度取决于泵轮的半径和转速。

2) 动能→机械能过程。液体靠动能冲向涡轮，作用于叶片一个推力，推动涡轮一起旋转，涡轮获得一定转矩（机械能）。少部分液体动能在高速流动中与流道摩擦生热被消耗。

3) 动量矩变化过程。导轮固定，液体流经时无机械能转化，由于导轮叶片形态变化（进出口叶片面积不等），液流速度和方向发生变化，其动量矩改变。动量

矩变化取决于叶片面积的变化。

涡轮转速随外界负荷的不同而变化，液流冲击叶片的方向和速度也随之变化。

(2) 液力变矩器的特性 液力变矩器的特性可用几个外界负荷有关的特性参数或特性曲线来评价。描述液力变矩器的特性参数主要有转速比、泵轮转矩系数、变矩系数、效率和穿透性等。描述液力变矩器的特性曲线主要有外特性曲线、原始特性曲线和输入特性曲线等。

在特定条件下，将液力变矩器的泵轮和涡轮锁止在一起，以便形成直接传动的装置，称为锁止离合器。图 11-20 所示为带锁止离合器的液力变矩器。



图 11-20 带锁止离合器的液力变矩器

理论研究和试验均表明：液力自动变速器运行过程中，即便是液力变矩器处于耦合工况，泵轮与涡轮之间仍存在大约 3% ~ 6% 的滑差，造成效率损失。如果采取技术措施将其消除，则可在怠速或巡航时提高燃油经济性 5% 左右。

早在 1949 年，Packard 公司的 Ultramatic 型自动变速器就采用了将泵轮与涡轮锁止在一起，以形成直接传动的锁止离合器。

带锁止离合器的液力变矩器的结构如图 11-21 所示。

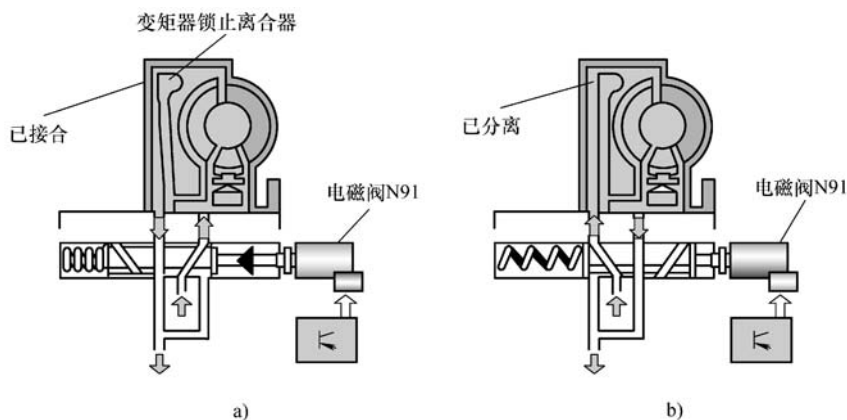


图 11-21 带锁止离合器的液力变矩器的结构

- a) 如果需使变矩器锁止离合器接合，电磁阀会打开变矩器锁止离合器前的油室。这样油室内的油压减小，变矩器锁止离合器后的油压就可以使变矩器锁止离合器接合 b) 当电磁阀 N91 重新切断油流时，变矩器锁止离合器前的油压增大，从而使变矩器锁止离合器分离

锁止离合器的主动部分是传力盘和活塞（即压盘），它们与泵轮一起旋转，如图 11-21 所示。从动部分是装在涡轮轮毂花键上的从动盘。液压油经油道进入后，推动活塞右移，压紧从动盘，即锁止离合器接合，于是泵轮与涡轮接合成一体旋转，变矩器不起作用。当撤除油压时，二者分离，变矩器恢复正常工作。

当汽车起步或在坏路面上行驶时，可将锁止离合器分离，使变矩器起作用，以充分发挥液力传动自动适应行驶阻力剧烈变化的优点。当汽车在良好道路上行驶时，应接合锁止离合器，使变矩器的输入轴和输出轴成为刚性连接，即转为直接机械传动。此时，变矩系数 $K=1$ ，变矩器效率 $\eta=1$ ，这就提高了汽车的行驶速度和燃料经济性。

当锁止离合器接合时，自由轮机构即脱开，导轮在液流中自由旋转。若取消自由轮机构，则当泵轮与涡轮锁成一体旋转时，导轮将仍处于固定状态，导致液力损失加大，效率降低。现代轿车自动变速器广泛使用单级双相三元件闭锁综合式液力变矩器。“单级”指只有一个涡轮，“双相”指有变矩和耦合两种工况，“三元件”指有泵轮、涡轮和导轮三个元件，“闭锁”指有锁止离合器闭锁功能。

11.5 多用离合器总成

湿式多片式液力离合器装在液力变速器的输入轴上，通过控制阀将液压油分配给前进或后退离合器，实现前进、后退换档，如图 11-22 所示。

当液压控制系统将作用在离合器液压缸内的液压油的压力解除后，离合器活塞在回位弹簧的作用下压回液压缸的底部，并将液压缸内的液压油从进油孔排出。此时钢片和摩擦片相互分离，两者之间无压力，离合器鼓和离合器毂可以朝不同的方向或以不同的转速旋转，离合器处于分离状态。



图 11-22 湿式多片式液力离合器

当离合器处于分离状态时，其液压缸内仍残留少量液压油。由于离合器鼓是和变速器输入轴某一基本元件一同旋转的，残留在液压缸内的液压油在离心力的作用下会被甩向液压缸外缘处，并在该处产生一定的油压。若离合器鼓的转速较高，这一压力有可能推动离合器活塞压向离合器面片，使离合器处于半接合状态，导致钢片和摩擦片因互相接触摩擦而产生不应有的磨损，影响离合器的使用寿命。为了防止这种情况出现，在离合器活塞或离合器鼓的液压缸壁面上设有一个由钢球组成的单向阀。当液压油进入液压缸时，钢球在油压的推动下压紧在阀座上，单向阀处于关闭状态，保证了液压缸密封；当液压缸

内的油压被解除后,单向阀钢球在离心力的作用下离开阀座,使单向阀处于开启状态,残留在液压缸内的液压油在离心力的作用下从单向阀的阀孔中流出,保证了离合器的彻底分离。

当离合器处于接合状态,互相压紧在一起的钢片和摩擦片之间要有足够的摩擦力,以保证传递动力时不产生打滑现象。离合器所能传递的动力的大小主要取决于摩擦片的面积、片数及钢片和摩擦片之间的压紧力。钢片和摩擦片之间压紧力的大小由作用在离合器活塞上的液压油的油压及活塞的面积决定。当压紧力一定时,离合器所能传递的动力的大小就取决于摩擦片的面积和片数。

11.6 混合动力传动系统

混合动力汽车目前国际有串联式混合动力汽车、并联式混合动力汽车、功率分流混合动力汽车和其他方案。并联式混合动力汽车根据电动机位置不同又有 P0、P1、P2、P3、P4 等方案,如图 11-23 所示,国外企业根据其发展特点,也在积极开发混合动力模块。

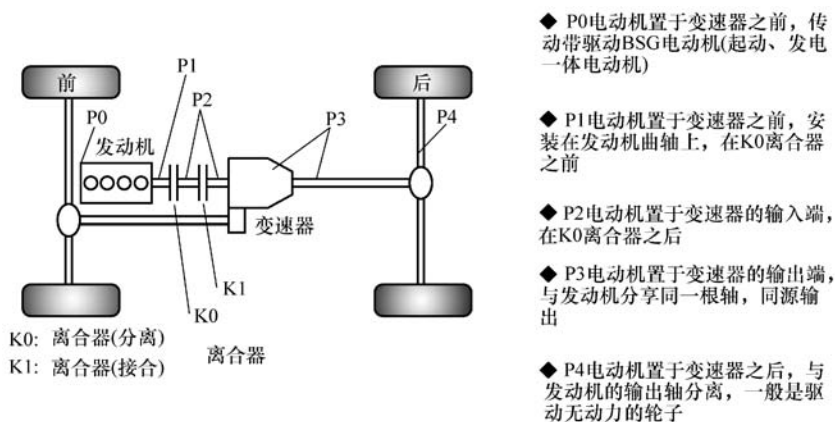


图 11-23 并联式混合动力汽车

第一代 P2 混合动力系统使用 LuK 公司的 P2 混合动力模块于 2010 年 5 月在大众的平台上实现量产。混合动力系统由在发动机曲轴和液力变矩器之间集成了一个额定功率为 34kW 的电动机和离合器。该离合器使得系统能够实现所有混合动力的功能,比如,在车辆滑行时断开内燃机,快速起步/停车功能以及纯电动行驶。对 P2 混合动力系统来说一个关键的行驶工况是驾驶人踩下踏板(Tip in)后从纯电动模式起动内燃机。这个起动过程对离合器提出更高的要求。当系统发出起动命令,首先在拖动发动机起动所需要的大约 100N·m 的转矩条件离合器工作。这就需要

