国防特色教材·航空宇航科学与技术

液体火箭发动机设计

YETI HUOJIAN FADONGJI SHEJI

蔡国飙　李家文　田爱梅　张黎辉　编著

北京航空航天大学出版社
北京理工大学出版社　哈尔滨工业大学出版社
哈尔滨工程大学出版社　西北工业大学出版社

内容简介

本书系统讲述液体火箭发动机系统、推力室、燃气发生器、涡轮泵及阀门和调节器的设计，理论联系实际，反映了当前液体火箭发动机设计的新技术和新成就。为了使读者更好地掌握本书内容，书中配有典型例题和习题。

本书可作为航天推进专业本科生和研究生的教材，也可供从事液体火箭发动机设计研制方面的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

液体火箭发动机设计 / 蔡国飙等编著. —北京：北京航空航天大学出版社，2011.9

ISBN 978-7-5124-0550-9

Ⅰ. ①液… Ⅱ. ①蔡… Ⅲ. ①液体推进剂火箭发动机—设计 Ⅳ. ①V434

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2011)第 153013 号

液体火箭发动机设计

蔡国飙　李家文　田爱梅　张黎辉　编著

责任编辑　宋淑娟

*

北京航空航天大学出版社出版发行

北京市海淀区学院路 37 号(邮编 100191)　http://www.buaapress.com.cn

发行部电话：(010)82317024　传真：(010)82328026

读者信箱：bhpress@263.net　邮购电话：(010)82316936

涿州市新华印刷有限公司印装　各地书店经销

*

开本：787×960　1/16　印张：23.75　字数：532 千字

2011 年 9 月第 1 版　2011 年 9 月第 1 次印刷　印数：2 500 册

ISBN 978-7-5124-0550-9　定价：65.00 元

国防特色教材·航空宇航科学与技术

液体火箭发动机设计

蔡国飙　李家文　田爱梅　张黎辉　编著

北京航空航天大学出版社

北京理工大学出版社　哈尔滨工业大学出版社
哈尔滨工程大学出版社　西北工业大学出版社

前 言

1903 年，齐奥尔科夫斯基发表的《利用喷气推进理论研究宇宙空间》一文，为人类航天飞行奠定了理论基础。自 1926 年戈达德实现人类首次液体火箭发动机的飞行试验以来，液体火箭发动机技术取得了飞速发展。20 世纪 40 年代，液体火箭技术进入了实用性研究，1944 年德国研制成功采用液体火箭发动机 A—4 为动力装置的 V—2 导弹。第二次世界大战后，美国和苏联在德国 V—2 火箭技术的基础上积极发展液体火箭推进技术，分别研制出第一代以液氧/煤油、液氧/酒精为推进剂的大推力火箭推进系统，用于第一代战略弹道导弹。迄今，人类研制了包括中国长征系列运载火箭在内的 30 多个系列、80 多种运载火箭，其中绝大多数都采用了液体火箭发动机。由于液体火箭发动机具有性能高、适应性强、工作安全可靠和工作时间长等优点，因此在航天推进系统中得到了广泛应用。借助于液体火箭发动机，人类实现了发射人造卫星、载人飞船、空间站，以及月球探测和深空探测等计划。

作为国防特色“十一五”规划教材，本书在原有教材和讲义的基础上，参考有关液体火箭发动机方面的译著和教材及最近几年国内外发表的有关文献，结合笔者近年来的教学工作和相关科研成果编著而成，旨在给学生和读者介绍液体火箭发动机设计的一般性理论和方法，并反映当前液体火箭发动机设计与研究方面的新技术与新成就。

本书包括 6 章。第 1 章为绪论，主要对液体火箭发动机的分类、组成和发展方向等进行概述，由蔡国飙撰写。第 2 章为液体火箭发动机系统设计，讲述发动机总体设计任务与系统设计内容，主要包括发动机推进剂供应系统、主要参数选择、挤压式和泵压式系统设计计算以及发动机调节与控制等方面的内容，通过这部分内容的学习，可以对发动机系统有一个比较全面的了解，由张黎辉撰写。第 3 章为液体火箭发动机推力室设计，主要讲述推力室设计工作中所包括的型面设计、头部设计和身部热防护设计，并对一些典型发动机推力室的结构进行介绍，由李

家文撰写。第4章为燃气发生器与小推力发动机推力室，在第3章内容的基础上，介绍液体火箭发动机燃气发生器和小推力发动机推力室的结构特点和一些初步设计方法，由李家文撰写。第5章为液体火箭发动机涡轮泵设计，讲述泵压式液体火箭发动机中涡轮与泵的结构特点与设计方法，包括涡轮泵总体设计、带诱导轮离心泵设计、涡轮设计、涡轮泵转子及涡轮泵密封和轴承等内容，由田爱梅撰写。第6章为阀门和调节器设计，主要讲述常用阀门和调节器的功能、结构、工作过程以及相关设计等内容，由张黎辉撰写。全书由蔡国飙负责统稿。

在本书撰写过程中，张振鹏教授对全书的撰写给予了很好的建议，并和张国舟教授、庄毓南教授一起提出了具体的修改意见，曹传钧、张远君、冯文澜、孙菊芳、王慧玉、程显辰、蔡峨、许登峰、吕振中以及刘宇、梁国柱、孙冰、徐旭、杨立军等教授对本书的编著提出了宝贵的意见。研究生张明星、冯飞和陈泽为本书绘制了近300幅插图。

由于本书涉及专业面广，涵盖内容多，难免存在错误和不妥之处，敬请读者批评指正。

编　者

2011年5月

主要符号表

A	面积，m^2
b	宽度，m
c	比热容，J/(kg·K)
c_p	质量定压热容，J/(kg·K)
d,D	直径，m
F	力，N
g	重力加速度，m/s^2
h	高度，m
I_s	比冲，m/s
l,L	长度，m
m	质量，kg
p	压力，Pa
q	热流密度，W/m^2
Q	热量，J
Φ	热流量，W
q_m	质量流量，kg/s
q_{md}	质量流量密度，$kg/(m^2 \cdot s)$
q_V	体积流量，m^3/s
r,R	半径，m
r_m	推进剂组元混合比
t	摄氏温度，°C
T	热力学温度，K
w	速度，m/s
V	体积，m^3
h	传热系数，$W/(m^2 \cdot K)$
δ	厚度，m
ε	发射率
ε_e	喷管扩张比
λ	导热系数，W/(m·K)
η	效率
ρ	密度，kg/m^3
τ	时间，s
Ma	马赫数
Nu	努赛尔数
Pr	普朗特数
Re	雷诺数

目　录

第1章 绪 论

液体火箭发动机将自身携带的液体推进剂的化学能在燃烧室中转化为热能，然后在喷管内将热能转化为高速喷出气体的动能，产生反作用推力。液体火箭发动机具有性能高、易于控制和技术成熟等优点，在火箭（包括运载火箭和弹道导弹，后面统称为火箭）和航天器上得到了广泛应用。

1.1 液体火箭发动机组成

图1.1给出了F—1发动机的组成图，图1.2和图1.3分别给出了“半人马座”运载火箭上面级RL—10A—3—3发动机系统图和某双组元卫星姿轨控推进系统示意图。由于液体火箭发动机的应用范围很广，种类很多，因此液体火箭发动机的组成也是多种多样。根据各组件所完成的功能，液体火箭发动机主要由推力室、推进剂供应系统、阀门与调节器及发动机总装元件等组成。

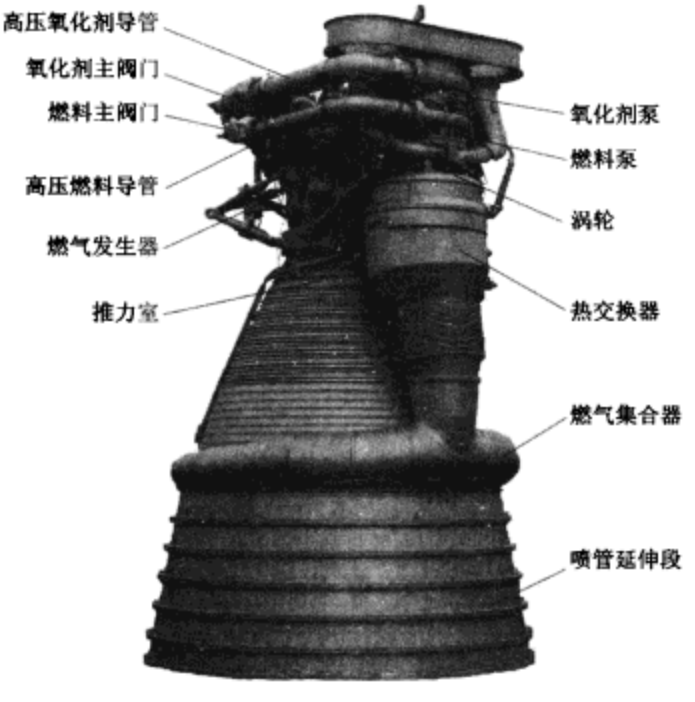
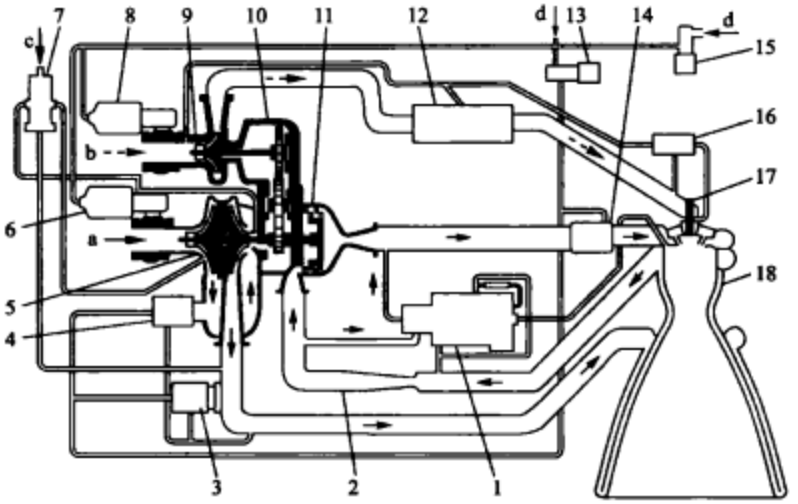


图1.1 美国“土星”5号运载火箭第一级液体火箭发动机F—1的组成



1—推力调节器;2—文氏管;3,4,7—预冷阀;5,9—泵;6,8,14—启动-断流阀;10—齿轮箱;11—涡轮;12—混合比调节器;13,15—控制阀;16—点火室氧化剂阀;17—电点火装置;18—推力室

a—液氢;b—液氧;c—液氮;d—气氮

图 1.2 RL—10A—3—3 发动机系统图

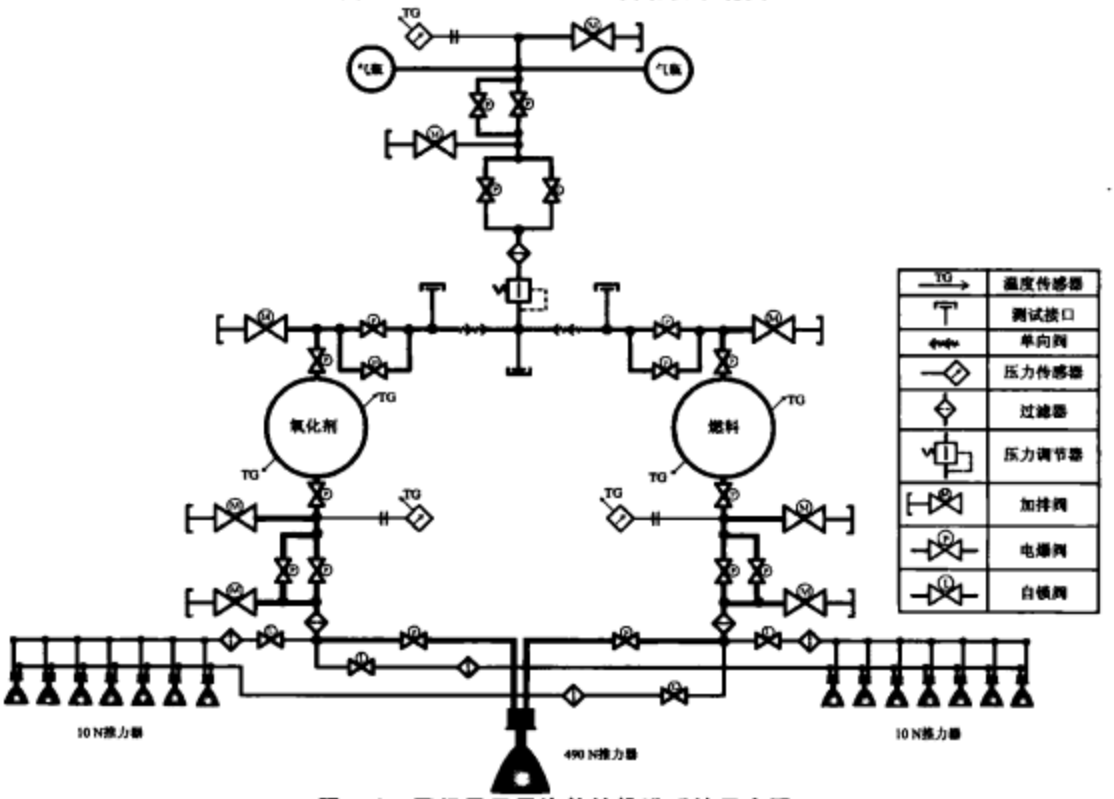


图 1.3 双组元卫星姿轨控推进系统示意图

1.1.1 推力室

液体火箭发动机推力室由燃烧室和喷管组成，是产生发动机推力的主要部件。推进剂组元或预燃室产生的燃气首先在燃烧室内通过化学反应将化学能转化为热能，产生高温高压燃气，燃气在喷管内膨胀加速后喷出，形成高速气流，将燃气热能转化为射流动能，产生反作用力。

1.1.2 推进剂供应系统

推进剂供应系统是不同液体火箭发动机之间区别最大的部分，推进剂供应系统类型主要有挤压式和泵压式两种。

挤压式推进剂供应系统一般由增压气瓶、电爆阀、充气阀、隔离膜片、减压器和管路等组成。由于受到高压气瓶容积和气体压力等的限制，挤压式供应系统常用于小推力发动机。

泵压式供应系统的主要组成部分是涡轮泵装置，一般由燃气发生器产生驱动涡轮的高温、高压工质，涡轮带动泵高速旋转，推进剂在泵内增压后进入燃气发生器和推力室中燃烧。泵压式供应系统结构复杂，但是对贮箱增压系统的要求降低，泵压式供应系统所要求的贮箱增压压力主要是为了保证泵的无汽蚀工作条件，增压压力一般不超过 0.5 MPa，同时，泵出口压力可以很高，例如，美国航天飞机主发动机(Space Shuttle Main Engine, SSME)氢泵出口压力为 43.7 MPa，氧泵出口压力为 45.2 MPa。泵压式供应系统在工作时间长的大、中型液体火箭发动机中得到广泛应用。

膨胀循环发动机没有燃气发生器，驱动涡轮的工质是从推力室冷却套出口引出的冷却剂，冷却剂在冷却套内吸热后变成热气体，驱动涡轮作功。由于没有燃气发生器，所以发动机结构得到简化，质量也较小。但是由于涡轮工质是在冷却套内吸收热量，而不是在燃气发生器内利用化学反应来产生高温气体，因此涡轮工质的作功能力受到限制，从而限制了燃烧室压力的提高。美国的 RL—10 系列、日本的 LE—5A 和 LE—5B 等氢氧发动机采用了膨胀循环方式。

1.1.3 阀门与调节器

阀门在液体火箭发动机上具有很广泛的应用，通过按预定程序开启或关闭安装在推进剂和气体输送管路上的各种阀门，可以实施对发动机的启动、主级和关机等工作过程的程序控制。常用的阀门有加注阀、泄出阀、充气阀、隔离阀、启动阀、断流阀、单向阀和安全阀等。

调节器主要包括推力调节器、混合比调节器、节流圈和汽蚀管等，可以完成控制和调节发动机工作参数(如推力、流量和混合比等)的任务。

驱动阀门和调节器的能源可以是压缩气体、电能、化学能(火药、复合燃料等)、弹簧力、推进剂组元或燃气自身的压力能等。对于一次使用的液体火箭发动机,可以采用电爆阀等一次性工作阀,这样能够使系统得到简化。对于多次启动和多次使用的发动机,需要采用气动、液压或电动驱动的阀门和调节器。

1.1.4 总装元件

液体火箭发动机的总装元件是将各组件组装成整台发动机所需的各种部件的总称,包括导管、支架、常平座、摇摆软管、机架、换热器和蓄压器等。

导管用来输送流体和连接组件,其中包括推进剂导管、液压和气体管路、驱动涡轮的高压燃气导管、涡轮排气管,以及相应的导管连接件和密封件等。

涡轮泵支架将涡轮泵固定在推力室或机架上,有些控制元件和小型容器也用托架固定。

常平座是使发动机能围绕其转轴摆动的承力机构。按摇摆方式,常平座可分为单摆常平座和双摆常平座两种。通过发动机的单向或双向摇摆,进行推力矢量控制。

摇摆软管是一种柔性补偿导管组件,能够在保证流体输送的前提下,实现对发动机摇摆时管路变形的补偿。摇摆软管一般由承受压力和变形的弹性波纹管、承受压力分离和变形载荷的约束装置和将波纹管与管路相连的连接结构三部分组成。按工作压力可分为高压软管和低压软管,高压软管用于泵后摆发动机,低压软管用于泵前摆发动机。按承受的变形种类可分为单一变形软管和多种变形软管。

机架也称为推力架或推力结构,是用于安装发动机和向弹(箭)体传递推力的结构元件。

换热器主要用于液体火箭发动机的推进剂增压系统,为推进剂贮箱提供增压气体。常用的换热器有蒸发器、降温器和加温器。蒸发器是利用涡轮排气等热源将液氧、液氮等液体汽化后作为增压气体。降温器是将发动机产生的涡轮排气等高温气体与液体推进剂换热降温后作为增压气体。在利用高压气瓶提供的气体进行增压时,也可将增压气体通过加温器升高温度,以提高单位质量气体的增压效率。

蓄压器主要用来抑制火箭的纵向耦合振动,在发动机泵前推进剂管路上设置蓄压器,可以改变推进剂供应系统的频率和降低压力脉动幅值。

1.2 液体火箭发动机分类

液体火箭发动机的分类方法较多,下面简单介绍几种。

1.2.1 按发动机用途分类

液体火箭发动机在火箭上的应用包括主发动机、助推发动机、芯级发动机、上面级发动机和游动发动机等；在航天器上可用于主推进和辅助推进系统的发动机，包括姿态控制发动机和轨道控制发动机等。

主发动机为运载火箭、卫星、宇宙飞船或其他航天器提供加速所需的动力。

对飞行器进行制动的发动机称为制动发动机。制动发动机可使卫星、飞船或其他航天器与运载火箭分离；可为飞行器进入月球或其他行星的卫星轨道提供制动动力；也可为飞行器退出运行轨道提供下降动力，这种发动机也称为下降发动机。

姿态控制发动机（也称为姿控发动机、反作用控制系统发动机）通过产生控制力矩以控制飞行器姿态角。

人造地球卫星在从低轨道转移到中高轨道或与地球同步轨道的过程中，常采用轨道控制发动机进行机动飞行。近地点发动机在低轨道的近地点启动，为卫星提供第一次速度增量，将卫星送入转移轨道。远地点发动机在转移轨道的远地点启动，为卫星提供第二次速度增量，将卫星送入同步定点轨道。

表1.1～表1.5分别列出了苏联、美国、中国和日本等国家以及欧洲的典型液体火箭发动机的主要性能参数和用途。

表1.1 苏联典型液体火箭发动机性能参数

发动机	推进剂	循环方式	真空推力	真空比冲/($m \cdot s^{-1}$)	燃烧室压力/MPa	用 途
RD—0120	液氢/液氧	补燃循环	2 000 kN	4 462	21.8	运载火箭二级发动机
RD—107	液氧/煤油	燃气发生器循环	1 000 kN	3 080	5.85	运载火箭一级发动机
RD—119	液氧/偏二甲肼	燃气发生器循环	105 kN	3 450	7.89	运载火箭二级发动机
RD—120	液氧/煤油	补燃循环	833 kN	3 430	16.28	运载火箭二级发动机
RD—170	液氧/煤油	补燃循环	8 060 kN	3 303	24.5	运载火箭一级发动机
RD—180	液氧/煤油	补燃循环	4 145 kN	3 310	26.1	运载火箭一级发动机
RD—191	液氧/煤油	补燃循环	2 083 kN	3 303	26.3	运载火箭一级发动机
RD—251	N_2O_4/偏二甲肼	燃气发生器循环	2 643 kN	2 954	8.33	运载火箭一级发动机
RD—253	N_2O_4/偏二甲肼	补燃循环	1 635 kN	3 097	14.7	运载火箭一级发动机
RD—701	液氧/煤油＋液氢	补燃循环	1 960 kN	4 067	30	三组元液体火箭发动机
	液氧/液氢		794 kN	4 518	12.2	
DOT—25	肼	挤压式	30 N	2 303	0.45	姿控发动机
DCT—100	N_2O_4/偏二甲肼	挤压式	100 N	2 705	0.77	姿控发动机
DMT—600	N_2O_4/偏二甲肼	挤压式	600 N	2 950	0.9	姿控发动机

表 1.2 美国典型液体火箭发动机性能参数

发动机	推进剂	循环方式	真空推力	真空比冲/(m·s⁻¹)	燃烧室压力/MPa	用 途
F—1	液氧/煤油	燃气发生器循环	7 776 kN	2 980	6.67	运载火箭一级发动机
J2	液氧/液氢	燃气发生器循环	1 023 kN	4 168	5.38	运载火箭二级发动机
RL—10	液氧/液氢	膨胀循环	66.72 kN	4 354	2.76	上面级发动机
SSME	液氧/液氢	补燃循环	2 090 kN	4 464	20.5	美国航天飞机主发动机
RS—27	液氧/煤油	燃气发生器循环	1 027 kN	2 880	4.874	运载火箭一级发动机
R—6C	N_2O_4/一甲基肼	挤压式	22 N	2 842	0.68	姿控发动机
R—4D	N_2O_4/一甲基肼	挤压式	490 N	3 028	0.69	姿控发动机
R—1E	N_2O_4/一甲基肼	挤压式	108 N	2 845	0.746	姿控发动机

表 1.3 中国典型液体火箭发动机性能参数

发动机	推进剂	循环方式	真空推力	真空比冲/(m·s⁻¹)	燃烧室压力/MPa	用 途
YF—3	硝酸—27S/偏二甲肼	燃气发生器循环	320.2 kN	2 814	6.31	运载火箭二级发动机
YF—20	N_2O_4/偏二甲肼	燃气发生器循环	780 kN	2 840	6.98	运载火箭一级发动机
YF—22	N_2O_4/偏二甲肼	燃气发生器循环	719.8 kN	2 834.12	6.52	运载火箭二级发动机
YF—23	N_2O_4/偏二甲肼	燃气发生器循环	46.09 kN	2 741.55	3.29	运载火箭二级发动机
YF—40	N_2O_4/偏二甲肼	燃气发生器循环	49.03 kN	2 942	4.41	运载火箭三级发动机
YF—73	液氢/液氧	燃气发生器循环	44.43 kN	4 119	2.63	运载火箭三级发动机
YF—75	液氢/液氧	燃气发生器循环	78.45 kN	4 312	3.67	运载火箭三级发动机
FY—81	肼	挤压式	9.8～196 N	≥2 123	—	姿控发动机
FY—82	肼	挤压式	10.8～196 N	2 059	—	姿控发动机
FY—83	单推三	挤压式	40N,70N,300 N	≥2 221	—	姿控发动机
FY—84	单推三	挤压式	70N,10 N	≥2 108	—	姿控发动机

表 1.4 欧洲典型液体火箭发动机性能参数

发动机	推进剂	循环方式	真空推力	真空比冲/(m·s⁻¹)	燃烧室压力/MPa	用 途
HM7	液氧/液氢	燃气发生器循环	61.67 kN	4 340	3.01	运载火箭三级发动机
Vulcain	液氧/液氢	燃气发生器循环	1145 kN	4 246	11.2	运载火箭芯级发动机
Viking 4	N_2O_4/混肼	燃气发生器循环	723 kN	2 873	5.2	运载火箭二级发动机
Viking 5	N_2O_4/混肼	燃气发生器循环	686 kN	2 759	5.39	运载火箭一级发动机
Ariane 5 US—C	肼	挤压式	6×400 N	2 240	2.6	姿控发动机

表 1.5 日本典型液体火箭发动机性能参数

发动机	推进剂	循环方式	真空推力/kN	真空比冲/(m·s⁻¹)	燃烧室压力/MPa	用 途
LE—3	N_2O_4/混肼	挤压式	53.5	2 844	1.14	运载火箭二级发动机
LE—5	液氧/液氢	燃气发生器循环	103	4 413	3.63	运载火箭二级发动机
LE—5A	液氧/液氢	膨胀循环	121.6	4 433	3.82	运载火箭二级发动机
LE—7	液氧/液氢	补燃循环	1 080	4 370	12.7	运载火箭芯级发动机

1.2.2 按推力大小分类

按推力大小可将发动机分为三类：大推力、中等推力和小推力发动机。这三类发动机之间并没有明显的界限，可以近似地将推力为1～10 MN的发动机定义为大推力发动机，中等推力发动机的推力为1.6 kN～1 MN，小推力发动机的推力为0.01～1 600 N。

用于“能源”火箭助推级的RD—170高压补燃液氧/煤油发动机真空推力为8 060 kN，是目前世界上推力最大的液体火箭发动机，“能源”火箭助推级采用4台RD—170发动机，200 km轨道运载能力达到105 t。

小推力发动机主要用于完成火箭和航天器在空间机动飞行时的变轨和姿态控制等任务，如东方红3号卫星推进系统由1台用于卫星轨道转移的490 N远地点发动机和14台用于卫星姿态控制、轨道控制的10 N发动机组成，14台10 N发动机分为两个互为备份的独立半系统。

1.2.3 按推进剂组元数量分类

按推进剂组元的数量可将液体火箭发动机分为单组元、双组元和三组元发动机。

单组元发动机一般为小推力发动机，通常采用挤压式供应系统，以肼、过氧化氢等作为推进剂。单组元发动机的特点是结构简单、可靠性高。由于单组元推进剂的能量特性不高，以及挤压式供应系统对燃烧室压力的限制，单组元发动机的性能相对较低。

应用最为广泛的是采用氧化剂和燃料的双组元发动机，双组元发动机的能量特性要高于单组元发动机。在小推力、中等推力和大推力发动机中都有应用。在已经应用的液氧/煤油、液氢/液氧双组元无毒推进剂中，液氢/液氧推进剂可以产生很高的比冲（美国RL—10B—2氢氧发动机的比冲可以达到4 572 m/s）；但由于液氢的密度低（−252.7 ℃时为70.77 kg/m^3），导致发动机密度比冲低，从而对氢氧发动机的广泛应用造成了不利影响。

为了进一步提高运载火箭的性能，国内外进行了三组元（采用液氧为氧化剂，煤油和液氢作为燃料）发动机的研究工作，其中俄罗斯的RD—701（参数见表1.1）和RD—0750D发动机成功进行了试验。根据RD—701的工作参数可以看出，三组元发动机在低空工作时，利用煤油密度大的优点，三种组元同时燃烧；在高空时，只使用液氢作为燃料，利用了液氢/液氧比冲高的优点。

1.2.4 按推进剂供应系统分类

在液体火箭发动机中，推进剂供应系统在要求的压力下，以规定的混合比和流量，将贮箱

中的推进剂组元输送到推力室中。按推进剂供应系统类型可将液体火箭发动机分为挤压式和泵压式两类。

挤压式供应系统利用高压气体将贮箱中的液体推进剂挤压输送到液体火箭发动机的推力室中，这是最简单的推进剂供应方式。由于受到增压气体压力和增压气瓶容积等的限制，挤压式供应系统通常应用在小推力、低燃烧室压力的发动机上，如运载火箭上面级推进系统和航天器的姿态控制发动机等。

泵压式供应系统采用涡轮泵装置作为主要增压装置，可以使推进剂组元在泵出口获得很高的压力，而对泵入口压力的要求不高，这样就有效减小了贮箱和增压系统的结构质量，并且能够获得很高的燃烧室压力，提高发动机的比冲。

泵压式液体火箭发动机按动力循环方式可以分为开式循环和闭式循环发动机。

1.2.5 按工况特点分类

工况特点主要包括发动机的工作性质、工作循环次数（即启动次数）、推力变化的可能性及变化范围。

按工作性质可将液体火箭发动机分为连续工作式发动机与脉冲工作式发动机。连续工作式发动机可以是一次启动的，也可以是多次启动的。主要特点是一次启动后稳态工作时间比启动段和关机段的时间长得多。脉冲工作式发动机的工作周期短，在卫星与航天器的稳定和定向系统中，都会采用小推力脉冲工作式发动机。

按启动次数可将液体火箭发动机分为：一次启动发动机，如 F—1，RD—107，RD—108 和 RD—253 等；多次启动发动机，包括启动次数为 2 到 3 次的、用于运载火箭上面级的发动机，如 J—2 和 YF—75 等，以及启动次数很多的大多数小推力脉冲工作式发动机，有些小发动机的启动次数可以达到 10^6 次。

按推力变化范围可将发动机分为固定推力发动机、小范围调节推力发动机（推力在 ±5%～±10%范围内变化）、中等范围推力调节发动机（如 SSME 可以调节至额定推力的 65%）和大范围推力调节发动机（如“阿波罗”飞船登月级下降发动机可调节至额定推力的 10%）。

1.3 液体推进剂

火箭发动机采用的液体推进剂是一种液态物质或几种液态物质的组合，能进行放热的化学反应，形成高温、高压的燃烧产物，在喷管内加速产生反作用推力。推进剂组元是指单独贮存并单独向发动机供给的液体推进剂的组成部分。

推进剂对发动机的性能及结构设计有很大影响，选择推进剂是发动机设计过程中的一个重要步骤。在选择推进剂的过程中，除了考虑发动机的性能要求之外，还要考虑价格、供应、处理及贮存方面的问题。

1.3.1 液体推进剂分类

按推进剂所包含的基本组元数目，可将液体推进剂分为单组元、双组元和三组元三类。

单组元推进剂在自然条件下或者在控制环境下处于稳定状态，而当加压、加热或经过催化剂时，能够产生高温气体。采用单组元推进剂的液体火箭发动机具有结构简单的优越性。但是大多数实际使用的单组元推进剂的性能较低，主要用做火箭发动机系统中的副能源，例如涡轮泵的气体发生器和小推力姿轨控发动机。

双组元液体推进剂系统采用两种不同的推进剂组元。氧化剂和燃料分别贮存在各自的贮箱中，在进入燃烧室或燃气发生器之前，它们始终是不混合的。由于双组元推进剂的性能高、安全性好，因此现代中等推力和大推力液体火箭发动机几乎都采用双组元推进剂。

由多于两种组元组合成的液体推进剂称为多组元液体推进剂。可以在液氢/液氧推进剂中添加轻金属（如锂、铍及锂或铍的氢化物），轻金属与氧化剂反应，产生高温，并对分子量小的氢进行加热。另一种多组元液体推出剂的应用是双燃料双膨胀三组元液体火箭发动机（如俄罗斯的RD—701，RD—704 和 RD—0750D 发动机，采用了液氧作为氧化剂，液氢和煤油作为燃料）。

按贮存性能可将液体推进剂分为可贮存推进剂和低温推进剂两类。

可贮存推进剂（指高沸点推进剂，常温可贮存）在相当宽的温度和压力范围内与结构材料不产生化学反应，允许在密闭容器内贮存一年或更长时间。可贮存推进剂一般应具备以下几个条件：临界温度不低于环境的最高温度；在贮存期内，液体推进剂分解变质、产生沉淀或放出气体的速率应小于规定值（常规定环境温度为 313 K 时的年分解速率不大于 1%）；对与液体推进剂相接触部件的腐蚀速率应小于规定值。硝基氧化剂、肼类、胺类和烃类燃料大多属于可贮存推进剂。可贮存推进剂又可分为地面可贮存推进剂和空间可贮存推进剂。

低温推进剂在环境温度下是气体，只有在低温条件下才能保持为液态。低温推进剂的优点是能量高，缺点是使用不方便，有些低温推进剂组元（如液氢）价格昂贵。目前常用的比冲最高的液氢/液氧推进剂就属于低温推进剂。

按使用用途可将液体推进剂分为主推进剂、启动推进剂和辅助推进剂。

根据氧化剂与燃料直接接触时的化学反应能力，可将液体推进剂分为非自燃推进剂和自燃推进剂。非自燃推进剂需要点火装置。自燃推进剂的组元在使用温度和使用压力范围内以液态相接触时，就能进行放热的化学反应。使用自燃推进剂时，点火问题大大简化了，但也增加了泄漏故障的危险性。

1.3.2 液体推进剂的物理化学性能

推进剂的物理化学性能是选择和评价推进剂的基础，包括分子量、冰点和沸点等几十种参数。表 1.6 和表 1.7 分别列出了一些氧化剂和燃料的物理化学性能。

表 1.6 一些液体氧化剂的物理化学性能

氧化剂	分子量	沸点/K	冰点/K	密度/(kg·m^{-3})
液氧，O_2	32	90.16	54.35	1 140
四氧化二氮，N_2O_4	92.016	294.36	261.96	1 450
过氧化氢，H_2O_2	34.016	423(分解)	272.26	1 463
硝酸-20，(80%HNO_3+20%N_2O_4)	63.84	321	223	1 589
硝酸-27，(73%HNO_3+27%N_2O_4)	66.31	319	223	1 605
硝酸-40，(60%HNO_3+40%N_2O_4)	70.1	305	234	1 630

表 1.7 一些液体燃料的物理化学性能

燃 料	分子量	沸点/K	冰点/K	密度/(kg·m^{-3})
液氢，H_2	2.016	20.46	13.76	71
酒精，C_2H_5OH	46.068	351.65	159.15	789
偏二甲肼，$(CH_3)_2NNH_2$	60.102	336	215	785
肼，N_2H_4	32.048	386.66	274.56	1 010
一甲基肼，CH_3HNNH_2	46.074	360	220.76	880
煤油，$C_{7.21}H_{13.29}$	100	423～588	213	820～850
甲烷，CH_4	16.047	111.65	89.15	424

1.3.3 液体推进剂的能量特性

由于火箭发动机比冲对飞行器的性能有很大影响，因此需要提高喷管的排气速度。根据公式(1.1)可以看出，在选择推进剂过程中，为了提高喷管的排气速度，首先需要推进剂在化学能转化为热能过程中释放出的能量高(燃烧产物温度高)；为了将更多的热能转化为动能，以产生推力，希望燃烧产物的分子量尽可能小(气体常数尽可能大)；同时，还希望推进剂的密度高，以提高密度比冲，减小推进剂贮箱及供应系统的尺寸和结构质量。表 1.8 和表 1.9 分别列出了一些单组元推进剂和双组元推进剂的燃烧温度和理论真空比冲。

$$w_e = \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma-1}RT_c^*\left[1-\left(\frac{p_e}{p_{in}^*}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \tag{1.1}$$

式中，w_e 为喷管排气速度；γ 为比热比；R 为气体常数；T_c^* 为喷管入口处燃气总温；p_e 为喷管出口截面处的燃气压力；p_{in}^* 为喷管入口总压。

表 1.8　一些单组元推进剂的能量特性

单组元推进剂	密度(t=15～20 ℃)/(kg·m^{-3})	分解产物温度/K	理论比冲(p_c/p_a=21)/(m·s^{-1})
100%过氧化氢，H_2O_2	1 463	1 253	1 460
95%过氧化氢	1 430	1 187	1 377
90%过氧化氢	1 392	1 021	1 286
肼，N_2H_4	1 010	870～1 300	1 280～1 350
偏二甲肼，$(CH_3)_2N_2H_2$	785	1 000～1 150	1 250～1 300
一氧化氮，N_2O	745	1 910	1 710

表 1.9　一些双组元推进剂的能量特性(燃烧室压力 10 MPa，喷管扩张比 70)

氧化剂	燃　料	混合比	燃烧室温度/K	理论真空比冲/(m·s^{-1})
液氧	液氢	6	3 543	4 541
液氧	92%酒精	1.73	3 548	3 500
液氧	煤油	3.07	3 759	3 599
液氧	甲烷	3.5	3 611	3 714
液氧	偏二甲肼	1.92	3 671	3 720
硝酸	煤油	4.83	3 198	3 117
硝酸	偏二甲肼	3.36	3 165	3 224
四氧化二氮	煤油	4.41	3 541	3 308
四氧化二氮	偏二甲肼	2.64	3 447	3 403
四氧化二氮	肼	1.29	3 229	3 425
90%过氧化氢	煤油	7.24	2 812	3 128
90%过氧化氢	肼	2.12	2 751	3 220
液氟	液氢	13.2	4 859	4 809

氢是化学推进剂中能量最高的燃料，氢和氧燃烧获得的比冲比烃类燃料和液氧燃烧的比冲高 30%左右。还可以采用前面提到的在推进剂中添加轻金属(锂、铍及锂或铍的氢化物)的三组元推进剂，来提高推进剂的能量特性。

1.3.4 液体推进剂的贮存与应用

在液体推进剂贮存与应用过程中，需要考虑液体推进剂对材料的腐蚀性及贮存稳定性和安全性能。一方面要求液体推进剂腐蚀性很小或无腐蚀性，另一方面要求液体推进剂不因受到贮运槽罐材料的作用而分解和变质，推进剂的安全性能也是推进剂能否使用的重要条件。

可贮存推进剂在火箭和航天器上得到了广泛应用，可以满足动力装置在加注状态下可长期保存的要求。在这些情况下使用高沸点推进剂可降低推进剂的损失，同时不需要复杂的隔热措施。以硝酸为氧化剂的推进剂具有较低的能量特性，但是具有宽的液态温度范围。四氧化二氮/偏二甲肼或四氧化二氮/混肼-50(50%偏二甲肼+50%肼)推进剂，因具有较高的能量特性，故应用更为广泛。

近年来，随着航天技术的发展及环境保护方面更为严格的要求，将过氧化氢和煤油或醇类作为航天器在轨推进系统的推进剂的兴趣又重新兴起，国外在很多研究计划中采用过氧化氢/煤油作为推进剂。

在选择推进剂时，还希望推进剂组元能够作为有效的推力室冷却剂(具有比热容高、热传导性好、临界温度高的特性)；在一定温度下饱和蒸汽压足够低，能够降低对泵汽蚀性能的要求，减小贮箱增压压力和贮箱质量；粘性低，使液体经过供应系统和喷注器的压力损失小；价格低，来源丰富。

由于低温推进剂具有性能高的优点，故在运载火箭动力装置中得到了广泛应用。低温推进剂的氧化剂主要为液氧。液氧/酒精推进剂在德国、苏联和美国的火箭技术早期发展时期曾经使用过，后来被效能更高的液氧/煤油推进剂所代替。在大量使用的推进剂中，液氢/液氧推进剂是比冲最高的推进剂，氢和氧本身，以及燃烧产物都是无毒的。液氢在应用过程中存在一些问题，如液氢是低温推进剂，需要保持 22 K 左右的温度；液氢的密度小，所需的贮箱体积大；液氢容易蒸发和逃逸。

液氧/煤油是无毒推进剂，在苏联的液体火箭发动机中应用较广泛(见表 1.1)。由于煤油有积炭和结焦问题，故对发动机推力室的再生冷却和燃气发生器(预燃室)的设计产生影响，例如，燃气发生器不能采用低余氧系数设计(会产生富燃燃气)，而需要采取其他的解决办法，如 RD—107 和 RD—108 发动机采用了过氧化氢作为第三组元，在燃气发生器内分解，驱动涡轮，而液氧/煤油补燃发动机(RD—120，RD—170，RD—180)都是采用富氧预燃室，富氧条件增加了预燃室、涡轮和燃气导管的设计和制造难度。

针对液氢密度低、煤油有积炭和结焦的问题，美国、苏联、日本、中国及欧洲等国家和地区

都在进行应用甲烷的研究，液氧/甲烷的比冲比液氧/煤油的比冲高 100 m/s 左右。甲烷属于低温推进剂，沸点为－161 ℃，优点是比热容高，是良好的冷却剂；缺点是密度小(424 kg/m³)，饱和蒸汽压高，这导致密度比冲低和泵汽蚀性能不易保证。

1.4 液体火箭发动机的发展

在新型液体火箭发动机的研制过程中，主要的设计目标为：高可靠、低成本、高性能、可重复使用、维护方便及无毒无污染。可以看出，对液体火箭发动机的这些要求在有些情况下是相互矛盾的，例如，如果不对发动机方案进行明显改进，单纯靠提高工作参数(如燃烧室压力)来提高发动机性能，通常情况下会增加发动机的研制成本或降低发动机的可靠性。

根据国内外液体火箭发动机的发展过程，主要进行以下几个方面的研究，来满足对液体火箭发动机提出的研制要求。

1.4.1 提高燃烧室压力

比冲对火箭和航天器的性能有着重要的影响，在相同推力条件下，燃烧室压力越高，推力室比冲就越高，推力室的结构也越紧凑。提高燃烧室压力是提高液体火箭发动机和运载火箭性能的重要方法。

RD—107 液氧/煤油发动机的研制时间为 1954—1957 年，用于 P—7(SS—6)洲际导弹，经过改型后用于“卫星”、“东方”、“上升”、“闪电”和“联盟”运载火箭，燃烧室压力为 5.85 MPa，发动机真空比冲为 3 080 m/s。更先进的 RD—170 高压液氧/煤油发动机(见图 1.4)的研制时间为 1976—1987 年，作为“能源”运载火箭第一级发动机，燃烧室压力为 24.5 MPa，发动机真空比冲为 3 303 m/s。

提高燃烧室压力会对发动机的研制带来一定的困难。燃烧室压力的提高使燃烧室热流密度增加，对于采用碳氢燃料的发动机，由于现在采用的碳氢燃料的冷却性能不好，因此推力室冷却成为关键问题。例如，RD—120 发动机在推力室中采用了三条内冷却带来保证推力室的冷却。提高燃烧室压力也会增加推进剂输送系统的研制困难，美国 SSME 发动机燃烧室压力为 20.5 MPa，氢泵出口压力为 43.7 MPa，氧泵出口压力为 45.2 MPa，为了达到这样的出口压力，氢泵采用了三级泵方案，氧泵采用了两级泵方案，增加了泵结构的复杂程度。同时，为了增加高扬程泵的效率，需要尽可能地提高泵转速。

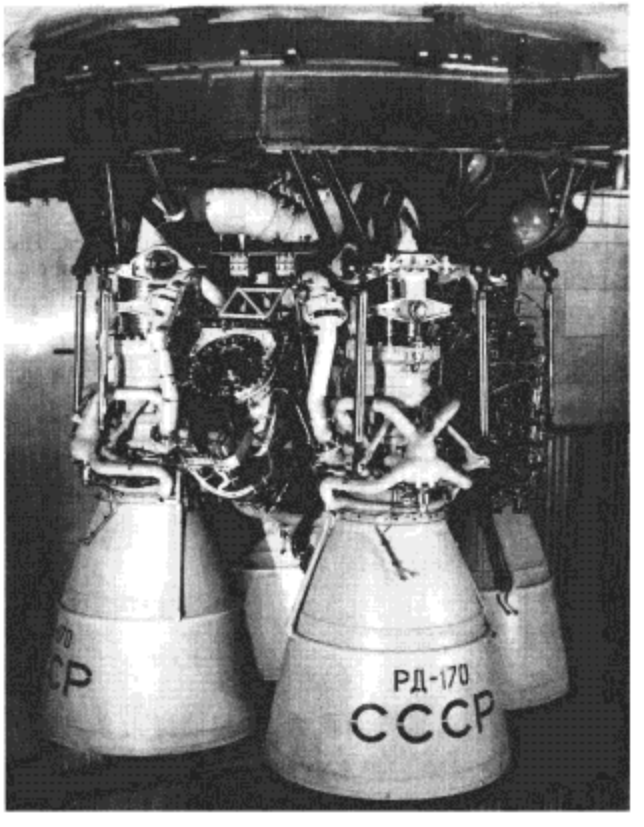


图 1.4 苏联"能源"号火箭第一级液体火箭发动机 RD—170

1.4.2 提高单台发动机的推力

随着人类对太空的开发，运载火箭的起飞质量在逐渐增加。苏联在 20 世纪 60 年代开展载人登月计划时，研制的 N—1 火箭采用了 30 台 NK15 发动机(改进型号为 NK—33，真空推力为 1 679 kN)作为一级发动机，发动机数量多，输送推进剂的管道设计很复杂，成为 N—1 计划失败的一个主要原因。而美国用于登月计划的"土星"5 号火箭采用了 5 台 F—1 发动机(真空推力为 7 776 kN，是推力最大的单推力室发动机)作为一级发动机。

在每个动力装置中采用的主发动机的数量一般不应超过 6 台，在这种情况下，发动机的启动、运载器的控制以及向发动机供应推进剂等问题较容易解决，发动机数量较少时，启动同步性也容易保证，因此需要通过提高单台发动机的推力来满足起飞推力的要求。

RD—107 发动机和 RD—170 发动机可以作为从发射卫星到发射航天飞机而提高发动机推力的例子。RD—170 发动机是推力最大的液体火箭发动机，真空推力为 8 060 kN，每台发

动机有4个推力室。

1.4.3 高比冲和高密度比冲液体推进剂的应用

采用新的液体推进剂一方面是为了提高发动机的性能，例如液氢/液氧推进剂具有更高的比冲；另一方面是为了解决成本和贮存等方面的问题，例如液氧/煤油推进剂具有廉价无毒、使用安全和操作性能好等优点。

液氟/液氢推进剂是比冲最高的双组元液体推进剂（见表1.9），苏联曾在1960—1977年期间进行采用液氟作为氧化剂的发动机的研制工作，如RD—301，RD—302和RD—303采用液氟/液氨作为推进剂，RD—350采用液氟/液氢作为推进剂。由于氟和氟化物具有很高的毒性，故在应用过程中有很大的困难，这些采用氟作为氧化剂的发动机也没有被应用在飞行器上。

在广泛采用的推进剂中，液氢/液氧具有最高的比冲，同时也是无毒环保推进剂。世界各国都对氢氧发动机进行了广泛的研究和应用（见表1.1～表1.3）。

1976年6月，我国第1台氢氧发动机——YF—73发动机的研制工作正式开始。YF—73发动机采用燃气发生器循环，由一台涡轮泵给4个推力室供应推进剂，具有两次启动工作的能力，总工作时间约800 s。1986年，在YF—73发动机研制经验的基础上，我国开始研制YF—75发动机，用于“长征”3号甲运载火箭的第3级。YF—75发动机由两台单机并联而成，每台单机可独立工作，发动机具有两次启动工作的能力，总工作时间约500 s。

液氧/煤油发动机的密度比冲高，适用于上升飞行阶段的动力装置（助推发动机、第一级发动机）。早期的液氧/煤油发动机性能不高，美国的F—1发动机的真空比冲为2 982 m/s，随着补燃循环方式的采用和富氧燃气发生器关键技术的解决，苏联的RD—170发动机的真空比冲达到了3 303 m/s。

由于煤油的冷却性能不好，在一定程度上限制了发动机的重复使用以及燃烧室压力的提高，因此，国内外正在开展新型碳氢燃料（如甲烷）的应用研究。例如，俄罗斯在RD—120K液氧/煤油发动机基础上进行了以甲烷作为燃料的RD—182发动机的研制工作。

三组元发动机也可以作为采用新型推进剂的例子。俄罗斯研制的RD—701发动机采用了液氧作为氧化剂，煤油/液氢作为燃料，在第一工况同时利用两种燃料与液氧进行反应，这时可以利用煤油密度高的特点；在第二工况只有液氢与液氧进行反应，这时利用氢氧高比冲的特点。三组元推进剂发动机具有的特点是：性能高，消除积炭和结焦（在两个工况中都是采用液氢作为冷却剂）。

胶体推进剂是通过将直径为10^{-7}～10^{-9} m的胶体粒子或大分子分散在液体可燃物或氧化物中，再掺加胶凝剂而形成的特殊分散体系。例如可将气态甲烷、乙烷等烷烃与氮气混合，通入液氢中，则烷烃凝成固体，分散在液氢中形成胶氢。胶体推进剂介于固体火箭推进剂和液

体火箭推进剂之间，既继承了固体推进剂的密度大、易贮藏和运输及使用维护方便等优点，又继承了液体推进剂的比冲高、能在飞行过程中调节推力和多次启动等优点，此外还具有化学性能稳定、制作工艺简单、推进剂黏性大和低压贮存可防止泄漏等特点；缺点是胶体推进剂的热力学不稳定，长期贮存易分层。总之，胶体推进剂是一类值得推荐的优良推进剂。

1.4.4 新型发动机动力循环方式的应用

采用新的动力循环方式可以提高发动机的性能，例如，从燃气发生器循环改为补燃循环。因早期液体火箭发动机燃烧室的压力低，所以主要采用燃气发生器循环方式；随着燃烧室压力的提高，涡轮排气带来的比冲损失逐渐增加，在燃烧室压力高于某个值后，涡轮排气的比冲损失要大于燃烧室压力提高带来的比冲增加，导致发动机比冲下降。补燃循环发动机没有涡轮排气的损失，提高燃烧室压力可以直接提高发动机的比冲。20 世纪 70 年代后，苏联研制的不同推力的泵压式液体火箭发动机大都采用补燃循环方式。

在氢氧发动机中，可以采用膨胀循环方式，氢经过推力室冷却通道后汽化，利用气氢驱动涡轮。膨胀循环发动机取消了燃气发生器，发动机的可靠性得到了提高。采用膨胀循环的氢氧发动机有美国的 RL—10A—3—3 发动机（闭式膨胀循环）及日本的 LE—5A 和 LE—5B 发动机（开式部分流量氢膨胀循环）。LE—5A 发动机是 LE—5 发动机的改进型号。LE—5 采用燃气发生器循环，采用膨胀循环后的 LE—5A 发动机的比冲得到了提高。LE—5B 在 LE—5A 基础上进行了改进，系统得到了简化，降低了生产和研制成本，并提高了可靠性。

1.4.5 针对可重复使用运载器所进行的发动机方案研究

从长远发展来看，可重复使用运载器（Reusable Launch Vehicle，RLV），尤其以火箭发动机为动力装置的 RLV 是大幅降低航天运输费用的根本途径。可重复使用运载器对作为动力装置的液体火箭发动机提出了更高的要求，各国在液体火箭发动机方面的研究工作主要有：

① 双混合比发动机，即使用同一种推进剂，但有不同混合比的两种工况，例如，氢氧发动机可以在第一工况采用混合比 13∶1，以保证较高的推进剂密度，在第二工况采用混合比 6∶1，以保证较高的比冲。

② 双燃料发动机，利用两种燃料（如煤油和液氢）分别在密度和比冲方面的优势。

③ 先进喷管技术，如双膨胀喷管、双喉部喷管、塞式喷管和可延伸喷管等。双膨胀和可延伸喷管都是可以在高空中增大喷管扩张比以提高比冲的结构形式。

④ 先进动力循环方式，如全流量补燃循环发动机等。

⑤ 针对新型推进剂开展的研究工作，如液氧/甲烷发动机。

1.4.6 提高可靠性和降低成本

由于商业发射市场需求的不断增加，对低成本和高可靠性的要求变得更为重要。在解决这个问题时，主要的措施是简化系统。例如，美国洛克达因公司研制成功的SSME发动机，掌握了研制高压补燃氢氧发动机的技术。SSME发动机燃烧室压力为20.5 MPa，真空比冲很高，为4 464 m/s，但发动机的研制和使用成本也很高。该公司在1997年7月试车成功的RS—68氢氧发动机的真空推力为3 314 kN，真空比冲为4 018 m/s，是迄今世界上推力最大的氢氧发动机。RS—68发动机的一个显著特点是追求低成本和高可靠性的目标。通过简化系统、减少零部件数量，以及采用燃气发生器循环、中等燃烧室压力(9.72 MPa)和烧蚀式喷管等一系列措施，使发动机的成本大为降低，使研制周期大为缩短。

1.4.7 改进现有型号发动机

对现有型号发动机进行改进，可以获得更高的发动机比冲和可靠性，或者降低生产成本；同时，研制成本比研制新发动机低很多。

欧洲空间局于1995年开始进行“阿里安”5号改进型火箭的研制工作。芯级采用了对Vulcain发动机进行局部改进的Vulcain Ⅱ发动机，改进措施包括将发动机混合比由5.3增加至6.2，喷管扩张比由45增至60，以及将涡轮废气排入喷管等。Vulcain发动机的真空比冲为4 224 m/s，Vulcain Ⅱ发动机的真空比冲提高到4 253 m/s。

俄罗斯从1994年开始在RD—170和RD—171发动机(用于“能源”和“天顶”运载火箭)的基础上研制RD—180发动机，被洛克希德-马丁公司选定用于“宇宙神”3号运载火箭。RD—180发动机有2个推力室(RD—170有4个推力室)，有70%左右的组件都与RD—170相同，显著降低了研制新型发动机的成本，缩短了研制周期。俄罗斯在RD—170和RD—180的基础上研制了单推力室的RD—191液氧/煤油补燃循环发动机，准备用于俄罗斯的“安加拉”运载火箭。

前面提到的LE—5A发动机也可以作为对LE—5发动机进行改进的例子。在日本的H—ⅡA火箭中采用LE—5B发动机替代LE—5A发动机作为第二级发动机，对系统进行了简化，LE—5B最主要的改进措施是由燃烧室冷却套获得驱动涡轮的气氢，而LE—5A是从喷管扩张段获得气氢，使生产和研制成本降低，并提高了可靠性。

1.4.8 新材料和先进生产工艺的应用

采用高比强度的结构材料(如钛、铝、镁、铍及其合金和复合材料)，可将动力装置的结构质

量减小10%～20%。美国波音公司于1995年开始研制“德尔它”3号运载火箭，采用的动力装置为RL—10B—2氢氧发动机的低温上面级，真空比冲达到4 572 m/s。该发动机采用大扩张比、碳-碳材料和可伸展的喷管延伸段。喷管延伸段由法国SEP公司研制，长度为2.5 m，出口直径为2.1 m，结构质量仅为92 kg。

20世纪80年代，美国研究成功了双组元小推力发动机铱/铼(Ir/Re)燃烧室，将其使用温度提高到2 250 ℃。在铱/铼燃烧室中，可取消液膜冷却，仅采用辐射冷却，这样可使发动机的性能明显提高。因为铼与其他难熔金属一样不能退火，故很难机械加工，价格昂贵，所以采用冶金和机械法难以制造复杂的部件。铱/铼燃烧室的制造采用了由里到外的化学气相沉积技术。

采用先进的生产工艺，如真空铸造、粉末冶金、电子束焊、电火花加工、激光加工以及零件表层的激光强化处理等，可以提高发动机的可靠性，为进一步提高发动机的性能提供帮助。例如，电子束加工可将最薄厚度为0.01 mm的薄壁膜片焊接成膜片组，最后焊接成薄壁多层波纹管组件(发动机的关键组件)。电子束还可钻制深径比为20∶1的微孔。

复习思考题

1－1 简述液体火箭发动机作为动力装置有哪些特点？

1－2 液体火箭发动机由哪些主要部分组成？

1－3 简述液体火箭发动机的分类。

1－4 液氢作为液体火箭发动机燃料有哪些特点？

1－5 煤油作为液体火箭发动机燃料有哪些特点？

1－6 简述国内外液体火箭发动机的发展方向。

第2章　液体火箭发动机系统设计

2.1　概　述

液体火箭发动机通常是由推力室、涡轮泵组件、燃气发生器(或预燃室)、阀门和调节器、各种管路以及一些辅助装置等组成。这些组件在发动机系统中，彼此存在着相互作用和相互依赖的关系，并最终形成一个发动机的有机整体。

2.1.1　发动机总体设计任务

发动机总体设计是使发动机在结构质量、外廓尺寸、总体布局、对接固定以及推力的传递与控制方式等方面与飞行器(包括导弹、运载火箭和航天器)总体设计达到最严格的协调，以满足飞行器对发动机性能、可靠性、使用维护、环境条件、研制周期和成本以及对未来发展的适应性等方面的要求。发动机总体设计师参加飞行器的总体方案论证，对确定的总体方案进行结构与性能协调，并最后形成《发动机设计任务书》。

发动机设计工作程序及其与飞行器总体的相互关系如图2.1所示。在实际设计过程中，工作程序往往是反复循环迭代地进行，前后项设计工作互为基础和依据，发动机总体设计就是起着这种协调和综合的作用。

液体火箭发动机的总体设计任务，就是在飞行器总体设计所给定的空间和要求的尺寸范围内，按发动机各组件在系统中的功能和作用，进行其结构与性能的协调，并按照设计要求，把它们组合成为一个满足性能要求的结构整体——火箭发动机。

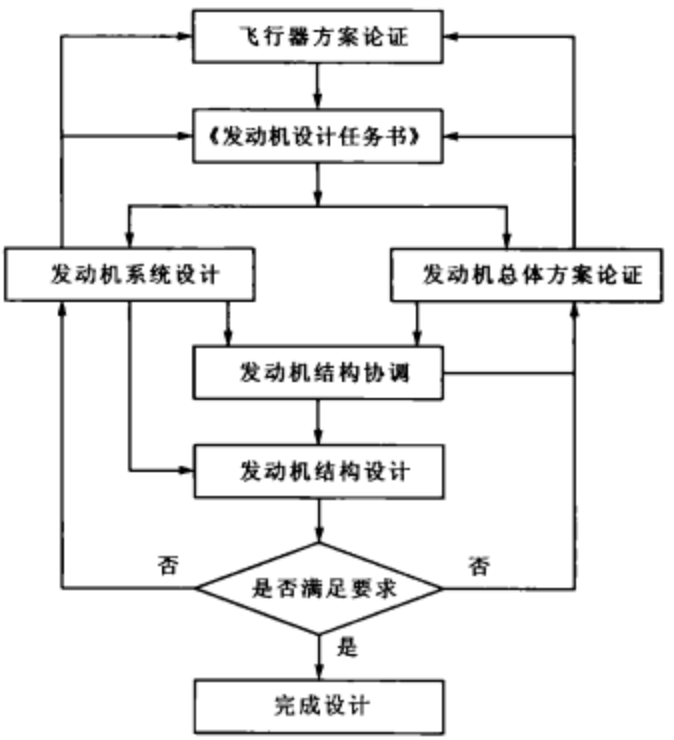


图2.1　发动机设计工作程序简图

2.1.2 飞行器总体对发动机的要求

飞行器总体对发动机设计提出的技术要求主要在发动机用途、工作性能、质量和结构尺寸、环境条件及经济性等方面，同时在设计任务书中给出对这些参数的具体要求，它们是发动机设计的主要依据。

1. 发动机用途

根据飞行器不同的任务形式给出发动机设计的具体要求，如助推发动机工作时间短、推力大，而主发动机工作时间往往比较长。下面列举几种典型任务形式的飞行器推进系统及其具体要求。

(1) "土星"5 号火箭发动机

F—1 发动机用于"土星"5 号火箭的第一级。由于开始时，发动机是在地面大气压力环境下工作，所以为了最终可获得高的比冲，设计时要求采用较高的室压，从而获得较大的喷管扩张比。为了达到高的室压而又不使贮箱质量过大，采用泵压式供应系统。由于发动机在大气层中的飞行时间较长，所以采用密度较大的推进剂，以便尽量减小贮箱尺寸、级间惰性质量以及气动阻力。发动机是一次使用的，研制时要充分考虑 150 s 工作时间。综合考虑这些因素后，F—1 发动机最终采用很大的推力、高的室压和密度较大的液氧/煤油推进剂，为了保证工作可靠和降低研制费用，采用燃气发生器循环方式。

J—2 发动机用做"土星"5 号火箭第二级和第三级。在第二级中有 5 台发动机，而在第三级中则只有 1 台发动机，这是因为在上面级当中的每千克推进剂和结构质量对下面级而言都是死重。上面级发动机通常排气到真空，这样室压可以不必很高就可获得大的喷管扩张比。最终，J—2 发动机采用液氧/液氢推进剂和较大的喷管扩张比，同时为了尽量减少研制费用，也采用燃气发生器循环方式。

(2) 航天飞机主发动机

当设计在助推级以及上面级飞行期间都工作的芯级发动机时，必须兼顾助推发动机和上面级发动机的要求。由于芯级发动机比助推发动机工作时间长，因而对其性能要求很高。这类发动机最先开始在地面环境下工作，排气压力较高，发动机具有有限的喷管扩张比。在这种情况下，设计芯级发动机要比设计助推发动机更加重视室压。

美国的 SSME 作为这种发动机的一个实例，具有很高的室压，发动机采用补燃循环方式，所有的推进剂都先后进入高压的燃烧室中燃烧。为了尽量减小高功率涡轮泵的质量，航天飞机主发动机采用了预压泵，使主泵能在高转速下工作而不发生汽蚀。在高转速的主涡轮泵中采用高速的轴承和严格的密封装置。由于这些特点，使得航天飞机主发动机与以往其他任何液体火箭发动机相比，在技术上得到了很大发展。

(3) 姿控和轨控发动机

姿态控制和轨道控制发动机的推力低于上面所说的发动机。其中姿控发动机持续工作时间较短，在几毫秒到几秒范围内，在轨道上必须保持长期工作，因而要求使用可贮存的推进剂。由于尺寸小和持续工作时间短，故通常采用挤压式供应系统，常规的再生冷却也被辐射、烧蚀和液膜冷却等方式取代。

2. 性能参数指标

包括：

① 发动机总冲量及其允许的偏差；

② 发动机平均推力或推力变化规律；

③ 发动机工作时间及其允许的变化范围。

上述三个参数之间具有一定的函数关系，一般只给出其中两个参数即可。推力量级是发动机的基本参数，是飞行器推进系统所要求的总推力，主要取决于飞行器的起飞总质量以及所允许的最小和最大加速度，采用的发动机数目决定了单台发动机的推力量级。

随着载人航天及大型运载火箭技术的发展，从研制成本和安全性考虑，可采用多台发动机并联组合的推进系统。这样，有可能在一台发动机发生故障的情况下，仍可以完成任务，或者至少可以使宇航员安全返回。

此外，考虑所设计发动机的先进性，飞行器总体往往对发动机的比冲提出明确的要求。

3. 约束条件

为保证飞行器总体的性能和布局，对发动机长度、直径这些外廓尺寸以及质量和质心位置等提出要求与限制。

在发动机初步设计时，要对各组件进行质量分配。当各组件完成初步设计后，就要对发动机总质量进行初步审核，以判断是否满足总体任务要求，即

$$\begin{cases} m_e = m_{tc} + m_{tp} + m_{gg} + m_v + m_s \\ m_e \leqslant [m_e] \end{cases} \tag{2.1}$$

式中，m_e，m_{tc}，m_{tp}，m_{gg}，m_v 和 m_s 分别为发动机质量、推力室质量、涡轮泵质量、燃气发生器或预燃室质量、各种阀门和调节器质量以及总装组件质量；$[m_e]$为总体给定的发动机质量。

发动机的外廓尺寸是指它的最大长度和直径，通常受到飞行器总体布局和外径的限制。当各组件完成初步设计后，就要对发动机外廓尺寸进行初步审核，以判断是否满足总体任务要求，即

$$\begin{cases} L_{e,max} \leqslant [L_e] \\ D_{e,max} \leqslant [D_e] \end{cases} \tag{2.2}$$

式中，$L_{e,max}$ 和$[L_e]$ 分别为发动机最大长度和总体给定长度，$D_{e,max}$ 和$[D_e]$ 分别为发动机最大

直径和总体给定直径。

发动机的外廓尺寸直接影响发动机的质量。同时，发动机尺寸的增大还直接影响其他许多方面，如使飞行器结构加重、使机械加工设备较大、使贮存和运输工具变得更加庞大等。对于给定的室压，推力室喷管扩张比对发动机的外廓尺寸具有非常显著的影响。

当发动机的质量和尺寸等均能满足总体在任务书中所规定的指标后，就可给出系统和各组件的设计任务书。

4. 环境条件及其他

主要指贮存条件、运输环境、使用环境、飞行条件以及维护性和经济性等方面的要求。

2.1.3 发动机系统设计内容与流程

液体火箭发动机系统是指发动机中为实现启动、转级和关机，以及为实现飞行任务所需的各种液压、气动、电动装置及管路的总和。其中，能够独立完成某些功能的组成部分叫做发动机的分系统，一般由推进剂的供应、点火、启动和关机、控制和调节、贮箱增压以及吹除、预冷等分系统组成。对于飞行器而言，发动机是它们的一个独立组成部分，因而也可以把发动机看做是飞行器的一个分系统。

发动机系统设计的任务，就是协调发动机各组件之间以及发动机与飞行器之间存在着的相互关系，并对设计目标进行权衡，使各组成部分最大限度地相互适应，最终使各组件组装成发动机之后能够完成规定的功能。

液体火箭发动机系统设计主要有系统方案论证、系统方案设计、系统试验和系统定型四个阶段。

系统方案论证应在尽可能降低发动机研制和使用成本的基础上，确保各分系统方案合理和发动机性能最高。主要包括：选择推进剂，确定推进剂供应系统方案和参数调节方案，确定点火、启动和关机方式，确定各组件的主要参数以保证发动机的性能要求，提出试验室和试车台的建设要求，对研制进度进行预测，对研制经费做出测算。

系统方案设计是在通过方案论证确定的发动机系统和各分系统方案基础上进行的具体设计过程。主要包括：绘制发动机系统图；确定系统参数，编写系统说明书；初步确定发动机的工作程序；提出对各组件的设计要求，编制发动机各组件的设计任务书；编制试验方案，提出试验和试车总任务书等。

系统试验贯穿在模样、初样和试样的各个研制阶段。在各阶段的试验中，主要工作内容包括：对系统方案进行可行性试验；编写各阶段的系统试验任务书；制定参数调整计算方法，对发动机参数进行调整；对试验结果进行分析，编写试车志；编写飞行试验所需要的文件，进行飞行试验。

若所设计的发动机已经全面满足《发动机设计任务书》提出的要求，发动机便可定型。在

发动机定型之前，主要工作内容是解决研制过程中的遗留问题；完善有关系统的图纸和技术文件，并进行定型归档；编写系统研制总结和系统定型报告。

在飞行器总体方案论证过程中，确定了对发动机的设计要求，其中包括对发动机系统的设计要求。液体火箭发动机系统设计流程如图 2.2 所示，它贯穿于发动机系统设计的四个阶段。

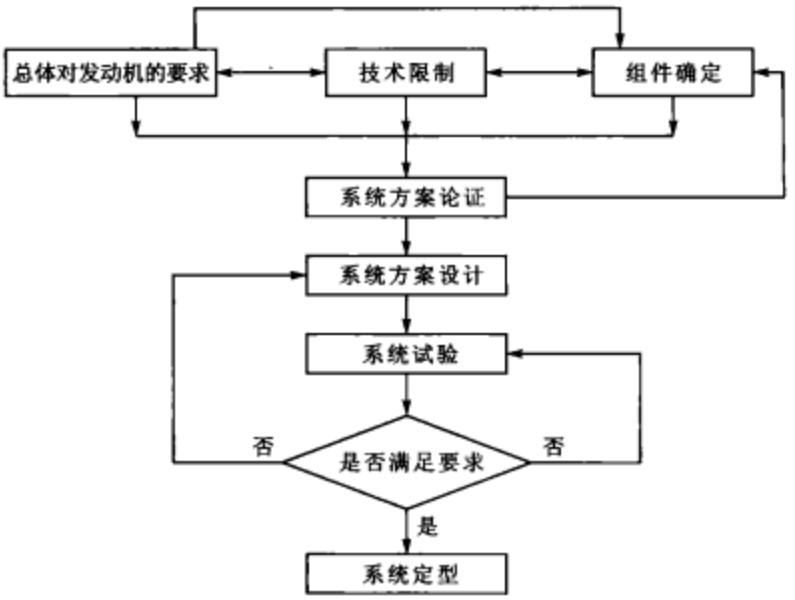


图 2.2　液体火箭发动机系统设计流程

根据总体对发动机系统的要求和初步确定的组件，在合理的技术条件和限制范围内开始发动机的系统设计。在设计过程中，通过优化选择、反复迭代和试验验证来不断改进组件特性和系统特性，以满足《发动机设计任务书》的要求，完成发动机的最终设计。发动机系统设计乃至总体设计常常是重叠、交错和反复地进行的过程。

发动机系统方案论证和方案设计是发动机研制过程中的前期工作，主要围绕总体对发动机的要求进行。通常在尽可能降低研制成本和使用成本的基础上，确保各分系统方案合理和发动机性能最高。发动机系统方案论证不仅涉及供应系统方案选择和主要参数的确定，还包括各分系统（如启动点火系统、吹除系统、增压系统、抽真空和预冷系统、调节系统）方案的选择。这里着重介绍发动机推进剂供应系统方案的选择和主要参数的确定。

2.2　发动机推进剂供应系统

在液体火箭发动机中，将贮箱中的推进剂按照要求的流量和压力输送到推力室的系统称为推进剂供应系统。一般分为挤压式供应系统（简称挤压式系统）和泵压式供应系统（简称泵

压式系统)两大类。在发动机系统参数选择确定之前,首先要选择的是推进剂供应系统方案。

2.2.1 挤压式供应系统方案

挤压式供应系统是利用高压气体将推进剂组元从贮箱挤压到推力室中。挤压式系统多用于小推力发动机,尤其是航天器上的姿控、轨控发动机。这种系统结构简单,可长时间或以脉冲方式工作,且寿命长、可靠性高。

挤压物质利用率为有效气体质量与挤压物质总质量的比值。挤压物质利用率越高,表示挤压物质的利用越充分。

在选择挤压物质时,要遵循以下几个原则:

① 挤压物质与推进剂和贮箱材料要有良好的相容性。

② 挤压系统的质量和尺寸尽可能小。挤压物质密度要大,从而只需要较小体积的容器。

③ 挤压气体的挤压能力要大。挤压能力定义为贮箱挤压气体压力与挤压气体体积的乘积。由气体状态方程可知,挤压气体的分子量越小,温度越高,则一定质量气体的挤压能力就越大。

按照挤压气体的来源,通常将挤压式系统分为贮气系统、液体汽化系统和化学反应系统三种主要类型,下面分别加以介绍。

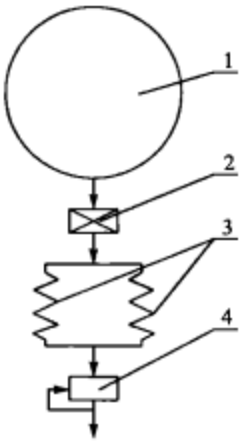
1. 贮气系统

贮气系统的气源来自高压气瓶,气瓶贮气压力为 20～35 MPa。在飞行器起飞前,通过气瓶上的充气阀将压缩气体充入气瓶中。

可供选择的挤压气体有空气、氮气和氦气。空气价格便宜,挤压能力与氮气相当。当空气与推进剂发生化学反应时,从安全考虑,可选用氮气。对低温推进剂,空气和氮气遇冷后会发生凝结,这时应选用氦气。氦气分子量小,在相同条件下,其挤压能力约是空气和氮气的 7 倍。此外,氦气经节流之后有温度升高的特点,这又提高了它的挤压能力,因而氦气是一种优良的挤压气体。但是,其不足是价格昂贵。为提高贮气系统的挤压能力和挤压气体的利用率,通常可采取下列措施:

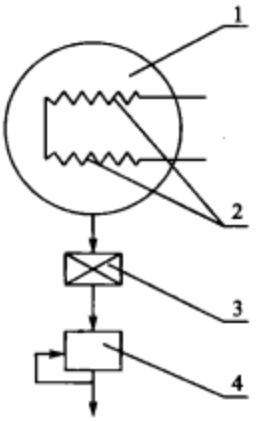
① 在气瓶出口处给挤压气体加热。如图 2.3 所示,系统由高压气瓶、阀门、换热器和调节器组成。从整体性能和质量考虑,换热器在系统的高压部分更有利。气体体积因加热而增加,因而使贮箱增压所需的气体质量减少。但当系统工作结束时,在气瓶中仍留有相当数量的低温高密度气体。

② 在气瓶内给挤压气体加热。如图 2.4 所示,在气瓶内安装电加热器或其他形式的加热器给气体加热。这种系统提供较高温度的气体到主推进剂贮箱,同时保证气瓶中剩有较热的气体,使剩余气体质量减少。但缺点是需要一个较大和更复杂的高压容器,工作过程中存在操纵的可靠性问题。



1—气瓶；2—阀门；3—换热器；4—调节器

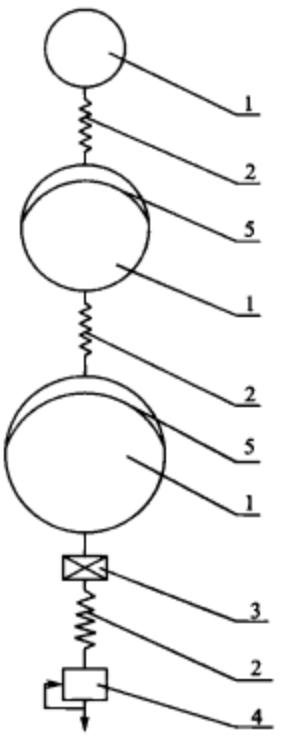
图 2.3　在气瓶出口给气体加热的系统示意图



1—气瓶；2—加热器；3—阀门；4—调节器

图 2.4　在气瓶内给气体加热的系统示意图

③ 气瓶串联系统。如图 2.5 所示，系统组件包括几个等压但尺寸不同的气瓶，气瓶之间用柔性隔膜隔开。在系统工作时，气体从第一个气瓶流经加热器转移到中间的气瓶，中间气瓶的气体依次通过第二个加热器并转移到最后的气瓶中，最后气瓶的气体流经第三个加热器后到主推进剂贮箱实施挤压。在工作结束时，仅仅在小容积气瓶中留有低温高密度的气体，而两个较大容积的气瓶中则留有经过加热的低密度气体。可见在这种串联系统中，挤压气体得到了充分利用，但其不足之处是系统质量大且结构复杂。



1—气瓶；2—加热器；3—阀门；4—调节器；5—柔性隔膜

图 2.5 气瓶串联系统示意图

2. 液体汽化系统

液体汽化系统将容易汽化的推进剂组元或液化气体通过换热器加热、汽化后挤压贮箱中的推进剂。它包括推进剂汽化系统和非推进剂汽化系统两类。挤压物质应选用沸点低、热稳定性好的液体，如液氢、液氧、液氮、液氦和四氧化二氮等。对于分子量很小的氢，其临界压力较低，贮箱压力要保持在临界压力以下。

非推进剂汽化系统主要使用的是两种低温惰性物质——液氮和液氦。但由于在推进剂中，氮气溶于液氧减弱了它的挤压能力，而液氮又需要比推进剂低得多的贮存温度，所以又影响了液氮和液氦在液体汽化系统中的使用。

推进剂汽化系统主要应用在泵压式供应系统中，通常使用的推进剂取自泵的下游，并在换热器中汽化，随后用这些气体返回来增压贮箱中的推进剂。对于挤压式供应系统，其发动机还需要单独的贮气系统去挤压液体，然后液体在换热器中汽化，这些使得整个增压系统更加复杂化。

3. 化学反应系统

化学反应系统是利用化学反应产生挤压气体。产生挤压气体的方法主要有三种，即利用固体推进剂燃气发生器、液体推进剂燃气发生器以及在贮箱中直接反应产生挤压气体。

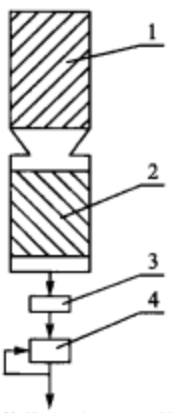
(1) 固体推进剂燃气发生器

该系统由固体推进剂燃气发生器(壳体、药柱、点火器)、过滤器和燃气调节器等组成。调节器的作用是将多余的燃气排出，保持贮箱压力恒定。在一般情况下，这种系统还需要冷却热燃气的装置。具体可采用以下三种方案：

① 使热燃气通过固体冷却物质，该物质容易分解或升华，如图 2.6 所示。如将粒状草酸作为固体冷却物质，草酸吸热，当超过 120 ℃时便分解为一氧化碳、二氧化碳和水蒸气，这一过程导致挤压气体增加，同时达到所需要的挤压气体温度。

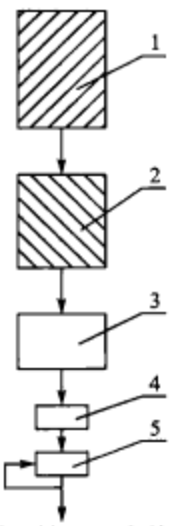
② 使热燃气通过叠氮冷却填料，叠氮基本上变为纯的氮气，但热燃气通过叠氮填料后往往含有固体颗粒，因此必须设置旋涡式分离器，如图 2.7 所示。

③ 使热燃气与贮气瓶中的常温气体混合，固体推进剂燃气发生器可以与贮气瓶做成一体，如图 2.8 所示。



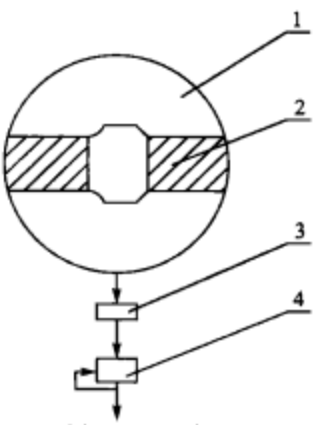
1—固体推进剂；2—固体冷却物质；3—过滤器；4—调节器

图 2.6 用固体冷却剂的固体推进剂燃气发生器示意图



1—固体推进剂；2—叠氮填料；3—旋涡式分离器；4—过滤器；5—调节器

图 2.7 用叠氮冷却填料的固体推进剂燃气发生器示意图



1—贮气瓶；2—固体推进剂；3—过滤器；4—调节器

图 2.8 热燃气与贮气瓶中气体混合的固体推进剂燃气发生器示意图

对固体推进剂燃气发生器系统，要求固体火药在低温低压下燃烧稳定，燃气中不含固体颗粒，燃烧速率在不同环境温度下变化小。

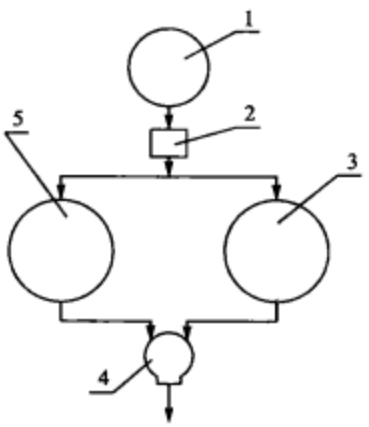
(2) 液体推进剂燃气发生器

该系统由辅助气瓶、辅助贮箱和液体推进剂燃气发生器以及其他附件组成。一般可分为单组元液体推进剂燃气发生器系统和双组元液体推进剂燃气发生器系统。

对单组元液体推进剂燃气发生器系统，其热燃气可采用与固体推进剂燃气发生器同样的降温方法，并要求单组元液体容易催化分解，可供选择的有肼、氨和过氧化氢等，其中肼分解生成的气体分子量小，化学特性好。