在此转矩范围内离合器接合时有很好的可控性和响应性。

第二代 P2 混合动力系统最重要的要求之一就是进一步减小整个系统的空间尺寸。原则上,可以将减振系统或离合器集成到电动机转子内。通过评估各种需求和尺寸大小,更为吸引人的方案是将离合器集成到转子内。设计离合器重要的是要首先确定起动内燃机的方式。设计中考虑了所谓的直接起动方式,即在曲轴静止时点燃燃烧室内的混合物。图 11-24 所示为舍弗勒 P2 混合动力模块。

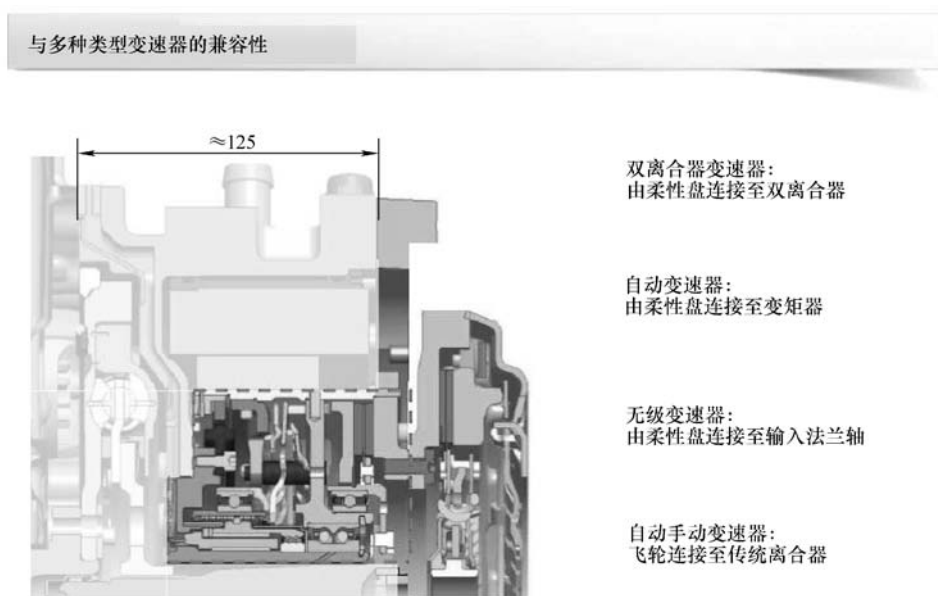


图 11-24 舍弗勒 P2 混合动力模块

11.7 电子离合器管理系统

离合器操纵系统也在不断发展,国外公司推出了电子离合器管理系统。电子离合器系统通过 ECU 对离合器进行控制,配合加速踏板完成油离配合。主控 ECU 根据车速、发动机转速、各踏板位置和按钮等传感信号,结合人的操作意图,计算出离合器的最佳接合时间与速度。发出指令驱动执行装置,达到离合器压盘分离或接合的目的。使用自动离合器,无须用脚控制离合器,通过 ECU 轻松实现油离配合,加快换档速度,提升驾驶乐趣,是广大手动档车爱好者的首选。手动变速器应用电控离合器,通过滑行功能,在 WLTC 循环能实现减少 CO₂ 的排放;能提高驾驶舒适性及安全性能。图 11-25 所示为 BOSCH 公司推出的电子离合器系统方案。

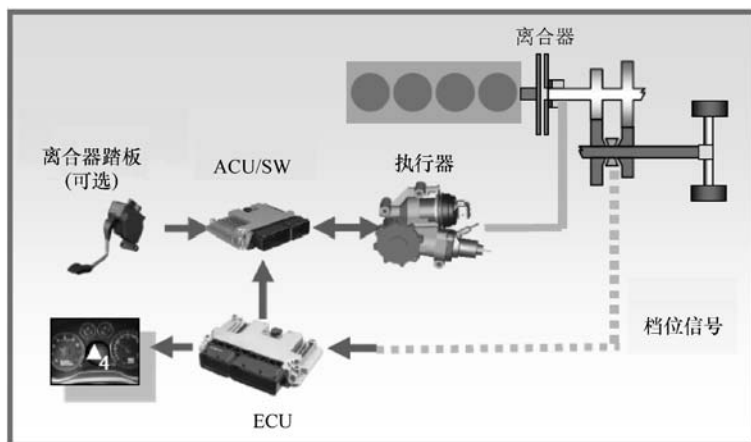


图 11-25 BOSCH 公司推出的电子离合器系统方案

11.8 先进工艺技术

采用先进工艺技术，如激光和电子束焊接、双工位数控车床 CNC、多工位高速压力机、级进模、机械手与机器人、自动/半自动装配线。提升设备能力，CPK ≥ 1.67 、MTBF（Mean Time Between Failure）平均无故障时间 $\geq 3000\text{h}$ 、R&R $\leq 10\%$ 。系统设计，使工艺系统（机床、刀、附、量、检、夹具等）、物流系统（原材料处理、储存、上下料装置、机床间工件传输）、信息系统（生产线控制、自动编程、自动监控、自动检测）成套化。

11.8.1 冲压

随着人力的成本越来越高，冲压自动化成为企业下一步发展的一个重要方向。在今后的冲压发展中，还可以投入自动开卷线与级进模结合来获得更大的生产效益，如图 11-26 所示，多工位压力机是一种较为先进的冲压设备，相当于多台压力机及拆垛送料系统的集成，即一台多工位压力机相当于一条自动化冲压生产线，一般由线首单元、送料机构、压力机和线尾部分组成。该方案是将多台中小吨位的多工位压力机与送料装置连线使用，完成一台或几台大吨位多工位压力机所能完成的任务。该方案主要由材料供给装置、多工位压力机如材料排出装置组成，图 11-27 所示为自动开卷机与多工位压力机实例，图 11-28 所示为多机多工位冲压连线布局方案示意图。



图 11-26 20 000kN 闭式多工位压力机



图 11-27 自动开卷机与多工位压力机实例



图 11-28 多机多工位冲压连线布局方案示意图

冲压车间就可以使用机械手臂来代替人工,如图 11-29 所示。在一个冲压制造单元中,可由压力机和冲压机械手臂组成。前道工序冲压完成后,由机械手臂抓起送到下一工序的压力机。



图 11-29 冲压机械手臂

11.8.2 机械加工

双工位数控车床 CNC 可有效提高效率,如图 11-30 所示。



图 11-30 双工位数控车床 CNC

11.8.3 装配线及装备

(1) 装配线介绍 装配线是人和机器的有效组合,最充分体现设备的灵活性,它将输送系统、随行夹具和在线专机、检测设备有机地组合,以满足多品种产品的装配要求。

装配线是一条生产过程的方向布局，产品的制造都在装配线上完成，装配线的任务是将大量的设备、物料，还有工作人员整合在一起，通过物料的运输来完成装配过程的一条流水式线路。图 11-31 和图 11-32 所示为盖总成装配线、从动盘总成装配线及工序内容。