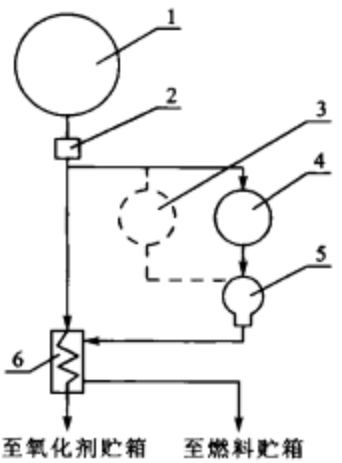
对双组元液体推进剂燃气发生器系统，可采用下列途径来满足挤压气体的温度要求：采用富燃或富氧的燃气发生器；用一定流量的不易燃烧的液体喷入热燃气中，该液体汽化时吸热；使热燃气与推进剂的一种组元在换热器中进行热交换。

目前可供选择的几种液体推进剂燃气发生器方案有：如图 2.9 所示的喷注冷却的燃气发生器系统，对双组元推进剂，冷却剂贮箱则为推进剂组元贮箱，靠过量喷注这种组元对燃气进行冷却；如图 2.10 所示的燃气发生器压缩气体系统；如图 2.11 所示的喷注冷却的双燃气发生器系统。



1—气瓶；2—减压器；3—推进剂贮箱；
4—燃气发生器；5—冷却剂贮箱

图 2.9　喷注冷却的燃气发生器系统示意图



1—气瓶；2—减压器；3—推进剂贮箱(对双组元推进剂)；
4—推进剂贮箱；5—燃气发生器；6—换热器

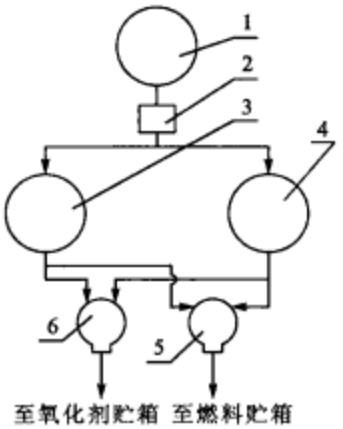
图 2.10　燃气发生器压缩气体系统示意图

(3) 在贮箱中直接反应的系统

该系统是将少量燃料喷注到氧化剂贮箱中，或将少量氧化剂喷注到燃料贮箱中。在贮箱中，喷注组元与主推进剂组元发生自燃反应，从而产生挤压气体，如图 2.12 所示。

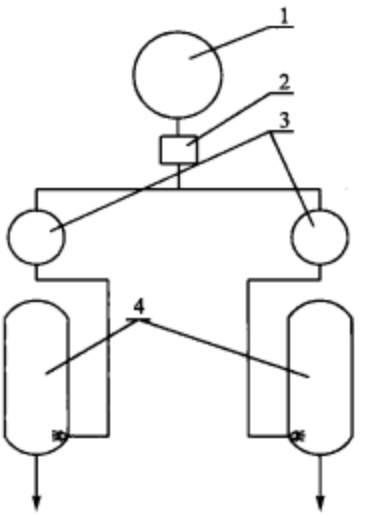
对双组元液体推进剂燃气发生器和在贮箱中直接进行化学反应的系统，两种组元最好能自燃，从燃气和推进剂的相容性考虑，一般用富氧燃气挤压氧化剂贮箱，用富燃燃气挤压

燃料贮箱。



1—气瓶;2—减压器;3—氧化剂贮箱;
4—燃料贮箱;5—富燃燃气发生器;
6—富氧燃气发生器

图 2.11 喷注冷却的双燃气发生器系统示意图



1—气瓶;2—减压器;
3—喷注推进剂贮箱;4—主推进剂贮箱

图 2.12 在贮箱中直接反应的系统示意图

2.2.2 泵压式供应系统方案

泵压式供应系统包括以下基本组件:推进剂泵、驱动泵的涡轮、涡轮动力源(在发动机启动和主级工作期间)、调节器和阀门以及推进剂进、出口管路及其他附件等。

泵压式液体火箭发动机可根据系统动力源及其工质排放方式作为依据,进行动力循环方式的分类。泵压式系统按照涡轮工质的排放方式可分为开式循环和闭式循环两大类,每一类又可按照涡轮工质的来源分为几种基本动力循环方式。

1. 开式循环

开式循环主要有燃气发生器循环和推力室抽气循环两类,如图 2.13 和图 2.14 所示。这种类型的发动机具有一个共同特点,即经涡轮工作后的工质直接排出发动机外或排入推力室喷管扩散段内,不再燃烧,这部分推进剂能量释放不充分,导致性能损失。由排气管直接排出时,常在排气装置的尾部装上拉瓦尔喷管,这样可利用废气与外界环境间的压差产生一定的推力。尽管各种开式系统在具体的系统方案上有很大差别,但在驱动涡轮泵方面都具有一定的比冲损失。

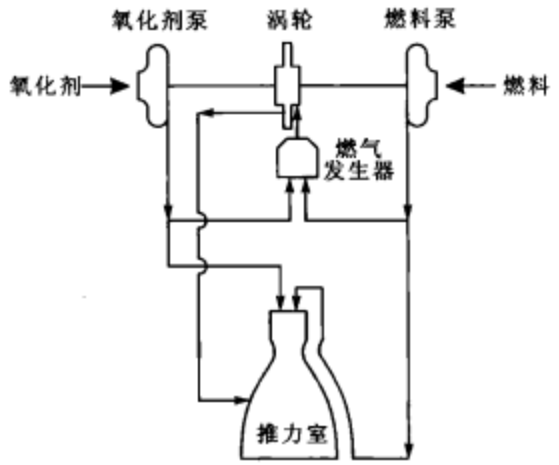


图 2.13　燃气发生器循环示意图

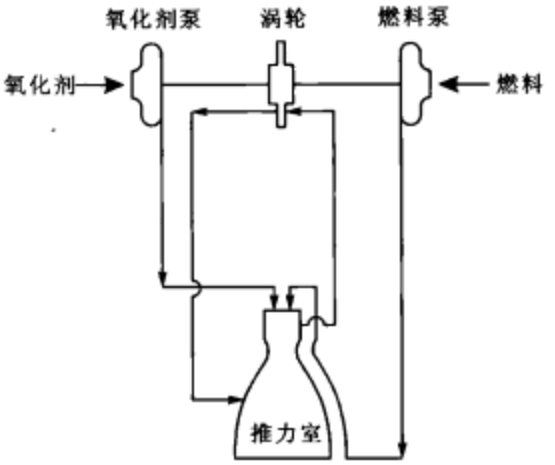


图 2.14　推力室抽气循环示意图

(1) 燃气发生器循环

燃气发生器循环是用燃气发生器产生的燃气来驱动涡轮，这是一种使用相当普遍的液体火箭发动机系统。燃气发生器使用的推进剂可以是单组元的，也可以是双组元的。单组元推进剂可选用推力室推进剂中的一种组元(若这种组元容易催化分解)，否则选用其他单组元推进剂，常用的有过氧化氢、肼和氨等。双组元推进剂通常与推力室中的推进剂相同，而且共用一套供应系统。由于涡轮叶片不能承受过高的温度，故燃气发生器常在较低或较高的混合比下工作。

图 2.13 所示的燃气发生器循环是唯一采用涡轮与推力室并行流路的系统，这使燃气发生器循环发动机更容易设计和研制。随着燃烧室压力增大，推力室比冲不断增加。但由于驱动涡轮的能量损失增加，发动机比冲的提高受到一定限制，超过一定限度后，推力室比冲的增加就不足以补偿驱动涡轮的能量损失的增加，结果使得燃烧室压力的提高受到限制。燃烧室压力一般为 4～15 MPa。由于涡轮排气的能量未能充分利用，故使整个发动机的比冲下降 1%～5%。

在早期液体火箭发动机设计中，这种动力循环方式已成为主要候选方案，且技术比较成熟。如“土星”5 号火箭的 F—1 和 J—2 发动机都采用这种循环，国内现有的长征系列运载火箭发动机也都采用这种循环。

(2) 推力室抽气循环

推力室抽气循环是将从推力室中靠近喷注器截面处引出来的燃气作为涡轮工质，且该处燃气温度适合于涡轮叶片的工作温度，如图 2.14 所示。与燃气发生器循环一样的是，这种循环方式有性能损失，同时涡轮工质作功能力受限，也限制了燃烧室压力的提高。这一系统不需要燃气发生器，结构简单，质量较小；但从推力室引出燃气的难度较大，技术尚待进一步发展。

这种循环方式仅在美国的 J—2S 发动机上得到应用，其推进剂为液氢/液氧，室压为

3.2 MPa，真空比冲为 3 920 m/s。

2. 闭式循环

闭式循环主要有膨胀循环和补燃循环两类，如图 2.15～图 2.17 所示，经涡轮工作后的工质直接进入燃烧室，与燃烧室中的推进剂组元进一步燃烧。由于没有涡轮排气造成的能量损失，所以从热力学上分析闭式循环是最合理的循环方式，发动机比冲得到很大提高。

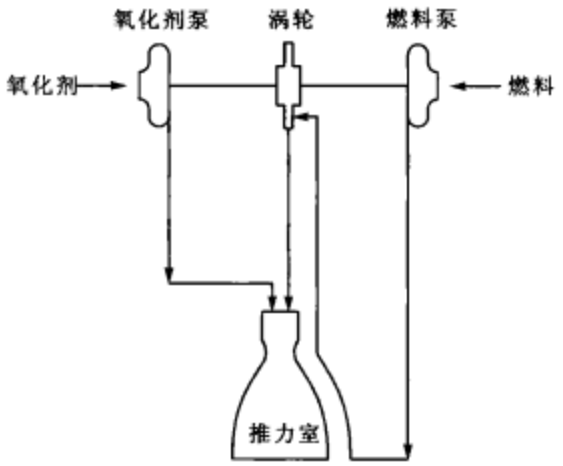


图 2.15 膨胀循环示意图

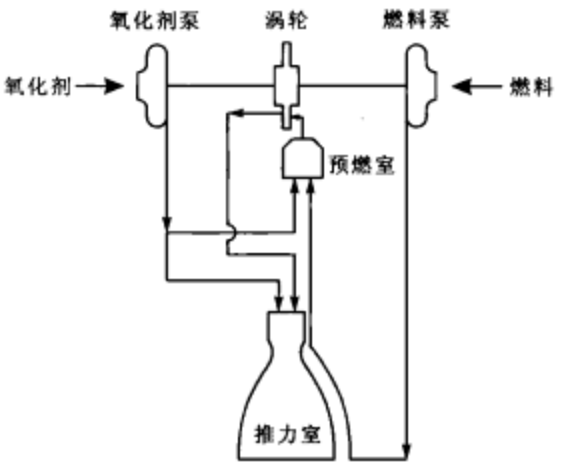


图 2.16 补燃循环示意图

(1) 膨胀循环

图 2.15 所示的膨胀循环将涡轮与推力室串联设置，把流经推力室冷却套中汽化和加热的气态推进剂引出来驱动涡轮，从涡轮排出之后再导入推力室，与主推进剂组元一起燃烧。因此，这种循环可获得较高的发动机比冲。此外，由于没有燃气发生器，故发动机结构简单，质量也较小；又由于涡轮温度低，故可靠性得到提高。但是通过推力室冷却套对推进剂的加热量有限，使涡轮的作功能力受到限制，从而限制了燃烧室压力的提高，燃烧室压力一般为 3～10 MPa，并对所使用的推进剂也有一定的要求。

膨胀循环适用于液氢/液氧发动机，且主要用于上面级，由于发动机向真空排气，所以尽管室压较低，但仍可能具有很高的喷管扩张比。典型的膨胀循环发动机 RL—10 系列已成功地参加多种运载火箭上面级的飞行，如 RL—10A—3—3 发动机室压为 2.76 MPa，真空比冲为 4 354 m/s；RL—10B—2 发动机室压为 4.41 MPa，真空比冲为 4 572 m/s。

(2) 补燃循环

图 2.16 和图 2.17 所示的补燃循环也称为分级燃烧循环，就是将一种推进剂组元的全部流量和另一种推进剂组元的部分或全部流量输送到预燃室中进行燃烧，产生的低温燃气用来驱动涡轮，从涡轮排出的燃气再喷入燃烧室中进行补燃。将两种推进剂组元的全部流量输送

到预燃室中进行燃烧的循环特称为全流量补燃循环。补燃循环由于没有性能损失，故发动机比冲高，通常有富氧预燃室、富燃预燃室以及富氧和富燃双预燃室方案。当前，液氧/液氢推进剂选用富燃预燃室，液氧/煤油推进剂选用富氧预燃室，而全流量补燃循环则一定是富氧和富燃双预燃室。

补燃循环涡轮工质的流量相当大，涡轮进口温度比膨胀循环要高，这使涡轮的功率大大提高，因而容许采用很高的燃烧室压力，燃烧室压力一般为 15～35 MPa，同时采用较大的喷管扩张比以获得高性能。但这种循环系统较复杂，所有组件都在较高的压力下工作，发动机结构质量较大。

这种高性能循环方式在大推力发动机中得到广泛应用，如采用富燃补燃循环的 SSME，LE—7 和 RD—0120，以及富氧补燃循环的 RD－120 和 RD—170 等发动机。

如图 2.17 所示，全流量补燃循环将大部分流量的燃料和小部分流量的氧化剂输送到富燃预燃室中进行燃烧，产生富燃燃气用来驱动高压燃料涡轮；将剩余的大部分流量的氧化剂和小部分流量的燃料输送到富氧预燃室中进行燃烧，产生富氧燃气用来驱动氧化剂涡轮。从涡轮排出的富燃燃气和富氧燃气喷入主燃烧室进行补燃，并通过喷管产生推力。

全流量补燃循环进一步提高了涡轮工质的流量，使得涡轮工质的作功能力得到显著提高，表现为：可以通过提高涡轮功率进一步提高燃烧室压力，从而提高发动机的性能，达到上述循环中最高的发动机比冲；或者也可以保证在涡轮功率相同时，即保持发动机性能相同的情况下，大幅度降低涡轮工质温度，并简化氧化剂泵和涡轮的密封，从而显著提高发动机的可靠性，为高性能大推力发动机的重复使用创造有利条件。

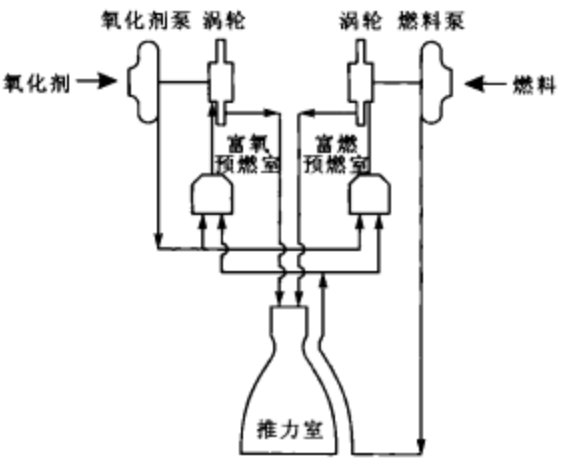


图 2.17 全流量补燃循环示意图

为便于比较，表 2.1 列出几种常用的发动机动力系统循环方案及其特点，可供发动机设计

时参考选用。

表 2.1 发动机动力系统循环方案

方 案	优 点	缺 点	特 点
燃气发生器循环	结构简单、研制费用较低	性能低	◆ 组件独立； ◆ 并行的涡轮和推力室流路； ◆ 易于研制和试验
膨胀循环	性能良好、涡轮环境良好	功率有限	◆ 系统简单，可靠性高； ◆ 无副系统能量损失； ◆ 推力量级低
补燃循环	室压高、性能高	研制费用较高	◆ 消除副系统能量损失； ◆ 可用于涡轮的能量最大； ◆ 泵后压力高； ◆ 系统复杂

在发动机系统设计过程中，除了发动机系统动力循环方式的选择以外，为了获得最佳性能，对发动机供应系统还存在着优化配置问题。如是否设置预压泵，是否需要多个推力室等。使用预压泵，可将发动机入口的低压提高到主泵无汽蚀的状态，提高了发动机抗汽蚀的能力，保证主泵在较高转速下工作不发生汽蚀，有利于减小主泵和涡轮的质量。如美国的 SSME、苏联的 RD—120、RD—170 等发动机都采用了预压泵。

2.2.3 推进剂供应系统方案对比

液体火箭发动机的结构与性能在很大程度上取决于供应系统的类型。采用挤压式供应系统时，贮箱内的压力要比发动机燃烧室内的压力高。这一方面使得只能选取较低的燃烧室压力，导致比冲较低并使推力室尺寸加大；另一方面推进剂贮箱的结构质量也较大。因此，挤压式供应系统的应用范围受到限制，仅限于用在对比冲值要求不高和总冲量较小的发动机中。

在采用泵压式供应系统时，贮箱内的压力一般不超过 0.5 MPa。因此，与挤压式供应系统相比，贮箱的壁厚相对较小，而燃烧室压力则可选取很高的值，这就明显减小了推力室的尺寸，同时提高了发动机的比冲，且具有相当高的推质比。但是，对于泵压式供应系统，由于有涡轮泵组件，故使系统和结构都比较复杂。为了达到所要求的可靠性，需要经历较长的研制时间并耗费大量的资金，这就相应地增大了这种系统的研制成本，增加了研制的风险。

对于挤压式供应系统，燃烧室压力一般不超过 2.6 MPa。对于人造地球卫星和其他航天器用的推进系统，在很多情况下都选用较低的燃烧室压力。恒压式供应系统的小推力发动机

燃烧室压力一般为 0.6～1.0 MPa。而对于落压式系统，当选择最小推力所对应的燃烧室压力和喷注器压降时，要避免出现不稳定燃烧和性能恶化现象。

对于泵压式供应系统，燃烧室压力的最佳值取决于所选定的发动机系统。在补燃循环发动机中，能够采用高的燃烧室压力，如 20～25 MPa 或更高；在燃气发生器循环发动机中，燃烧室压力一般不超过 15 MPa。Ariane—5 运载火箭芯级发动机 HM—60 是目前燃烧室压力最高的燃气发生器循环发动机，其燃烧室压力为 11.2 MPa。

然而，为了尽量降低推进系统的结构质量，目前在飞船和其他航天器的推进系统中已开展了对小型泵的研制工作。这种小型泵可在推力很小的液体火箭发动机中使用，例如，美国的喷气推进实验室实施的研制小泵计划，将这些泵用于总推力为 4.45 N 的小发动机中。

对于人造地球卫星等航天器用的推进系统，可将泵压式供应系统与挤压式供应系统按三项指标进行比较，即按推进系统所保证的飞行器的速度增量、加注后推进系统的湿质量大小以及推进系统的结构质量进行比较和选择。按速度增量进行比较时，推进系统的质量应取相同的值；在按上述两种质量分别进行比较时，推进系统的速度增量应取相同的值。

推进剂供应系统的选择取决于飞行器的加速度、机动性、质量、推力和工作时间以及推进剂种类等。推进剂总量小的系统通常采用挤压式系统，因为这时高压推进剂贮箱带来的损失与涡轮泵复杂性相比是不显著的。然而对于大的系统，从质量上考虑应采用低压推进剂贮箱，在贮箱下游由泵来提高推进剂的压力。随着高强度贮箱材料和小型可靠的涡轮泵技术水平的发展，提高了挤压式供应系统的使用上限，降低了泵压式供应系统的使用下限，结果使这两类供应系统的应用范围出现明显的重叠。

挤压式和泵压式供应系统各有优缺点，在选择时，应在满足飞行器对发动机要求的前提下，尽量发挥其优点，两类发动机供应系统的对比如表 2.2 所列。

表 2.2　挤压式供应系统与泵压式供应系统的对比

类别 / 特点	挤压式供应系统	泵压式供应系统
优点	◆ 结构简单； ◆ 总冲量小时，具有较小的结构质量和结构尺寸； ◆ 容易实现多次启动； ◆ 供应压力比较稳定	◆ 贮箱压力低，贮箱及增压系统质量小，尺寸也小； ◆ 发动机质量几乎与工作时间长短无关； ◆ 燃烧室压力高，因而比冲高； ◆ 涡轮排气可用来控制飞行器姿态
缺点	◆ 总冲量大时，贮箱及增压系统结构质量大，尺寸也大； ◆ 燃烧室压力低，因而比冲低	◆ 结构复杂

2.3 发动机主要参数选择

根据飞行器总体设计部门提出的基本要求，在发动机供应系统方案确定后，可以通过设计计算来选择发动机的一系列可变参数，如燃烧室压力、混合比和喷管扩张比等。当然，在发动机系统方案论证过程中，首先应进行推进剂的选择。下面以发动机性能指标比冲或火箭末速度最高为目标，来确定发动机的一些主要参数。

2.3.1 推进剂的选择

从第1章绪论可知，推进剂的种类很多，性能各异，选择的基本原则就是推进剂具有高的能量特性和大的质量密度。由总冲量计算可知，当推进剂体积一定时，密度比冲越大，总冲量越大；当总冲量一定时，密度比冲越大，则推进剂体积越小，即贮箱体积减小，质量减小。

每一台发动机的设计都是以满足火箭所需要的末速度为前提条件的，为简化分析，忽略地球引力和空气阻力的影响，齐奥尔科夫斯基给出的火箭理想末速度公式可表示为

$$w = I_{se} \cdot \ln \frac{m_p + m_{sd} + m_{ef}}{m_{sd} + m_{ef}} = I_{se} \cdot \ln \mu_s \tag{2.3}$$

式中，I_{se} 为发动机比冲；m_p，m_{sd} 和 m_{ef} 分别为推进剂质量、火箭飞行终点结构质量和有效载荷质量。

而推进剂质量为

$$m_p = \rho_p V_p \tag{2.4}$$

式中，ρ_p 为推进剂的平均密度，V_p 为飞行过程中消耗的推进剂体积。

于是得到

$$\mu_s = 1 + \frac{V_p}{m_{sd} + m_{ef}} \rho_p = 1 + \sigma_s \rho_p \tag{2.5}$$

式中，σ_s 为消耗的推进剂体积与火箭结构质量之比，表示火箭结构设计的完善程度，可称为结构完善系数。

将式(2.5)代入式(2.3)得到火箭理想末速度的最终表达式

$$w = I_{se} \ln(1 + \sigma_s \rho_p) \tag{2.6}$$

由式(2.6)可见，在火箭终点结构质量给定的条件下，σ_s 值越大表示消耗推进剂的体积越大，火箭获得的末速度越大。同时，由于理想末速度是比冲、推进剂平均密度和系数 σ_s 的函数，因此通过它们来共同评价推进剂的性能比单独用比冲评价会更完善、更准确。

按不同评价指标可以得到不同的推进剂选择结果，一般用密度比冲作为评价推进剂的参数较为合适。为定性地比较比冲和推进剂密度的自身相对变化量对飞行器速度的影响，按照

理想末速度的主要分量进行变换后，理想末速度的自身相对变化量可表示为

$$\frac{\Delta w}{w}=\frac{\Delta I_{se}}{I_{se}}+c\frac{\Delta\rho_p}{\rho_p} \tag{2.7}$$

$$c=\frac{\sigma_s\rho_p}{(1+\sigma_s\rho_p)\ln\mu_s}=-\frac{k}{\ln(1-k)}$$

式中，$k=m_p/(m_p+m_{sd}+m_{el})$ 为飞行器上推进剂的相对含量。

系数 c 和推进剂相对含量 k 之间的关系如图 2.18 所示。由图可知，随着推进剂相对含量 k 的增大，系数 c 减小。随着系数 c 的减小，由式(2.7)得到密度对理想末速度的影响在减小。在 k 值较小时(对应于起飞助推级和火箭的第一级)，推进剂密度的影响和比冲的影响是相当的，这时作为对各种推进剂比较准则的量是 $\rho_p I_{se}$，即增大推进剂能量特性——密度比冲，对理想末速度具有更大的意义。这样便可以解释在一定条件下，比冲大但密度小的推进剂效能，低于比冲小但密度大的推进剂效能。因此，可以得出如下结论：对于运载火箭的第一级，采用的推进剂不仅要具有足够高的比冲值，还要具有高的密度才是有效的。在 k 值较大时(对应于单级入轨飞行器和火箭的上面级)，增加比冲比增加密度更为有利。

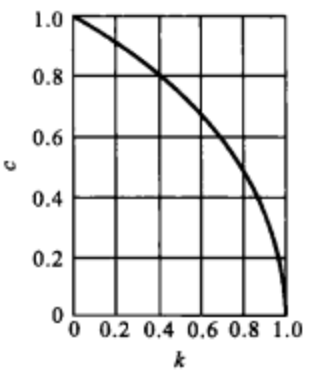


图 2.18　系数 c 和 k 的关系

根据以上分析，选择推进剂时要考虑以下几点：

① 采用理论比冲高且平均密度大的推进剂；

② 对于多级火箭来说，第一级发动机选择密度比冲大的推进剂，上面级选用比冲尽可能大的推进剂；

③ 在有效载荷一定的情况下，应尽可能使火箭和发动机结构设计合理，以提高系数 σ_s 的值。

此外，在论证推进剂方案时还要考虑推进剂的适用性和使用性方面的特点，以及具有大量的来源和经济性等要求，以保证能够进行正常的试验和飞行。当前所开展的研究方向是寻求高性能、无毒和无污染的推进剂，其中液氧/煤油、液氧/液氢和液氧/甲烷等无毒“绿色”推进剂越来越受到青睐。

2.3.2　混合比的选择

当推进剂选定后，比冲或密度比冲就与推进剂的混合比及推进剂的平均密度有很大关系。在化学当量混合比下，燃烧放出的热量及燃气温度在理论上都是最大的。然而，要使火箭的排气速度最大，使发动机处于最佳工作状态，却常常不是在化学当量混合比的情况下。

由式(1.1)可知，除了燃气温度这个主要影响因素外，气体常数越大，则排气速度越大。而

排气速度越大，则比冲也越大。气体常数与燃气分子量有关，分子量越小，气体常数越大。因此，混合比的选择应以满足所获得的大排气速度为主。

由于多数推进剂中氧化剂的密度大于燃料的密度，混合比不同，推进剂的平均密度也不同。所以要获得大的推进剂密度，就必须加大氧化剂比例。

通常为获得飞行器的最佳飞行性能，选择的混合比不是对应于最大比冲的数值，而是根据末速度与混合比或余氧系数的关系，从提高运载能力考虑，一般选择混合比稍大于最大比冲所对应的混合比数值，即从对应于提高末速度最有利的混合比值选取。这种现象在两种组元的密度相差很大时（如液氧/液氢）更为突出。此外，混合比的选择也要适当考虑发动机推力室的冷却问题。

2.3.3 燃烧室压力的选择

燃烧室压力对发动机的系统性能和飞行器性能都有很大影响，可以从满足总体性能要求方面来选择燃烧室压力，也可以从发动机系统优化设计方面来进行燃烧室压力的选择。在选择燃烧室压力时要考虑诸多影响因素，如飞行器的飞行性能、发动机系统方案、推力室强度和冷却问题等。在条件允许的情况下，尽量选择较高的燃烧室压力，提高发动机的性能。

这里参照上述发动机供应系统方案中给出的燃烧室压力范围，选取适当值，然后进行校核计算，以满足总体性能要求。

燃烧室压力与发动机推力室推力的关系为

$$F_{tc} = C_F p_c A_t \tag{2.8}$$

式中，F_{tc}为发动机推力室推力，p_c 为燃烧室压力，A_t 为推力室喉部面积，C_F 为推力系数。

燃烧室压力与推力室质量流量的关系为

$$q_{mc} = \frac{p_c A_t}{C^*} \tag{2.9}$$

式中，q_{mc}为推力室质量流量，C^* 为特征速度。

通过式(2.8)和式(2.9)得到发动机推力室推力和质量流量后，就可利用已确定的推进剂质量来计算发动机的工作时间和总冲量，以判断是否满足总体要求，检验燃烧室压力选择是否合理。总之，选择发动机燃烧室压力要兼顾飞行器与发动机的性能、研制成本和工作可靠性等。

2.3.4 喷管扩张比的选择

液体火箭发动机喷管扩张比的选择与燃烧室压力和发动机工作高度有关。运载火箭的第一、第二和第三级发动机的工作高度一般是随着时间的变化而变化，因此喷管只是在某一时刻

(某一高度)达到计算工况。

对于助推级的推力室喷管扩张比，主要是根据发动机工作高度和喷管冷却等问题来选择出口压力和确定喷管扩张比。一般情况下，运载火箭第一级发动机(或助推发动机)在地面起飞时，喷管处于过膨胀状态，随着飞行高度的增加，喷管先是达到计算工况，然后进入欠膨胀状态。也就是说，第一级发动机的喷管出口燃气压力小于地面大气压力，例如，CZ—2E 火箭第一级发动机推力室喷管出口压力为 0.067 MPa。

由于外界环境压力相对较高，第一级和助推级的推力室喷管扩张比不大，例如，美国"土星"5 号火箭第一级 F—1 发动机的喷管扩张比为 16，苏联"东方"运载火箭助推发动机 RD—107的喷管扩张比为 17。采用补燃循环方式、具有高燃烧室压力的发动机的喷管扩张比可以更大一些，例如，苏联的 RD—170 发动机喷管扩张比为 36.4，RD—253 发动机喷管扩张比为 26。

对于高空工作的发动机，外界环境压力低，增加喷管扩张比可提高推力室的理论比冲，但会增加推力室的外廓尺寸、结构质量和喷管的气流摩擦损失，因此需要综合考虑提高理论比冲和由此带来的不利影响。第二、三级发动机推力室喷管扩张比由于受外廓尺寸和结构质量的限制，扩张比通常为 40～80。例如，CZ—4A 运载火箭第三级发动机 YF—40 的喷管扩张比为 50，Ariane—1 火箭第三级发动机 HM—7 的喷管扩张比为 63.5。

对于上面级和空间发动机，工作环境为真空，为了得到更高的比冲，扩张比可以更大些。

2.3.5　推进剂质量的确定

选择了推进剂的种类后，就可确定发动机在工作时间内使用的推进剂的总质量 m_p，即

$$m_p = \frac{I}{I_{se}} \tag{2.10}$$

式中，I 和 I_{se} 分别为发动机总冲量和发动机比冲。

若总体给出的设计条件是某一级发动机的飞行速度增量 Δw，则由式

$$e^{\frac{\Delta w}{w_e}} = \frac{m_p + m_{sd} + m_{ef}}{m_{sd} + m_{ef}} \tag{2.11}$$

可得到发动机工作时间内所消耗的推进剂总质量 m_p。式中，w_e 为发动机有效排气速度，其值等于工作高度范围内的平均比冲。

推进剂的总质量流量为

$$q_{me} = \frac{m_p}{t_s} \tag{2.12}$$

式中，t_s 为发动机工作时间。

发动机推进剂组元的混合比确定后，发动机氧化剂和燃料的质量流量分别为

$$\left.\begin{aligned} q_{moe} &= q_{me}\frac{r_m}{1+r_m} \\ q_{mfe} &= q_{me}\frac{1}{1+r_m} \end{aligned}\right\} \tag{2.13}$$

式中，r_m 为发动机推进剂组元混合比。

在发动机工作时间内，需要氧化剂和燃料的总质量分别为

$$\left.\begin{aligned} m_o &= q_{moe}t_s \\ m_f &= q_{mfe}t_s \end{aligned}\right\} \tag{2.14}$$

2.3.6 系统参数平衡

系统参数平衡只是建立发动机因变量和自变量的关系，发动机参数的具体数值计算还需要通过优化的方法选择。

参数平衡计算时需要以下原始数据：

① 《发动机设计任务书》要求的发动机推力及总冲量；

② 由方案论证选择的推进剂种类；

③ 推力室热力气动计算结果；

④ 燃气发生器热力气动计算结果；

⑤ 有关组件的流动损失和效率。

根据上述原始数据，就可以进行发动机系统平衡参数的初步计算，然后进行各组件的初步设计。

通过以上工作，发动机的系统方案、性能指标和主要参数都可大致确定，但这仍然是初步设计的过程，发动机的系统设计并没有结束。当发动机各分系统和组件经过具体的设计、制造、试验和理论分析后，还要对发动机系统设计进行一系列的修改和调整。因此，发动机系统设计自始至终是一个反复迭代和反馈的过程。

2.4 挤压式系统的设计

2.4.1 挤压式系统的选择

在开始设计挤压式系统时，应该选用哪一种挤压式系统，这是首先需要解决的问题。在方案论证和方案设计阶段，可同时选取几个不同的方案进行全面分析比较。在挤压能力满足设计要求的条件下，应对结构质量、组件数目、可靠性、继承性、研制经费、生产和发射成本等方面

进行分析比较。下面给出各种挤压式系统的优缺点、适用范围和挤压式系统的选择原则。

1. 各类挤压式系统的优缺点和适用范围

各类挤压式系统的优缺点和适用范围如表 2.3 所列。

表 2.3　各类挤压式系统的比较

类别 / 特点	贮气系统	液体汽化系统	化学反应系统
优　点	结构简单，可靠性高	辅助气瓶和辅助贮箱尺寸小，系统结构质量小	辅助气瓶和辅助贮箱尺寸小，系统结构质量小，固体推进剂燃气发生器结构简单
缺　点	气瓶容积大，系统质量大	需要辅助气瓶、辅助贮箱和换热器，结构较复杂	对于液体推进剂燃气发生器系统和在贮箱中直接发生化学反应的系统，结构复杂；固体推进剂燃气发生器系统不能多次启动
适用范围	适用于总冲量小的发动机	适用于热稳定低沸点的推进剂组元；若推进剂组元都不易汽化，则可选用液化气体作为汽化物质	适用于常温推进剂

2. 挤压式系统的选择原则

挤压式系统必须满足下列四项指标。

(1) 飞行任务要求

包括贮存能力、启动次数、启动和关机特性、压力和流量的调节精度以及对不同环境和工作条件的适应能力。

(2) 相容性

指挤压物质、推进剂和结构材料之间具有良好的相容性。包括化学惰性、凝结、溶解以及允许的贮箱挤压气体温度等。

(3) 可靠性

包括工作可靠性、按时启动的可靠性以及自然贮存和加注贮存的可靠性。可靠性取决于系统的复杂性、零组件数目以及设计和工艺质量等。

(4) 系统性能

系统性能定义为有效气体质量与系统结构质量之比。系统性能越高，就意味着挤压能力越大，或者结构质量越小。

为了得到定量的认识，文献[1]给出四氧化二氮/肼双组元发动机挤压系统的方案比较实例，如表 2.4 所列。设计要求该发动机能够多次启动，主级状态推力恒定。由于固体燃气发生器系统不能实现多次启动，落压式贮气系统不能实现推力恒定，在贮箱中直接发生化学反应的

系统贮箱挤压气体温度难以控制，因而这三种系统均不予考虑。通过对表 2.4 中 5 种方案的分析比较，可以看出单组元液体推进剂燃气发生器-氮气系统结构简单，无重大关键技术，系统结构质量小，能完成飞行任务，应该优先考虑选用。

表 2.4 双组元挤压式系统的方案比较实例

对比指标 / 系统类别	贮存气体发生器工质	贮箱挤压气体	新研制的组件数目	组件总数目	系统总质量/kg
不加热的贮气系统	氮气	平均温度为 196 K 的氮气	2	9	182
用推力室喷管加热的贮气系统	氮气	平均温度为 550 K 的氮气	3	11	100
氮气瓶串联系统	氮气	平均温度为 550 K 的氮气	7	17	81
单组元液体推进剂燃气发生器-氮气系统	氮气、肼分解	氧化剂贮箱用 550 K 的氮气；燃料贮箱用 666K 的肼燃气	4	11	63
双组元液体推进剂富氧和富燃燃气发生器系统	氮气、四氧化二氮、氨	氧化剂贮箱用富氧燃气；燃料贮箱用富燃燃气	6	16	48

2.4.2 设计计算

下面就以高压气瓶为气源的挤压式系统为例，进行挤压式系统的设计计算。所需的原始数据包括：推进剂和挤压物质的种类、推进剂和挤压物质的使用温度、贮箱容积和横截面积、贮箱初始气垫体积、工作结束时贮箱剩余推进剂的体积、贮箱工作压力、发动机工作时间和贮箱允许的气体温度。

设计计算包括以下内容：

① 确定有加热的贮气系统、液体汽化系统和化学增压系统的气体温度；

② 确定进入贮箱中的挤压气体质量；

③ 确定不加热贮气系统工作结束时贮箱内气体的温度；

④ 确定工作结束时未进入贮箱中的挤压物质质量和贮气系统气瓶的容积。

在设计计算过程中，由于挤压过程的物理和化学过程是很复杂的，且外界条件变化也是多种多样的，因此，在确定挤压物质质量等参数时很难进行准确计算，仅进行初步估算，然后再根据实验加以修正。

1. 主要影响因素

在进行挤压系统设计计算时，首先考虑的主要影响因素有：推进剂汽化和挤压气体中蒸气的凝结；挤压气体和推进剂的物理化学作用；贮箱壁面热交换；冷却或加热挤压气体，传热给推

进剂引起的汽化。

2. 不考虑热交换和质量交换

如果系统工作时间较短或挤压气体温度接近推进剂的温度，且又无显著的物理化学作用，那么热交换和质量交换的影响就可忽略，所需的挤压气体质量可用理想气体状态方程来计算，即

$$m_g = \frac{pV_g}{RT_e} \tag{2.15}$$

式中，m_g 为挤压气体质量；R 为挤压气体常数；T_e 为关机时贮箱内挤压气体的温度；p 为推进剂贮箱的压力；V_g 为挤压气体充填贮箱的实际容积，且有

$$V_g = V_0 - \Delta V_1 - \Delta V_2 \tag{2.16}$$

式中，V_0 为推进剂贮箱的总容积，ΔV_1 为关机时剩余推进剂的体积，ΔV_2 为贮箱气垫体积。

在计算时必须选择一种需要最大挤压气体质量的状态进行计算，即应选择贮箱容积最大、剩余推进剂的体积最小、气垫体积最小、增压压力最高和关机时挤压气体温度最低的状态进行计算。

3. 考虑热交换和推进剂汽化的影响

当系统工作时间较长，挤压气体温度较高时，就要考虑传热和汽化的影响。其他因素如蒸气的凝结、增压气体对推进剂的扰动和推进剂晃动引起的蒸发、壁面液膜挥发以及溶解和化学反应等，可根据实验引入一些修正系数。

这时所需的挤压气体质量为式(2.15)，挤压气体充填贮箱的实际容积为

$$V_g = V_0 - \Delta V_1 - \Delta V_2 - \Delta V_p \tag{2.17}$$

其中推进剂蒸气所占的体积为

$$\Delta V_p = \frac{\Delta m_p Z R_p T'}{p} \tag{2.18}$$

式中，T' 为关机时推进剂蒸气的温度，现假设 $T' = T_e$；R_p 为推进剂蒸气的气体常数；Z 为在 p 和 T_e 的情况下，混合气体的压缩性系数；Δm_p 为汽化推进剂的总质量。

在发动机工作过程中，挤压气体释放出的热量等于通过气液分界面传给推进剂的热量与直接传给贮箱壁面的热量之和，其关系式为

$$m_g c_p (T_s - T_e) = KAt_s(\overline{T} - T_p) + Q_{bl} \tag{2.19}$$

式中，c_p 为挤压气体的质量定压热容，T_s 为挤压气体进入贮箱前的温度，K 为气液分界面上的传热系数(由实验测定)，A 为气液分界面的面积，t_s 为发动机总任务时间(包括主动段和滑行段)，$\overline{T}$ 为总任务时间中挤压气体的平均温度，T_p 为推进剂的温度，Q_{bl} 为贮箱壁面从挤压气体中吸收的热量(可根据传热原理求得)。

现假定挤压气体和贮箱传给推进剂的热量全部用来汽化推进剂和加热其蒸气，并不提高液体推进剂的温度，则有

$$\Delta m_p[c_{pL}(T_v - T_p) + h_v + c_{pv}(T_e - T_v)] = KAt_s(\overline{T} - T_p) + Q_{b2} \tag{2.20}$$

式中，c_{pL} 和 c_{pv} 分别为推进剂液体的质量定压热容和蒸气的质量定压热容，h_v 为推进剂的汽化潜热，T_v 为液体推进剂的沸点，Q_{b2} 为贮箱壁面传给推进剂的热量。

$\overline{T}$ 受许多因素的影响，如滑行时间以及挤压气体与贮箱的传热等。这里近似用挤压气体进入贮箱前的温度 T_s 和发动机关机时挤压气体温度 T_e 的平均值计算，即

$$\overline{T} = \frac{1}{2}(T_s + T_e) \tag{2.21}$$

当发动机是一次启动工作时，可以简化，直接采用挤压气体温度 T_s 或 T_e 替代式(2.19)和式(2.20)中的平均温度 $\overline{T}$，进行气液分界面传热计算。

若挤压气体、推进剂和贮箱壁面之间存在的温差不大，则可忽略来自贮箱的传热，即忽略式(2.19)和式(2.20)中的 Q_{b1} 和 Q_{b2}。这样，如果选定挤压气体工作开始时的温度 T_s(或工作结束时的温度 T_e)后，就可由式(2.15)、式(2.17)～式(2.21)联立求解，得到挤压气体质量 m_g 和工作结束时贮箱内气体的温度 T_e(或工作开始时的温度 T_s)。

4. 贮气需要量及气瓶容积的计算

上面得到的挤压气体质量只是挤压贮箱中推进剂所需要的实际气体质量，对于采用气瓶贮气方法的挤压系统，工作结束时所需的总贮气质量可表示为

$$m = m_g + \Delta m_1 + \Delta m_2 \tag{2.22}$$

式中，m 为总的贮气质量，Δm_1 为气瓶中的剩余气体质量，Δm_2 为管路和换热器等组件中的剩余气体质量。

为了保证系统正常和安全地工作，气瓶中的剩余气体质量需从以下两方面考虑：一是挤压系统正常工作时对气瓶最小压力有一定的要求，应根据减压器对进口压力值的要求和气瓶到减压器的压降来确定；二是考虑系统的安全裕度要求。

若气瓶内有热源，则气瓶中气体的膨胀过程是多变过程。对于气瓶内不加热的系统，通常可忽略气瓶壁和气体的传热，认为气体的膨胀过程是绝热膨胀过程，其关系式为

$$\frac{T_e}{T_s} = \left(\frac{P_e}{P_s}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{2.23}$$

式中，T_s 和 T_e 分别为气瓶中气体的初始温度和最终温度，p_s 和 p_e 分别为气瓶中气体的初始压力和最终压力，γ 为绝热指数。

将气体状态方程和气体绝热膨胀关系代入总贮气质量方程式(2.22)中，得到关系式

$$\frac{p_s V_b}{RT_s} = m_g + \frac{p_e V_b}{RT_s\left(\frac{p_e}{p_s}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} + \Delta m_2 \tag{2.24}$$

式中，V_b 为气瓶容积。

工作结束时，利用已知的挤压系统管路和换热器等组件中的气体状态参数和体积，按照气体状态方程可计算出剩余气体质量 Δm_2 。这样，通过式(2.24)就可计算出贮气系统气瓶的容积和总的贮气质量。若考虑系统的安全裕度要求，还要用上面计算得到的总贮气质量乘以安全系数，得到最终的气瓶贮气质量，再利用气体状态方程得到气瓶的最终容积。

2.4.3　挤压式系统参数平衡

下面以单组元挤压系统为例建立参数平衡模型，对双组元挤压系统，则可对氧化剂路和燃料路分别计算。

1. 单台推力室流量

单台推力室流量的计算公式为

$$q_{mc} = \frac{F_{tc}}{I_{stcth}\eta_c\eta_n} \tag{2.25}$$

式中，q_{mc} 为推力室流量，I_{stcth} 为推力室理论比冲，F_{tc} 为推力室推力，η_c 和 η_n 分别为燃烧室和喷管效率。

2. 发动机流量

发动机流量的计算公式为

$$q_{me} = \sum_{i=1}^{n} q_{mc} \tag{2.26}$$

式中，n 为推力室总台数。

3. 压力平衡

不考虑推进剂液柱压力，由贮箱到推力室的压力平衡为

$$p_{tk} = p_c + \sum \Delta p_i \tag{2.27}$$

式中，p_{tk} 为贮箱压力；p_c 为燃烧室压力；$\sum \Delta p_i$ 为贮箱出口到推力室的全部组件压降之和。

挤压式供应系统压力损失 $\sum \Delta p_i$ 包括：① 管路的沿程损失和局部损失产生的压降；② 阀门和调节器等局部损失产生的压降；③ 喷嘴流动损失产生的压降；④ 冷却套流动损失产生的压降。

管路压降与发动机总体布局和推进剂流动速度等因素有关，而阀门压降与其结构和流速等有关，流体力学中的通用表达式为

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d}\frac{\rho w^2}{2} + \xi\frac{\rho w^2}{2} \tag{2.28}$$

式中，Δp 为压降，λ 和 ξ 分别为沿程损失系数和局部损失系数(可统称为流阻系数)，L 和 d 分别为管路长度和管路水力直径，w 为管路中的流体流速。

在发动机设计过程中，可根据管路的初步总体布局和阀门可能的结构形式选择流阻系数，确定压降，也可根据经验参考相关发动机的管路和阀门组件直接选择压降参数。

由上述系统参数平衡模型可确定挤压式系统从贮箱到推力室各节点的流量和压力值。

2.4.4 挤压式系统贮箱增压压力的确定

挤压式系统贮箱增压压力的提高会引起整个供应系统质量的增加，所以挤压式系统燃烧室的压力都相对较低。一般设计时，对比冲和质量要进行折中考虑，选取一个合理的燃烧室压力，同时要求尽量减少供应系统的流动损失，保证贮箱压力较低。

贮箱增压压力的计算为

$$p_{tk} = p_c + \sum \Delta p_i - p_h \tag{2.29}$$

式中，p_h 为推进剂液柱压力。

在弹道主动段，每一瞬间推进剂的液柱压力都是变化的。一方面由于推进剂组元液柱高度 h 在减小；另一方面火箭在加速运动，推进剂液柱受轴向过载的作用。对于挤压式系统，为使燃烧室压力不超过给定值，计算时按最大液柱压力值来确定贮箱的增压压力。

综上所述，根据《发动机设计任务书》中的原始数据，利用系统参数平衡模型和设计计算模型可以确定系统各节点的流量和压力、贮箱压力、气瓶压力、挤压物质需要质量及挤压气体温度等，完成挤压式系统的初步设计。

2.5 泵压式系统的设计

2.5.1 设计要求

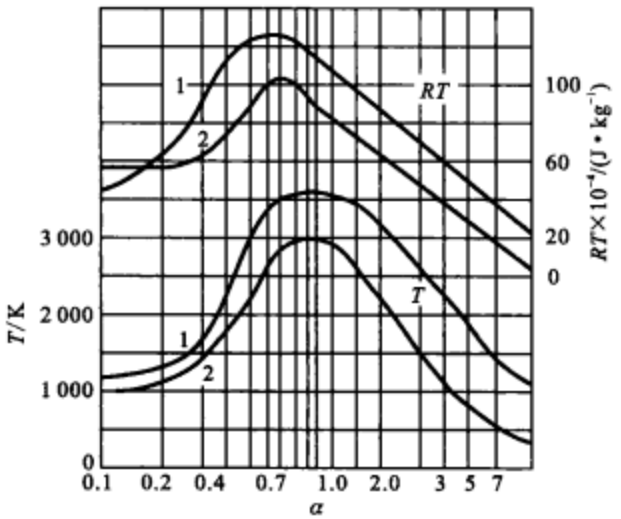
1. 涡轮工质温度的控制

泵压式系统的涡轮工质温度必须控制在涡轮材料允许的范围内。对双组元推进剂燃气发生器和预燃室，可用下面两种方法实现温度控制。

(1) 使推进剂混合比偏离化学当量混合比

当推进剂余氧系数变化时，燃气温度及燃气热值(气体常数与温度的乘积)的变化规律如图 2.19 所示。由图可以看出，余氧系数偏大或偏小时都能获得较低的燃气温度，但两者有较大差别。当富燃燃气和富氧燃气的温度相同时，对于大多数推进剂来说，富燃燃气的分子量

小，因而燃气热值较大；同时，富燃燃气对大多数材料无腐蚀作用，因此，涡轮工质通常选用富燃燃气。但苏联和现在的俄罗斯对液氧/煤油发动机富氧预燃室进行了大量研究，较好地解决了热防护和积炭问题，并在 RD—120，RD—170 和 RD—180 发动机上得到广泛应用。



1—液氧/煤油；2—硝酸/煤油

图 2.19　燃气温度及燃气热值随余氧系数的变化(p_c=4 MPa)

(2) 喷注冷却

把燃气发生器或预燃室分成两个区域，上游为燃烧区，下游为混合区。在燃烧区内，推进剂在接近最佳混合比的条件下燃烧，燃烧过程进行得很好，能够达到化学平衡温度；在混合区内，一种推进剂组元从燃气发生器或预燃室的周边环带或喷孔喷入室内与燃气混合，从而达到涡轮所需要的温度。

2. 系统压力和燃烧室极限压力

闭式循环的涡轮出口压力必须高于燃烧室压力，泵出口压力等于燃烧室压力与涡轮压降和其他组件压降之和。当燃烧室压力相同时，闭式循环的泵出口压力(为室压的 2～3.5 倍)比开式循环的泵出口压力(约为室压的 1.5 倍)高得多。闭式循环的涡轮流量大，涡轮压比小，通常小于临界压比。开式循环由于涡轮工质排入低压区，涡轮出口压力低，因而具有大的涡轮压比。

从系统参数平衡角度考虑，开式循环和闭式循环都有极限室压。对于开式循环，随着燃烧室压力的增加，涡轮流量增大，使得发动机比冲和推力室比冲的差别增大。发动机比冲随室压的变化出现极大值，发动机比冲极大值对应的室压称为开式循环的极限室压。对不同的约束条件，例如固定推力室喷管出口内径或者固定推力室喷管扩张比，可以得出不同的极限室压。对于闭式循环，随着室压增大，泵功率增大，涡轮流量和涡轮进口燃气温度却不能任意增大，而

只能依靠增大涡轮压比来增大涡轮功率。当在某一室压下，无论怎样改变涡轮压比，涡轮功率总是小于或等于泵功率，继续提高室压将无法实现功率平衡，这时的室压便是闭式循环的极限室压。在选择开式循环的燃烧室压力时，一般不宜超过极限室压；而在选择闭式循环的燃烧室压力时，则不可能超过极限室压。

3. 参数匹配和组件设置

对于燃气发生器循环，如果燃气发生器使用的推进剂与推力室的相同，那么应该使用同一台涡轮泵既对推力室又对燃气发生器供应推进剂。这时应该合理选择涡轮压比，使泵出口压力既能满足推力室的要求，又能满足涡轮入口压力的要求。

对于膨胀循环，尽管选用分子量较低的推进剂组元蒸气作为涡轮工质，但由于蒸气温度较低，燃气热值较小，因而涡轮不会产生较大功率。

对于部分流量补燃循环，推进剂的一种组元部分供应到推力室中，同时另一部分也供应到预燃室中。但供应预燃室的推进剂组元压力要比供应推力室的高得多，这时应该设置一台分流泵。分流泵一般安放在主泵出口至预燃室的管路上。主泵出口压力满足燃烧室压力的要求，分流泵则将供应预燃室的推进剂组元压力进一步提高，从而满足预燃室的压力要求。

对于全流量补燃循环，两种推进剂组元全部输送到预燃室中，系统应该有两个预燃室和两套涡轮泵组件，其中一个涡轮中的工质是富燃燃气，而另一个涡轮中的工质是富氧燃气。

2.5.2 泵压式系统的选择

各类泵压式系统之间的主要区别是性能和结构复杂性。性能包括比冲、混合比和结构质量，它决定了飞行器的运载能力。结构复杂性包括组件数目和技术成熟程度等，结构复杂性又决定研制经费、生产成本和研制周期。因此在选择泵压式系统时应对其性能和结构复杂性进行全面分析比较。可以把性能和结构复杂性汇总成一项综合指标，表示为发射 1 kg 有效载荷所需要的发动机总费用(包括研制经费、生产成本和使用经费等)。各类泵压式系统的适用范围如表 2.5 所列。

表 2.5 各类泵压式系统的适用范围

类别 / 特性	燃气发生器循环	推力室抽气循环	膨胀循环	补燃循环
推进剂	推进剂种类不受限制，燃气发生器和推力室可以使用相同的推进剂	推进剂种类不受限制	主推进剂的一种组元必须容易汽化，且分子量很小	推进剂种类不受限制

续表 2.5

特性 \ 类别	燃气发生器循环	推力室抽气循环	膨胀循环	补燃循环
推力和室压	单组元燃气发生器系统适用于低推力和低室压；双组元燃气发生器系统推力不受限制；室压高时比冲损失大，室压有不高的上限	推力不受限制，室压有不高的上限	适用于较低的推力和室压	推力不受限制，适用于高室压
比冲	低	低	较高	高
泵出口压力	约为室压的 1.5 倍	约为室压的 1.5 倍	为室压的 2～2.5 倍	为室压的 2～3.5 倍
涡轮工质温度	合理选择燃气发生器混合比或喷注冷却来满足涡轮工质温度	正确选择燃烧室的抽气部位来满足涡轮工质温度	蒸气温度低，涡轮功率较小	合理选择预燃室混合比或喷注冷却来满足涡轮工质温度

2.5.3　泵压式系统参数平衡

依据系统流量、压力和功率平衡原理，可建立发动机系统物理数学模型。根据已选定的参数，如室压、混合比、涡轮泵效率和各组件流阻系数等，通过计算得到系统各管路的流量、压力、涡轮压比和泵压头等。这些参数将成为系统和组件的初步设计参数，其最终结果则可通过优化选择得到。这里主要针对图 2.13 所示的燃气发生器循环系统建立参数平衡关系式。

1. 流量平衡

流量平衡就是使发动机流量等于推力室流量与燃气发生器流量以及其他辅助流量之和。发动机总流量可表示为氧化剂流量与燃料流量之和，即

$$q_{me} = q_{moe} + q_{mfe} \tag{2.30}$$

式中，q_{me} 为发动机总流量，q_{moe} 为发动机氧化剂流量，q_{mfe} 为发动机燃料流量。

不考虑辅助流量，发动机氧化剂和燃料流量分别为

$$\left.\begin{aligned} q_{moe} &= q_{moc} + q_{mog} = \frac{r_{mc}}{1+r_{mc}}q_{mc} + \frac{r_{mg}}{1+r_{mg}}q_{mg} \\ q_{mfe} &= q_{mfc} + q_{mfg} = \frac{1}{1+r_{mc}}q_{mc} + \frac{1}{1+r_{mg}}q_{mg} \end{aligned}\right\} \tag{2.31}$$

式中，q_{moc} 为推力室氧化剂流量，q_{mfc} 为推力室燃料流量，q_{mog} 为燃气发生器氧化剂流量，q_{mfg} 为燃气发生器燃料流量，q_{mg} 为燃气发生器总流量，r_{mc} 为燃烧室混合比，r_{mg} 为燃气发生器混合比。

推力室流量 q_{mc} 由式(2.25)确定，考虑到燃气发生器流量 q_{mg} 等于涡轮流量 q_{mt}，即

$$q_{mg} = q_{mt}$$

则式(2.31)可表示为

$$\left.\begin{aligned} q_{moe} &= \frac{r_{mc}}{1+r_{mc}}q_{mc} + \frac{r_{mg}}{1+r_{mg}}q_{mt} \\ q_{mfe} &= \frac{1}{1+r_{mc}}q_{mc} + \frac{1}{1+r_{mg}}q_{mt} \end{aligned}\right\} \tag{2.32}$$

燃气发生器流量(或涡轮流量)作为待定参数,由下面系统参数平衡确定。

2. 压力平衡

压力平衡就是使泵出口压力等于燃烧室压力与泵出口至推力室喷注器出口间各组件压降之和。泵出口压力为

$$p_{ep} = p_c + \Delta p_1 + \sum \Delta p_{ci} \tag{2.33}$$

式中,p_c 为燃烧室压力,Δp_1 为推力室头部喷注器压降,$\sum \Delta p_{ci}$ 为泵出口至喷注器前管路和阀门等压降之和。

泵入口压力通常由飞行器总体给定,需要综合考虑总体结构质量、泵汽蚀和研制难度等方面,一般在 0.2～0.5 MPa 范围内。

当泵的出口速度与入口速度相同或相近时,泵所应具有的压头可简化计算,即为泵的出口压力和入口压力差与密度的比值(单位质量推进剂的机械能的增加)。

由泵出口压力减去泵出口至涡轮入口各组件压降之和 $\sum \Delta p_{gi}$ 时,得到涡轮入口压力为

$$p_{it} = p_{ep} - \sum \Delta p_{gi} \tag{2.34}$$

利用式(2.34)分别计算氧化剂泵出口和燃料泵出口到涡轮入口各组件的压力平衡,得到的涡轮入口压力是不相等的,一般取其中较小的作为涡轮入口压力值。

3. 功率平衡

功率平衡就是使涡轮功率等于它所驱动的各泵功率与其他辅助装置功率之和。如不考虑涡轮所提供的辅助功率,则发动机功率的平衡方程为

$$q_{mt}\frac{\gamma_t}{\gamma_t-1}RT_{it}^*\left[1-\left(\frac{p_{et}}{p_{it}^*}\right)^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}}\right]\eta_t - \frac{q_{mfe}\Delta p_{pf}}{\eta_{pf}\rho_f} - \frac{q_{moe}\Delta p_{po}}{\eta_{po}\rho_o} = 0 \tag{2.35}$$

式中,γ_t 为涡轮工质的比热比;R 为涡轮工质的气体常数;T_{it}^* 为涡轮入口滞止温度;p_{it}^* 为涡轮入口滞止压力;p_{et} 为涡轮出口压力;ρ_o 和 ρ_f 分别为氧化剂和燃料密度;η_t,η_{po} 和 η_{pf} 分别为涡轮、氧化剂泵和燃料泵效率;Δp_{po} 为氧化剂泵出口与入口压力差;Δp_{pf} 为燃料泵出口与入口压力差。

将式(2.32)代入式(2.35)得到涡轮流量与推力室流量的关系式

$$\frac{q_{mt}}{q_{mc}}=\frac{\dfrac{1}{r_{mc}+1}\left(\dfrac{r_{mc}\Delta p_{po}}{\rho_o\eta_{po}}+\dfrac{\Delta p_{pf}}{\rho_f\eta_{pf}}\right)}{\dfrac{\gamma_t}{\gamma_t-1}RT_{it}^*\left[1-\left(\dfrac{p_{et}}{p_{it}^*}\right)^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}}\right]\eta_t-\dfrac{1}{r_{mg}+1}\left(\dfrac{r_{mg}\Delta p_{po}}{\rho_o\eta_{po}}+\dfrac{\Delta p_{pf}}{\rho_f\eta_{pf}}\right)} \tag{2.36}$$

式(2.36)中除涡轮流量 q_{mt} 和涡轮出口压力 p_{et} 外，其余各量均已知，将各量代入后，即可得出涡轮流量 q_{mt} 和涡轮出口压力 p_{et} 的一个关系式。要计算出 q_{mt} 和 p_{et} 还需要再建立一个二者之间的关系式，即涡轮排气管方程。

这里采取简化的方法，进行燃气从涡轮出口至排气管出口流动的计算。假设驱动涡轮的燃气经等截面排气管流出，排气管中高压气体的流动类似于液体流动，即由粘性摩擦力引起的压力变化是主要的，这时气体管路方程为

$$p_i-p_e=\xi'_g\frac{q_{mg}^2}{\bar{\rho}_g} \tag{2.37}$$

式中，p_i 为排气管路入口压力，即涡轮出口压力 p_{et}；p_e 为排气管路出口压力，取环境压力；q_{mg} 为排气管流量，即等于涡轮流量 q_{mt}；ξ'_g 为排气管路流阻系数；$\bar{\rho}_g$ 为气体平均密度。

由理想气体状态方程，气体的平均密度可表示为

$$\bar{\rho}_g=\frac{p_i+p_e}{2RT_g} \tag{2.38}$$

式中，R 为排气管路中的气体常数，即为涡轮工质气体常数；T_g 为排气管路中的气体温度，即为涡轮出口燃气温度。

将式(2.38)代入式(2.37)，得到排气管路出口压力为

$$p_e=\sqrt{p_i^2-2\xi'_gRT_gq_{mg}^2} \tag{2.39}$$

将式(2.36)和式(2.39)联立可得涡轮流量和涡轮出口压力，从而完成系统参数平衡计算。

如果开式循环涡轮排气是通过收敛管和等截面管排入推力室喷管内扩张段的低压区，或者直接排入周围大气中，且排气管中还可能安装换热器，并利用涡轮排气提供热量，那么就需建立更为复杂的排气管计算模型，并通过功率平衡得到的流量关系式(2.36)来共同确定涡轮出口压力和涡轮流量(即燃气发生器流量)。

4. 发动机比冲

开式循环系统发动机比冲为

$$I_{se}=\frac{F_{tc}+F_{te}}{q_{me}}=\frac{I_{stc}q_{mc}+I_{ste}q_{mt}}{q_{me}}=I_{stc}-\frac{q_{mt}}{q_{me}}(I_{stc}-I_{ste}) \tag{2.40}$$

式中，F_{te} 为涡轮排气产生的推力；I_{se}，I_{stc} 和 I_{ste} 分别为发动机、推力室和涡轮排气的实际比冲。

通过上述计算便获得了发动机系统和组件的主要参数。这些参数是发动机系统和组件设计的依据。

5. 设计算例

针对设计过程中的参数选择和参数平衡等计算内容，以图 2.13 所示的典型泵压式液体火箭发动机供应系统为例，利用系统动力平衡方程确定系统主要参数。

该发动机为第一级发动机，地面推力为 500 kN，推进剂为液氧/煤油，采用燃气发生器循环方式、自身启动和化学点火等。液氧和煤油分别通过氧化剂泵和燃料泵后分为两路：一路通过主阀进入燃烧室，一路通过副阀进入燃气发生器。发动机通过主、副阀分别调节推力和混合比。具体设计计算内容如下。

(1) 选择参数

根据同类发动机的研制经验、研制成果和目前的工艺水平，初步选定发动机的主要参数有：燃烧室压力、喷管出口压力、燃烧室混合比和燃气发生器混合比等。至于管路和阀门压降、燃烧室效率、喷管效率和涡轮泵效率等参数可按同类发动机或后续章节组件的设计原则初步选取，并在该发动机的研制过程中逐步完善。

发动机选取的相关参数如下：

- 液氧密度 $\rho_o = 1\ 140\ \mathrm{kg/m^3}$；
- 煤油密度 $\rho_f = 820\ \mathrm{kg/m^3}$；
- 燃烧室压力 $p_c = 8\ \mathrm{MPa}$；
- 喷管出口压力 $p_e = 0.05\ \mathrm{MPa}$；
- 燃烧室混合比 $r_{mc} = 2.715$；
- 燃气发生器混合比 $r_{mg} = 0.421$；
- 燃烧室效率 $\eta_c = 0.98$；
- 喷管效率 $\eta_n = 0.98$；
- 涡轮效率 $\eta_t = 0.605$；
- 氧化剂泵效率 $\eta_{po} = 0.746$；
- 燃料泵效率 $\eta_{pf} = 0.736$；
- 氧化剂泵出口至推力室喷注器出口之间的压降和 $\Delta p_{1o} + \sum \Delta p_{cio} = 2.98\ \mathrm{MPa}$；
- 燃料泵出口至推力室喷注器出口之间的压降和 $\Delta p_{1f} + \sum \Delta p_{cif} = 4.73\ \mathrm{MPa}$；
- 氧化剂泵出口至涡轮入口各组件压降之和 $\sum \Delta p_{gio} = 4.67\ \mathrm{MPa}$；
- 燃料剂泵出口至涡轮入口各组件压降之和 $\sum \Delta p_{gif} = 6.32\ \mathrm{MPa}$。

(2) 计算推力室流量

由热力计算得到推力室地面理论比冲 $I_{stcth} = 2\ 835.6\ \mathrm{m/s}$。

不考虑涡轮排气产生的推力，由式(2.25)得推力室流量为

$$q_{mc} = \frac{F_{tc}}{I_{stcth}\eta_c\eta_n} = \frac{500\times10^3}{2\,835.6\times0.98\times0.98}\text{kg/s} = 183.6\ \text{kg/s}$$

由推力室流量及其混合比关系式(2.31)，得推力室氧化剂流量和燃料流量为

$$\begin{cases} q_{moc} = \dfrac{r_{mc}}{1+r_{mc}}q_{mc} = \dfrac{2.715}{1+2.715}\times183.6\ \text{kg/s} = 134.2\ \text{kg/s} \\ q_{mfc} = \dfrac{1}{1+r_{mc}}q_{mc} = \dfrac{1}{1+2.715}\times183.6\ \text{kg/s} = 49.4\ \text{kg/s} \end{cases}$$

(3) 计算泵压头和涡轮入口压力

由式(2.33)得出氧化剂泵和燃料泵出口压力为

$$\begin{cases} p_{epo} = p_c + \Delta p_{1o} + \sum\Delta p_{cio} = (8+2.98)\ \text{MPa} = 10.98\ \text{MPa} \\ p_{epf} = p_c + \Delta p_{1f} + \sum\Delta p_{cif} = (8+4.73)\ \text{MPa} = 12.73\ \text{MPa} \end{cases}$$

通过优化选择，确定氧化剂泵入口压力 $p_{ipo} = 0.45$ MPa，燃料泵入口压力 $p_{ipf} = 0.31$ MPa，得到氧化剂泵和燃料泵的压头

$$\begin{cases} \Delta p_{po} = p_{epo} - p_{ipo} = (10.98-0.45)\ \text{MPa} = 10.53\ \text{MPa} \\ \Delta p_{pf} = p_{epf} - p_{ipf} = (12.73-0.31)\ \text{MPa} = 12.42\ \text{MPa} \end{cases}$$

$$\begin{cases} H_{po} = \dfrac{\Delta p_{po}}{\rho_o} = \dfrac{10.53\times10^6}{1\,140}\ \text{J/kg} = 9\,236.84\ \text{J/kg} \\ H_{pf} = \dfrac{\Delta p_{pf}}{\rho_f} = \dfrac{12.42\times10^6}{820}\ \text{J/kg} = 15\,146.34\ \text{J/kg} \end{cases}$$

由式(2.34)得到涡轮入口处的压力

$$p'_{it} = p_{epo} - \sum\Delta p_{gio} = (10.98-4.67)\ \text{MPa} = 6.31\ \text{MPa}$$

$$p''_{it} = p_{epf} - \sum\Delta p_{gif} = (12.73-6.32)\ \text{MPa} = 6.41\ \text{MPa}$$

一般取其中较小的作为涡轮入口压力值，这里取 $p_{it} = 6.31$ MPa 。

(4) 计算燃气发生器流量和涡轮出口压力

为了简化计算，由燃气发生器热力计算得到的燃气比热比和燃气热值即为涡轮工质参数，表示为 $\gamma_t = 1.2$，$RT_{it}^* = 380\,182$ J/kg。从涡轮出口至排气管出口的管路流阻系数取 $\xi'_g = 6\,234\ \text{m}^{-4}$，排气管气体 RT_g 值可取涡轮 RT_{it}^* 值。

联立式(2.36)和式(2.39)，得到关于涡轮流量 q_{mt} 和涡轮出口压力 p_{et} 的方程组

$$\begin{cases} \dfrac{q_{mt}}{q_{mtc}} = \dfrac{\dfrac{1}{r_{mc}+1}\left(\dfrac{r_{mc}\Delta p_{po}}{\rho_o\eta_{po}} + \dfrac{\Delta p_{pf}}{\rho_f\eta_{pf}}\right)}{\dfrac{\gamma_t}{\gamma_t-1}RT_{it}^*\left[1-\left(\dfrac{p_{et}}{p_{it}^*}\right)^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}}\right]\eta_t - \dfrac{1}{r_{mg}+1}\left(\dfrac{r_{mg}\Delta p_{po}}{\rho_o\eta_{po}} + \dfrac{\Delta p_{pf}}{\rho_f\eta_{pf}}\right)} \\ p_e = \sqrt{p_{et}^2 - 2\xi'_g RT_{it}^* q_{mt}^2} \end{cases}$$

取涡轮入口滞止压力 $p_{it}^{*}=p_{it}=6.31$ MPa，排气管出口压力 $p_e=0.1$ MPa，代入相关数据有

$$\begin{cases}\dfrac{q_{mt}}{183.6}=\dfrac{\dfrac{1}{2.715+1}\times\left(\dfrac{2.715\times10.53\times10^6}{1\,140\times0.746}+\dfrac{12.42\times10^6}{820\times0.736}\right)}{\dfrac{1.2}{1.2-1}\times380\,182\times\left[1-\left(\dfrac{p_{et}}{6.31\times10^6}\right)^{\frac{1.2-1}{1.2}}\right]\times0.605-\dfrac{1}{0.421+1}\times\left(\dfrac{0.421\times10.53\times10^6}{1\,140\times0.746}+\dfrac{12.42\times10^6}{820\times0.736}\right)}\\ 0.1\times10^6=\sqrt{p_{et}^2-2\times6\,234\times380\,182\times q_{mt}^2}\end{cases}$$

通过方程组求解，得到涡轮流量 $q_{mt}=5.4$ kg/s，涡轮出口压力 $p_{et}=0.385$ MPa。

由式(2.31)得燃气发生器氧化剂流量和燃料流量为

$$\begin{cases}q_{mog}=\dfrac{r_{mg}}{1+r_{mg}}q_{mg}=\dfrac{0.421}{1+0.421}\times5.4\ \text{kg/s}=1.6\ \text{kg/s}\\ q_{mfg}=\dfrac{1}{1+r_{mg}}q_{mg}=\dfrac{1}{1+0.421}\times5.4\ \text{kg/s}=3.8\ \text{kg/s}\end{cases}$$

由式(2.30)和式(2.31)可知，发动机总质量流量可表示为推力室质量流量与燃气发生器质量流量之和，即

$$q_{me}=q_{mc}+q_{mg}=(183.6+5.4)\ \text{kg/s}=189\ \text{kg/s}$$

(5) 计算发动机比冲

忽略涡轮排气管产生的比冲，则由式(2.40)可求出发动机地面比冲为

$$I_{se}=I_{stc}q_{mc}/q_{me}=I_{stcth}\eta_c\eta_n q_{mc}/q_{me}=(2\,835.6\times0.98\times0.98\times183.6/189)\text{m/s}=2\,645.5\ \text{m/s}$$

通过上述计算，初步得到所设计发动机的系统和组件参数如表 2.6 所列。这些参数是发动机系统和组件设计的依据，后续内容将以这些参数为基础，开展该算例发动机推力室和涡轮泵组件的设计。

表 2.6 初步设计选定的发动机参数

参数名称	参数值	参数名称	参数值	参数名称	参数值
地面推力	500 kN	燃气发生器氧化剂流量	1.6 kg/s	氧化剂泵出口压力	10.98 MPa
发动机地面比冲	2 645.5 m/s	燃气发生器燃料流量	3.8 kg/s	燃料泵出口压力	12.73 MPa
推力室氧化剂流量	134.2 kg/s	燃气发生器压力	6.31 MPa	涡轮流量	5.4 kg/s
推力室燃料流量	49.4 kg/s	燃气发生器混合比	0.421	涡轮入口压力	6.31 MPa
燃烧室压力	8 MPa	氧化剂泵流量	135.8 kg/s	涡轮出口压力	0.385 MPa
燃烧室混合比	2.715	燃料泵流量	53.2 kg/s		

2.5.4　泵压式系统贮箱增压压力的确定

1. 保证泵不发生汽蚀

在发动机的整个工作过程中，为了保证泵不发生汽蚀，要求泵进口的液体压力必须始终大于该处的饱和蒸气压。推进剂流量越大，泵的转速越高，泵的进口压力就应越大。贮箱增压压力的计算为

$$p_{tk} = p_i + \sum \Delta p_i - p_h \tag{2.41}$$

式中，p_i 为泵入口压力，$\sum \Delta p_i$ 为贮箱出口到泵入口的全部压降之和。

假如在泵的汽蚀计算中确定了泵进口的最小压力，那么就要按液柱压力最小值来计算贮箱的增压压力。因此，泵的进口压力要求越高，贮箱的增压压力就越高，这样涡轮泵的结构质量可以减小，但是贮箱质量大大增加。通常这种情况下需要加预压泵，但预压泵也要有一定的进口压力要求，使之不发生汽蚀。

2. 保证贮箱不破坏

飞行器在飞行过程中，由于轴向存在很大的惯性载荷，将使贮箱因承受很大的轴向压力而可能失稳。但贮箱增压压力所产生的轴向拉力可平衡此轴向压力，然而增压压力在静止时对贮箱产生拉应力，有可能引起贮箱结构破坏。

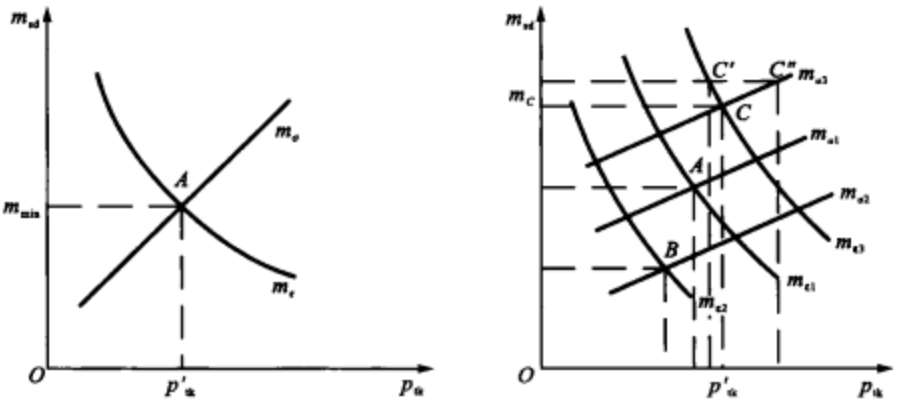
如图 2.20(a)所示，当箱体受压时，按失稳条件进行设计，则内压越大，箱壁的厚度可越小，结构质量也越小，如曲线 m_c；但从强度条件来看，箱内增压压力越大，则壁厚也越大，结构质量也增加，如曲线 m_σ。上述两条曲线相交于 A 点，在该点所对应的增压压力作用下，贮箱的失稳破坏与强度破坏可能同时发生。如果压力大于此点压力，则从强度破坏所得的结构质量大于由失稳条件所确定的结构质量；反之，则情况相反。因此，从材料利用的观点看，选取 A 点最有利，这时对应的结构质量最小。

在飞行器实际飞行过程中，外载荷是随时间不断变化的，因此可以得出许多组相交的曲线，如图 2.20(b)所示。通常选择一个最有利的贮箱结构质量和增压压力，来保证贮箱既满足其强度条件，又满足其不失稳条件。

3. 考虑对增压系统的影响

贮箱增压压力的增大，会引起除贮箱外的气体供应系统质量的增加，对于气瓶贮气增压系统，主要包括气瓶质量和贮气量的增加。

综上所述，贮箱增压压力的提高将使贮箱及气路系统的质量增加，但却使涡轮泵系统的质



(a) 单一外载荷条件下　　(b) 多种外载荷条件下

图 2.20　贮箱增压压力与其结构质量的关系

量减小。因此，增压压力的选择应根据以上组件的总质量为最小来确定，然后检验推进系统是否满足工作要求，以做适当的调整。但有时增压压力的选择应首先满足涡轮泵进口压力的要求，然后再根据质量因素做适当的修正。

2.6　液体火箭发动机控制系统

随着航天技术的发展，产生了更加严格的任务要求和与此相关的新型号开发，这就使得在液体火箭推进系统研制过程中更加注重控制系统的分析、设计和实施。为了获得所要求的性能和满足苛刻的条件，需要发展现代控制方法以对经典控制方法进行补充。人工智能技术及专家系统的产生和发展，极大地扩展了控制和状态监测系统设计的方法。特别是现代微处理器的快速收集、处理和分析大量数据的能力，也为实现更加复杂的控制和监测系统提供了必要的保证。

应用计算机来控制液体火箭发动机内部工作的过程，包括对启动准备的检测、点火、启动、额定工况和关机等各个阶段的控制，并已在美国的 SSME 等发动机上得到成功应用。

图 2.21 为 SSME 发动机控制系统示意图，这种计算机控制器能通过各种阀门和调节器对发动机的推力、混合比以及工作程序实施控制和调节。该控制器与 68 个测量温度、压力、转速、流量和加速度等的传感器，5 个液压作动的推进剂控制阀门和作动器，及火花塞点火器、开/关阀门和控制电磁线圈等连接在一起，构成整个发动机测试、监视、控制和自动调节的一整套独立系统。

由此可见，发动机控制系统的主要任务有：

① 将飞行器控制系统与发动机控制系统联系起来；

② 控制发动机的启动和关机程序；

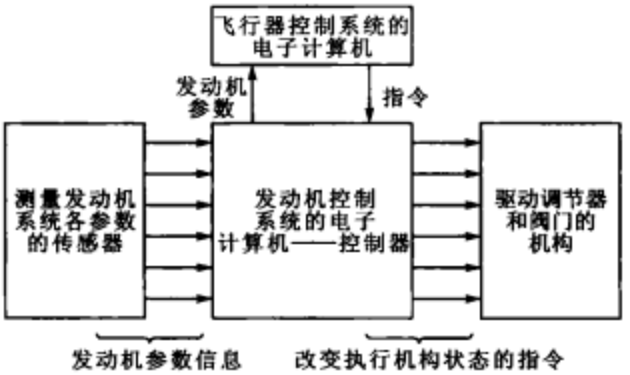


图 2.21　SSME 发动机控制系统示意图

③ 控制发动机各工况条件下的推力和混合比；

④ 控制贮箱增压系统的工作状况；

⑤ 控制推力矢量系统的工作状况；

⑥ 测控整个发动机系统的工作状况。

这里主要介绍发动机基本控制系统中的几种主要控制系统，并在发动机控制系统工作过程中，给出发动机主要参数的控制方法、调节方案以及与此相关的调整计算。

2.6.1　基本控制系统

液体火箭发动机的基本控制系统包括：发动机启动和关机控制系统、发动机主级控制系统、发动机增压控制系统和发动机推力控制系统等。大多数液体火箭发动机都包括这些基本控制系统的某几种或者全部。

1. 启动和关机控制

发动机从非工作状态过渡到主级工作状态的过程称为启动过程，发动机由主级工作状态过渡到非工作状态的过程称为关机过程。实现这些过程的程序称为发动机的工作程序。

启动程序控制使发动机系统安全地从发出启动信号到达主级工作状态。典型的程序包括：系统的预处理，即吹除和预冷；启动能源的应用，如用固体燃气发生器的涡轮启动器、气体增压启动气瓶等；燃烧室推进剂的供入和点火。