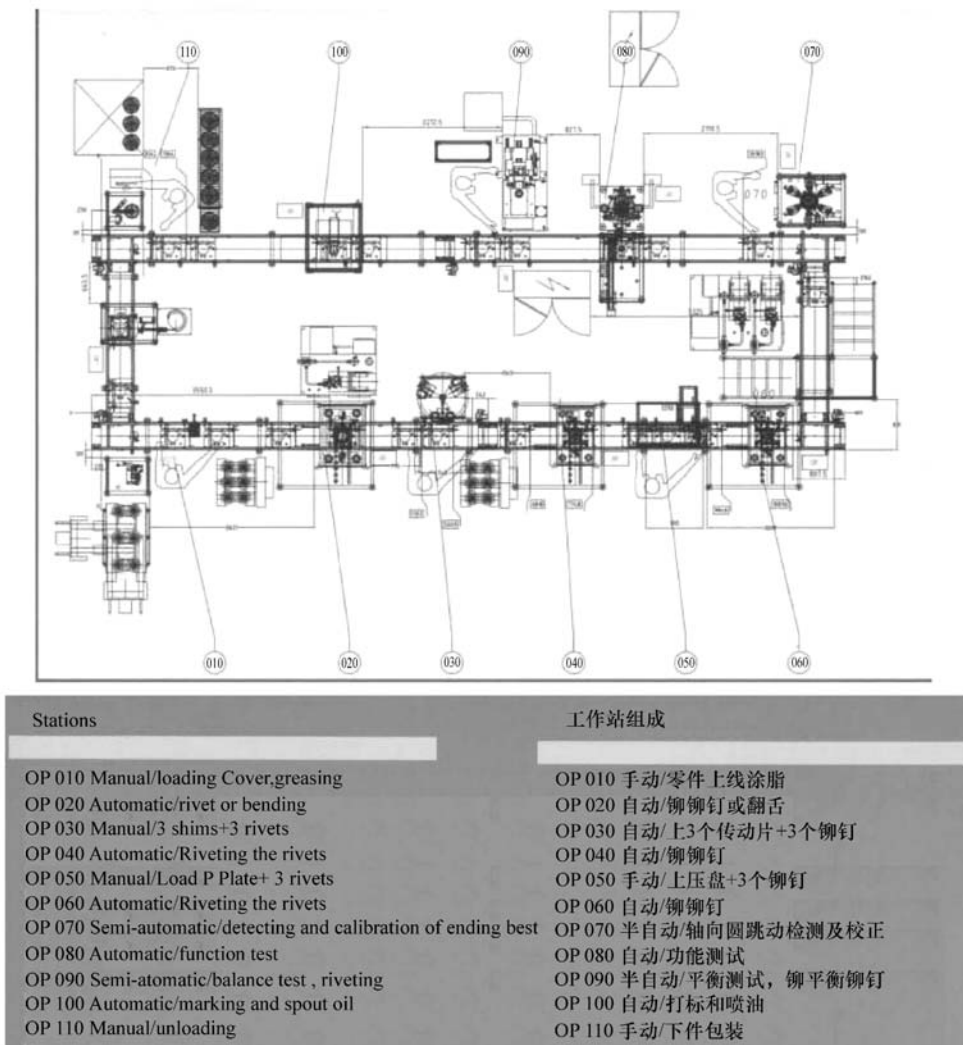


图 11-31 盖总成装配线

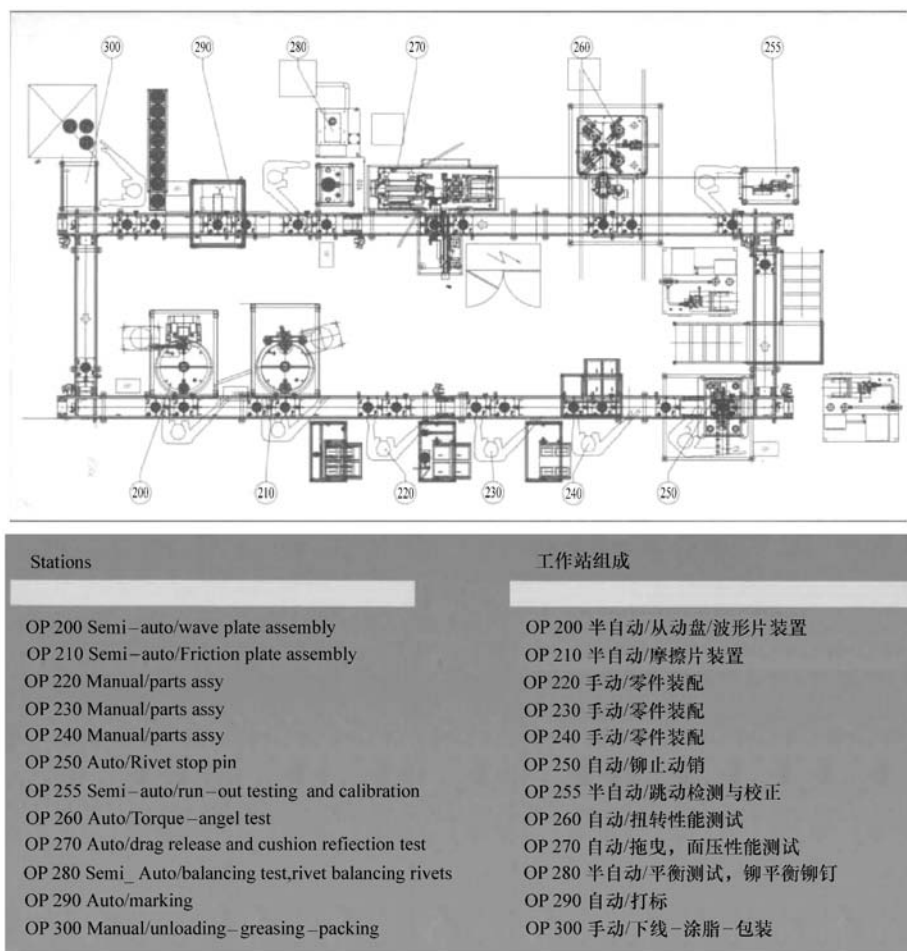


图 11-32 从动盘总成装配线

(2) 主要装备 图 11-33 所示为膜片弹簧涂脂机, 设备由膜片输送架、膜片升降机构、涂脂升降机构、上下喷脂调节机构和膜片旋转机构等部分组成。把膜片弹簧多片重叠放在放料轴上, 推到升降台面, 通过丝杆提升机构升高膜片, 使作业者能方便取件; 后续作业者把膜片弹簧放入工作台面, 然后涂脂升降机构, 把上下涂脂调整机构送到工作点, 压住膜片, 旋转机构旋转膜片, 喷脂阀喷脂到膜片上, 进行均匀涂脂。



图 11-33 膜片弹簧涂脂机

图 11-34 所示为多工位装配压机，工作台由多个工位组成，分别完成组装和铆接。

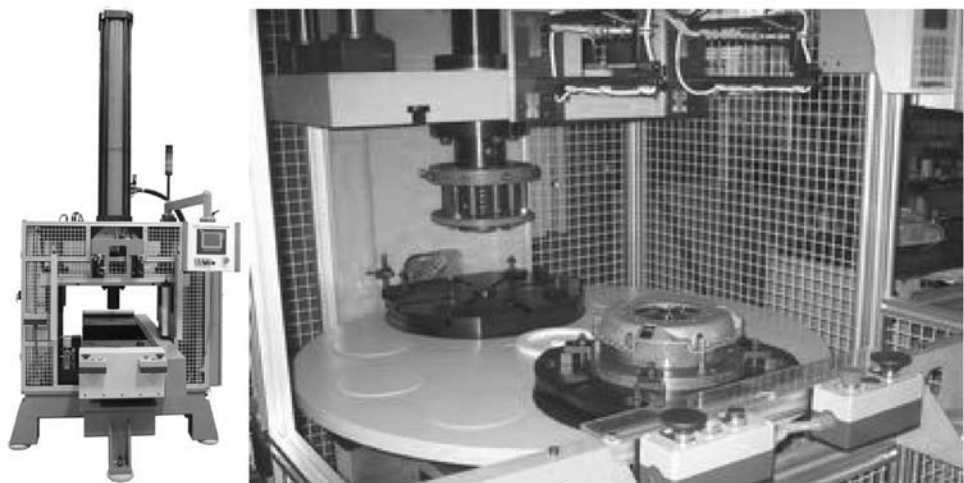


图 11-34 多工位装配压机

图 11-35 所示为离合器分离指自动校正与测试机，测试设备主要由工控机、阀座分总成、工件夹紧分总成、分离指限位分总成、跳动量测试分总成、侧向夹紧分总成和校正分总成等部分组成。采用定位板和定位销将膜片弹簧或离合器盖总成定位，在气液增压缸的驱动下，将工件压紧，根据膜片弹簧分离指的数目，采用对应

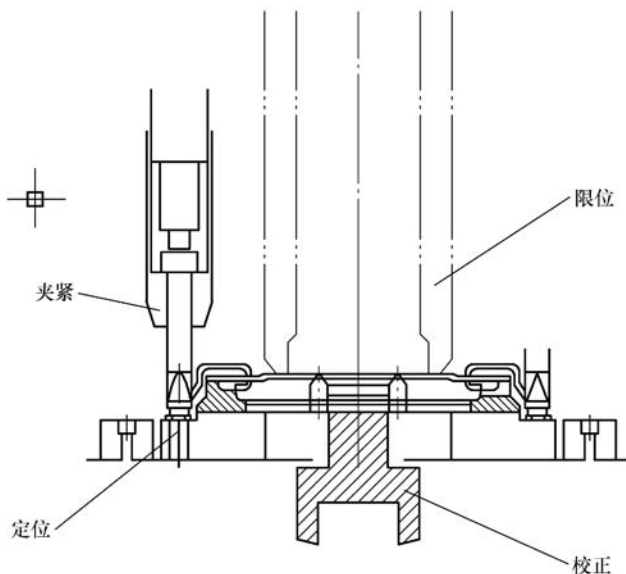


图 11-35 离合器分离指自动校正与测试机

数量的限位滑块，限位气缸支承限位滑块末端，侧面气缸对浮动杆夹紧，控制限位块的高度，从而对分离指的校正起到一个支承点的作用，实现限位，然后，校正伺服电动机正转驱动螺旋千斤顶带动校正头向上运动，按设定的行程将分离指向上扳动。完成分离指的校正后，校正伺服电动机反转驱动校正头回程，同时，伺服电动机通过一对齿轮驱动花键轴转动，带动测量头旋转 370° 测量各个分离指高度并通过软件自动计算出分离指的跳动量，在示意图和柱状图及表格上显示测量值。工控机通过对该型号分离指所测值与合格指标进行比较，即可判断分离指跳动量是否合格，并通过人机界面进行显示。