一个可靠的发动机启动程序，可以通过监测启动瞬变过程中发动机工作的每一步，由计算机进行控制和维护。如推进剂阀门的工作程序决定氧化剂或燃料的超前进入，这通常取决于推进剂种类、燃烧室的点火方式和冷却方法。在发动机启动的瞬变过程中，可以通过阀门和调节器的控制，制订适当的涡轮供应系统和燃烧室供应系统的工作程序，避免涡轮和燃烧室出现温度峰值。早期的发动机采用定时信号或者压力梯形程序，即在发动机启动过程中，由推进剂

的压力增高来控制阀门的工作程序。

无论是正常工作，还是发生紧急情况，发动机都需要迅速而又安全地关机。关机控制不仅要保证后效冲量最小和可重复性好，而且还要提高系统操作的可靠性。关机程序通常包括：切断副系统燃气发生器的动力，切断燃烧室的推进剂供应，以及在热试车后的安全防护工作，如吹除和清洗等。一般通过调整推进剂阀门的关闭程序，使燃烧室在富燃的情况下关机，这可以防止具有破坏性的温度峰值，并使发动机推力平滑而迅速地终止。典型的发动机启动和关机程序控制如图 2.22 所示。

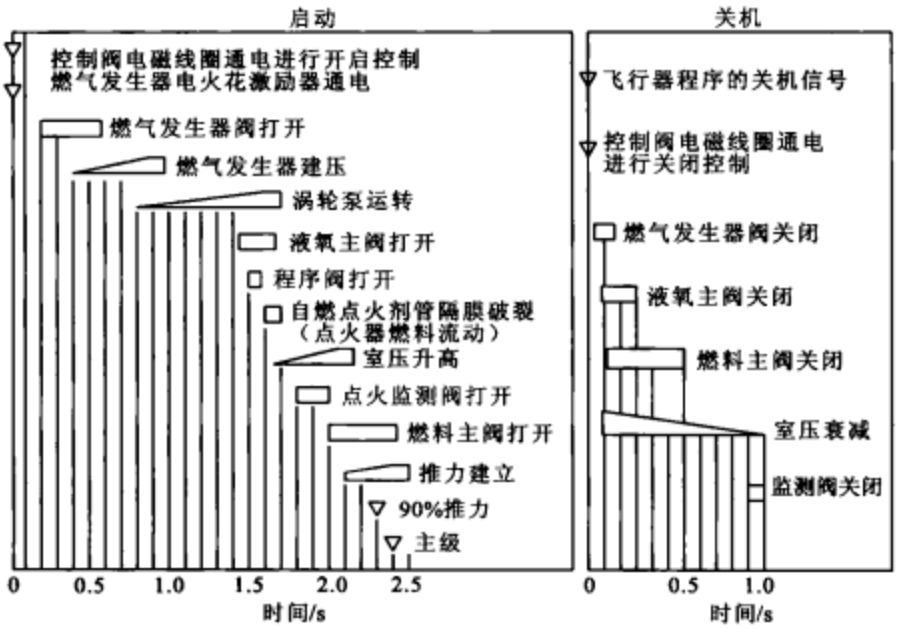


图 2.22 典型的发动机启动和关机程序控制

2. 发动机主级控制

主级控制可将发动机工况保持在给定的水平上，或者按给定的程序进行相应的控制和调节，涉及压力、流量、混合比及推进剂利用等方面。

在发动机主级工作期间，除了检测到故障而自动关机之外，都将由飞行器提供飞行期间的关机信号，并直接输入发动机关机控制系统。对于下面级，为了使推进剂能得到充分利用，经常在推进剂贮箱设置一个低液位传感器进行控制，当推进剂液位降至传感器的敏感部位时，传感器即发出关机信号。对于上面几级，主要的是达到精确的关机速度，由一个积分加速度计或等效装置发出关机信号。

3. 推进剂贮箱的增压控制

大多数推进剂贮箱系统采用闭环增压控制。对这些控制系统的设计必须考虑以下几点：

① 在飞行器以及发动机的所有工作阶段，包括发动机主级的稳态工作、启动或转级瞬变过程等，以及在发动机启动之间的滑行期间，要求贮箱压力保持在允许的范围内；

② 具备有效的安全装置，如卸压（安全）阀，以防止推进剂贮箱的超压和破裂；

③ 与其他分系统的控制应具有相容性，如推进剂利用控制系统和推力控制系统。

2.6.2　推力控制系统

推力控制系统通常分为两类：开环控制系统和闭环控制系统。

无参数反馈的控制系统称为开环控制系统。最简单的例子就是在发动机管路中安装节流圈或汽蚀管，实现对推力的控制和调节。通常节流圈和汽蚀管的尺寸由调整计算结果给出。这种控制系统结构简单、工作可靠、质量小；但只限于额定工况的调节，而不能实现变工况调节，且调节精度较差。

有参数反馈的控制系统称为闭环控制系统。这种系统通常包括敏感元件、计算控制装置和调节器。敏感元件的功用是把被调参数测量出来。计算控制装置的功用是给出一种固定的或按某种规律变化的信号，并与敏感元件提供的信号比较，得出误差信号。调节器的功用是根据误差信号，对被调参数进行修正。有时需要伺服作动器来驱动调节器动作，伺服作动器实际上是一个放大机构。闭环控制系统能够消除各类干扰因素对推力的影响，调节精度高，但结构复杂。

发动机推力控制包括推力大小和方向的控制。控制推力大小的目的是达到预定的推力程序、加速程序和所要求的关机速度，以及分级启动和分级关机等。以航天飞机主发动机为例，其推力大小可以在额定推力的 50%～109%范围内进行控制。而推力方向的控制，也称推力矢量控制，目的是对飞行器施加控制力矩，以保证飞行器按预定的弹道飞行，并按需要做机动飞行以及保证在飞行中的稳定性。

1. 推力大小的控制

对于固定推力的发动机，通常给定推力的大小及其许用偏差，如±3%；对于变推力发动机，则在推力变化范围内规定一个偏差带。对于固定推力的发动机，在各分系统中采用简单的节流圈校准而不借助于闭环系统，用最少的校准试车就能保证这个许用偏差。然而，对于精度和可重复性要求较高的飞行器，如地面启动的单级运载火箭或多级系统的上面几级，需要采用推力调节器或控制器。推力调节器实际上是燃烧室压力调节器，因为在高空中，对于给定的发动机和混合比，推力仅是燃烧室压力的函数。对于地面启动的发动机同样如此，因为推力和燃烧室压力之间的关系作为飞行高度的一个函数，是可以相当精确地预测的。

通过燃烧室压力分步或连续变化这两种基本途径进行推力大小的控制，其具体实现的方

法如下。

(1) 控制燃气发生器推进剂流量

对于泵压式供应系统，通过调节燃气发生器的推进剂流量或热燃气流量来控制涡轮功率，以实现对推力大小的控制。

图 2.23 为采用双组元燃气发生器循环的发动机系统，推力调节器为普通的压力调节器，安装在富燃燃气发生器的氧化剂管路中，氧化剂流量在这种情况下最小，调节效果也最好。在燃气发生器的燃料供应管路中安装一个压力调节器，用以调节混合比。推力调节器可保持燃气发生器的氧化剂入口压力为定值，并可按控制系统的指令对其进行相应的改变，从而可调节进入燃气发生器的氧化剂流量。混合比调节器可保持燃气发生器的燃料入口压力为给定值，或随氧化剂入口压力的改变而改变，从而可调节燃料流量，保证燃气发生器的组元混合比处于给定的范围。

这是一种控制推力大小的闭环控制系统，其调节方案很可靠，可在大范围内调节推力，并在实际应用中得到了验证。

(2) 控制主推进剂流量

在推力室的氧化剂与燃料管路入口处分别装有氧化剂与燃料的流量调节器，如图 2.24 所示。这两个调节器在保持组元流量不变的同时，也保证了推力和混合比处于给定的范围。

当在飞行过程中需要改变发动机推力或混合比时，这两种调节器会从闭环控制系统得到相应的调节信号。因此，通过系统中两个流量调节器的协调工作，既可起到推力调节器的作用，又可起到混合比调节器的作用。

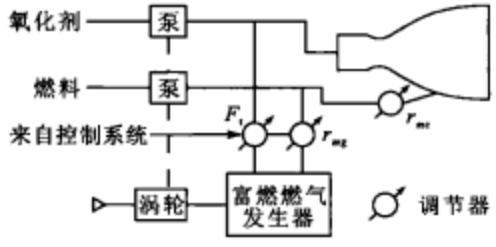


图 2.23 通过调节燃气发生器组元流量来调节推力

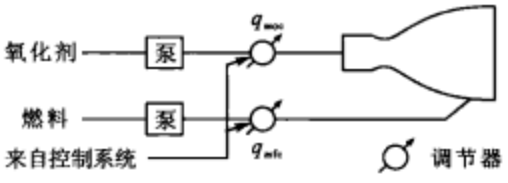


图 2.24 通过调节推力室组元流量来调节推力

(3) 对推力室进行调节

对推力室进行调节的方法有：改变头部喷嘴的数量或面积，改变喷管喉部面积，改变喷管出口面积，改变喷射及喉部面积组合，改变喷射、喷管喉部及喷管出口面积三者组合等。

采用能改变孔径的喷嘴来改变头部喷射面积，还可以采用分组喷嘴，即用几个阀门控制，通过打开阀门数量的不同，来改变喷嘴面积。改变喷管喉部面积的办法就是在喉部安装一个调节锥，通过它的前后移动来改变喉部面积。也可采用可调喷管的办法来改变喷管出口面积。

(4) 对贮箱增压压力进行调节

挤压式供应系统通常采用调整贮箱增压压力的方法，即调节减压器出口压力，来保证所要

求的发动机推力大小。

此外，在多台并联发动机系统中，可以通过关闭或启动分系统中的一台或几台发动机来实现推力的分步改变；还可以控制各发动机的工作程序，通过节流某些推力室的流量，来实现发动机总推力的控制。

2. 推力矢量的控制

为了在飞行中对飞行器进行控制，应相对于飞行器的质量中心建立三种力矩：偏航力矩、俯仰力矩和滚动力矩。可以采用各种方法产生这些力矩，方法的选择取决于所需力矩的大小，当然也与发动机系统和结构方案有关。

(1) 单推力室发动机

1)燃气舵

在发动机喷口周围均布四个燃气舵，通过控制燃气舵倾角来产生附加的燃气侧向力。这种控制方法简单方便；但推力损失较大，高温高速燃气对舵面有冲刷、烧蚀和熔化等作用，造成舵型面变化，使操纵力矩变化，目前已不采用。

2)辅助射流

把主燃烧室的燃气、涡轮废气或压缩空气供应到辅助喷管，以产生所需的控制力。具体方案如图 2.25 所示。

主推力室不动，推力矢量控制用四个摇摆的喷管实现，如图 2.25(a)所示。喷管的工质为涡轮出口的燃气，此方案易于保证获得所有的三种力矩。但由于控制喷管产生的推力不大，故这种方案只能用于运载火箭的上面级和各种航天器中。

如果要求如图 2.25(a)所示的控制系统有很大的力矩，例如需控制运载火箭第一级的飞行，则应该用姿控推力室取代摇摆喷管，姿控推力室用主推进剂工作，可从主泵后面抽取。姿控推力室随特制的安装轴摆动，当摆角达 45°时，可产生相当大的控制力矩。

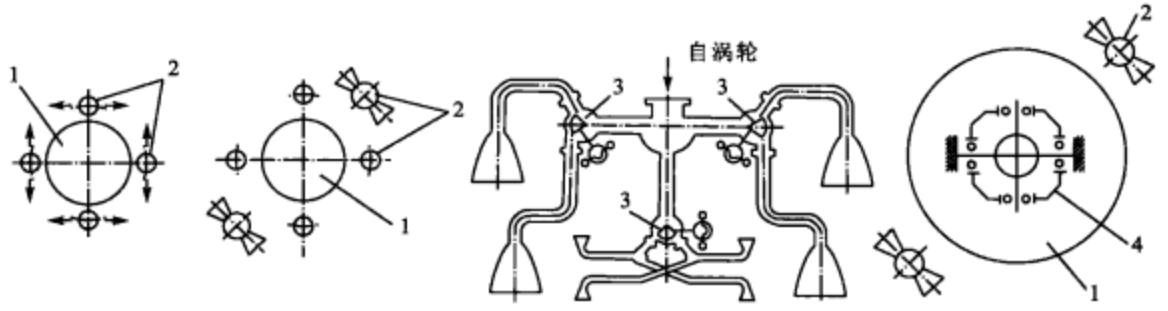
主推力室不动，推力矢量控制用八个不动的小喷管实现。用涡轮出口的燃气作为喷管的工质，如图 2.25(b)、(c)所示。采用分配各个喷管燃气流量的方法，可产生所需要的控制力矩。这种方案只适用于运载火箭的上面级和航天器中。

3)摆动推力室或喷管

摆动推力室或喷管能提供较大的控制力，推力损失较小；但大推力发动机推力室惯性大，摆动时会产生集中载荷，造成发动机机架结构复杂和质量大。摆动喷管虽然操纵力可小些，但燃烧室与喷管之间的密封很难解决，故在液体火箭发动机中很少应用。

如图 2.25(d)所示，主推力室头部上端装有万向常平座。这种推力室可在互相垂直的两个平面内摇摆，因而可保证提供两种较大的控制力矩，即偏航和俯仰力矩。控制滚动所需的力矩比上述两种力矩小得多，故采用 2～4 个小喷管就足够了，小喷管也使用涡轮出口的燃气作为工质。由于两个主要的控制力矩由主推力室的推力产生，因此这种方案完全适用于运载火

箭的第一级。



(a) 四个摇摆喷嘴　(b) 八个不动喷嘴　(c) 可调配各喷嘴燃气流量　(d) 主推力室装有万向常平座

1—主推力室；2—姿控喷管；3—调配阀门；4—万向常平座

图 2.25　单推力室发动机产生控制力矩示意图

4)二次喷射喷入推力室

这种方法是利用斜激波来改变推力方向。在喷管扩散段侧壁的垂直方向上通常有均布小孔，从燃烧室中引出一部分高压燃气，经阀门和小孔喷入喷管内，在超声速气流中产生斜激波，使主气流方向发生偏转，从而使推力方向也发生偏转，来达到对推力方向的控制。这种方案的优点是系统质量小，但所用的阀门很难制造。

(2) 多推力室发动机

在多推力室发动机共同工作的条件下，可以利用各推力室的摆动来获得推力方向的控制，如图 2.26 所示。

喷管数	俯仰力矩	偏航力矩	滚动力矩
4			
3			
2			

图 2.26　多推力室发动机产生控制力矩示意图

对于两推力室发动机，要求每台发动机都能在两个平面内摆动，这样就可得到俯仰、偏航和滚动三种控制力矩。当推力室较大时，摆动机构与操纵机构的质量也较大。

对于三推力室发动机，每台发动机只须在一个平面内摆动，就可达到俯仰、偏航和滚动三种控制力矩。故摆动机构与操纵机构的质量较两推力室发动机方案减小。

对于四推力室发动机，每台发动机只须在一个平面内摆动，就可达到俯仰、偏航和滚动三种控制力矩。这种方案比上述任何一种都使系统结构简单，因此，应用较为广泛。

2.6.3　推进剂混合比和推进剂利用控制

在发动机的实际工作过程中，由于存在各种干扰因素，使得发动机的混合比发生偏离，而这种偏离会引起比冲的下降。对于用燃气发生器产生的燃气作为涡轮工质的系统，燃气发生器混合比的偏离会影响涡轮工作的可靠性。此外由于混合比的偏离，不能保证推进剂两组元在关机时同时耗尽，故严重影响飞行器的性能。因此，为了获得发动机的最佳性能，并充分利用推进剂，就必须进行混合比控制。

1. 混合比开环控制

混合比控制的最简单形式是在推进剂主管路中设置一些尺寸适当的节流圈或汽蚀管。节流圈可使混合比偏差控制在设计值的±(3%～5%)范围内，汽蚀管可使混合比偏差控制在设计值的±(2%～3%)范围内。

在飞行期间，影响发动机混合比的其他因素，如由于受热和加速度的影响而引起的推进剂密度的变化，它们对混合比的影响可以通过计算求得。在许多飞行任务中，可通过以下步骤进一步完善混合比开环控制，将整个飞行期间的混合比偏差减小到可以接受的量级，以满足充分利用推进剂的要求。

(1) 精确确定贮箱内的推进剂混合比

将待发射的飞行器置于称重台上，可称出实际加注的推进剂量。在低温推进剂和非低温推进剂组合使用的系统中，首先加注和称重非低温组元，随后加注和称重低温组元，并通过补充加注管路来保持液位。在贮箱加注期间，根据现场温度和环境大气压力来确定两种推进剂组元的质量。这种方法精度高，但需要大型的称重设备。

还可以采用高精度的流量计或通过贮箱顶部的液位指示器来确定加注混合比，这种方法设备简单，但精度较低。

(2) 采用可调整节流面积的节流圈

在两种推进剂组元或其中一种组元的管路中，尽可能在飞行器发射前，根据贮箱内加注的推进剂质量和温度，对节流圈的孔径进行手动或远距离地面控制调整，这种方法通常适用于非低温推进剂。

对于发动机工作与最后校准结果很接近的系统，这种混合比开环控制相当精确，接近于闭环系统控制的精度。因此，用开环控制方法可以获得相当精确的预定混合比并达到推进剂利用的要求。

总之，混合比开环控制系统结构简单；但控制精度较低，不能消除某些干扰因素的影响，如飞行轴向加速度的影响等。通常混合比开环控制系统用于运载火箭的助推发动机。

2. 混合比闭环控制

在某些飞行任务情况下，例如在速度增量较大的上面级，或者经长时间滑行后再启动的发动机，由于混合比偏差对运载能力影响大，故应采用闭环控制系统。在闭环系统中，由一个反馈系统控制混合比，并与指令或基准的混合比比较，保证指令信号与发动机工作时的混合比之间的偏差最小。

图 2.27 为发动机推进剂混合比闭环控制回路，由流量传感器、计算机、伺服作动器和氧化剂流量调节器等组成。在控制回路中，流量传感器能不断测出推进剂流量，将信号传到控制推进剂利用的计算机中，与指令混合比比较，给出误差信号。误差信号通过伺服作动器放大，驱动氧化剂流量调节器开大或关小，从而调节混合比。

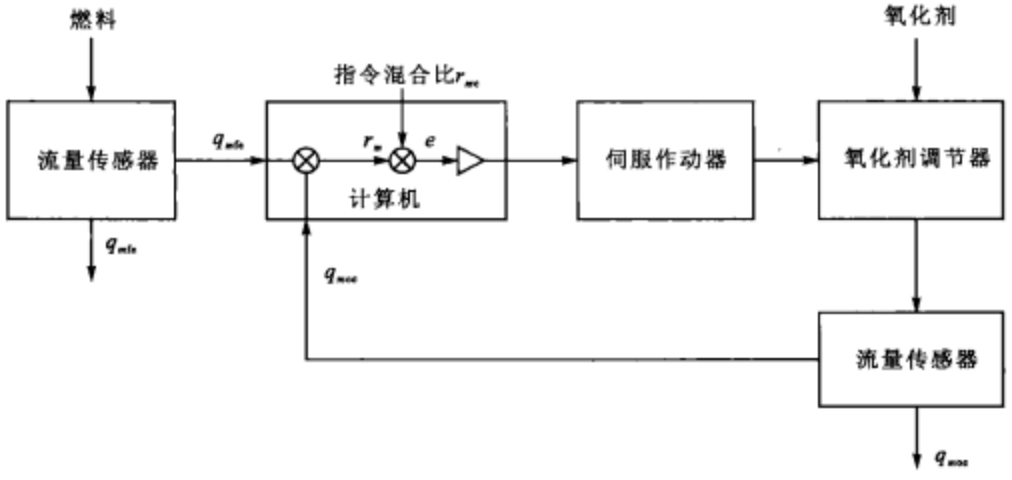


图 2.27 发动机推进剂混合比闭环控制系统

在该系统中，如果指令混合比信号是常量，则是固定混合比调节；如果指令混合比信号按照某一规律变化，则是变混合比调节。由于推力室供应管路的氧化剂流量大，所以必须采用伺服作动器来驱动调节器。如果混合比的调节范围不是很大，则可通过调节旁通管流量来实现混合比调节，旁通管进口与液路的高压区相连，出口与液路的低压区相连，在旁通管中安装调节器，这样就不需要伺服作动器了。

上述基于推进剂流量测量的控制系统，基本上是对混合比的控制，而不是直接测量贮箱中

的剩余推进剂质量。为了实现真正意义的“推进剂利用”，就必须采用飞行器贮箱液位传感器这种附加的控制组件，即采用推进剂利用控制系统。

发动机的推进剂利用控制系统如图 2.28 所示。该系统对贮箱内的剩余推进剂质量进行连续监测，求出两种推进剂组元的总质量，并与控制计算机中的推进剂控制参考值比较，将检测到的任何误差用来修正如图 2.27 所示的指令混合比，并输入到混合比控制计算机中。这种方法将混合比控制与推进剂利用控制分开来，从而防止二者之间的相互干扰。

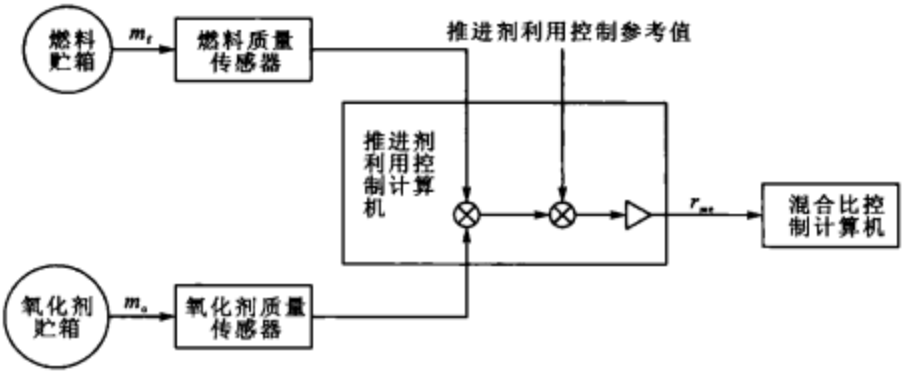


图 2.28　发动机的推进剂利用控制系统

混合比闭环控制和推进剂利用控制系统，不仅可以精确保持固定的混合比，还可以对飞行期间的混合比进行程序控制。这种控制既可以是连续的，也可以是阶梯式的。但必须考虑到，其平均混合比应等于贮箱内加注推进剂的混合比，以保证推进剂同时耗尽。有时根据需要，可以通过编制一个混合比的控制程序，使在飞行的早期多消耗较重的推进剂组元，然后再多消耗较轻的组元，使被加速的飞行器质量减小得更快。同样，也可以编制一个混合比的控制程序，使在弹道较陡的阶段提供较大的推力，在具有重力的情况下提供较好的推质比，并带来较大的速度增量。

3. 设计影响因素

在开环控制系统及某些闭环控制系统中，要达到或保持所要求的混合比精度，在很大程度上受到下列因素的影响，如测试仪表的精度、节流圈的加工偏差、调节器的工作精度、飞行期间的加速度以及温度影响推进剂密度和管路流体阻力等。因此，在设计推进剂利用闭环控制系统时以及在剩余推进剂质量最小的混合比控制范围内，必须首先考虑这些因素。

2.6.4　挤压式系统的调整

每台液体火箭发动机，由于设计计算和加工工艺的误差，使得各组件的实际工作特性不能

满足设计性能的要求，从而使发动机的主要性能参数（推力、混合比）不能恰好等于设计值。因此，为使发动机的性能参数保持在规定的范围内，就必须在试车的基础上对发动机的推力和混合比进行调整。

发动机推力的调节实际上是燃烧室压力的调节，燃烧室压力的调节又是通过流量调节实现的。发动机的调整计算就是通过对其流量和燃烧室压力的调整，来达到调整推力与混合比的目的。挤压式发动机性能调整的基本方法是利用系统参数平衡，即利用各组件流量和压力的关系，达到发动机内流量和压力的平衡。

1. 管路特性

挤压式系统的管路特性，是指推进剂管路系统的压力损失与系统中推进剂组元流量之间的函数关系。从贮箱出口到推力室的全部压力损失之和可用方程描述为

$$\sum \Delta p_i = \sum k_i q_V^2 \tag{2.42}$$

式中，$\sum k_i$ 为与管路尺寸、流阻系数和推进剂密度有关的系数，q_V 为体积流量。

当系统确定之后，式(2.42) 中的 $\sum k_i$ 可以通过试验精确地测出，即为常数，于是可得到该挤压式系统的管路特性。

2. 发动机混合比的调整

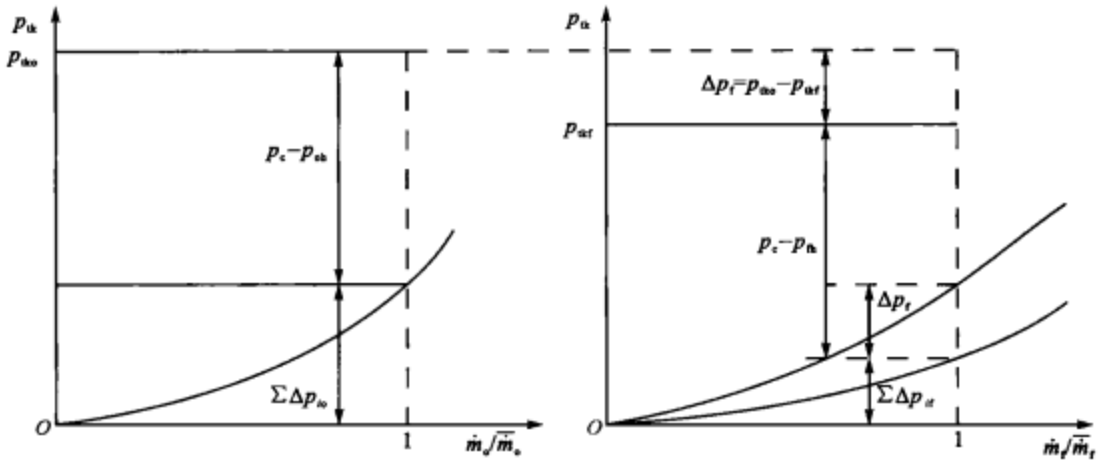
在实际工作过程中，发动机氧化剂的管路特性与燃料的管路特性是不相同的，为了分别得到氧化剂和燃料管路的额定流量，由式(2.29)可知，氧化剂贮箱和燃料贮箱的增压压力是不相同的。若高压气体能通过两个减压器给两个贮箱增压，则可以简单地调整减压器的出口压力，使贮箱的增压压力都能满足推进剂的额定流量要求。但通常是高压气体通过一个减压器给两个贮箱增压，两个推进剂贮箱的增压压力是相同的，而管路特性却不会恰好满足额定流量的要求，为此可采用下面两种方法。

(1) 液路安装节流圈

为了使用同一个减压器后的气体挤压两贮箱中的推进剂组元，一般只能取较大的增压压力为共同的挤压压力。这时较低增压压力的推进剂组元的实际流量超过了额定值，因此必须在其管路上安装一个节流圈，以增加该管路的压降，从而保证该推进剂组元的额定流量。由于这种推进剂组元的贮箱增压压力提高了，因此贮箱质量也增加了，但这种方法简单、准确，工作可靠，因而还是经常使用。

氧化剂和燃料贮箱增压压力与推进剂组元流量相对额定流量变化量的调整特性曲线如图 2.29 所示。为使系统在额定流量下工作，氧化剂贮箱所需的增压压力 p_{tko}（见图 2.29(a)）大于燃料贮箱的增压压力 p_{tkf}（见图 2.29(b)）。因此，取氧化剂贮箱的增压压力为共同的挤压压力，而在燃料管路上安装一个节流圈，其压降为 $\Delta p_f = p_{tko} - p_{tkf}$。通过增加燃料管路压降

来改变其管路的特性，从而保证燃料组元满足额定流量的要求。



(a) 氧化剂贮箱及其管路　　(b) 燃料贮箱及其管路

图 2.29　管路调整特性曲线

(2) 增压气路安装节流组件

对于需要较低增压压力的推进剂系统，可在增压气路中安装节流组件。贮箱可按较低的增压压力设计，从而减小了质量，但要求有卸压阀门，且其性能要比贮箱的一般安全阀门好。当增压压力的误差较大时，还会消耗一部分增压气体，且结构较复杂，可靠性较差，因而较少采用。

3. 发动机推力的调整

通常采用调整贮箱增压压力的方法，即调节减压器的出口压力，来保证所要求的发动机推力大小。具体的调整是：首先保证要求较高贮箱增压压力的推进剂系统的管路特性，然后再按混合比调整方法，在需要较低贮箱增压压力的另一推进剂管路上安装节流圈。

2.6.5　泵压式系统的调整

泵压式系统的调整也是利用系统参数平衡，即利用各组件的流量、压力和功率的关系，达到发动机内的流量和压力的平衡，同时还必须保持涡轮和泵的功率平衡。这种流量、压力和功率三者的平衡，构成了泵压式发动机性能调整的三个基本准则。

泵压式系统的管路特性，是指泵后推进剂管路系统的压力损失与系统中推进剂组元流量之间的函数关系，其描述方程如式(2.42)所示。

1. 发动机混合比的调整

对于双组元燃气发生器循环发动机，氧化剂管路和燃料管路的流量与压力分别达到平衡，

满足设计要求。这时，所进行的调整计算就是在氧化剂泵、燃料泵与涡轮同轴配置，并以额定转速旋转的情况下，如何通过调整泵后节流圈孔径或汽蚀文氏管参数，来调节进入推力室的推进剂组元流量，从而保证发动机的混合比为设计值。具体步骤如下。

已知条件：氧化剂泵和燃料泵各有一条转速为 n'_p 的压头特性曲线，氧化剂和燃料主系统的管路特性，氧化剂泵和燃料泵的额定体积流量 q_{Voe} 和 q_{Vfe}，燃烧室压力 p_c，氧化剂泵和燃料泵的进口压力 p_{ipo} 和 p_{ipf}。

(1) 计算氧化剂泵和燃料泵压头

在额定状态下，两泵所应具有的压头简化为

$$\left.\begin{aligned} H_{po} &= \frac{p_{epo} - p_{ipo}}{\rho_o} \\ H_{pf} &= \frac{p_{epf} - p_{ipf}}{\rho_f} \end{aligned}\right\} \tag{2.43}$$

式中，p_{epo} 和 p_{epf} 分别为氧化剂泵和燃料泵的出口压力，其值等于泵后至推力室各组件压降与燃烧室压力之和。

(2) 确定相似工作点

如图 2.30 所示，将氧化剂泵和燃料泵的压头特性曲线和管路特性曲线画在同一坐标图上，并给出两泵的额定工作点 B。根据几何相似泵的相似准则，得到不同转速下氧化剂泵和燃料泵相似工况曲线的关系式

$$\left.\begin{aligned} H_o &= k_o q_{Vo}^2 \\ H_f &= k_f q_{Vf}^2 \end{aligned}\right\} \tag{2.44}$$

式中，k_o 和 k_f 为比例系数，可由泵的额定流量和压头求出。

过额定点 B，利用式(2.44)作两泵的相似工况曲线，该曲线与泵的转速为 n'_p 的压头特性曲线相交于 A 点，则其体积流量分别为 q_{VoA} 和 q_{VfA}，如图 2.30(a)、(b)所示。

(3) 确定涡轮泵的额定转速

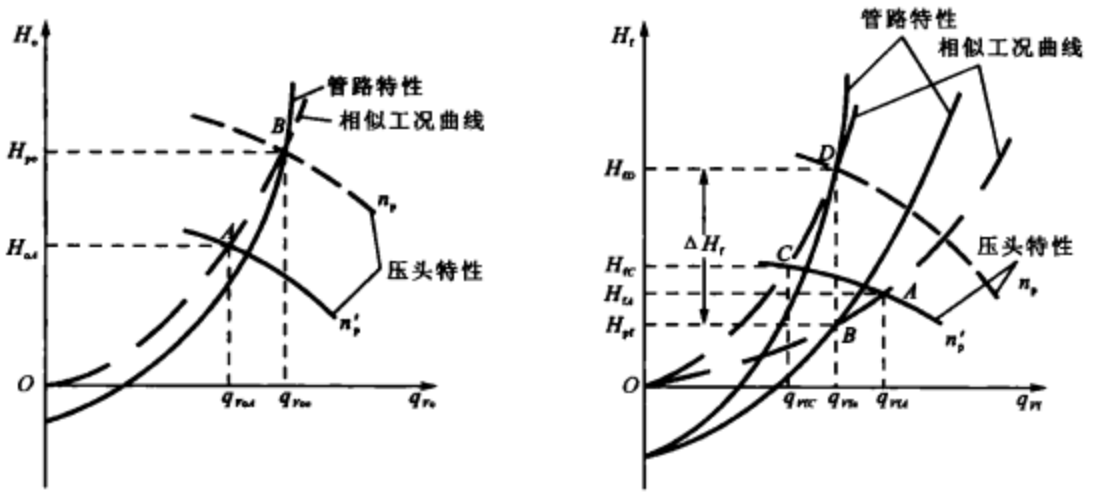
根据泵的相似准则，利用氧化剂泵和燃料泵额定工作点 B 与相似工作点 A 的参数关系，得到两泵过额定工况点 B 的转速为

$$\left.\begin{aligned} n_{po} &= \frac{q_{Voe}}{q_{VoA}} n'_p \\ n_{pf} &= \frac{q_{Vfe}}{q_{VfA}} n'_p \end{aligned}\right\} \tag{2.45}$$

由于 $n_{po} \neq n_{pf}$，如图 2.30 所示，$n_{po} > n_{pf}$，且氧化剂泵和燃料泵与涡轮是同轴配置，所以应选取式(2.45)中较高的转速值作为涡轮泵的额定转速。这样，对于要求较低转速的泵，由于涡轮泵的额定转速高于其需要值，故在额定流量时该泵的压头将大于根据式(2.43)计算得到的额定压头 H_{pf}，因此必须在该泵后管路中加节流圈，并把该泵(图 2.30 为燃料泵)称为节流泵。

(4) 确定节流泵的实际压头

燃料泵为节流泵，在涡轮泵的额定转速 $n_p = n_{po}$ 下，节流泵的额定工作点变为 D，如图 2.30(b)



(a) 氧化剂泵及其管路　　(b) 燃料泵及其管路

图 2.30　泵和管路调整特性曲线

所示。满足额定流量的压头 H_{fD} 可分以下两步求出：

第一步，确定相似工作点。

过额定工作点 D，假设按照式(2.44)作节流泵的相似工况曲线，并设该曲线与泵的已知压头特性曲线(转速为 n_p')相交于 C 点。由相似准则得 $q_{VfC}=\frac{n_p'}{n_p}q_{Vfe}$，则可求出该点的压头 H_{fC}，如图 2.30(b)所示。

第二步，确定节流泵的压头。

在涡轮泵额定转速 n_p 下，根据额定工作点 D 与相似工作点 C 的参数关系，来确定节流泵满足额定流量的压头 H_{fD}，即

$$H_{fD}=\left(\frac{n_p}{n_p'}\right)^2 H_{fC} \tag{2.46}$$

(5) 设计节流圈

在节流泵后管路上设置节流圈，使其在额定流量时压降为

$$\Delta p=(H_{fD}-H_{pf})\rho_f \tag{2.47}$$

根据节流圈压降，可通过理论计算并经液流试验得到节流圈的孔径。这样，在节流泵后管路系统中安装一个相应孔径的节流圈，当涡轮泵以额定转速工作时，氧化剂泵和燃料泵都能得到额定流量，从而使发动机的混合比保持为所需的额定值。

2. 发动机推力的调整

利用燃气发生器产生涡轮工质的泵压式发动机系统，其推力的调整是通过改变副系统的

管路特性来实现的。调整副系统的推进剂流量，同时保持副系统组元混合比不变，使副系统燃气发生器的压力和流量发生变化，从而使涡轮功率变化，因而改变主系统推进剂的流量，同时保持主系统推进剂的组元混合比，以达到调整推力的目的。具体的办法是在副系统中根据需要加不同尺寸的节流圈或汽蚀文氏管。

这里主要给出了单一工况下发动机混合比和推力的调整计算，仅涉及选择固定节流面积的节流圈。利用这些方法，结合上述系统参数平衡模型，可开展多工况、可调节泵压式系统的调整计算。

综上所述，无论对于安装固定流通面积的节流圈和汽蚀文氏管的调节系统，还是对于安装各种调节器的调节系统，两者都需要进行调整计算。前者计算的目的是确定节流圈和汽蚀管的几何尺寸，后者计算的目的是使调节器保持在能够正常工作的范围内。

2.7 火箭发动机主要参数的优化

优化设计就是根据优化原理，利用优化方法，选择系统参数的最佳值，其数学描述如下。

确定目标函数 $f(x)$，找出影响目标函数的设计变量 $x(x_1,x_2,\cdots,x_n)$ 和约束方程

$$g_i(x) \geqslant 0, \quad i=1,2,\cdots,m \tag{2.48}$$

在约束方程允许的范围内，寻找一组设计变量使目标函数最大或最小，这组设计变量即为最佳设计参数。

2.7.1 设计变量

在设计过程中进行选择，并最终必须确定的各项独立参数，称为设计变量。在选择过程中它们是变量，但这些变量确定后，则设计对象也就完全确定了。优化设计正是研究怎样合理地优选这些设计变量值的一种现代设计方法。在这些参数中，凡是可以根据设计要求事先给定的，就不是设计变量，而是设计常量；只有那些需要在设计过程中优选的参数，才可以看成是优化设计过程中的设计变量。

确定设计变量的原则如下：

① 设计变量应相互独立；

② 设计变量应选择对目标函数影响较大的变量，而且它们对目标函数有着矛盾的影响，这样目标函数将有明显的极值存在；

③ 设计变量应尽量采用具有物理意义的无量纲量，这样不仅便于计算，更主要的是对于同类型的工程问题具有通用性。

在满足设计要求的条件下，应从分析各设计变量的主次和减小变量的数目出发，使优化设计问题简化。在发动机初步设计阶段，可将燃烧室压力 p_c、混合比 r_m 和喷管扩张比 ε_e 作为设计变量，这三个性能参数与发动机性能直接相关。

2.7.2　目标函数

目标函数是各设计变量的函数，即

$$f(x) = f(x_1, x_2, \cdots, x_n) \tag{2.49}$$

优化设计的任务就是找出目标函数的最优值（最大或最小）以及与此相应的一组设计变量值，即相应的最优点为极大值点或极小值点。

在《发动机设计任务书》中常常规定某些技术指标尽可能大或尽可能小，例如要求发动机比冲尽可能大，结构质量尽可能小，有效载荷尽可能大，关机时飞行器的飞行速度最大等，将这些要求达到的技术指标作为设计目标。

在一个优化设计问题中，可以只有一个目标函数，这种问题称为单目标函数的优化问题。当在同一设计中需要提出多个目标函数时，这种问题就称为多目标函数的优化问题。在一般的优化设计中，多目标函数的情况较多。目标函数越多，设计效果越好，但问题的求解也越复杂。

将各个设计目标函数 $f_1(x), f_2(x), \cdots, f_q(x)$ 依其数量级和在整体设计中的重要程度，相应地给出一组加权因子 $\omega_1, \omega_2, \cdots, \omega_q$，建立一个综合的目标函数表达式

$$f(x) = \sum_{i=1}^{q} \omega_i f_i(x) \tag{2.50}$$

式中，$\sum_{i=1}^{q} \omega_i = 1, \omega_i \geqslant 0 (i = 1, 2, \cdots, q)$。

作为一个实例，这里用齐奥尔科夫斯基公式来讨论发动机的方案和参数对火箭运载能力的影响。

由式(2.3)有

$$w = I_{se} \cdot \ln \frac{m_p + m_{sd} + m_{ef}}{m_{sd} + m_{ef}} = I_{se} \cdot \ln\left(1 + \frac{V_p \cdot \rho_p}{m_{sd} + m_{ef}}\right) \tag{2.51}$$