图 11-36 所示为盖总成综合性能自动检测机，通过桁架机械手实现上料、检测和下料。

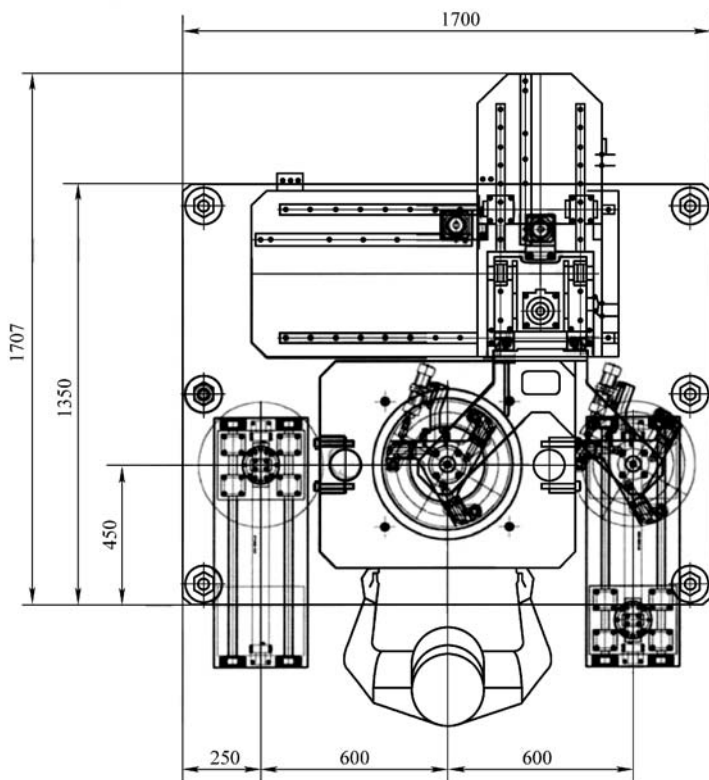


图 11-36 盖总成综合性能自动检测机

图 11-37 所示为自动上料装置，通过送货料车将盖、压盘和膜片送到料架上，可根据身体要求，自动上料。

激光加工技术已从特殊用途的加工技术变为通用的，具有多种加工功能的应用技术，在汽车工业中的应用发展令人瞩目。由于激光焊接具有能量密度高、热影响区域小、变形小，特别是对不同材质、不同厚度的片状零件的拼焊加工质量高，并且易于自动化控制。结合先进激光加工设备，适合离合器企业生产特点，组成模块

化和灵活性的柔性生产线，可以实现汽车零部件高效率的自动加工。图 11-38 所示为数控激光加工机床。

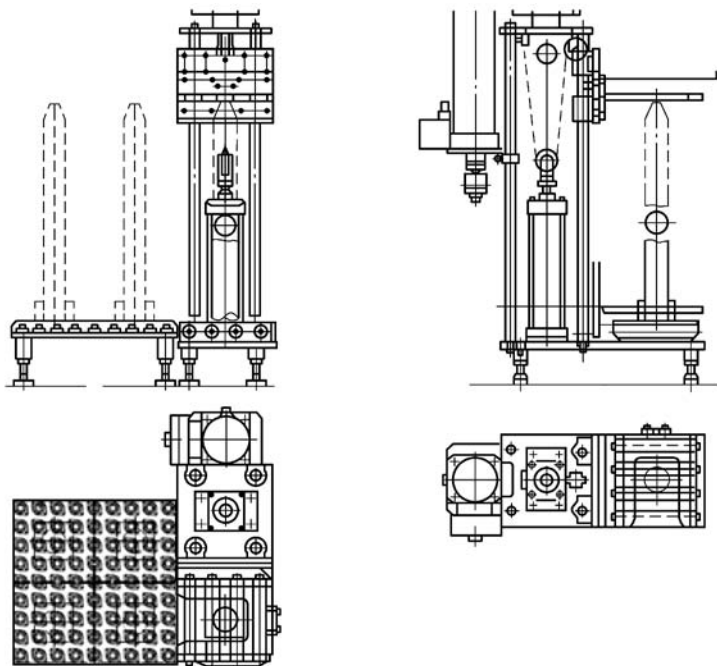


图 11-37 自动上料装置



图 11-38 数控激光加工机床

11.9 先进管理技术

管理规范化，通过吸纳先进管理技术和管理创新，提高效率，建立持续发展时空一致性强的管理体系。物流设施规划科学化，推行精益生产和 5S 管理、FMS 柔性集成制造系统。通过平衡计分卡和关键绩效指标 KPI 的方法建议目标管理及绩效考核体系。

加强 RFID 技术和装配管理信息系统 AMS 的应用。如图 11-39 所示，离合器装配管理系统 CAMS 是针对离合器装配过程进行管理和优化的集成运行系统。它在接受订单开始到制成最终产品的全部时间范围内，采集各种数据信息和状态信息，与上层业务计划层和底层过程控制层进行信息交互，通过整个企业的信息流来支承企业的信息集成，实现对工厂的全部生产过程进行优化管理。

CAMS 提供实时收集生产过程数据的功能，当工厂发生实时事件时，CAMS 能够对此及时做出反应、报告，并使用当前的准确数据对其进行指导 and 处理。这种对事件的迅速响应使得 CAMS 能够减少企业内部无附加值的活动，有效指导工厂的生产运作过程，使其既能提高工厂及时交货能力、改善物料的流通性能，又能提高生产回报率。

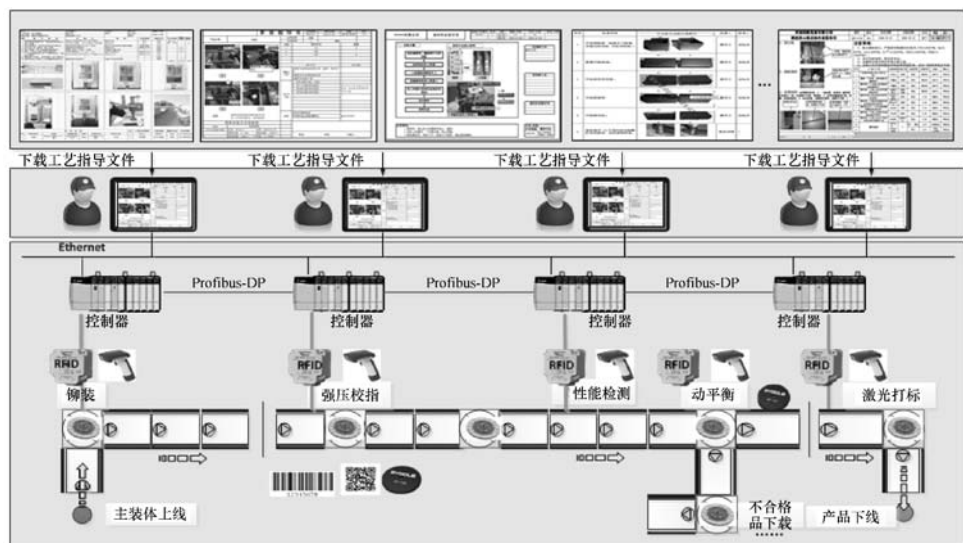


图 11-39 离合器装配管理系统

在线作业指导在制品进入相应工作站后读取产品出生证、产品型号和工序作业指导文件编号等信息，在线作业指导程序根据获取的在制品信息，调用在线指导文件，并显示至现场作业指导客户端，指导人员生产操作。

国内外汽车离合器企业介绍

1. 国外企业

(1) 德国 SACHS 公司 德国 SACHS 公司员工总数 16 900 人，销售总额 22.34 亿欧元，离合器年产量 800 万套，年销售额 2 亿欧元。乘用车离合器占有率欧洲第 3、全球第 3，重型车离合器市场占有率欧洲第 1、全球第 1。此外，还有液力变矩器、减振器等著名产品。在全球开设 38 家生产或销售公司。

1895 年，艾伦斯特·萨克斯和卡尔·菲西特尔（Karl Fichtel）共同创立了“施伟因福特精密球轴承公司”（Schweinfurter Präzisions – Kugellager – Werke Fichtel & Sachs），这就是现在采埃孚萨克斯公司的雏形。

1920 年，轴承部门被出售，同时业务扩张到汽车发动机领域，包括离合器和减振器。

1997 年，公司更名为 Mannesmann Sachs AG 有限公司，将业务集中于汽车行业，同时在阿根廷、墨西哥和美国开设分公司。

2001 年，Mannesmann Sach 被采埃孚集团收购，更名为采埃孚萨克斯有限公司。

2011 年，萨克斯和采埃孚集团整合。

(2) 法国法雷奥公司 法雷奥集团是一家独立的国际工业集团，完全致力于设计、生产和销售轿车及卡车的零件，集成系统和模块，同时供应于主机配套及售后维修市场。法雷奥集团为世界领先的汽车零部件供应商，集团执行财务健康的增长战略，以实现可持续的发展。2013 年，法雷奥集团全球销售额 121.1 亿欧元。法雷奥集团在全球 29 个国家内共拥有 124 家工厂、16 个研究中心、35 个开发中心，12 个分销中心和 74 800 名员工，全球汽车零部件排名前十位。离合器年产量 1 500 万套，员工 4 780 人，销售额 7.56 亿欧元，世界第 1。该公司动力传动系统技术全面，包括摩擦片、分离轴承、双质量飞轮和液力变矩器等，除离合器系统外还有灯具系统、空调系统、发动机冷却系统、电子电器、车门锁、刮水器、开关及探测系统等。在中国已建立八家合资企业，其中离合器一家、车灯一家、电器一家、空调三家、刮水器两家。独资建立液力变矩器厂、摩擦片厂。

(3) 德国舍弗勒公司 德国舍弗勒公司离合器年产量 1400 万套，员工 8500 人，年销售额 16 亿欧元。乘用车离合器市场占有率全球第一。双质量飞轮是该公司的强项。在全球开设 19 家独资或合资企业。在中国已建独资企业 1 家，已建独资研发中心和离合器厂。

凭借 INA、LuK 和 FAG 三大品牌，舍弗勒是全球领先的汽车与工业领域供应商，为汽车发动机、变速器和底盘系统提供高精密产品与系统，并为广泛的工业行业提供滚动轴承解决方案。舍弗勒拥有业内最高质量品质和领先的研发能力，致力于实现“高效驱动，驰骋未来”（Mobility for Tomorrow）战略目标。舍弗勒集团 2013 年销售额达到约 112 亿欧元，在世界各地拥有 8 万多名员工，是欧洲最大的家族制工业企业之一。舍弗勒在 49 个国家设有约 170 个分支机构，形成一个包括生产基地、研发中心、销售公司和培训中心在内的全球性网络。

2015 年 2 月 11 日，全球第 1 亿只双质量飞轮从舍弗勒位于德国布尔的工厂下线，标志着国际知名汽车供应商舍弗勒的传奇历史再写新篇章。

(4) 日本 EXEDY 公司 1923 年，成立“足立制作所”；1950 年，成立“株式会社大金制作所”；1995 年公司由“株式会社大金制作所”更名为“株式会社 EXEDY”，成立“重庆三铃大金离合器制造有限公司”。2001 年与 AISIN 爱信精机株式会社展开资本及业务合作。2004 年，“重庆三铃大金离合器制造有限公司”更名为“爱思帝（重庆）驱动系统有限公司”。总资产净值 11.48 亿美元，销售总额 12.69 亿美元，员工总数 6558 人。离合器年产量 790 万套，年销售额 4.34 亿美元，世界第四，亚洲第一。液力变矩器 580 万台，占全球新车市场 12%。在全球开设 17 家合资或独资企业。

(5) 美国伊顿公司 伊顿（EATON）公司是一家逾百年历史的美国财富 500 强，是全球领先的多元化工业产品制造商。公司始创于 1911 年，1923 年在纽交所上市。伊顿致力于成为“全球商业动力之源”，帮助客户更可靠、高效、安全地管理电力、流体及机械动力，应对全球最棘手的能源挑战。入选“全球 100 大最具创新力公司”“全球最具商业道德公司”“全球可持续发展 50 强”等。伊顿公司是一家全球领先的动力管理公司，2013 年销售额达 220 亿美元。伊顿致力于提供各种节能高效的解决方案，以帮助客户更有效、更安全、更具可持续性地管理电力、流体动力和机械动力。伊顿在全球拥有逾 10.3 万名员工，产品销往超过 175 个国家和地区。伊顿在商用汽车变速器、离合器、发动机增压器和发动机气门方面，拥有多项独特技术专利，处于世界顶尖水平。离合器分部有 7 家厂，其中美国 3 家，巴西、荷兰、澳大利亚各 1 家，员工 765 人。年产离合器 100 万套，主要是中重型卡车离合器（包括操纵部分），产品占北美商用车市场 90%、南美商用车市场 20%。

法士特与伊顿公司合资组建的“法士特伊顿（西安）动力传动系统有限责任公司”，将在商用车、客车及其他适合的应用平台的离合器及离合器相关零部件的研发、生产、装配、测试、销售及服务等领域开展全面合作，协力并进，共赢发展。总投资 1 亿元人民币，其中法士特投资占总股本的 51%，伊顿投资占总股本的 49%。产能提升至一期 20 万台。

(6) 美国 BORGWARNER 公司 总部位于美国密歇根州的奥本山，为全球主

要汽车生产商提供先进的动力系统解决方案,是这个领域中公认的领袖。博格华纳致力于设计和制造高技术的产品来提高汽车发动机系统、传动系统和四轮驱动系统的性能。在全球 17 个国家建立了 62 个制造和技术基地,为世界各地的客户提供服务。

2009 年 5 月,博格华纳联合传动系统大连新工厂由美国博格华纳公司和我国 12 家整车厂联合成立的投资公司中发联投资有限公司共同投资兴建,项目位于大连开发区中心工业区,总投资 2 亿美元,注册资本 6700 万美元,占地面积 8.3 万 m^2 ,主要从事双离合变速器控制模块(简称 DCT)的生产和销售。博格华纳研发的双离合器变速器是目前世界上公认的最先进、最节能、性能最好的自动变速器技术。而大连新工厂生产的变速器控制模块部分则是整个变速器的“心脏”和“大脑”,是技术的核心。

2. 国内企业

(1) 长春一东离合器股份有限公司 长春一东离合器股份有限公司成立于 1992 年,1998 年完成股份制改造,并于当年发行股票,是中国兵器工业集团公司 11 家上市公司之一,也是中国汽车离合器行业的首家上市公司,是中国汽车工业协会离合器委员会理事长单位。公司总资产 8.37 亿元,在职员工 1217 人,本部占地 10 万 m^2 ,建筑面积 4.6 万 m^2 ,其中生产建筑面积 4.3 万 m^2 。现有设备 957 台/套,其中进口设备 34 台/套,14 条装配生产线,一条半自动装配生产线,主导产品为汽车膜片弹簧离合器,年生产能力 250 万套,现正打造年产 360 万套产能。公司现有科技开发人员 120 人,应用计算机辅助设计分析系统(CAD、PROE、ANSYS)进行产品设计分析,公司建立了产品试验室,技术中心被评为省级技术中心并设立博士后工作站。应用企业资源计划系统(ERP)、办公自动化系统(OA)进行现代化科学管理。

(2) 上海萨克斯动力总成部件系统有限公司 上海萨克斯动力总成部件系统有限公司成立于 2002 年 1 月 1 日,总投资为 2980 万美元,由上海汽车工业有限公司[股份现已转让给上海汽车工业(集团)总公司]和德国采埃孚萨克斯股份公司[股份现已转让给采埃孚(中国)投资有限公司]各出资 50%,通过引进萨克斯的技术和资金在原上海离合器总厂离合器和液力变矩器的业务基础上组建而成。

公司位于上海西面的青浦区华新镇,占地面积约 5 万 m^2 ,建筑面积约 2.3 万 m^2 。公司拥有员工 700 余人。制造过程包括零件加工(冲压、热处理、机加工)、离合器装配和液力变矩器装配。除此之外,公司还拥有技术开发中心和一个模具制造中心。公司已经具备了 300 万套离合器和 15 万套液力变矩器的年生产能力。离合器产品为上海大众、上海通用、上海汽车、上汽通用五菱、一汽集团、一汽大众、长安福特、江铃汽车、奇瑞公司、沈阳航天三菱、郑州日产、东安等国内整车及发动机厂配套,并出口日本马自达。液力变矩器产品为上海通用和采埃孚变速器配套。

(3) 浙江铁流离合器股份有限公司 浙江铁流离合器股份有限公司（原杭州西湖汽车零部件集团有限公司）始创于1985年2月，是一家民营股份制企业。目前公司拥有占地总面积逾33万m²的生产基地，是目前国内规模最大的汽车离合器专业生产厂，同时也是国内最大的汽车离合器出口企业。

浙江铁流离合器股份有限公司拥有多达近千个品种的产品系列，覆盖了从 $\phi 150 \sim \phi 430\text{mm}$ 全系列的螺旋弹簧及膜片弹簧离合器。经过多年的技术改造和投资扩能，公司已经拥有了300万套离合器盖总成和600万套从动盘总成的年生产能力，并建立了人才荟萃、设备齐全的开发中心、检测中心和销售中心，占领了中国近三分之一的售后市场份额，并继续以“优质的产品、合理的价格、良好的服务”不断地巩固国内市场，开拓国际市场。2002年后又分别在美国和比利时设立了“西湖离合器（美国）有限公司”和“西湖离合器（比利时）有限公司”，为更好地拓展欧美市场奠定了基础。

浙江铁流离合器股份有限公司计划投资现有产品的技术改造和相关汽车零部件产品的研发。

浙江铁流离合器股份有限公司成立于2009年11月，现有员工800余人，占地总面积250余亩，是国内专业生产汽车离合器总成的最大行业企业。

公司年生产进口、国产车型离合器达1000余个品种，产量达400万套。拥有国内领先的立体模具库，配备2500t大型液压机床、800t压力机、日本进口整套热处理设备、高精度加工中心以及投资2000多万元成立的国家级试验室。并与国内著名高校、科研院所、企业建立良好的学术平台，形成了以自主知识产权为核心的完善的科研体系，具备高新技术产品独立研制开发能力。

公司曾先后荣获“浙江省著名商标”“浙江省名牌”“中国驰名商标”等荣誉称号。并通过ISO 9001、QS 9000、TS 16949质量体系认证标准。

公司拥有“铁流”和“德萨”两个品牌，产品涵盖微型车系列、轿车及轻卡、中型卡车、重型车系列和客车系列，是东风汽车集团销售成员之一、中国一汽集团和北内集团配件定点生产供应商。在为昆明云内、成都云内、厦门金龙、苏州金龙、金旅客车、青年汽车、江淮汽车、北汽福田、合力叉车等发动机厂家进行配套的基础上，又同扬柴股份、桂林玉柴机械、常柴、长安、柳微和锡柴等配套单位进行合作。