考虑到

$$m_{sd} = m_{tk} + m_e + m_{oth}$$

式中，m_{tk} 为贮箱及增压系统的质量；m_e 为发动机质量；m_{oth} 为发动机关机时除 m_{tk}，m_e 和 m_{ef} 以外的运载火箭的质量。

将上式代入式(2.51)，经变换后得

$$m_{ef} = \frac{V_p \cdot \rho_p}{\exp\left(\frac{w}{I_{se}}\right) - 1} - m_{tk} - m_e - m_{oth} \tag{2.52}$$

开式循环系统发动机的比冲按式(2.40)计算，考虑燃气在涡轮中的能量损失，闭式循环发动机的比冲为

$$I_{se} = I_{stc} \cdot \eta_s = I_{stc} \cdot \left(1 - \frac{N_t}{\eta_t \cdot q_{mc} \cdot w_e \cdot I_{stc}}\right) \tag{2.53}$$

式中，η_s 为发动机系统循环效率，N_t 为涡轮功率，w_e 为燃气不对涡轮作功直接排入推力室时的推力室排气速度。

发动机推进剂的折合密度为

$$\rho_p = \frac{\rho_o \rho_f (1 + r_m)}{\rho_o + r_m \rho_f} \tag{2.54}$$

式中，ρ_o 和 ρ_f 分别为氧化剂和燃料的密度。

对于燃气发生器循环，发动机混合比和推力室混合比是不同的。燃气发生器循环的发动机混合比可表示为

$$r_m = \frac{r_{mc} \cdot \left[1 + \frac{r_{mg} \cdot (r_{mc} + 1)}{r_{mc} \cdot (r_{mg} + 1)} \cdot \frac{q_{mt}}{q_{mc}}\right]}{1 + \frac{r_{mc} + 1}{r_{mg} + 1} \cdot \frac{q_{mt}}{q_{mc}}} \tag{2.55}$$

粗略计算时，可把有效载荷质量 m_{ef} 作为目标函数。在比较不同推进剂、不同系统方案和不同参数的发动机时，假定参数 V_p，w 和 m_{oth} 不变，算出 m_{ef}，得到有效载荷质量为最大的一组发动机参数作为最佳参数。如对于闭式循环发动机，在初步优化设计时，可利用式(2.52)～式(2.54)计算。在进行发动机精确设计计算时，应该采用弹道计算模型。

2.7.3 约束条件

优化设计时需要给定设计变量的变化范围，可以参考相关文献中各类发动机的研制情况，并通过系统仿真得到其相应的取值范围。

约束方程的建立涉及传热、强度、热力学与气体动力学的知识，这里只介绍一些概念。

喷管出口处的最大内径常受箭体直径的限制，因此喷管扩张比 ε_e 的约束方程为

$$\varepsilon_e \leqslant \varepsilon_{e\,max} \tag{2.56}$$

式中，$\varepsilon_{e\,max}$ 为根据箭体允许的喷管出口内径算出的最大喷管扩张比。

从推力室传热考虑，推力室内壁燃气边的最高温度 T_{wg} 不允许超过内壁材料所允许的温度 $[T_{wg}]$；对于冷却剂，还要限制推力室内壁冷却剂边的温度 T_{wl}，使其不超过冷却剂的限制温度 $[T_{wl}]$，如用煤油作冷却剂时，其限制温度为煤油的结焦温度；由于工艺的原因，冷却通道高度 h 不能过小，即不能小于允许高度 $[h]$。因此推力室的冷却约束方程为

$$\begin{cases} T_{wg} \leqslant [T_{wg}] \\ T_{wl} \leqslant [T_{wl}] \\ h \geqslant [h] \end{cases} \tag{2.57}$$

从结构强度考虑，对推力室内壁的厚度有一定要求，而泵后压力也受到强度的限制，因此约束方程为

$$\begin{cases}\delta_w \geqslant [\delta_w] \\ p_{ep} \leqslant [p_{ep}]\end{cases} \tag{2.58}$$

式中，δ_w 和 $[\delta_w]$ 分别为推力室内壁厚度及其允许值，p_{ep} 和 $[p_{ep}]$ 分别为泵出口压力及其允许值。

对于开式循环系统，涡轮排气管直径 d 受总体布局的限制，而且要求发动机在低空工作时排气管的出口流速 w_{ete} 大于或等于声速，因此涡轮排气管的约束方程为

$$\begin{cases}d \leqslant d_{max} \\ w_{ete} \geqslant c\end{cases} \tag{2.59}$$

式中，d_{max} 为排气管直径的最大允许值，c 为声速。

以上只是一些基本的约束条件。实际上对于每一台具体的发动机，在优化设计过程中还有许多种类的约束条件。

2.7.4　优化方法

对于最优化问题，设计变量、目标函数和约束条件的种类繁多：有的是连续的，有的是离散的；有的是单峰值的，有的是多峰值的；有的是线性的，有的是非线性的。当前，求最优解或近似最优解的数值算法有很多，按照对目标函数的处理方式，可大致分为间接法和直接法两大类。间接法是求解过程中要计算目标函数的导数的算法。直接法是只需要计算目标函数值的算法。常用的间接法主要有最速下降法、牛顿法、罚函数法和可行方向法等。直接法主要有插值法、单纯形法、模式搜索法和群智能优化算法等。

液体火箭发动机的优化设计过程往往是一个多目标、多学科的复杂寻优过程。对于考虑几方面最优的设计问题，通常采用的多目标优化方法有加权法、约束法、目标规划法和多目标进化算法等。对于多学科的复杂设计优化问题，通常会采用多学科设计优化的相关技术，包括多学科设计优化方法和近似模型法等。多学科设计优化方法是将复杂系统分解为多个子系统并协调子系统间耦合的方法，通常又可分为单级（如多学科可行法、单学科可行法等）和多级（如协同优化方法、两级集成系统综合优化方法等）多学科设计优化方法。在优化过程中使用近似模型替代高精度的数值仿真模型是一种有效的技术手段，常用的近似模型包括响应面模型、Kriging 模型、人工神经网络和支持向量机模型等。

在具体的发动机优化设计过程中，通常是上述几种方法的结合，其过程是相当复杂和烦琐的。有关优化方法的详细介绍可参考相关资料。

2.7.5　优化过程

以运载火箭发动机为例来讨论液体火箭发动机的优化过程。根据给定的原始数据，选择发动机的设计变量，设置约束条件，以弹道计算结果为目标函数，选择优化计算方法，进行优化

计算，图 2.31 为优化过程的分析模型结构简图。

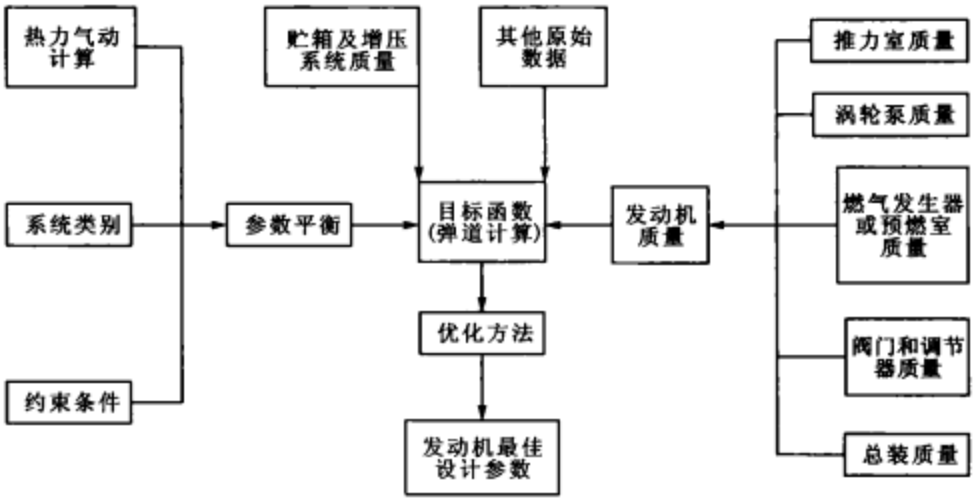


图 2.31 发动机参数优化模型

复习思考题

2－1 液体火箭发动机的总体设计任务是什么？

2－2 飞行器总体对发动机的要求有哪些？

2－3 什么是液体火箭发动机系统？

2－4 液体火箭发动机系统设计的任务是什么？

2－5 试叙述液体火箭发动机系统设计的主要内容。

2－6 推进剂供应系统方案有哪些？

2－7 挤压式系统的分类有哪些？

2－8 泵压式系统动力循环方式有哪几种？

2－9 发动机的供应系统如何选择？考虑的主要因素是什么？

2－10 发动机的主要参数如何选择？考虑的主要问题是什么？

2－11 挤压式系统的选择原则是什么？

2－12 挤压式系统设计的计算内容有哪些？

2－13 如何进行挤压物质的计算？

2－14 挤压式系统的贮箱增压压力如何确定？

2－15 泵压式系统的设计要求有哪些？

2－16 如何进行燃气发生器系统动力平衡计算？

2－17　泵压式系统的贮箱增压压力如何确定？

2－18　液体火箭发动机控制系统的主要任务是什么？

2－19　液体火箭发动机的基本控制系统有哪些？

2－20　试叙述液体火箭发动机推力大小控制的目的和方法。

2－21　试叙述液体火箭发动机推力矢量控制的目的和方法。

2－22　简述发动机推进剂混合比控制的目的和方法。

2－23　简述推进剂利用控制的目的和方法。

2－24　发动机主要性能参数调整的作用是什么？

2－25　如何进行挤压式系统性能参数的调整计算？

2－26　如何进行泵压式系统性能参数的调整计算？

2－27　什么是优化设计？

2－28　简述发动机的优化设计过程。

习　题

2－1　试计算某挤压式系统氧化剂贮箱的挤压物质量和挤压气体进入贮箱前的温度。已知条件：

- 氧化剂：四氧化二氮；
- 挤压物质：氮气；
- 贮箱容积（忽略推进剂剩余容积）：3.4 m^3；
- 贮箱平均截面积：2 m^2；
- 贮箱压力：1.1 MPa；
- 推进剂温度：288 K；
- 一次工作时间：500 s；
- 气液分界面传热系数：40 J/(s·m^2·K)；
- 关机时贮箱内挤压气体温度（贮箱壁无传热）：388 K。

四氧化二氮在上述压力下的参数为：

- 沸点：356 K；
- 汽化潜热：4.14×10^5 J/kg；
- 液体质量定压热容：1 758 J/(kg·K)；
- 蒸气质量定压热容：754 J/(kg·K)；
- 压缩系数：0.95；
- 氮气质量定压热容：5 234 J/(kg·K)。

2－2　某挤压式发动机氧化剂供应系统，在贮箱增压压力作用下，推进剂沿管路流经电爆

阀和电磁阀后进入推力室，忽略推进剂液柱压力。试根据氧化剂管路的参数确定贮箱增压压力。已知：

- 氧化剂：N_2O_4；
- 密度：1458 kg/m³；
- 动力粘度：0.423×10^{-3} Pa·s；
- 发动机真空推力：2 500 N；
- 真空比冲：2 940 m/s；
- 燃烧室压力：0.8 MPa；
- 混合比：1.65；
- 电爆阀和电磁阀压降之和：0.7 MPa；
- 氧化剂贮箱出口至发动机电磁阀管路长度和直径：2 m，10 mm。

2-3 某泵压式发动机燃料供应系统，推进剂在贮箱增压压力作用下经启动阀进入泵，增压后推进剂经调节阀和节流圈进入推力室。试进行燃料管路的设计计算和贮箱增压压力的确定。已知：

- 燃料：煤油；
- 密度：820 kg/m³；
- 流量：18 kg/s；
- 泵前推进剂流速：10 m/s；
- 泵前管路长：5 m；
- 泵前启动阀流阻系数：0.3；
- 贮箱出口流阻系数：0.5；
- 燃料贮箱中液位高度：4 m；
- 泵入口压力：0.2 MPa；
- 泵后推进剂流速：12 m/s；
- 泵后管路长：2 m；
- 泵后调节阀和节流圈压降之和：1.8 MPa；
- 燃烧室压力：10 MPa；
- 喷注器压降：0.8 MPa；
- 冷却套压降：3 MPa。

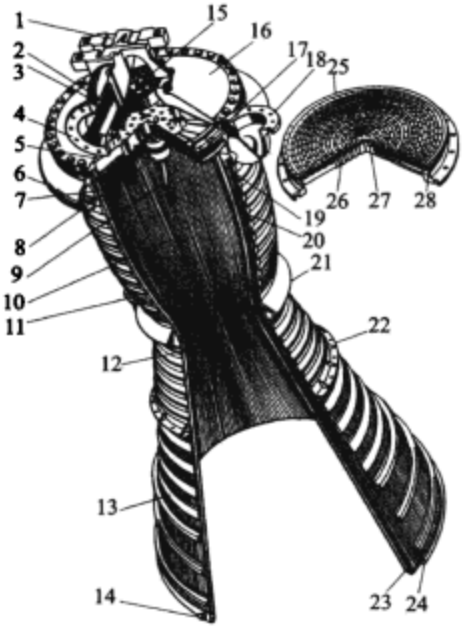
第3章　液体火箭发动机推力室设计

3.1　概　述

推力室产生液体火箭发动机的全部或大部分推力，是液体火箭发动机的重要组件。液体火箭发动机的种类很多，在动力循环方式、推力量级、工作时间及工作方式上也有很大的不同，所对应的推力室结构也有比较明显的区别。本章主要介绍中等推力和大推力发动机的推力室结构与设计方法。

3.1.1　液体火箭发动机推力室的组成

如图3.1所示，液体火箭发动机推力室主要由头部、燃烧室和喷管组成。也可以将液体火



1—常平架框；2—液氧入口；3—测压接管嘴；4—法兰；5—头部；6—煤油入口集液器；7—密封圈；8—火药点火器；9—电导线；10—燃烧室；11—伺服作动器连接点(下支点)；12—推力室喉部；13—加强箍；14—泄液塞；15—整流板；16—头部上底；17—启动燃料入口；18—法兰；19—主燃料入口；20—管束式冷却通道；21—喉部加强箍；22—隔热屏安装法兰；23—喷管出口；24—燃料集液腔；25—喷注面板；26—液氧入口；27—启动燃料入口；28—主燃料入口

图3.1　RZ—2液体火箭发动机推力室

箭发动机推力室分为两部分，即推力室头部和身部，身部由燃烧室圆筒段和喷管组成。

推力室还包括其他一些部件，例如，用于非自燃推进剂的点火装置、推力室固定部件、推力传递装置和推进剂入口分配部件（燃气导管、冷却剂入口集液器等）。

3.1.2 推力室的工作过程

液体火箭发动机推力室产生推力的过程如下：推进剂经过推力室头部的喷注器进入燃烧室，通过化学反应将推进剂的化学能转变为热能，产生高温高压燃气，燃气在喷管中膨胀，将热能转化为动能，以很高的速度从喷管出口排出，产生反作用力（即发动机推力）。概括地说，推力室中的工作过程可以分为燃烧室内的物理-化学转化过程和喷管内的流动过程。

1. 燃烧室内的物理-化学转化过程

在液体火箭发动机中，使推进剂的化学能转变成热能的基本过程是燃烧过程。燃烧过程十分复杂，参与反应的推进剂的物理状态大部分是气态，有小部分也可能是液态，燃烧产物的成分也很复杂。燃烧过程不是简单地在静止情况下进行，而是在具有一定速度的气体流动的情况下进行。不仅如此，推力室内的燃烧过程与推进剂的输送过程、混气形成过程及点燃过程密切相关。燃烧过程通常会伴有偶然的压力波动或有规律的压力振荡，在一些情况下会出现不稳定燃烧，严重时可烧毁推力室。

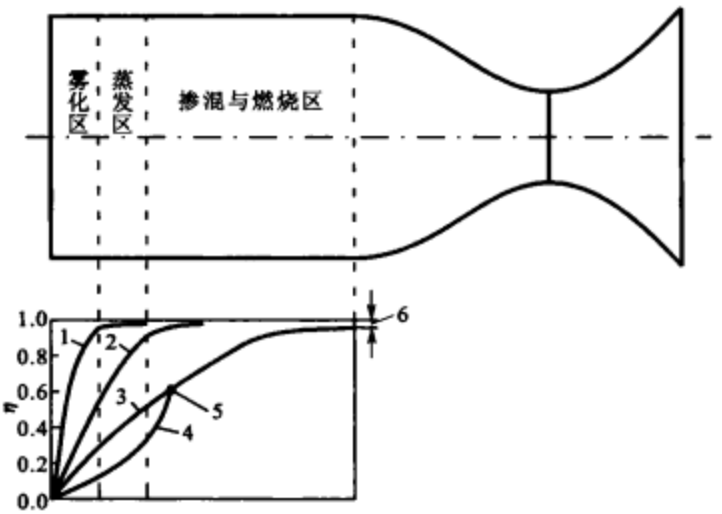
推进剂转化为燃烧产物的过程是逐步进行的，可以用转化曲线近似表示（见图 3.2）。对于双组元液体推进剂来说，物理-化学转化过程主要包括氧化剂和燃料的雾化、蒸发、混合和燃烧过程，由喷嘴进入燃烧室的推进剂组元形成许多不同尺寸的液滴，在高温燃气的作用下，液滴群被加热而蒸发，汽化后的燃料与氧化剂混合并进行燃烧反应。如果氧化剂和燃料可以自燃，那么燃烧反应在液相组元混合时就能开始。

在补燃循环发动机（包括气/液补燃方式或者气/气补燃方式）中，如果进入燃烧室的是富氧或者富燃燃气，那么就不存在雾化和蒸发的过程。

从推进剂喷入燃烧室开始，到完全转化为燃烧产物为止需要一定的时间，这一段时间间隔称为转化时间（也称为燃烧时滞）。

2. 喷管内的流动过程

液体火箭发动机喷管的主要功能是将燃气的热能转化为动能。燃烧室内产生的燃气进入喷管后，速度逐渐增加，在喉部达到声速，然后在喷管扩张段达到超声速，从喷管出口高速喷出。火箭发动机喷管通常为收敛-扩张的拉瓦尔型喷管，即喷管截面面积首先由燃烧室截面面积减小到喉部截面面积，然后逐渐增加到喷管出口截面面积。相应地，可以将喷管内的流动区域划分为亚声速区、跨声速区和超声速区。



1—雾化过程；2—蒸发过程；3—掺混过程；4—燃烧过程；5—动力燃烧与扩散燃烧分界点；6—不完全燃烧

注：η 表示推进剂雾化、蒸发、混合或燃烧过程的完成程度。

图 3.2　燃烧室工作过程示意图

随着喷管内燃气速度的增加，压力逐渐降低，如果不考虑外界环境压力的影响，则燃气在喷管出口截面上的压力最小。喷管出口截面的燃气压力会随着发动机工况的变化而变化。同时，随着飞行高度的变化，外界环境压力 p_a 也会发生变化。根据喷管出口截面的燃气压力 p_e 与外界环境压力 p_a 之间的关系，喷管可处于三种工况：欠膨胀工况（$p_e > p_a$），计算工况（$p_e = p_a$）和过膨胀工况（$p_e < p_a$）。对于飞行器的一级发动机，喷管可能会首先工作在过膨胀工况，然后随着外界环境压力 p_a 的降低，达到计算工况，最后进入欠膨胀工况。而上面级发动机，由于外界环境压力很低，一般情况下，喷管都工作在欠膨胀工况。

喷管内的实际流动过程与理想流动过程之间具有明显差异，存在摩擦、非平衡流动、非绝热过程（冷却损失）、多相流动和喷管出口截面燃气的非轴向流动等损失，喷管的实际比冲低于理论值。

3. 推力室的工作条件与载荷

作用在推力室身部上的压力主要是推力室内的燃气压力和冷却通道中的冷却剂压力。燃气压力沿推力室长度有显著的变化。燃气在燃烧室内的压力最高，进入喷管后，燃气压力逐渐降低，在喉部截面处大约是燃烧室压力的一半，而在喷管出口截面约为 0.001～0.1 MPa。大推力液体火箭发动机推力室身部通常采用再生冷却，冷却通道中的冷却剂压力通常都高于燃烧室压力，且压力沿推力室长度是变化的。最大的压差一般位于喷管出口端安装入口集液器的截面上，最小的压差则位于推力室身部与头部连接处。

在工作状态下，推力室构件还受到燃气高温的作用，在燃烧室末端燃气温度最高，然后沿

喷管出口方向逐渐减小。推力室内壁与燃气接触，由于内冷却和再生冷却的作用，内壁温度比燃气温度低得多。尽管如此，内壁温度还是相当高，特别是在喷管临界截面区域，因而大大降低了内壁材料的机械性能。同时由于内外壁温度不同，给室壁带来附加应力，燃气的腐蚀和燃气流动的冲刷作用就更难以估计。另外，从推力室构造本身来看，为了减小结构质量和提高再生冷却效果，要求室壁越薄越好，壁薄则热阻小，室壁的温度就低，这样材料的机械性能可以降低得少一些，但室壁太薄对满足强度和刚度要求造成很大困难。

液体火箭发动机推力室具有不同的工作状态，在分析结构强度时，应重点考虑液压试验状态、稳定工作状态及启动和关机状态。推力室构件所承受的机械载荷与热力载荷间的比例、它们的大小以及特性都随工作状态而变化。

根据作用在推力室上的载荷随时间变化的情况，可将载荷分为静载荷、准静载荷和动载荷。

① 静载荷实际上与时间无关，它是发动机稳定工作状态下的载荷，例如，在稳定的主级工作状态下和在液压试验状态下的载荷。

② 准静载荷随时间而变。然而对结构设计而言，重要的不是这些载荷随时间的变化速度，而是其大小。因此，在每一小段的时间间隔内，可以把这些载荷看成是静载荷。

③ 对于动载荷，载荷的强度及其随时间的变化速率都是重要的，例如，速变载荷（如水击和热冲击）和周期性载荷（如燃烧室燃气压力在其平均值附近的脉动）。动载荷可以在启动和关机过程中产生，也可以在发动机稳定工作状态中产生。

在不同工作状态下推力室载荷的特点是：

① 在液压试验工作状态下，液压试验是为了检验推力室各分段和推力室整体的生产工艺质量。液压试验的特点是推力室头部和身部零件都没有被加热，而且沿冷却通道长度的液体压力处处相等且不随时间变化，即推力室只受静载荷的作用。

② 稳定工作状态的特点是在推力室的构件上作用着机械载荷（燃气压力、工作液体压力、推力）及由温度引起的较大的热力载荷。

③ 启动状态的一个特点是燃烧室内的燃气压力和冷却通道内的液体压力随时间增加，其变化的特性取决于启动系统与启动方案。另一个特点是热冲击，在这种情况下，接触热燃气的推力室构件的温度在短时间内急剧增加。

④ 关机状态的特点是燃烧室内的压力快速降低至外界环境压力，与热燃气接触的推力室构件处于高温状态，冷却通道内仍有液体存在。

目前在发动机设计中，大都采用内、外壁相连和平底（内底、中底）方案。对于这样的推力室结构，受力最为严重的构件为：

① 在推力室身部结构中是内、外壁相互连接的推力室身部壳体，相邻连接处之间的内壁构件，内、外壁的连接处，燃烧室固定件，以及集液器及其入口导管。

② 在头部结构中是喷注器底盘、外底和燃气导管。

3.1.3　液体火箭发动机推力室的设计内容

液体火箭发动机推力室的设计主要包括以下内容：

① 根据所要求的海平面或真空推力和比冲，推进剂混合比，以及推力室的最大外廓尺寸和结构质量限制等，选择燃烧室压力和喷管出口压力。

② 根据热力气动计算结果，给出推力室的地面或真空理论比冲、理论质量流量、喉部面积和喷管扩张比等。

③ 根据典型推力室的性能数据，选择燃烧室效率和喷管效率，确定推力室的实际地面或真空比冲、实际流量和喉部面积等。

④ 根据选择的燃烧室特征长度、流量密度和收缩比，确定燃烧室直径和长度，根据喷管扩张比，设计喷管型面。

⑤ 进行喷注器、燃烧室和喷管的具体结构设计，其中包括再生冷却剂的选择，结构材料的选用，加工方法和检验方法的确定。

⑥ 根据推力室的初步结构方案，进行传热、流阻损失和强度等各项计算。

⑦ 绘制推力室图纸，编写生产和试验技术文件以及设计和计算说明书，根据发动机的研制进度要求，制定推力室及其零组件的试验大纲等。

一种新型推力室的研制是在已有推力室的性能指标不能满足新的飞行任务需要时而提出的，因此一种新型的推力室设计应具有突出的特点和先进之处。

推力室的强度计算包括以下内容：

① 总承载能力计算。总承载能力指推力室在高温下，室的内、外壁共同承受载荷的能力，它表征推力室的总体安全程度。

② 局部挠度计算。局部挠度指内壁受力后（包括温度应力）的变形大小。因为局部挠度过大，就会严重影响室壁的正常冷却以致烧毁。计算局部挠度就是保证冷却通道间隙处在允许范围之内。

③ 连接强度计算。必须保证连接点有足够的强度，因为焊点脱开或破裂都会使内壁产生很大的变形，对内壁的冷却造成不利影响。

④ 局部强度计算。是计算连接点附近的材料是否会因弯曲变形而破坏。计算局部强度就是保证室壁在连接点附近不发生断裂现象。

⑤ 稳定性计算。在内、外壁不连接或者连接点很少的情况下，内壁由于冷却剂压力作用而产生非常大的变形，严重破坏正常冷却状态。稳定性计算就是检验室的内壁是否有足够大的刚度。

⑥ 动力稳定性计算。计算室壁在工作状态下，是否会由于燃烧室压力的振动而造成室壁共振。这种低频共振会使室壁产生很大的振幅以致使内壁失去稳定，所以应当使推力室的自

振频率尽量避开燃烧室压力的振动频率范围。

⑦ 推力室头部计算。计算头部的强度和刚度，使头部喷嘴不因头部底板变形而破坏密封性，使头部顶盖有足够强度。

一般情况下，以上各项强度计算内容都是需要进行的。在连接比较稠密的推力室可以不必计算稳定性。在连接非常稀疏或内、外壁不连接的室壁可以不进行总承载能力的计算，而只计算内壁强度。

推力室的强度计算通常是校核计算。首先根据推力室的型面设计和冷却计算来给出结构（几何尺寸、力和温度载荷的分布及所选用的材料），然后进行强度校核，给出结构强度的评价。当结构不能满足强度计算的要求时，要合理地改变结构参数。

3.2 推力室型面设计

型面设计是对推力室轮廓进行初步设计，包括燃烧室型面设计和喷管型面设计两部分。

3.2.1 燃烧室型面设计

对燃烧室型面设计提出的要求如下：

① 选择合理的燃烧室形状和尺寸，解决减小燃烧室容积与提高燃烧效率的矛盾；

② 组织可靠的燃烧室内、外冷却，防止内壁烧蚀；

③ 减小燃气的压力损失；

④ 结构简单，质量小，工作可靠。

燃烧室型面的设计过程也就是选择燃烧室形状和尺寸的过程，并在尽可能小的燃烧室容积内保证较高的燃烧效率（燃烧完全程度）。影响燃烧完全程度的主要因素有：

① 推进剂雾化和混合气形成的质量。它取决于喷嘴的形式、喷嘴在推力室头部的位置、推力室头部的形状及燃烧室的形状。推进剂雾化和混合气形成的质量越差，燃烧完全所需的时间也越长，对燃烧效率会产生不利影响。

② 可用于燃烧的化学反应历程的时间。它取决于燃气在燃烧室中的流速、燃烧室压力和燃烧室容积等。

③ 推进剂的物理、化学性质。例如，作为低温推进剂的氢和氧，由于容易汽化和化学反应过程简单，所以相对于其他推进剂更容易获得高的燃烧效率。

1. 燃气停留时间

燃气停留时间 τ_c 是燃烧室容积内燃烧产物的质量与通过燃烧室的推进剂流量的比值。为保证高的燃烧完全程度所必需的燃气停留时间取决于所选择的喷注器方案、推进剂的物理

和化学性质、燃烧室内工作过程的参数及燃烧室尺寸。由于不同发动机的燃烧室压力、推进剂种类和喷注器类型之间的差别很大，所以燃气停留时间也有很大的变化范围，大致为 0.001～0.008 s，有的文献中给出的燃气停留时间更大一些，为 0.002～0.040 s。

燃烧室内燃气停留时间的计算公式为

$$\tau_c = \frac{\rho_g V_c}{q_{mc}} \tag{3.1}$$

式中，V_c 为燃烧室容积，ρ_g 为燃气平均密度，q_{mc} 为推力室的推进剂流量(燃气流量)。

在燃烧室工作参数不变的情况下，可以认为燃气密度为常数，燃烧室内燃气停留时间主要取决于燃烧室容积。

燃烧室容积可以通过选取燃气停留时间来计算。选择的燃气停留时间越长，燃烧室容积越大，燃烧完全程度越高。当推力室的主要参数(燃烧室压力、流量、推进剂种类等)给定后，存在一个燃气停留时间的合理值，当选取的燃气停留时间小于这个合理值时，会降低燃烧完全程度(燃烧效率)，当选取的燃气停留时间大于这个合理值时，对燃烧完全程度的提高不会产生很大作用，但会增加推力室的结构质量，同时由于燃烧室受热面积增加，也会对冷却造成不利影响。

2. 燃烧室特征长度

在通过燃气停留时间计算燃烧室容积的过程中，需要知道燃气平均密度和燃气流量。通常采用更为直观的燃烧室特征长度(也称为折合长度)L(见图 3.3)来计算燃烧室容积，即

$$L = V_c / A_t \tag{3.2}$$

式中，A_t 为喉部面积。

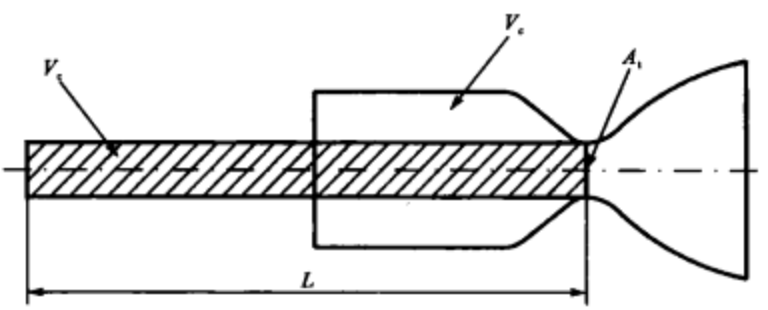


图 3.3　燃烧室特征长度

需要注意的是，由于在喷管收敛段的大部分区域内，燃气的速度相对不高，故可以将喷管收敛段作为保证燃气停留时间(推进剂化学反应)所需的一部分容积，所以通过燃气停留时间或者燃烧室特征长度计算得出的容积可以是燃烧室圆筒段容积与喷管收敛段容积之和。

对于选定的推进剂，燃烧室特征长度与燃气停留时间成正比。补燃循环发动机燃烧室压

力高，全部或大部分的氧化剂（对于富氧燃气发生器）或燃料（对于富燃燃气发生器）已在燃气发生器中转化为燃气进入推力室，推力室内的燃气停留时间要小于燃气发生器循环发动机推力室中的燃气停留时间，也就是说，补燃循环发动机推力室可以采用更小的特征长度。表 3.1 给出了不同推进剂组合的燃烧室特征长度。需要说明的是，发动机在推力、燃烧室压力和动力循环方式方面有着较大区别，对于同一种推进剂组合，特征长度的变化范围较大，在不同文献中给出的推荐值也可能不同。在选取燃烧室特征长度时，需要根据发动机的参数选取，并参考同类发动机的统计数据。

表 3.1 燃烧室特征长度

推进剂组合	特征长度 L/m
液氟/液氢	0.56～1.02
过氧化氢/煤油（包括催化剂室）	1.52～1.78
硝酸/肼类燃料	0.76～0.89
四氧化二氮/肼类燃料	0.76～0.89
液氧/液氢（气氢喷注）	0.56～0.89
液氧/液氢（液氢喷注）	0.76～1.02
硝酸/煤油	2.0～2.40
液氧/酒精	1.4～3.0
液氧/煤油	1.0～2.5

3. 燃烧室形状

在通过燃气停留时间或燃烧室特征长度得到燃烧室容积后，需要对燃烧室的形状进行设计。在容积相同的情况下，燃烧室形状可以是多种多样的。现有的液体火箭发动机燃烧室的形状基本为三种形式：球形、接近球形（包括椭球形和梨形）和圆筒形（圆柱形）（见图 3.4）。在早期推力较小的发动机上也采用过更为简单的圆锥形燃烧室（见图 3.4）。对于正在研究的带有塞式喷管的发动机，则采用了相对应的环形燃烧室（见图 3.5）。

(1) 球形燃烧室（椭球形或梨形燃烧室也属于这一类型）

球形燃烧室与其他类型燃烧室相比有以下优点：

① 当燃烧室容积一定时，在一定程度上也就相当于推进剂在燃烧室内燃烧的时间一定，球形燃烧室受热表面积最小，冷却剂吸收的热量少，相对容易解决冷却问题，而且球形燃烧室的结构质量最小；

② 承受同等压力载荷所需的壁厚最小；

③ 燃烧稳定性较好。

在 20 世纪 50 年代之前的液体火箭发动机中，由于受当时的冶金和工艺水平限制，所以为

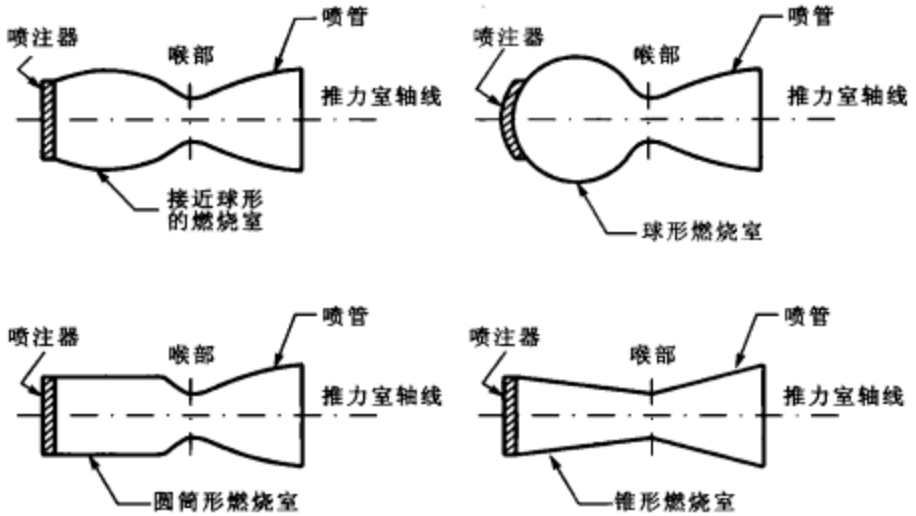


图 3.4　球形、圆筒形和锥形燃烧室简图

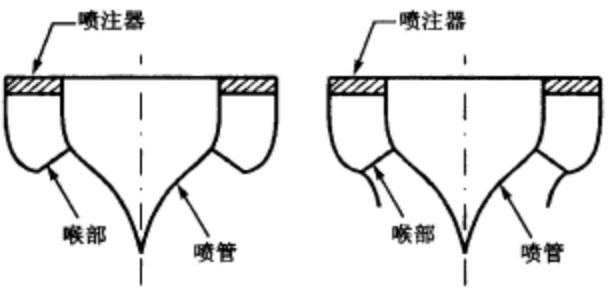


图 3.5 环形燃烧室简图

了解决燃烧室的冷却问题和提高燃烧室的受压能力，大都采用这种形状的燃烧室，例如德国 A—4 发动机和苏联 P—1 发动机就是这种类型。球形燃烧室最主要的缺点是结构复杂、头部喷嘴布置和加工困难。

(2) 圆筒形燃烧室

在液体火箭发动机应用的初期，圆筒形燃烧室相对较容易产生不稳定燃烧，因此多采用球形与椭球形燃烧室。在 20 世纪 60 年代，圆筒形燃烧室的不稳定燃烧问题得到解决，目前大多数发动机都采用圆筒形燃烧室，其优点是构造和制造简单。由于冶金和工艺水平的发展(高强度耐热钢的出现和钎焊等新工艺的采用)，设计合理的圆筒形燃烧室完全能够保证工作的可靠性和高效性。

(3) 环形燃烧室

环形燃烧室主要是为适应塞式喷管而新发展的一种燃烧室形状，因其横截面为环形，故称

为环形燃烧室。其纵截面可以是球形或圆筒形。与其他形状的燃烧室相比，环形燃烧室的表面积有很大程度的增加，因而使燃烧室的结构质量增加和冷却困难；同时为了保证燃烧室的刚度，需要在燃烧室外部布置加强箍或用冷却拉杆连接内、外壁，因而使构造复杂。它的优点是能够配合塞式喷管使用，充分发挥采用塞式喷管的优点。

目前，最常用的还是喷注器布置在平顶头部的圆筒形燃烧室。下面主要介绍圆筒形燃烧室的设计过程。

4. 圆筒形燃烧室直径和圆筒段长度

在通过燃气停留时间或者燃烧室特征长度得到燃烧室容积后，圆筒形燃烧室的型面设计任务主要是确定燃烧室直径 D_c 和燃烧室圆筒段长度 L_{c1}。

为了确定合理的燃烧室直径，需要综合考虑以下因素：① 飞行器总体对发动机轮廓尺寸的要求；② 喷注器的形式及喷嘴排列的要求；③ 保证稳定点火和稳定燃烧；④ 保证高燃烧效率；⑤ 生产工艺的条件。

在给定燃烧室容积后，可以采用的燃烧室直径不会在很大范围内变化，这主要是受喷注器的形式及喷嘴排列设计要求的限制。燃烧室直径过大，在结构上较易于布置喷嘴，但可能使推进剂混合和蒸发过程变差，降低燃烧效率，也不利于燃烧过程的稳定性。燃烧室直径过小，会增加头部喷嘴排列的难度，同时高温燃气回流减弱，降低了燃气回流作为燃烧稳定器的作用，导致质量流量密度过大而使燃烧效率和燃烧稳定性降低。

目前在确定燃烧室直径的过程中，主要参照现有发动机的经验，根据质量流量密度或燃烧室收缩比的统计数据来初步确定燃烧室直径。

(1) 燃烧室的质量流量密度

燃烧产物的质量流量 q_{mc} 与头部附近的燃烧室流通截面积 A_c 的比值，称为质量流量密度（简称流密），也称为质量流量强度（简称流强）。对于圆筒形燃烧室（燃烧室横截面积 A_c 为常数），燃烧室质量流量密度 q_{mdc} 的计算公式为

$$q_{mdc} = q_{mc}/A_c \tag{3.3}$$

在选取燃烧室质量流量密度时，需要考虑发动机的特点。采用离心式喷嘴的燃烧室，喷嘴布置所要求的横截面积较大，因此质量流量密度不宜选得太大。对于采用自燃推进剂的燃烧室可以选大一些（相对于采用非自燃推进剂的燃烧室）。

下面是质量流量密度的某些推荐值：对于采用直流式喷注器的推力室，q_{mdc} 值取为 $(20\sim30)p_c$；对于采用离心式喷注器的推力室，q_{mdc} 值取为 $(10\sim20)p_c$。其中，燃烧室压力 p_c 的单位为 MPa，质量流量密度 q_{mdc} 的单位为 $g/(cm^2\cdot s)$。

根据上面给出的质量流量密度推荐值的选取方法，可以看出质量流量密度与燃烧室压力成正比。试验也证明了这一点，当燃烧室压力增加时，高温燃气的回流量也相应增加，在不影响燃烧室头部附近的推进剂组元的加热、蒸发和初步混合等过程的条件下，在较高的燃烧室压

力下，可以使更多的推进剂在单位时间内通过相同的燃烧室横截面积，即增加了质量流量密度。大推力高压补燃发动机的燃烧室质量流量密度很大，例如，RD—120 和 RD—170 发动机；一些燃烧室压力较低、推力较小的发动机燃烧室的质量流量密度相对较小，例如，YF—23 和 RL—10 发动机。一些典型发动机的燃烧室质量流量密度如表 3.2 所列。

表 3.2　一些典型发动机的燃烧室质量流量密度

发动机型号	RD—120	RD—170	F—1	YF—21	YF—22	YF—23	HM—7	Vulcain	LE—7	RL—10
燃烧室质量流量密度/[g·(cm²·s)⁻¹]	300	530	350	209	195	44.9	54.3	195	196	28.8

(2) 燃烧室收缩比

也可以采用燃烧室收缩比来确定燃烧室直径。燃烧室的收缩比是指燃烧室横截面积与喷管喉部面积之比，用 $\varepsilon_c = A_c/A_t$ 表示。当推进剂和燃烧室压力一定时，ε_c 与质量流量密度成反比，选定质量流量密度也就决定了 ε_c。但利用 ε_c 来选择燃烧室直径则更直接和方便一些。

目前，ε_c 的选择主要是根据实验或统计方法，推荐以下数据：

- 对于大多数泵压式供应系统的大推力和高压燃烧室，取 $\varepsilon_c = 1.3 \sim 2.5$。
- 对于采用离心式喷嘴的燃烧室，取 $\varepsilon_c = 4 \sim 5$。
- 对于采用离心式喷注器的燃烧室，也可以通过下面的由统计数据得到的经验公式来确定收缩比，即

$$\varepsilon_c = \frac{5}{\sqrt{p_c \cdot D_t}} \tag{3.4}$$

式中，D_t 为喉部直径，单位为 m；p_c 为燃烧室压力，单位为 MPa。

需要注意的是，与燃烧特征长度的选取问题相同，上面推荐的选取燃烧室收缩比的方法不适合所有类型的推力室，而需要参考同类型的发动机，并在需要的情况下根据试验结果进行调整。

在具体设计时，还需要根据喷嘴的排列情况做进一步调整。燃烧室壁与边缘喷嘴的距离不应超过 1.5 个喷嘴间距。因为当燃烧室壁离边缘喷嘴较近时，由边缘喷嘴(冷却用喷嘴)所形成的低温近壁层才能比较稳定，从而对燃烧室内壁形成更好的保护。相反，当燃烧室壁离喷嘴较远时，在室壁附近就会形成强烈的燃气回流，燃气回流会破坏燃烧室内壁面附近的低温保护层，使得传向室壁的热流增加。

当推力室设计全部完毕后，可以对推力室的燃烧效率和燃烧稳定性进行数值计算，以确定所选择的燃烧室直径是否满足燃烧效率和燃烧稳定性的要求，并最后经过热试车验证。

(3) 燃烧室圆筒段长度

在燃烧室直径一定的情况下，燃烧室越长，容积越大，燃气停留时间越长，越有利于充分燃烧，从而获得更高的燃烧效率；但燃烧室过长会导致冷却剂吸热面积增加，这对推力室冷却是

不利的，并且使燃烧室的结构质量增加。

通过上面介绍的内容，可以利用燃气停留时间或燃烧室特征长度得出燃烧室容积，利用质量流量密度或燃烧室收缩比得出燃烧室直径。由于燃烧室容积 V_c 包括了圆筒段容积 V_{c1} 和喷管收敛段容积 V_{c2}，所以为了计算圆筒段长度，需要首先设计喷管收敛段，再计算喷管收敛段容积 V_{c2}。圆筒段长度 L_{c1} 的计算公式为：

$$L_{c1}=(V_c-V_{c2})/A_c \tag{3.5}$$

3.2.2 喷管型面设计

喷管由收敛段（亚声速喷管段）和扩张段（超声速喷管段）组成。在喷管型面设计过程中，主要考虑不同喷管形状和型面设计方法对喷管损失（主要是摩擦损失、非轴向流动损失和喷管入口损失）的影响。合理的喷管型面，应使燃气在喷管中流动时的能量损失最小，并且在一定的喷管扩张比条件下，根据这一型面设计加工出的喷管应具有长度短、结构质量小、造型简单、加工方便和便于冷却等优点。

1. 喷管的类型

按照几何形状的不同，液体火箭发动机喷管主要有锥形、钟形和环形三种类型。

(1) 锥形喷管

锥形喷管（见图 3.6）的优点是制造方便，在需要改变喷管扩张比时，只需要进行相应的截短或加长。在多数早期的火箭发动机上采用了锥形喷管。

锥形喷管的主要缺点是非轴向流动损失大（见图 3.7），以速度 w 喷出的燃气与喷管轴线有一定的夹角，产生推力损失，锥形喷管的非轴向流动损失 ξ 与喷管锥角 β_e 的关系可以近似认为是 $\xi=0.5-0.5\cos\beta_e$。如果为了降低非轴向流动损失，减小喷管出口角，则会导致喷管长度过长，摩擦损失增加。通常采用喷管锥角 $\beta_e=15°$ 的锥形喷管。

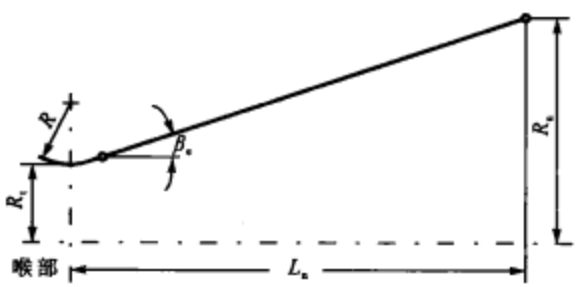


图 3.6 锥形喷管示意图

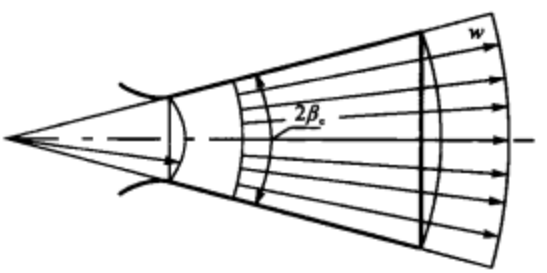


图 3.7 锥形喷管非轴向流动损失示意图

(2) 钟形喷管

钟形喷管也称为特型喷管，是目前最常用的喷管形状。钟形喷管在初始扩散区内采取了一个快速膨胀或径向流动的部分，然后在喷管出口处引导为一个均匀的轴向流动。采用钟形喷管可以得到较高的喷管效率和缩短喷管的长度。

将钟形喷管与具有相同面积扩张比的锥形喷管进行对比后可以看出，在推力相同的情况下，钟形喷管可缩短 30%～50%，喷管结构质量和表面积的减少量也是 30%～50%。如果这两种喷管具有相同的长度，则钟形喷管提供的推力可增大约 3%（也就是说，比冲增加 3%）。图 3.8 给出了在给定喷管面积扩张比和不同喷管出口扩张角条件下，锥形喷管和钟形喷管的效率。

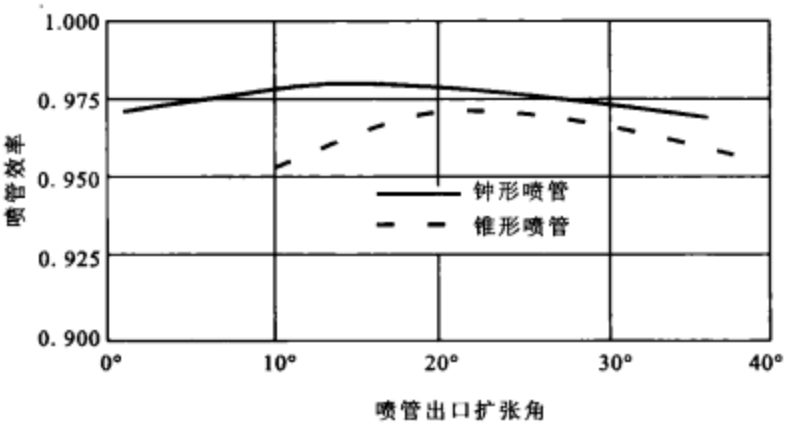


图 3.8　锥形喷管和钟形喷管的效率（喷管扩张比 $\varepsilon_e = 7$）

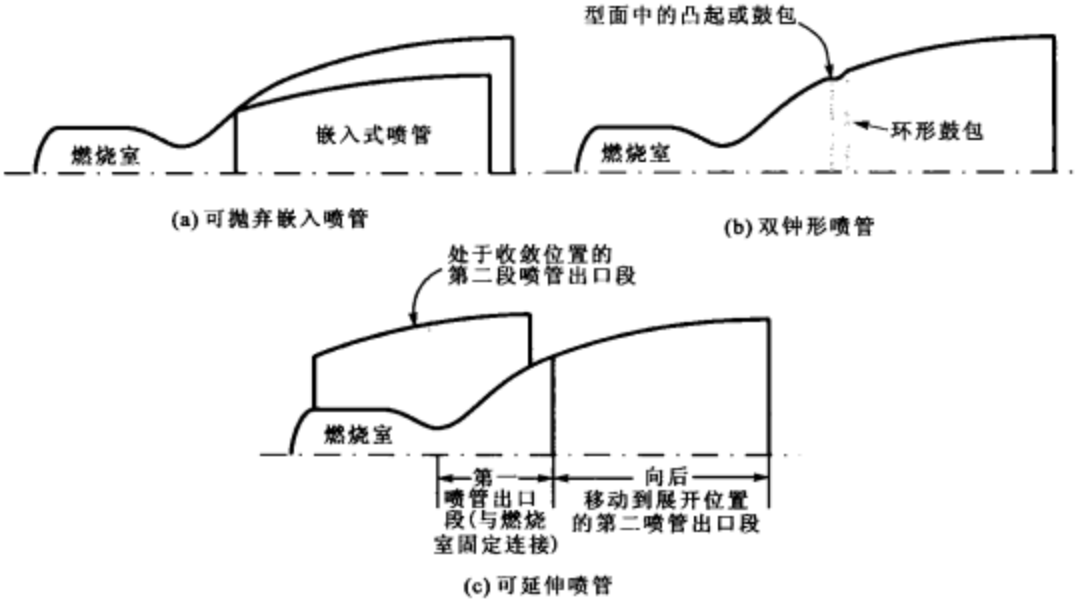
具有高空补偿特性的钟形喷管可以在不同飞行高度达到较高性能，图 3.9 给出了可抛弃嵌入喷管、双钟形喷管和可延伸喷管三种两级喷管方案，在地面或地面附近工作时采用较低的初始扩张比，在高空时采用较大的扩张比以提高性能。

可抛弃嵌入喷管方案（见图 3.9(a)）不需要移动机构和燃气密封装置，但需要解决连接部位的热防护问题，要有可靠的释放机构，另外抛出的嵌入体会产生飞行碎片。

双钟形喷管方案（见图 3.9(b)）将两个缩短的钟形喷管组合成一个带拐点或转折点的喷管。在上升段一开始是扩张比较低的喷管起作用，转折处出现分离，随着飞行高度的增加和气体的进一步膨胀，该点下游的气流逐步向喷管贴紧，直至气流充满整个喷管出口截面，此时喷管在高扩张比下工作，可以获得较高的性能。

可延伸喷管（见图 3.9(c)）一般由基础喷管（与燃烧室固定连接的喷管）和喷管延伸段组成，工作时通过移动机构将喷管延伸段从收敛位置移动到展开位置。

图 3.10 为 RL—10B—2 发动机可延伸喷管结构图，发动机在喷管展开后的比冲可达到4 572 m/s。

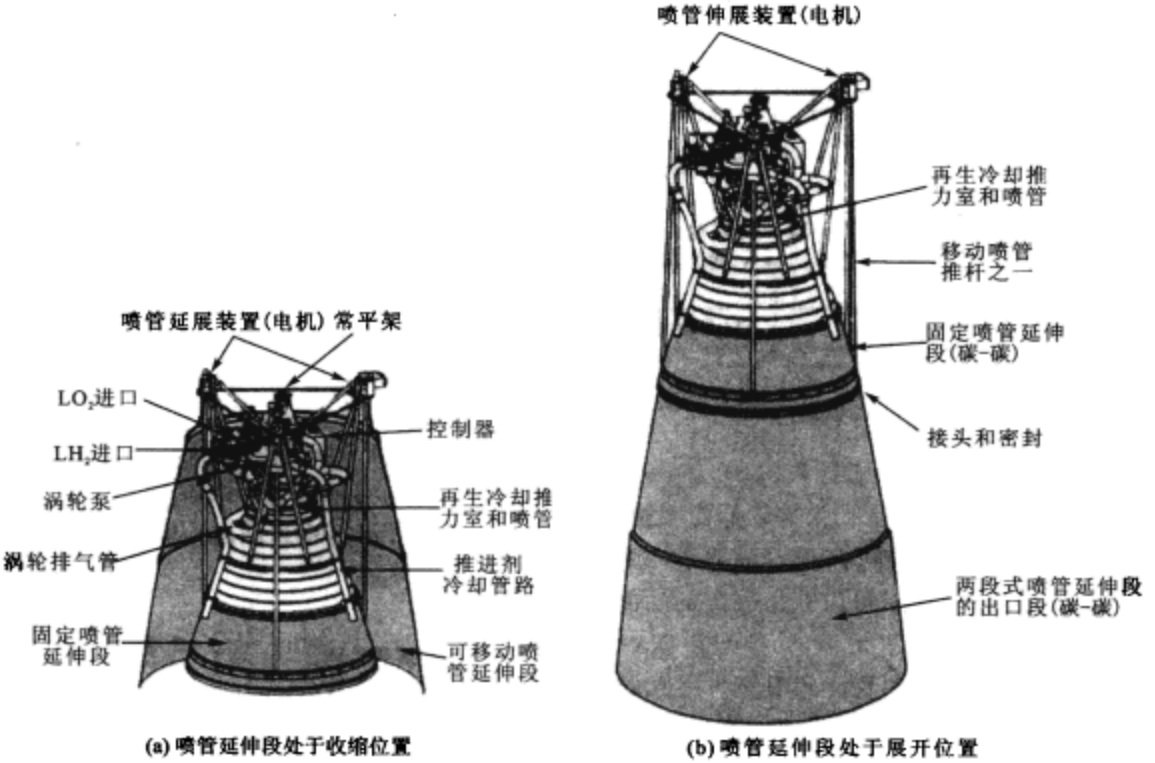


(a) 可抛弃嵌入喷管

(b) 双钟形喷管

(c) 可延伸喷管

图 3.9 三种具有高度补偿功能的两级喷管方案简图



(a) 喷管延伸段处于收缩位置

(b) 喷管延伸段处于展开位置

图 3.10 采用可延伸喷管的 RL—10B—2 火箭发动机

(3) 具有气动边界的喷管

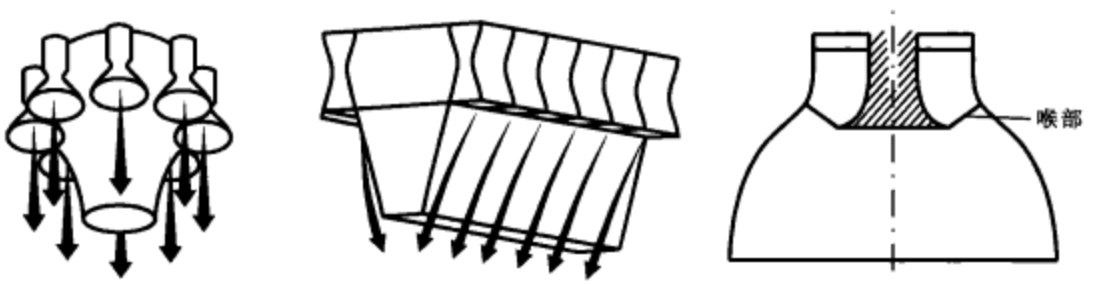
普通的钟形喷管由于喷管扩张比固定的限制，不能适应环境压力的变化而出现过膨胀或欠膨胀问题。前面提到的具有高度补偿特性的钟形喷管也只能在一定程度上补偿环境压力的变化(在两个不同的高度达到计算工况)。针对这个问题提出了具有自动高度补偿特性的喷管形式，这类喷管具有可随外界环境压力变化而变化的气动边界(也称为自由射流边界)。图 3.11 给出了几种典型的具有气动边界的喷管示意图。

1) 气动塞式喷管

塞式喷管有一个环形燃烧室和一个环形缝隙喷管(见图 3.5)，塞式喷管没有锥形喷管或钟形喷管那样的外壁，在喷管扩张段中，热燃气与周围空气之间的分界面成为气流的气动外边界。随着飞行高度的增加，外界环境压力逐渐降低，气动外边界向外膨胀，引起中心塞上压力分布的变化，从而自动实现连续的高度补偿。

环形气动塞式喷管是把多个独立的小燃烧室(每个燃烧室都有小扩张比的短喷管、圆形喉部和矩形出口)环形排列在公共的塞锥或气动塞周围(见图 3.11(a))。

直排式气动塞式喷管(见图 3.11(b))是环形气动塞式喷管的一个变种，可以认为是环形构型的展开形式。美国用于 X—33 验证飞行器的 XRS—2200 发动机采用了直排式气动塞式喷管。



(a) 环形气动塞式喷管　(b) 直排式气动塞式喷管　(c) 膨胀偏转喷管

图 3.11　具有气动边界的喷管

2) 膨胀偏转喷管

膨胀偏转喷管(见图 3.11(c))是指从燃烧室出来的气流沿径向离开喷管轴线，流动在一扩张的特型喷管的外壁面上偏转。这种喷管的长度较短，但存在一些内部斜激波损失。离开燃烧室的热气流围绕中心塞膨胀。外界空气与气流之间的气动分界面形成了喷管扩张段中气流的内边界。随着外界压力的降低，越来越多的喷管扩张段被热气流充满，流动边界的这种变化和喷管外壁压力分布的变化达到了高度补偿的效果。俄罗斯化学自动化设计局正在研制的 RD—0126 氢氧发动机采用了类似的喷管方案。

(4) 多喷管方案

可以用多个推力室代替单个推力室(相应地减小每个推力室的推力)。苏联首先采用了四个推力室一组的发动机,例如 RD—107(见图 3.12),RD—108 和 RD—170,每个推力室的推力为总推力的 25%,相互并列装配在一起,共用一套推进剂供应系统。

采用多喷管方案的推力室长度比单个大推力室缩短了 30%左右。由于每个推力室的流量和尺寸都相应减小,故有利于推力室的设计和试验,但发动机整体的复杂性有所增加。

以上介绍了各种不同喷管的种类和特点,图 3.13 给出了几种喷管长度的比较。

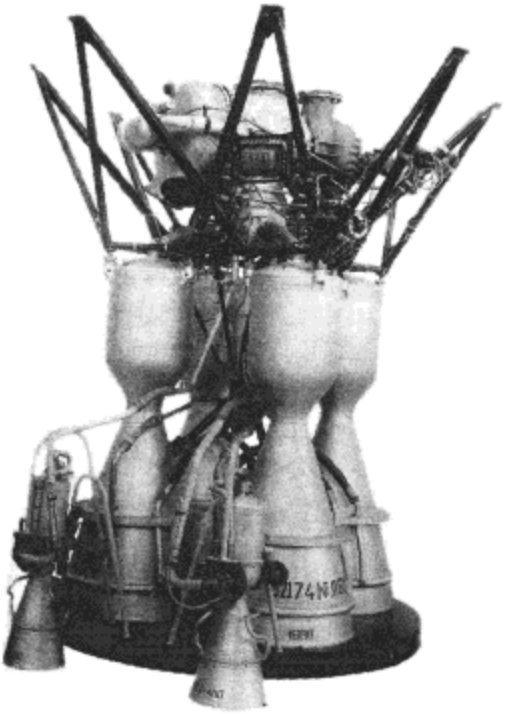


图 3.12 RD—107 发动机

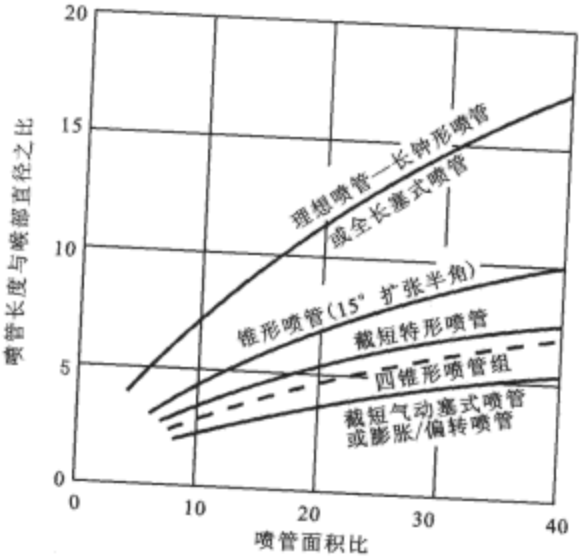


图 3.13 几种喷管长度的比较

2. 喷管型面设计方法

设计喷管型面所必需的已知参数有:燃烧室设计时所确定的燃烧室直径 D_c,热力计算时确定的喉部直径 D_t 和喷管出口直径 D_e,以及有关的气动力参数。

(1) 喷管收敛段设计

喷管收敛段的形式主要有双圆弧和双圆弧加直线段等。喷管亚声速收敛段的形状应能保证气流均匀地加速,使喉部截面处的流场均匀,流动不发生分离,符合几何声学的要求,保证燃

烧过程的稳定性。同时，应使外廓尺寸最小，减小喷管收敛段结构质量，降低摩擦损失。

双圆弧喷管收敛段的示意图如图 3.14 所示。

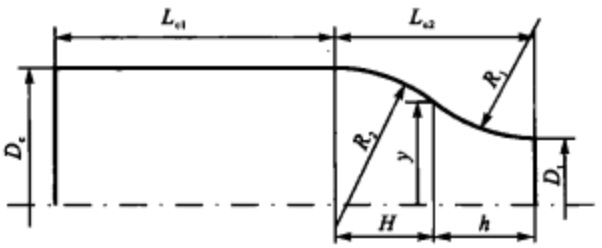


图 3.14　双圆弧喷管收敛段

通常根据喉部直径或燃烧室直径选取半径 R_1 和 R_2，推荐以下选取方法：

$$R_t < R_1 < 2R_t$$

$$R_2 = 2.5R_c$$

设 $R_1 = kR_t$，$R_2 = \rho R_c = \rho\sqrt{\varepsilon_c}R_t$，由几何关系可以得到收敛段长度 L_{c2}，即

$$L_{c2} = \sqrt{(R_2+R_1)^2-(R_2-R_c+R_1+R_t)^2} =$$

$$\sqrt{(\rho\sqrt{\varepsilon_c}R_t+kR_t)^2-(\rho\sqrt{\varepsilon_c}R_t-\sqrt{\varepsilon_c}R_t+kR_t+R_t)^2} =$$

$$R_t\sqrt{(k+\rho\sqrt{\varepsilon_c})^2-\left[(\rho-1)\sqrt{\varepsilon_c}+k+1\right]^2}$$

以 R_1 和 R_2 所作圆弧切点的位置的计算公式为

$$h = \frac{R_1}{R_2+R_1}L_{c2} = \frac{kR_t}{\rho\sqrt{\varepsilon_c}R_t+kR_t}L_{c2} = \frac{k}{k+\rho\sqrt{\varepsilon_c}}L_{c2}$$

$$H = L_{c2} - h$$

$$y = kR_t + R_t - \sqrt{k^2R_t^2-h^2}$$

喷管收敛段的体积是由两段圆弧绕中心轴旋转而成，对双圆弧收敛段型面进行积分，可得到收敛段容积 V_{c2}，由此可根据公式(3.5)计算燃烧室圆筒段长度。

双圆弧加直线段形式的喷管收敛段示意图如图 3.15 所示。

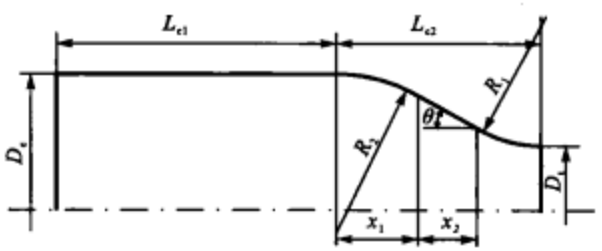


图 3.15　双圆弧加直线段喷管收敛段

推荐以下数值：

- 喷管收敛段锥角 $2\theta = 45°\sim80°$；
- 喷管喉部过渡圆弧的半径 $R_1 = (0.65\sim1.5)D_t$；
- 喷管入口过渡圆弧的半径 $R_2 = (2\sim4)D_t$。

在相同喉部直径的情况下，燃烧室压力越高，过渡圆弧直径 R_2 越大。

【例题 3.1】 根据下列已知参数，对燃烧室及喷管收敛段进行初步设计。

已知：推进剂为液氧/煤油；地面推力 $F_{tc} = 5\times10^5$ N；燃烧室压力 $p_c = 8$ MPa；推力室余氧系数 $\alpha = 0.8$；喷管出口压力 $p_e = 0.05$ MPa。

经过热力学计算得出：化学当量混合比 $r_{m0} = 3.393\ 6$；实际混合比 $r_{mc} = 2.715$；地面理论比冲 $I_{stcth} = 2\ 835.6$ m/s；特征速度 $C^* = 1\ 833$ m/s；扩张比 $\varepsilon_e = 20$。

取燃烧室效率 $\eta_c = 0.98$；喷管效率 $\eta_n = 0.98$。

题解：

推力室总质量流量为

$$q_{mc} = F_{tc}/(I_{stcth}\eta_c\eta_n) = [5\times10^5/(2\ 835.6\times0.98\times0.98)]\ \text{kg/s} = 183.6\ \text{kg/s}$$

从而得出：

- 推力室氧化剂质量流量 $q_{moc} = q_{mc}\times r_{mc}/(r_{mc}+1) = 134.2$ kg/s；
- 推力室燃料质量流量 $q_{mof} = q_{mc} - q_{moc} = 49.4$ kg/s；
- 喷管的喉部面积 $A_t = \dfrac{C^*\cdot q_{mc}}{p_c} = \dfrac{1\ 833\times183.6}{8\times10^6}\ \text{m}^2 = 0.042\ \text{m}^2$；
- 喉部直径 $D_t = \sqrt{4A_t/\pi} = 0.231$ m；
- 取液氧/煤油发动机燃烧室的特征长度 $L = 2.4$ m；
- 燃烧室容积 $V_c = L\times A_t = 2.4\times0.042\ \text{m}^3 = 0.101\ \text{m}^3$（燃烧室容积包括收敛段的容积）。

(a) 通过质量流量密度求燃烧室直径

质量流量密度为

$$q_{mdc} = (10\sim20)p_c \quad \text{（适用于离心式喷注器）}$$

式中，燃烧室压力 p_c 的单位为 MPa，质量流量密度 q_{mdc} 的单位为 g/(cm² · s)。这里取

$$q_{mdc} = 15p_c = 120\ \text{g/(cm}^2\cdot\text{s)} = 1.2\times10^3\ \text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$$

则燃烧室横截面面积为

$$A_c = q_{mc}/q_{mdc} = [183.6/(1.2\times10^3)]\ \text{m}^2 = 0.153\ \text{m}^2$$

燃烧室直径为

$$D_c = 2\sqrt{A_c/\pi} = 2\sqrt{0.153/\pi}\ \text{m} = 0.441\ \text{m}$$

(b) 利用燃烧室收缩比求燃烧室直径

利用经验公式确定收缩比为

$$\varepsilon_c = 5/\sqrt{p_c \cdot D_t} = 5/\sqrt{8\times 0.441} = 3.68$$

则燃烧室横截面面积为

$$A_c = \varepsilon_c A_t = 3.68\times 0.042\ \mathrm{m}^2 = 0.155\ \mathrm{m}^2$$

燃烧室直径为

$$D_c = \sqrt{\varepsilon_c}\cdot D_t = 0.444\ \mathrm{m}$$

可以看出，两种方法可以得到基本一致的燃烧室横截面面积。取利用燃烧室收缩比方法求得的结果为最终结果，用于计算推力室的其他参数。

(c)设计推力室喷管双圆弧收敛段型面

选择 $R_1 = 1.5R_t = 173.3$ mm，选择 R_2，取 $\rho = 2.5$，则 $R_2 = \rho R_c = \rho\sqrt{\varepsilon_c}R_t = 2.5\times\sqrt{3.68}\times 115.5$ mm$=553.9$ mm，则收敛段长度为

$$L_{c2} = R_1\sqrt{(k+\rho\sqrt{\varepsilon_c})^2 - \left[(\rho-1)\sqrt{\varepsilon_c}+k+1\right]^2}$$

式中，$k=1.5$，$\rho=2.5$，$\varepsilon_c=3.68$，则计算得 $L_{c2}=378.2$ mm。

以 R_1 和 R_2 所作圆弧切点的位置为

$$h = \frac{k}{k+\rho\sqrt{\varepsilon_c}}L_{c2} = 0.238\times L_{c2} = 90\ \mathrm{mm}$$

$$H = L_{c2} - h = (378.2-90)\ \mathrm{mm} = 288.2\ \mathrm{mm}$$

$$y = kR_1 + R_1 - \sqrt{k^2R_1^2 - h^2} = 140.8\ \mathrm{mm}$$

收敛段容积为

$$V_{c2} = 3.95\times 10^{-2}\ \mathrm{m}^3$$

燃烧室圆柱段的长度为

$$L_{c1} = (V_c - V_{c2})/A_c = [(0.101 - 0.039\,5)/0.155]\ \mathrm{mm} = 396.8\ \mathrm{mm}$$

设计结果如图 3.16 所示。

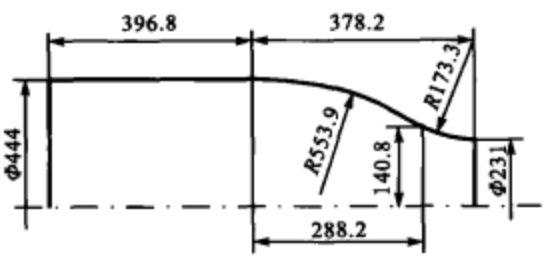


图 3.16　燃烧室圆筒段与喷管收敛段设计结果

(2) 喷管扩张段设计

一般情况下，对喷管性能和尺寸影响最大的是扩张段，因为气流在扩张段的流动是超声速流动，如果扩张段型面设计不合理，就会对喷管效率产生明显的不利影响。喷管扩张段型面的

设计方法有锥形喷管造型、抛物线法造型、双圆弧法和最大推力喷管造型法等。当对性能要求不高时，可采用简单的锥形喷管，扩张比相对较小的大推力发动机喷管可采用双圆弧法来设计型面，对于喷管扩张比大的上面级发动机和小推力发动机，通常采用最大推力喷管造型法。

1）锥形喷管设计

锥形喷管扩张段（见图 3.6）是最简单的喷管扩张段形式。对于锥形扩张段来说，根据摩擦损失与非轴向流动损失综合影响最小的条件，扩张半角的最佳值为 10°～15°。通常采用 15° 扩张半角的锥形喷管可以较好地平衡结构质量、长度和喷管效率之间的关系。

锥形扩张段与喉部截面之间可用半径为 R_3 的圆弧过渡，一般取 $0 < R_3 < R_t$。这时，锥形喷管的长度为

$$L_n = \frac{R_t(\sqrt{\varepsilon_e}-1)+R_3(\sec\beta_e-1)}{\tan\beta_e} \tag{3.6}$$

由于实际喷管喷出气体具有非轴向速度分量，致使产生一定的能量损失，因此，推力室的实际比冲要小于由理论计算（认为燃气轴向喷出）得到的比冲，在计算出口燃气动量时，引用修正系数 λ，此系数是实际喷管的出口燃气动量与气流为均匀平行于轴向的理想喷管燃气动量的比值，对于锥形喷管，λ 值可表示为

$$\lambda = 0.5\,(1+\cos\beta_e) \tag{3.7}$$

对于理想喷管，$\lambda = 1$；对于 15°扩张半角的锥形喷管，$\lambda = 0.983$。

2）特型喷管设计

下面主要介绍双圆弧喷管和最大推力喷管的设计方法。

特型喷管型面的母线是曲线，从几何形状和加工角度讲，最简单的曲线是圆弧。当喷管扩张比较小时，双圆弧型面的特型喷管得到了比较广泛的应用。双圆弧喷管的作图步骤如下（见图 3.17）。

根据给定值 D_t，D_e 和选取的喷管出口角 β_e，查表 3.3 得到喷管相对长度 $\bar{L}_n$。

求大圆弧相对半径 $\bar{R}_0$。由 $\sin^2\beta_m+\cos^2\beta_m=1$，得到

$$\left(\frac{X_0}{R_0+D_t}\right)^2+\left(\frac{Y_0+1.5D_t}{R_0+D_t}\right)^2=1$$

将 $X_0=L_n+R_0\sin\beta_e$ 和 $Y_0=R_0\cos\beta_e-D_e/2$ 代入上式，得

$$\bar{R}_0=\frac{\bar{L}_n^2+\left(1.5-\dfrac{D_e}{2D_t}\right)^2-1}{2\left[1-\bar{L}_n\sin\beta_e-\left(1.5-\dfrac{D_e}{2D_t}\right)\cos\beta_e\right]}$$

计算下列各几何参数，即

$$R_0 = \bar{R}_0 D_t$$

$$L_n = \bar{L}_n D_t$$

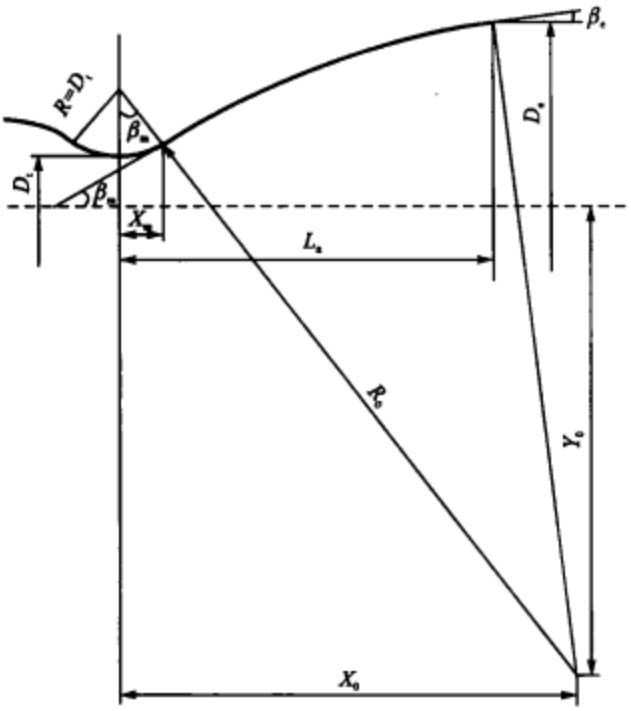


图 3.17　双圆弧喷管作图

$$X_0 = L_n + R_0 \sin\beta_e$$

$$Y_0 = R_0 \cos\beta_e - D_e/2$$

$$\sin\beta_m = (L_n + R_0 \sin\beta_e)/(R_0 + D_t)$$

根据上述各几何参数即可作出双圆弧喷管的几何图形。

表 3.3　双圆弧喷管扩张段的相对长度 $\bar{L}_n$(燃气比热比 $\gamma = 1.2$)

ε_e \ $2\beta_e$	10°	15°	20°	25°	ε_e \ $2\beta_e$	10°	15°	20°	25°
4	2.067 3	1.899 9	1.753 9	1.626 6	32	6.473 8	6.069 0	5.700 6	5.363 9
6	2.678 2	2.478 3	2.301 1	2.143 8	34	6.666 7	6.251 5	5.873 5	5.527 9
8	3.166 0	2.939 8	2.737 9	2.557 1	36	6.853 2	6.428 0	6.040 7	5.686 4
10	3.581 9	3.333 3	3.110 3	2.909 7	38	7.034 0	6.599 1	6.202 8	5.840 1
12	3.949 5	3.681 0	3.439 5	3.221 4	40	7.209 4	6.765 1	6.360 0	5.989 2
14	4.281 8	3.995 3	3.737 0	3.503 1	42	7.379 9	6.926 5	6.512 9	6.134 2
16	4.586 9	4.283 9	4.010 2	3.761 9	44	7.545 8	7.083 5	6.661 8	6.275 3

续表 3.3

ε_e \ $2\beta_e$	10°	15°	20°	25°	ε_e \ $2\beta_e$	10°	15°	20°	25°
18	4.870 2	4.551 9	4.263 9	4.002 3	46	7.707 6	7.236 6	6.806 8	6.412 9
20	5.135 6	4.802 9	4.501 6	4.227 5	48	7.865 4	7.386 0	6.948 4	6.547 2
22	5.385 9	5.039 7	4.725 8	4.440 0	50	8.019 3	7.531 9	7.086 6	6.678 3
24	5.623 4	5.264 4	4.938 5	4.641 6	52	8.170 3	7.674 6	7.221 8	6.806 5
26	5.849 6	5.478 4	5.141 3	4.833 8	54	8.317 7	7.814 2	7.354 1	6.932 0
28	6.066 1	5.683 2	5.335 2	5.017 6	56	8.462 2	7.950 9	7.483 7	7.055 0
30	6.273 8	5.879 8	5.521 4	5.194 1	58	8.603 7	8.085 0	7.610 8	7.175 5

【例题 3.2】 设计推力室双圆弧喷管型面。

已知:已知参数同例题 3.1。

题解:

ⓐ $D_e=\sqrt{\varepsilon_e}\cdot D_t=1\ 033$ mm。

ⓑ 不同的燃气比热比 γ 对喷管型面影响不大,根据给定值 D_t,D_e 和选取的喷管出口角 β_e,查表 3.3 得到喷管相对长度 $\bar{L}_n(\bar{L}_n=L_n/D_t)$。根据扩张比 $\varepsilon_e=20$,喷管出口角取 $2\beta_e=15°$,查表 3.3 得对应的喷管相对长度 $\bar{L}_n=4.802\ 9$。

ⓒ 求大圆弧相对半径 $\bar{R}_0$。由 $\sin^2\beta_m+\cos^2\beta_m=1$,得到

$$\left(\frac{X_0}{R_0+D_t}\right)^2+\left(\frac{Y_0+1.5D_t}{R_0+D_t}\right)^2=1$$

将 $X_0=L_n+R_0\sin\beta_e$ 和 $Y_0=R_0\cos\beta_e-D_e/2$ 代入上式,得

$$\bar{R}_0=\frac{\bar{L}_n^2+\left(1.5-\frac{D_e}{2D_t}\right)^2-1}{2\left[1-\bar{L}_n\sin\beta_e-\left(1.5-\frac{D_e}{2D_t}\right)\cos\beta_e\right]}=10.32$$