公司已在全国各大中型城市建立了完善的销售网络，并在比利时设立西湖欧洲有限公司，在美国设立西湖制造美国有限公司。同时，产品远销美国、南美、南非、日本、东南亚、欧洲、中东等近五十个国家和地区。

(4) 桂林福达股份有限公司 桂林福达股份有限公司（简称“福达股份”）是一家以汽车零部件为主营业务的国家高新技术企业，主要从事发动机曲轴、汽车离合器、螺旋锥齿轮和精密锻件等汽车零部件的研发、生产与销售，是国内主要的锻钢曲轴、汽车离合器生产企业。公司共有6家全资生产型企业，分布在广西桂林

市和湖北襄阳市、孝感市。公司总资产 29.7 亿元, 员工 2600 余人。2014 年 11 月 27 日, 公司在上海证券交易所挂牌上市, 股票代码: 603166。

福达股份具备年产 112 万根发动机锻钢曲轴、130 万套汽车离合器总成、15 万套螺旋锥齿轮和 10 万 t 精密锻件的生产能力。产品为国内外 30 多家知名的汽车、发动机及车桥企业配套, 部分产品进入国际知名汽车制造商全球采购体系, 产品主要配套范围包括商用车、乘用车和工程机械。

福达股份拥有广西壮族自治区认定的企业技术中心, 公司以及全资子公司桂林福达曲轴有限公司、襄阳福达东康曲轴有限公司、桂林福达齿轮有限公司具有强大的自主开发能力, 拥有多项生产关键汽车零部件产品的核心技术和生产工艺, 先后被认定为国家高新技术企业。公司已拥有 41 项专利以及轴颈及圆角淬火、圆角滚压等多项核心技术。公司锻钢发动机曲轴项目被国家科学技术部列为 2006 年度国家火炬项目 (项目编号: 2006GH041399), 公司年产 10 万 t 精密锻件建设项目被列为 2011 年度国家火炬项目 (项目编号: 2011GH031814) 和广西壮族自治区重大统筹推进项目。公司是国家 QC/T 25—2014《汽车干摩擦式离合器总成技术条件》及 QC/T 27—2014《汽车干摩擦式离合器总成台架试验方法》两项行业标准的制定单位之一。

福达股份已通过 TS16949/ISO14001/OHSAS18001 质量/环境/职业健康安全管理体系认证, 产品及“FOTO”商标分别被评为“国家免检产品”“广西名牌产品”和“广西著名商标”, 公司于 2013 年获得首届桂林市市长质量奖, 2014 年获得第二届广西壮族自治区主席质量奖。

(5) 湖北三环离合器有限公司 湖北三环离合器有限公司位于湖北省黄石市高新技术产业开发区, 公司占地面积 11.2 万 m², 建筑面积 6 万 m²。布局合理, 环境幽雅, 素有“花园式企业”之美誉。

公司始建于 1954 年, 1982 年加盟东风汽车工业联营公司, 1989 年引进法国法雷奥公司膜片弹簧离合器制造技术及关键设备, 建设成为一座全新的以膜片弹簧离合器为主导产品的工厂, 设计能力为年产膜片弹簧离合器 150 万套。公司拥有各类生产设备 468 台 (套), 其中加工、检验和热处理等关键设备为法国、德国进口的先进设备, 建有国内最先进的离合器辅助试验和技术中心, 是东风公司、玉柴公司、神龙公司联合指定的离合器试验基地。

公司是中国汽车行业协会会员和中国汽车离合器行业标准的撰稿单位, 2004 ~ 2006 年连续三年被《中国汽车报》评选为“全国百佳汽车零部件供应商”。公司已经通过了 ISO 9001、QS 9000、TS 16949 质量体系认证。

“三环”是公司产品的主导品牌。公司的离合器产品涵盖了微型车、轿车、轻型卡车、中型卡车、重型卡车和客车系列, 是一汽、东风、江淮、长安、神龙、玉柴、上柴、潍柴、福田、奇瑞和柳机等三十余家主机厂的独家和主要配套商, 拥有覆盖全国的销售网络, 产品还出口到西亚、欧洲、东南亚和南美等地区。

(6) 爱思帝(重庆)驱动系统有限公司 爱思帝(重庆)驱动系统有限公司成立于1995年,是世界著名汽车零部件公司日本EXEDY公司在中国的控股子公司,专注于包括微车、轻卡、轻客、重卡和轿车在内的各种汽车离合器和飞轮等驱动系统零部件的开发与生产。爱思帝原名重庆三铃大金离合器制造有限公司。从成立以来,在日本母公司的技术、品质等各方面的全力支持下,公司业务迅速发展壮大,在短短10年里已在业内具有相当规模和影响力。为适应集团公司全球化发展需要,公司于2004年1月正式更名为爱思帝(重庆)驱动系统有限公司,同时,也标志着爱思帝公司发展进入了一个新的阶段。

爱思帝视质量为企业的第一生命,积极推进质量体系认证并落实贯彻,目前已通过TS 16949、ISO 14001、QS 9000质量认证。在多年的不懈努力和对质量的坚持下,公司目前已拥有大批在国内汽车行业举足轻重的稳定客户,如东风本田、郑州日产、长安集团和长安铃木等。近年来,在EXEDY集团的带领下,公司还积极参与全球采购竞标,并取得丰硕成果,现已成为日产全球配套商。

(7) 珠海华粤传动科技有限公司 珠海华粤传动科技有限公司(原珠海华粤离合器有限公司)是一家专业生产汽车离合器的外商独资企业,公司成立于1993年8月,2004年2月迁至珠海市香洲区科技工业园,总面积9万m²。目前CNC可以提供1000多种离合器盖总成和从动盘总成,适用于日本、欧洲、美国和韩国等国车型。

1998年公司通过德国TüV公司ISO 9001质量体系认证,2001年公司通过TüV公司QS 9000/VDA6.1/ISO 9001质量体系认证,该体系的建立和认证标志着公司质量体系达到了为美国三大汽车公司配套的体系要求,主要客户有上海通用、上汽通用五菱、上海大众、一汽大众、一汽海马、海马轿车、北汽集团、奇瑞汽车、比亚迪汽车,现有产能180万,在建产能300万。作为一个独立的传动系统零部件供应商,拥有OEM需要的设计、试验和制造能力,优秀的NVH和分离系统问题解决能力以及先进的测试设备能够为客户提供传动系统振动、噪声及分离系统匹配服务。

(8) 苏州东风汽车离合器有限公司 苏州东风汽车离合器有限公司(原东风汽车传动轴有限公司苏州汽车配件分公司)位于素有“人间天堂”美称的江南胜地。优越的地理环境,深厚的文化底蕴,“东风”的科技实力,三十余年的精心打造,“圆菱”牌离合器已经成为中国汽车传动系统的精品。东传苏州分公司是中国汽车工业协会理事、中国汽车工业协会离合器委员会副理事长单位,是东风汽车离合器的研发生产基地,是国内OEM首选企业之一,能提供 $\phi 180 \sim \phi 430\text{mm}$ 的离合器总成,特别是 $\phi 350\text{mm}$ 以上的重型离合器生产、销售列于同行业前茅。

公司遵循“质量、成本、服务、市场”的经营理念,建立了为客户服务的运行模式。目前产品已涵盖东风汽车有限公司、一汽解放公司、东风康明斯发动机有限公司、解放大连柴油机分公司、东风朝阳柴油机有限公司、解放无锡柴油机分公

司、东风杭州汽车有限公司、金龙联合汽车工业有限公司、徐州工程机械集团、安徽安凯车辆制造有限公司、重庆红岩汽车制造有限公司、郑州宇通客车有限公司、北汽福田汽车股份有限公司、扬州亚星集团等配套领域，是国内军车配套的指定产品，市场覆盖面已扩展到全国 30 多个省市，并向美国、乌克兰、土耳其、埃及、印度和加纳等出口产品。

公司积极创建学习型企业，不断提高员工素质；公司具有完善的质量保证体系，已通过 ISO/TS 16949: 2009 质量体系认证。公司质量管理制度严格，质量到位，产品从原材料采购厂、零部件制造，到总成装配全过程的有效控制及检验。“圆菱产品、精益求精、竭诚服务、用户至上”是公司始终追求的宗旨。

参考文献

- [1] 安忠文, 周怀良. 干式离合器摩擦片发展简析 [C]. 上海: 第十二届国际摩擦密封材料技术交流暨产品展示会论文集, 2010: 1-11.
- [2] 蔡仁华. 芳纶纤维无石棉离合器面片研制 [J]. 非金属矿, 2008 (5): 47-49.
- [3] Cappetti N, Pisaturo M, Senatore A. Modelling The Cushion Spring Characteristic to Enhance The Automated Dry-clutch Performance: The Temperature Effect [J]. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2012, 226 (11): 1472-1482.
- [4] 陈海燕, 等. 树脂-橡胶共混体系对摩擦材料性能的影响 [J]. 非金属矿, 2002 (3): 57-59.
- [5] 陈铭, 王俊军. 汽车零部件再制造技术发展展望 [J]. 汽车与配件, 2011 (2): 10-12.
- [6] Centea D, Rahnejat, HMenday M T. The Influence of the Interface Coefficient of Friction Upon The Propensity To Judder in Automotive Clutches [J]. Proc Instn Mech Engrs, 1999, 213: 245-258.
- [7] Doman Y, Fujii T, Okubo K, et al. Influence of Residual Stress on the Load-Deflection Curve of Diaphragm Springs For Automobile Clutches [J]. Jsae Review, 2003, 24 (2): 197-203.
- [8] 高翔, 徐阳, 梁宝钱, 等. 轿车起步工况离合器压盘热-机耦合分析 [J]. 重庆交通大学学报: 自然科学版, 2014, 33 (3): 149-154.
- [9] 高翔, 朱茂桃, 夏长高, 等. 膜片弹簧疲劳破坏源的应力试验分析及计算 [J]. 农业工程学报, 1998 (4): 62-66.
- [10] 高翔. 膜片弹簧疲劳强度研究 [J]. 农业机械学报, 1997, 28 (4): 107-111.
- [11] 高翔. 膜片弹簧应力测试研究 [J]. 江苏理工大学学报, 1997, 18 (5): 64-68.
- [12] 葛俊晨. 汽车离合器系统开发项目中的项目质量管理研究 [D]. 上海: 东华大学, 2014.
- [13] Gennaro Pica, Claudio Cervone, Adolfo Senatore, et al. Temperature-Dependent Torque Transmissibility Characteristic for Automotive Dry Dual Clutches [C]. Linz, Austria. 2015 European Control Conference (ECC) July 15-17, 2015.
- [14] Gi-Woo Kim, Soon-Chul Shin. Research on the Torque Transmissibility of the Passive Torsional Vibration Isolator in an Automotive Clutch Damper [J]. Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering, 2015, 229 (13): 1840-1847.
- [15] 郭孝文. 客车摩擦式离合器的热工况分析及其改善措施 [J]. 机电技术, 2014 (1): 77-80.
- [16] Harald Naunheimer, 等. 汽车变速器理论基础、选择、设计与应用 [M]. 宋进桂, 等译. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [17] 洪桂香. 汽车传动和制动系统的陶瓷摩擦材料探秘 [J]. 现代技术陶瓷, 2015 (1): 33-40.
- [18] 洪子华. 粉末冶金摩擦材料的应用 [J]. 粉末冶金技术, 1982 (3): 31-32.
- [19] 侯明深, 姚冠新. 重型汽车树脂基制动摩擦材料热衰退问题的研究 [J]. 农机使用与维修, 2012 (3): 21-25.
- [20] 胡宏伟. 离合器接合过程中抖动及其影响因素的分析 [J]. 浙江大学学报, 2009 (3): 535-539.
- [21] 胡建军. 汽车起步过程离合器传递转矩精确计算分析 [J]. 汽车工程, 2008 (12):

- 1083 - 1086.
- [22] 胡静, 张铁山, 马群锋, 等. 多体系统动力学技术在专用汽车设计中的应用 [J]. 专用汽车, 2014 (1): 80 - 82.
- [23] 胡静. 捷达轿车离合器膜片弹簧的设计与研究 [D]. 长春: 长春理工大学, 2008.
- [24] 胡静. 汽车离合器基本特性的仿真研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2014.
- [25] 季文美. 《中国大百科全书》74 卷 (第一版) 力学词条: 摩擦 [M]. 北京: 中国大百科全书出版社, 1987.
- [26] 蒋国平, 王国林, 陈步达, 等. 车辆动力传动系振动研究述评 [J]. 江苏理工大学学报: 自然科学版, 2000, 21 (3): 22 - 26.
- [27] Jong - Yun Yoon, Byeongil Kim. Analysis of Vibro - impacts in a Torsional System Under Both Wide Open Throttle and Coast Conditions With Focus on The Multi - staged Clutch Damper [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29 (12): 5167 - 5181.
- [28] Jong - Yun Yoon, Byeongil Kim. Gear Rattle Analysis of a Torsional System With Multi - staged Clutch Damper in a Manual Transmission Under the Wide Open Throttle Condition [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30 (3): 1003 - 1019.
- [29] 卡尔·T 犹里齐, 斯蒂芬·D 埃平格. 产品设计与开发 [M]. 杨德林, 译. 大连: 东北财经大学出版社, 2009.
- [30] 李兵, 杨圣崇, 曲波, 等. 汽车摩擦材料现状与发展趋势 [J]. 材料导报, 2012, 26: 348 - 350.
- [31] 李园, 等. 汽车用非石棉缠绕式离合器片成型工艺方法探讨 [J]. 非金属矿, 2003 (6): 54 - 56.
- [32] 林世裕. 膜片弹簧与碟形弹簧离合器的设计与制造 [M]. 南京: 东南大学出版社, 1995.
- [33] 刘海生, 袁念诗, 韩芸. 压嵌式离合器花键盘毂的研制 [J]. 汽车技术, 1988 (2): 38 - 41.
- [34] 刘纪祥. DSG 双离合盖冲压成形模拟分析 [D]. 长春: 吉林大学, 2014.
- [35] 刘惟信. 汽车设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.
- [36] 刘雪莱, 朱茂桃. 离合器压盘热负荷特性分析及改进研究 [J]. 机械传动, 2014, 38 (5): 128 - 131.
- [37] 罗晓晔, 等. 离合器摩擦片摩擦性能影响因素研究 [J]. 汽车制造技术, 2011 (3): 148 - 151.
- [38] 吕俊成, 莫易敏, 汤春球. 摩擦面温度对微车离合器摩擦材料摩擦因数影响的研究 [J]. 中国机械工程, 2009, 20 (14): 1677 - 1680.
- [39] 吕俊成. 微型汽车离合器摩擦学性能及其应用研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2009.
- [40] 马保吉, 等. 芳纶纤维增强酚醛树脂摩擦材料的磨损机理研究 [J]. 摩擦学学报, 2001 (3): 205 - 209.
- [41] 马恒永. 离合器盖的有限元结构静力分析 [J]. 安徽工学院学报, 1986, 5 (1): 31 - 35.
- [42] 马群锋, 张铁山, 胡静, 等. 冷强化对膜片弹簧载荷变形特性的影响分析 [J]. 汽车工艺与材料, 2013 (12): 6 - 10.
- [43] Mario Pisaturo, Carmine D' Auria, Adolfo Senatore. Friction Coefficient Influence on the Engage-

- ment Uncertainty in Dry - Clutch AMT [C]. 2016 American Control Conference (ACC) Boston Marriott Copley Place July 6 - 8, 2016. Boston, MA, USA: 7561 - 7566.
- [44] Nicola Cappetti, Mario Pisaturo, Adolfo Senatore. Modelling the Cushion Spring Characteristic to Enhance the Automated Dry - clutch Performance; The Temperature Effect [J]. Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering, 2012, 226 (11): 1472 - 1482.
- [45] 上官文斌, 孙涛, 郑若元, 等. 离合器从动盘性能对汽车起步抖动的影响研究 [J]. 振动工程学报, 2016, 29 (3): 488 - 497.
- [46] 舍弗勒贸易 (上海) 有限公司. LuK 双质量飞轮: 更舒适的驾驶, 更安静的环境 [J]. 汽车维修技师, 2008 (5): 77 - 77.
- [47] 舍弗勒汽车售后. 离合器技术发展史 (一) [J]. 汽车与配件, 2014 (46): 48 - 49.
- [48] Shengping Fu, Shengbo Li, Ning Luo, et al. Dynamic Optimization of Tracked Vehicle Power Train Based on Torsional Vibration Analysis [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8 (5): 1 - 12.
- [49] 舒红宇, 张伟伟, 雷宝云. 路面激励下汽车传动系统的随机扭转振动分析 [J]. 解放军理工大学学报: 自然科学版, 2009, 10 (1): 87 - 91.
- [50] 苏军, 吴建国. 碟形弹簧特性曲线非线性有限元计算 [J]. 力学与实践, 1997, 19 (4): 49 - 50.
- [51] 苏军. 用有限元法计算膜片弹簧特性曲线 [J]. 机械设计与研究, 1998 (2): 42 - 43.
- [52] 唐华生. 各种烧结摩擦材料 [J]. 材料科学与工程, 1990 (2): 45 - 48.
- [53] 田乃利, 张铁山. D 形孔宽度对膜片弹簧位移 - 载荷特性的影响 [J]. 拖拉机与农用运输车, 2012, 39 (4): 44 - 46.
- [54] 田乃利. 膜片弹簧载荷变形特性的试验研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2012.
- [55] Vasca F, Iannelli L, Senatore A, et al. Modeling Torque Transmissibility for Automotive Dry Clutch Engagement [C]. American Control Conference, IEEE, 2008: 306 - 311.
- [56] 王凡碧. 安装双质量飞轮的传动系统扭振分析与试验研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2016.
- [57] 王国权, 龚国庆. 汽车设计课程设计指导书 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [58] 王望予. 汽车设计 [M]. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [59] 王宵峰. 汽车可靠性工程基础 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2007.
- [60] 王洋, 徐勇, 于寰. 汽车传动系统 NVH 特性研究 [C]. 沈阳: 第十三届沈阳科学学术年会论文集 (理工农医), 2016.
- [61] 王志刚. 摩擦材料热分解温度初探 [J]. 湘潭师范学院学报: 自然科学版, 2003 (4): 20 - 22.
- [62] 韦远飞, 朱啟庚. 介绍几种自调式膜片弹簧离合器 [J]. 机械工程师, 2006 (10): 35 - 37.
- [63] 吴光强, 栾文博. 汽车传动系相关 NVH 问题的动力学研究论述 [J]. 机械工程学报, 2013, 29 (24): 108 - 116.
- [64] 吴耀庆, 曾鸣, 余玲, 等. 多维复合增强汽车摩擦材料 [J]. 复合材料学报, 2010, 27 (5): 79 - 85.
- [65] 夏长高, 朱茂桃, 高翔. 膜片弹簧大端载荷 - 变形特性的研究 [J]. 机械研究与应用,

- 1996 (4): 6-9.
- [66] 夏长高, 朱茂桃. 汽车离合器膜片弹簧优化设计的数学模型分析 [J]. 汽车技术, 1996 (12): 12-1.
- [67] Xiangbin Chen, Weimin Zhang, Guoqing Wu. A Multi-body Dynamic Modeling and Experimental Study of EEK Noise During Clutch Engagement [J]. J Fail. Anal. and Preven, 2016, 16: 1052-1058.
- [68] 谢玲玲, 郑光文, 王萍, 等. 基于 DEFORM-3D 的汽车离合器盖拉深成形有限元数值模拟 [J]. 热加工工艺, 2010, 39 (13): 81-83.
- [69] 徐石安, 江发潮. 汽车离合器 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [70] 严正峰, 江泽兴. 压嵌工艺在汽车离合器上的运用 [J]. 机械设计与制造, 1997 (1): 43.
- [71] 严正峰, 盛学斌. $\phi 395$ 膜片弹簧离合器校核设计 [J]. 汽车技术, 2004 (5): 23-26.
- [72] 严正峰. CP 型汽车离合器盖总成翻卷边铆接模设计 [J]. 模具工业, 2014, 40 (NO. 1): 31-34.
- [73] 严正峰. 汽车离合器行业发展研究 [J]. 汽车与配件, 2011 (42): 24-26.
- [74] Yan Zhengfeng. Optimization of Material and Strengthening Process in Design for Performance of Elastic Elements [J]. Materials Research Innovations, 2015, 19 (S5): 769-774.
- [75] Yan Zhengfeng, Zhang Wu. Research on Integrated Assembling Technology of Passenger Vehicle Clutches Cover Assembly [J]. Applied Mechanics & Materials, 2012, 232: 852-856.
- [76] 杨井银, 张铁山. 分离指结构对膜片弹簧载荷-变形特性的影响 [J]. 拖拉机与农用运输车, 2011, 38 (2): 27-29.
- [77] 杨洋. 碳纤维增强摩擦材料性能的研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2012.
- [78] 杨余章, 等. 无石棉纤维膨化复合纱线生产工艺及共性能 [J]. 玻璃纤维, 2013 (6): 37-40.
- [79] Yang Guangbiao, Zhang Tieshan. Study on Design Method of Clutch Pressure Plate Based on Thermal Deformation [J]. Advanced Materials Research, 2014, 978: 114-117.
- [80] Yasser Aktir, Jean-Francois Brunel, Philippe Dufrenoy, et al. Three-dimensional Finite Element Model of an Automotive Clutch for Analysis of Axial Vibrations [J]. Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering, 2016, 230 (10): 1324-1337.
- [81] 尹良杰, 郑海兵, 黄炜民. 汽车干摩擦式离合器整车测试评价方法 [J]. 合肥工业大学学报: 自然科学版, 2007 (30): 111-115.
- [82] 喻凡, 林逸. 汽车系统动力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [83] 袁智军, 周然杰, 吕俊成, 等. 摩擦因数对微型汽车起步抖动影响的研究 [J]. 机械制造, 2009, 47: 80-82.
- [84] 北京市粉末冶金研究所. 铁基粉末冶金离合器摩擦片 [J]. 汽车技术, 1972 (3): 39-40.
- [85] 张邦成, 等. 汽车离合器综合性能试验台设计 [J]. 农业机械学报, 2008 (12): 200-202.
- [86] 张凡, 鲍际平. 重卡离合器压盘热应力有限元分析与改进 [J]. 林业机械与木工设备,

- 2011, 39 (4): 23-26.
- [87] 张清林, 何彦忠. 自动化冲压生产线布局方案及多机控制方法 [J]. 锻压装备与制造技术, 2014, 49 (1): 10-12.
- [88] 张铁山, 高翔, 夏长高, 等. 汽车离合器传动片设计研究 [J]. 江苏理工大学学报: 自然科学版, 2001, 22 (6): 26-29.
- [89] 张铁山, 胡静, 马群锋. 包含残余应力信息的膜片弹簧弹性特性设计方法 [J]. 中国机械工程, 2013, 24 (4): 481-485.
- [90] 张铁山, 田乃利. 强化处理工艺影响膜片弹簧载荷变形关系的分析 [J]. 汽车技术, 2012 (4): 58-61.
- [91] 张铁山, 赵金磊. 模态分析和拓扑优化在专用车离合器零件设计中的应用 [J]. 专用汽车, 2007 (12): 31-33.
- [92] 张铁山, 周永波, 马群锋, 等. 膜片弹簧 A-L 修正公式的研究 [J]. 机械传动, 2014, 38 (10): 143-146.
- [93] 张铁山, 朱茂桃. 汽车离合器压盘热变形和热应力的有限元分析 [J]. 汽车技术, 1995 (5): 23-26.
- [94] 张铁山. 膜片弹簧 Almen-Laszlo 公式假设的探讨 [J]. 汽车技术, 2003 (12): 12-14.
- [95] 张铁山. 膜片弹簧大端载荷与变形特性计算方法的误差分析 [J]. 汽车技术, 2009 (1): 26-29.
- [96] Zhang T S, Hu J, Wu J S. Study on Stress-Strain Model of Metallic Materials with Shot Peening Residual Stress [J]. Advanced Materials Research, 2012, 591-593: 1121-1126.
- [97] 张卫, 冯振东, 仝莉, 等. 汽车离合器膜片弹簧残余应力的测定 [J]. 汽车技术, 1992 (5): 22-24.
- [98] 张卫波, 赖联锋, 严世榕, 等. 基于 ANSYS 的离合器压盘有限元设计 [J]. 中国工程机械学报, 2007, 5 (4): 426-429.
- [99] 张艳辉, 张伟军, 邓阳庆. 基于典型用户使用工况的重型载货汽车动力传动系统匹配研究 [J]. 汽车技术, 2016 (4): 9-12.
- [100] 张子强, 崔慧萍, 许佳成. 离合器传动片的应用分析及优化设计 [J]. 重型汽车, 2010 (2): 8-10.
- [101] 赵光明. 周向长弧形弹簧式双质量飞轮非线性扭转减振特性研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- [102] 赵金磊. 汽车离合器主要零部件分析与拓扑优化 [D]. 南京: 南京理工大学, 2007.
- [103] 赵小楼, 等. 汽车摩擦材料的研究现状与发展趋势 [J]. 润滑与密封, 2006 (8): 173-176.
- [104] 郑光文, 孙力, 谢玲玲, 等. 基于 UG 的离合器盖三维参数化设计 [J]. 机械制造与自动化, 2010, 39 (3): 121-124.
- [105] 朱茂桃, 刘雪莱. 汽车离合器膜片弹簧的优化设计分析 [J]. 机械设计与制造, 2014 (6): 68-70.
- [106] 朱茂桃, 邱梅开. 离合器盖刚度的有限元分析 [J]. 农业机械学报, 1997, 28 (1): 110-113.

- [107] 朱茂桃, 夏长高, 高翔. 膜片弹簧疲劳断裂的试验分析 [J]. 汽车工程, 2001, 23 (2): 139 - 142.
- [108] 朱茂桃, 夏长高. 膜片弹簧小端载荷—变形特性研究 [J]. 江苏理工大学学报, 1996, 17 (6): 95 - 99.
- [109] 朱茂桃. 汽车离合器盖变形和应力计算的有限元程序的研制及分析 [D]. 镇江: 江苏工学院, 1990.
- [110] 朱婉, 武银生. 非石棉缠绕式离合器摩擦片的研制 [J]. 汽车技术, 1994 (1): 36 - 39.



汽车技术创新与研发 系列丛书

理论+实践+权威 经典之作



地址:北京市百万庄大街22号
邮政编码:100037

电话服务
服务咨询热线:010-88361066
读者购书热线:010-68326294
010-88379203

网络服务
教材网: <http://www.cmpedu.com>
机工官网: <http://www.cmpbook.com>
机工微博: <http://weibo.com/cmp1952>
封面防伪标均为盗版



机械工业出版社



机工汽车



汽车极客

上架指导 交通运输 / 汽车技术

ISBN 978-7-111-59450-5

策划编辑◎孙鹏 495025020@qq.com

联系电话◎010-88379949

封面设计◎MX DESIGN STUDIO
010765628429



定价: 160.00元