式中,

$$R_0=\bar{R}_0D_t=10.32\times231\ \text{mm}=2\ 383.92\ \text{mm}$$

$$L_n=\bar{L}_nD_t=4.802\ 9\times231\ \text{mm}=1\ 109.5\ \text{mm}$$

$$X_0=L_n+R_0\sin\beta_e=1\ 420.7\ \text{mm}$$

$$Y_0=R_0\cos\beta_e-D_e/2=1\ 847\ \text{mm}$$

$$\sin\beta_m=(L_n+R_0\sin\beta_e)/(R_0+D_t)=0.543\rightarrow\beta_m=32.9°$$

根据计算得出的几何参数作出的双圆弧喷管型面如图 3.18 所示。

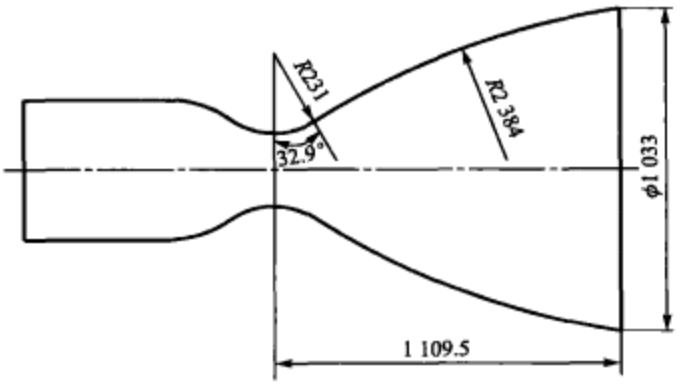


图 3.18　双圆弧喷管设计结果

最大推力喷管的型面，在给定的喷管长度和外界压力（或出口壁面马赫数，或扩张比）下是根据最大推力原理设计的。扩张段型面由圆弧 TB 和曲线 BE 组成（见图 3.19）。

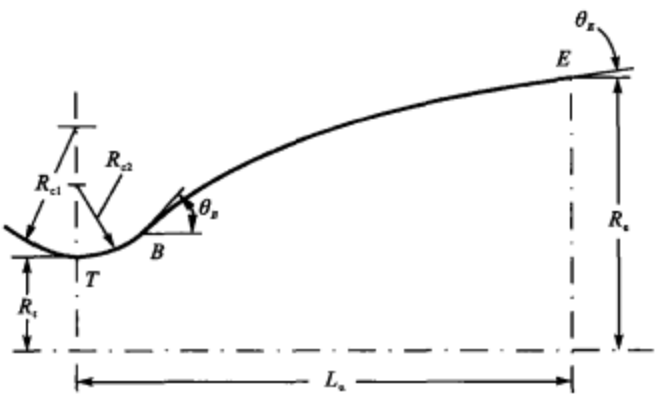


图 3.19　最大推力喷管扩张段

最大推力喷管可以按照以下步骤设计。

最大推力喷管的几何效率曲线如图 3.20～图 3.22 所示。根据要求的喷管几何效率，从图 3.20～图 3.22 得出喷管扩张段长度与 15°锥形喷管长度之比，根据公式（3.6）求出 15°锥形喷管长度，然后可求出最大推力喷管扩张段长度 L_n。

对于 $R_{c1}/R_t = 1.0$、$R_{c2}/R_t = 0.45$、燃气比热比 $\gamma = 1.20$ 的最大推力喷管，进口和出口参数见表 3.4～表 3.8。根据喷管出口半径 R_e 和喷管扩张段长度 L_n，从表 3.4～表 3.8 中查出进口角 θ_B 和出口角 θ_E。这里 p_e 是喷管出口或 E 点的压力。

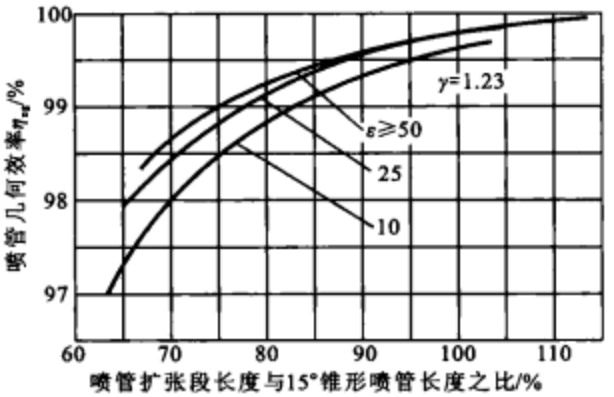


图 3.20 最大推力喷管的几何效率($\gamma=1.23$)

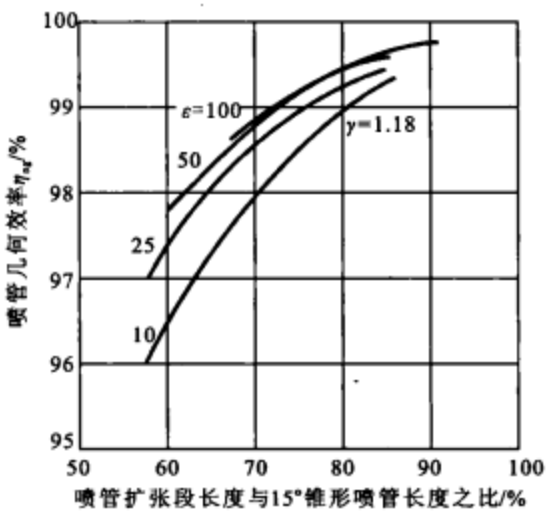


图 3.21 最大推力喷管的几何效率($\gamma=1.18$)

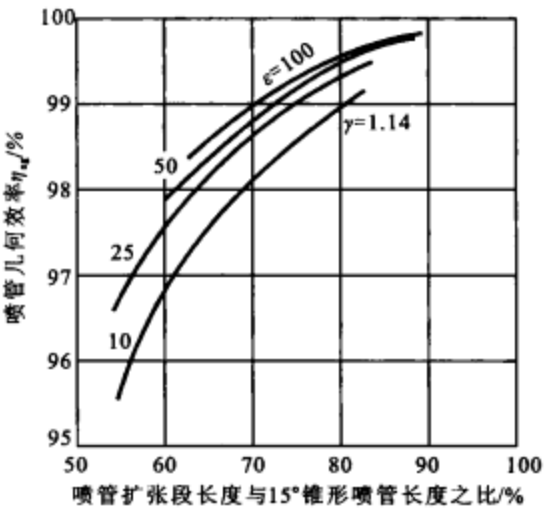


图 3.22 最大推力喷管的几何效率($\gamma=1.14$)

表 3.4 喷管型面进口和出口参数($p_a/p_c=0.0$)

	马赫数 Ma_c	2.95	3.1	3.25	3.4	3.55	3.7	3.85	4	4.15	4.3	4.45	4.6
出口	θ_E/rad	0.280 19	0.266 95	0.254 86	0.243 8	0.233 65	0.224 29	0.215 64	0.207 63	0.200 19	0.193 26	0.186 79	0.180 74
	L_n/R_t	4.727 5	5.635 3	6.667 5	7.843 6	9.184 1	10.711 6	12.450 6	14.428 1	16.676 9	19.224 1	22.111 2	25.370 7
	R_e/R_t	3.066 9	3.462	3.903 9	4.398 1	4.950 3	5.566 7	6.253 4	7.018	7.867 8	8.809 4	9.854 1	11.007 5
进口	θ_B/rad	0.534 14	0.551 82	0.569 16	0.586 09	0.602 65	0.618 86	0.634 75	0.650 39	0.665 85	0.681 21	0.696 69	0.712 52

表 3.5　喷管型面进口和出口参数($p_s/p_e=0.1$)

	马赫数 Ma_e	2.95	3.1	3.25	3.4	3.55	3.7	3.85	4	4.15	4.3	4.45	4.6
出口	θ_E/rad	0.249 3	0.237 8	0.227 3	0.217 6	0.208 7	0.200 4	0.192 8	0.185 7	0.179 2	0.173	0.167 3	0.161 9
	L_n/R_t	5.037 3	5.972 8	7.037 4	8.250 7	9.634 2	11.212 3	13.005 8	15.047 9	17.366 1	19.995 5	22.971 1	26.334 3
	R_e/R_t	3.030 5	3.409 6	3.834	4.308 8	4.839 9	5.433	6.093 2	6.828 4	7.644 2	8.549 2	9.550 6	10.657
进口	θ_B/rad	0.494 69	0.511 9	0.528 2	0.544 8	0.550 5	0.575 81	0.590 5	0.604 72	0.618 45	0.631 72	0.644 56	0.656 99

表 3.6　喷管型面进口和出口参数($p_s/p_e=0.2$)

	马赫数 Ma_e	2.95	3.1	3.25	3.4	3.55	3.7	3.85	4	4.15	4.3	4.45	4.6
出口	θ_E/rad	0.219 6	0.209 65	0.200 51	0.192 09	0.184 34	0.177 16	0.170 5	0.164 32	0.158 56	0.153 17	0.148 14	0.143 42
	L_n/R_t	5.355 3	6.321 9	7.422 9	8.617 2	10.109 4	11.740 3	13.595 9	15.708 9	18.106 4	20.824 9	23.901	27.376 3
	R_e/R_t	2.991 4	3.356 9	3.766 7	4.224 8	4.738 6	5.311 2	5.948 5	6.659 2	7.447 5	8.321 2	9.288	10.366 8
进口	θ_B/rad	0.469 135	0.478 67	0.495 41	0.511 71	0.527 43	0.542 57	0.551 16	0.571 23	0.584 76	0.597 76	0.610 28	0.622 3

表 3.7　喷管型面进口和出口参数($p_s/p_e=0.3$)

	马赫数 Ma_e	2.95	3.1	3.25	3.4	3.55	3.7	3.85	4	4.15	4.3	4.45	4.6
出口	θ_E/rad	0.190 62	0.182 11	0.174 29	0.167 07	0.166 4	0.154 22	0.148 49	0.143 15	0.138 17	0.133 52	0.129 16	0.125 08
	L_n/R_t	5.687 1	6.688 3	7.829 4	9.131 1	10.615 4	12.307 1	4.232 7	16.422 5	18.908 6	21.726 2	24.914 8	28.516 5
	R_e/R_t	2.948 4	3.301 6	3.697 9	4.142	4.638 6	5.193 1	5.810 9	6.498 3	7.261 5	8.107 3	9.043 1	10.076 5
进口	θ_B/rad	0.431 48	0.449 17	0.466 27	0.482 78	0.498 7	0.514 04	0.528 8	0.543	0.556 67	0.569 79	0.582 4	0.594 5

表 3.8　喷管型面进口和出口参数($p_s/p_e=0.4$)

	马赫数 Ma_e	2.95	3.1	3.25	3.4	3.55	3.7	3.85	4	4.15	4.3	4.45	4.6
出口	θ_E/rad	0.162 29	0.155 14	0.148 56	0.142 47	0.136 84	0.131 62	0.126 76	0.122 24	0.118 02	0.114 08	0.110 38	0.106 91
	L_n/R_t	6.039 2	7.079 2	8.265 7	9.619 3	11.163 2	12.922 7	14.926 4	17.203 8	19.789 6	22.719 6	26.035 2	29.779 4
	R_e/R_t	2.900 8	3.242 5	3.626 3	4.056 4	4.537 7	5.074 9	5.674 1	6.340 1	7.079 9	7.899 5	8.806 4	9.807 8
进口	θ_B/rad	0.403 87	0.421 99	0.439 52	0.456 41	0.472 67	0.488 31	0.503 36	0.517 82	0.531 72	0.545 07	0.557 9	0.570 22

由上面得到的喷管出口马赫数 Ma_e 和压比 p_s/p_e，以及喉部上、下游圆弧半径 R_{c1} 和 R_{c2} 等作为原始数据，利用计算机可以求出精确的扩张段型面、沿壁面的压力分布和推力系数等。

最大推力喷管型面也可用一条抛物线代替，采用抛物线作图法得到的扩张段型面与计算出的型面很接近。抛物线型面的终点与最大推力喷管型面终点有相同的出口角 θ_E，而与喉部下游圆弧相接的切点处的进口角 θ'_B 应比最大推力喷管型面的进口角 θ_B 大一个增量 $\Delta\theta_B$，即

$$\theta'_B=\theta_B+\Delta\theta_B \tag{3.8}$$

增量角 $\Delta\theta_B$ 与压力比 p_s/p_e 的近似线性关系为

$$\Delta\theta_B=\left(5.0\frac{p_s}{p_e}+2.5\right)^{\circ} \tag{3.9}$$

从型面起始点 B 到终点 E 的抛物线各点的坐标和型面角 θ，由下列方程确定，即

$$\left.\begin{aligned}
x_B &= R_{c2}\sin\theta'_B \\
y_B &= R_{c2}(1-\cos\theta'_B)+R_t \\
y_1 &= y_B+(2A_3+A_4C)C \\
x &= x_B+(2A_1+A_2C)C \\
\theta &= \arctan[(A_3+A_4C)/(A_1+A_2C)]
\end{aligned}\right\} \tag{3.10}$$

式中，

$$A_1 = x_K - x_B$$

$$A_2 = x_E - x_K - A_1$$

$$A_3 = y_K - y_B$$

$$A_4 = y_E - y_K - A_3$$

$$x_4 = \frac{y_E - y_B - x_B\tan\theta'_B - x_E\tan\theta_E}{\tan\theta'_B - \tan\theta_E}$$

$$y_K = y_B + (x_K - x_B)\tan\theta'_B$$

C 为自变量，$0 \leqslant C \leqslant 1$

可用作图法画出这条抛物线。过 B 点作倾角为 θ'_B 的直线，过 E 点作倾角为 θ_E 的直线，两直线交于 K 点。在 BK 线段上从 B 点，在 KE 线段上从 K 点，分为 $n+1$ 等份，并依次取点号 $1,2,3,\cdots,n$。将线段上的同号点用直线连接起来，这些线的包络即为抛物线，如图 3.23 所示。

也可以采用由 G. V. R. Rao 提出的抛物线近似法来设计接近最大推力的喷管型面。邻近喉部上游的喷管型面是半径为 $R_{c1}=1.5R_t$ 的圆弧，喷管扩张段型面是由喉部 T 点到 B 点之间的半径为 $R_{c2}=0.382R_t$ 的圆弧进口段与 B 点到出口 E 点的抛物线组成。

抛物线的初始角和终止角可以根据喷管扩张比在图 3.24 中找出，图中 L 为特型喷管长度与 15°锥形喷管长度的比值。

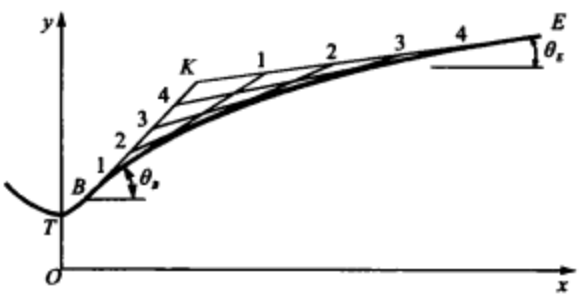
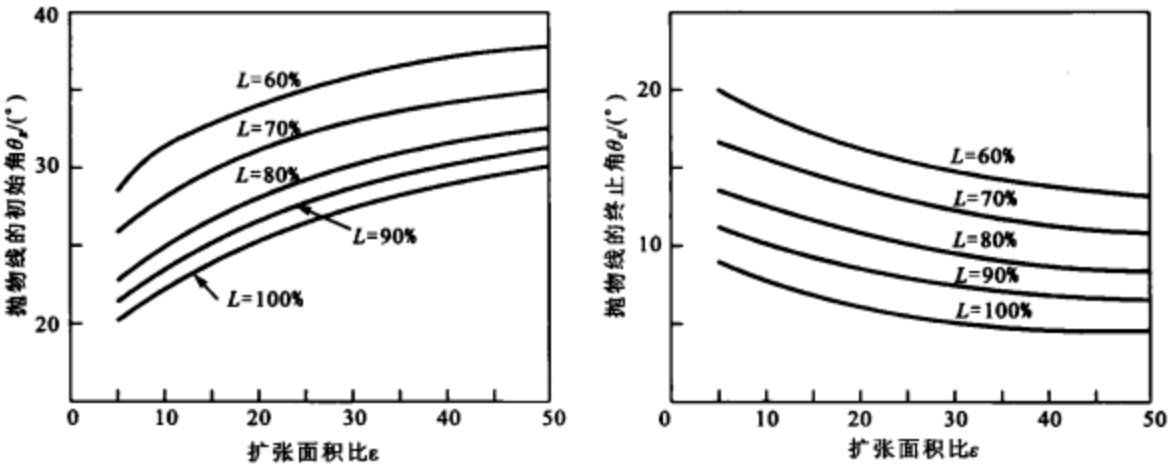


图 3.23 抛物线作图法



(a) 初始角与扩张比的关系　　(b) 终止角与扩张比的关系

图 3.24　抛物线初始角、终止角与扩张比的关系

3.3　推力室头部设计

3.3.1　设计要求与内容

推力室头部是液体火箭发动机推力室中将推进剂组元进行雾化和混合的主要部件，头部的工作过程在很大程度上决定了推进剂的燃烧完全程度、推力室工作过程的稳定性及推力室壁热防护的可靠性，因此头部结构的设计工作对于液体火箭发动机来说是一项非常重要的任务。

推力室头部(见图 3.25)通常由顶盖、喷注器、隔板和测压零部件等组成。对于采用双组元推进剂的推力室，顶盖和喷注器通常形成三底(上底、中底、下底)两腔(氧化剂腔、燃料腔)结构，从冷却通道流出的冷却剂和另一种组元分别进入各自的腔。推力室头部各组成部分通常用焊接的方式连接成一个整体构件，再与推力室身部采用焊接方式连接。

液体火箭发动机推力室头部具有以下主要功能：

① 向喷注器合理分配供应推进剂组元；

② 实现推进剂组元的雾化和掺混；

③ 承受内压并传递推力。

1. 推力室头部的设计要求

推力室头部的设计应该满足以下基本要求：

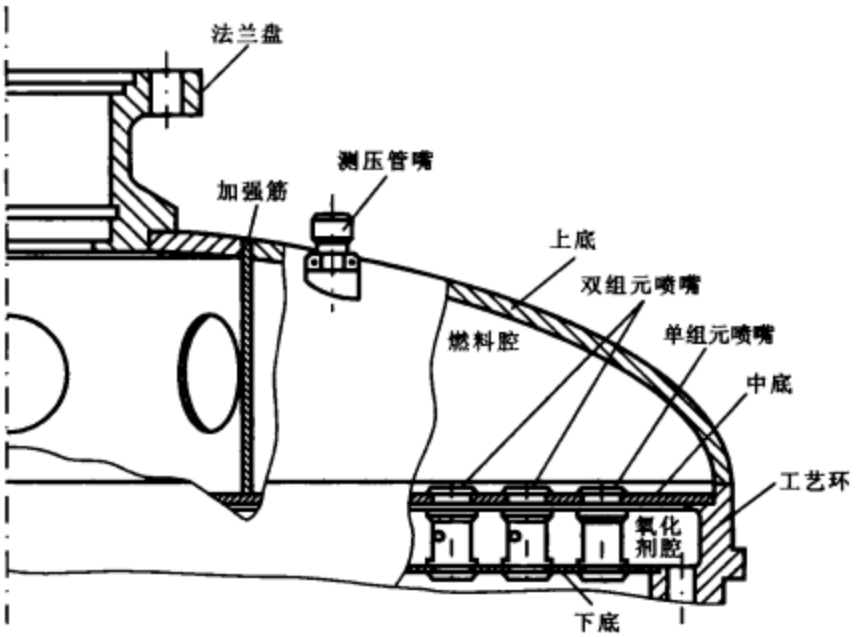


图 3.25 典型的较大推力的离心式喷嘴头部结构

① 保证推进剂组元良好的雾化质量。良好的雾化质量可加快液滴蒸发过程，缩短混气形成时间，以减小为完成混合过程所需的燃烧室容积，减小燃烧室尺寸和结构质量。

② 保证燃烧室横截面上的质量流量密度和余氧系数分布符合设计要求。

③ 在燃烧室壁内表面附近形成温度较低的边界层。这是为了减少由高温燃气传给室壁的热流，以满足推力室壁的热防护要求。近壁层的余氧系数应能保证室壁可靠工作，同时保证发动机比冲不会明显降低。

④ 混气形成区长度尽可能短，这样可以缩短燃烧室长度，减小推力室结构质量。

⑤ 如果采用低余氧系数（富燃料）的近壁保护层，则需要防止氧化剂组元喷射到室壁上，破坏近壁保护层，导致推力室烧蚀。

⑥ 在选择喷嘴压降时，既要保证燃烧稳定和安全，又要保证合理的喷嘴前压力。喷嘴压降过低会造成雾化和混气形成过程恶化，燃烧效率降低；喷嘴压降过高会需要更高的喷嘴前压力，这样会增加推进剂供应系统的功率和结构质量。

⑦ 头部构造简单，质量小，工艺性良好，生产成本低。

2. 推力室头部的设计内容

推力室头部的初步设计主要包括以下内容：

① 选择喷嘴类型（离心式、直流式，单组元、双组元）。

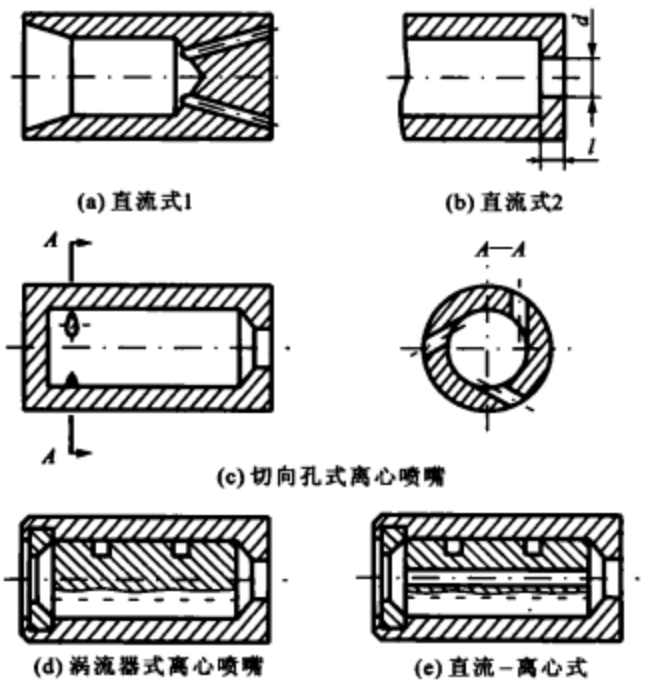
② 确定头部结构方案、喷注器形状、集液腔和喷嘴排列形式。

③ 根据排列后的燃料与氧化剂喷嘴的数目及不同区内流量的分配，确定每个喷嘴的流量，根据此流量及选定压降计算喷嘴尺寸。

④ 确定喷嘴的构造形式及固定方式和头部构造等。

3.3.2　喷嘴结构与设计

推进剂组元雾化和混合的工作是由组成喷注器的一个或多个喷嘴完成的，每个喷嘴将一定流量的推进剂组元供入燃烧室，并实现雾化。喷嘴可以按照以下方式进行分类：按推进剂组元类型可分为燃料喷嘴和氧化剂喷嘴；按流体存在的物理状态可分为液体喷嘴和气体喷嘴；按喷嘴的结构形式可分为直流式、离心式和直流-离心式喷嘴；按组元数量可分为单组元（见图 3.26）、双组元（见图 3.27）和三组元喷嘴（见图 3.28）。



(a) 直流式1　(b) 直流式2

(c) 切向孔式离心喷嘴

(d) 涡流器式离心喷嘴　(e) 直流-离心式

图 3.26　单组元喷嘴

图 3.29～图 3.31 给出了几种气液、液体和气气喷嘴的示意图，由于不同发动机在推进剂种类和动力循环方式等方面的不同，以及在燃烧稳定性、燃烧效率和推力室冷却等方面的考虑，喷嘴的具体结构形式具有较大区别。

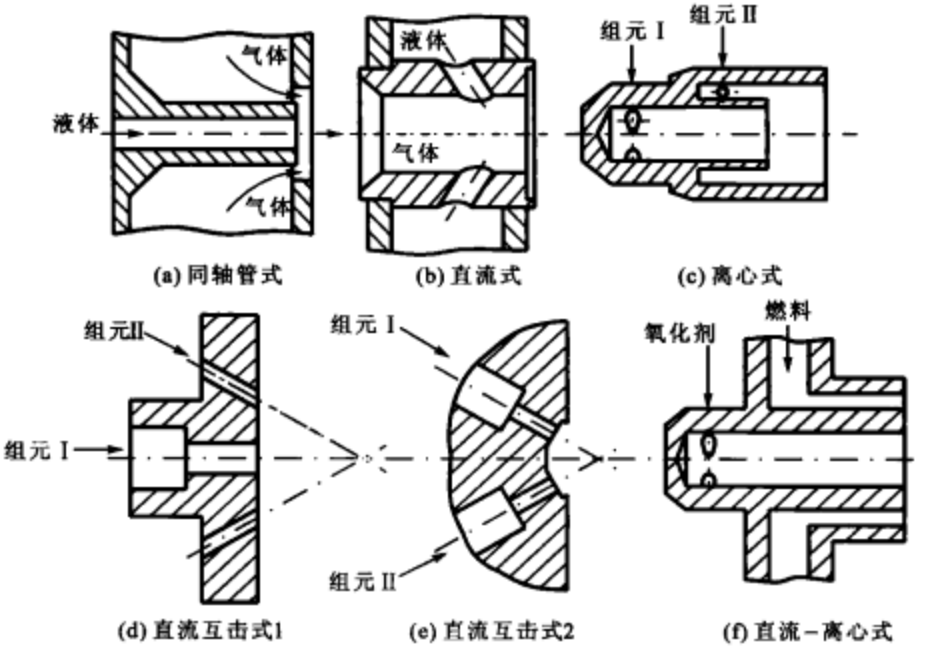


图 3.27 双组元喷嘴

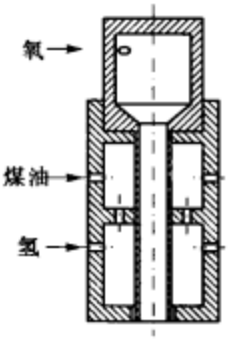
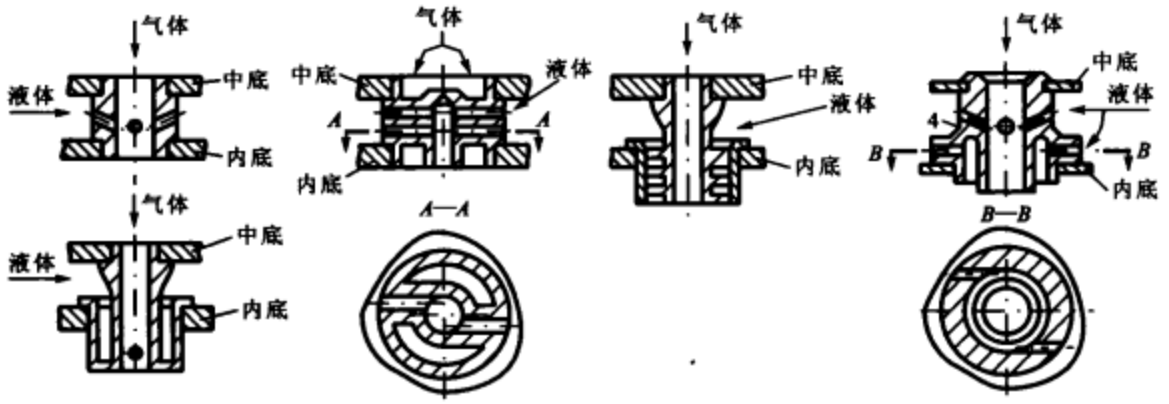
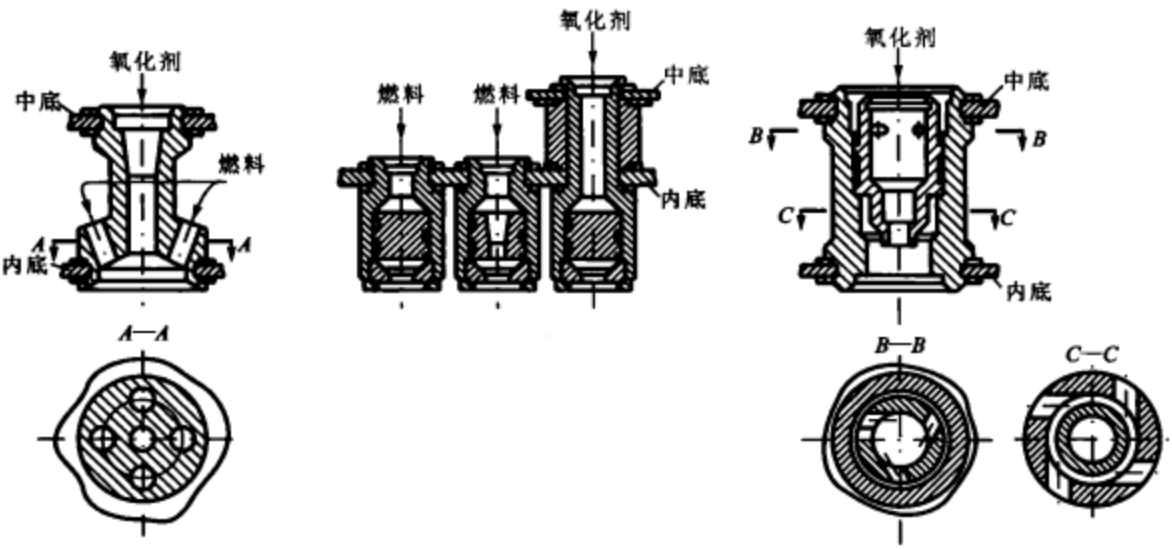


图 3.28 三组元(液氧、煤油、气氢)喷嘴



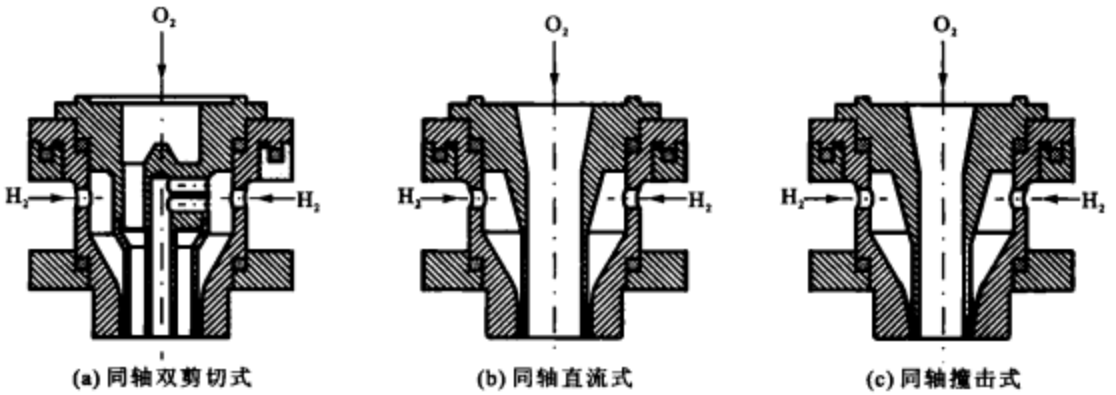
(a) 直流撞击式喷嘴　(b) 带切向孔的直流－离心式喷嘴　(c) 带涡流器的直流－离心式喷嘴　(d) 两级混合型喷嘴

图 3.29　几种气液喷嘴的结构方案



(a) 双组元直流撞击式喷嘴　(b) 单组元喷嘴(燃料喷嘴为离心式和直流－离心式,氧化剂喷嘴为离心式)　(c) 双组元切向孔离心式喷嘴

图 3.30　几种液体喷嘴的结构方案



(a) 同轴双剪切式　(b) 同轴直流式　(c) 同轴撞击式

图 3.31　几种气气喷嘴的结构方案

在设计喷嘴时，流量和喷嘴压降在一般情况下是给定的，需要设计的是喷嘴的几何尺寸。喷嘴的设计主要有以下两个方面的内容：

① 研究喷嘴孔内液体的流动过程，确定喷嘴结构和几何尺寸以及流量、喷注压降和雾化角三者之间的关系；

② 研究喷嘴出口液体的流动过程，分析液体射流的稳定性、雾化过程以及雾化液滴的分布和细度的影响因素。

在下面的内容中，主要介绍液体喷嘴。对于单个液体喷嘴来说，其主要功能是保证流量和实现雾化，因此流量系数和雾化特性是喷嘴的两个重要参数。

1. 液体喷嘴的流量系数

通过液体喷嘴的理想质量流量 q_{mth}，也就是一维非粘性流动的质量流量，可由伯努利方程确定，即

$$\frac{p_{in}}{\rho_{in}}+\frac{w_{in}^2}{2}=\frac{p_c}{\rho_c}+\frac{w_c^2}{2} \tag{3.11}$$

对于不可压缩液体，密度为常数，即 $\rho_{in}=\rho_c=\rho$，可得

$$q_{mth}=\rho A_n w_c=\rho A_n\sqrt{2\left(\frac{p_{in}-p_c}{\rho}+\frac{w_{in}^2}{2}\right)} \tag{3.12}$$

式中，A_n 为喷嘴的喷孔面积；下标 in 对应喷嘴进口处的参数；下标 c 对应燃烧室内的参数。

与喷嘴出口速度 w_c 相比，入口速度 w_{in} 的值不大，可以忽略不计。因此

$$q_{mth}=A_n\sqrt{2\rho_c\Delta p_n} \tag{3.13}$$

式中，喷嘴压降 $\Delta p_n=p_{in}-p_c$。

由于喷嘴内的流动过程存在能量损失，流通面积也可能发生变化，因此通过喷嘴的实际质量流量 q_m 要小于理想质量流量 q_{mth}，两个质量流量的比值称为喷嘴的流量系数，用 μ 表示，有

$$\mu = q_m / q_{mth} \tag{3.14}$$

2. 雾化特性

雾化可以认为是在内、外力的作用下，液体的碎裂过程。雾化过程的特性主要是指雾化细度和雾化均匀度，对于单个液体喷嘴来说，雾化特性还包括喷雾锥的形状和喷射距离。

雾化细度是指射流裂碎后所形成的液滴尺寸的大小，由于存在不同大小的液滴，故可用某种定义的液滴平均直径来比较喷嘴的雾化细度，例如，质量平均直径、体积平均直径、体积-表面积平均直径和质量中间直径。

液滴质量中间直径 d_m 定义为直径小于或等于 d_m 的所有液滴的累计相对质量为 0.5。可以通过试验方法测得液体雾化后的液滴尺寸数据，然后将试验结果以如下方法绘制成曲线：曲线的横坐标为液滴直径，曲线的纵坐标为液滴直径小于对应横坐标直径的所有液滴的累计质量分数，该曲线的例子如图 3.32 所示。

当采用离心式喷嘴时，液滴质量中间直径 d_m 通常为 25～250 μm；当采用直流式喷嘴时，d_m 为 200～500 μm。当喷嘴结构不变时，其液滴的质量中间直径主要取决于喷嘴的压降（喷嘴压降决定液体喷出的速度 w）和液体的粘度。图 3.32 给出了喷嘴压降对液滴质量中间直径影响的示意图。

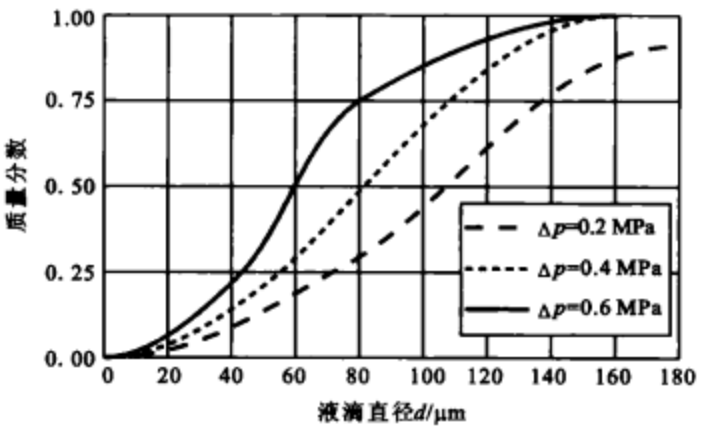


图 3.32　离心式喷嘴雾化的液滴（累计）质量分布曲线

雾化均匀度用液滴直径变化的范围来确定，推进剂雾化后，液滴的最大直径与最小直径之间的差值越小，则均匀度越好。

液体沿喷雾锥半径和圆周的分布是雾化过程的重要特性。在大多数情况下，喷嘴不能保证液体在喷雾锥范围内均匀分布。图 3.33 给出了距喷口两个不同距离处，沿喷雾锥半径的流密分布图形。对于直流式喷嘴来说，典型的情况是最大流密在轴线上（见图 3.33(a)）；对于离心式喷嘴来说，典型的情况是最小流密在轴线上，而最大流密则在距离轴线的某一距离处（见

图 3.33(b))。上述这种流密分布情况，可用两种喷嘴的不同喷雾锥形状来解释。随着离开喷口的距离增加，流密分布变得更加平坦。

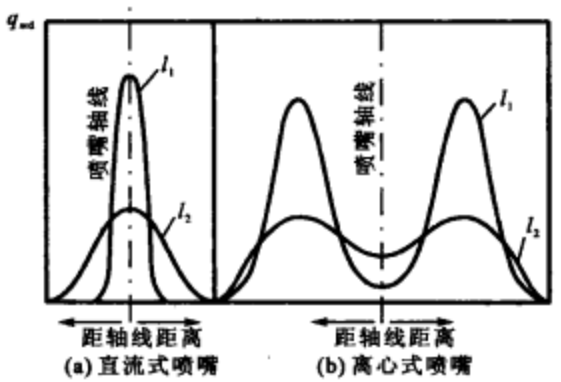


图 3.33 距喷口两个不同距离($l_2>l_1$)处流密沿喷雾锥半径的变化

流密沿半径分布的不均匀性，是由雾化过程的特点造成的；而流密沿圆周的分布不均匀性则主要取决于喷嘴构造上的特点，例如，对于离心式喷嘴，取决于喷口收缩系数 R/r_n（R 为离心式喷嘴旋转臂，r_n 为喷嘴出口半径）和进入喷嘴的切向孔数量（见图 3.34）。

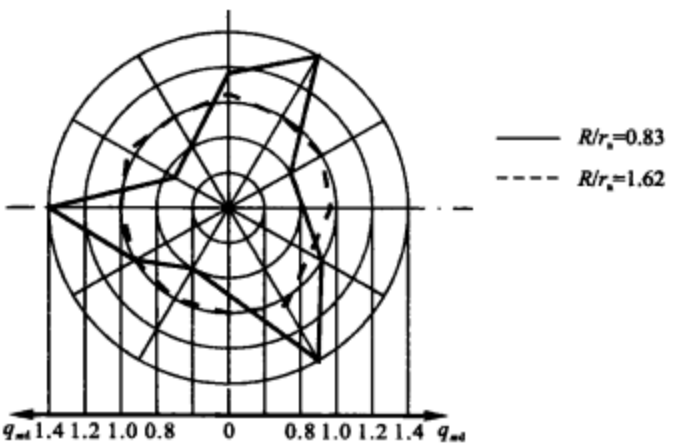


图 3.34 有 3 个切向入口的离心式喷嘴的流密分布

3. 喷嘴压降的选取

喷嘴压降 Δp_n 对喷嘴雾化特性和燃烧室内的燃烧过程具有重要影响。对于泵压式液体火箭发动机，通常推荐的喷嘴压降范围为燃烧室压力的 15%～25%。喷嘴压降如果过低（离心式喷嘴压降低于 0.3 MPa），液滴尺寸大，使燃烧完全度和推力室比冲降低，同时雾化过程不稳定，燃烧过程容易受到推进剂供应系统压力波动的干扰，出现低频不稳定燃烧。提高喷嘴压

降可使推进剂的液滴直径显著减小(见图 3.32),提高雾化质量,减弱推进剂供应系统的压力波动对喷嘴流动过程的影响,降低燃烧室内出现低频不稳定燃烧的可能性。但也需要考虑增加喷嘴压降所带来的一些负面影响,即由于泵后压力的提高,使涡轮泵的功率增加,对推进剂供应系统的结构质量和性能产生不利影响;喷嘴压降超过一定值后,如果继续增加喷嘴压降,则对雾化质量的改善并不明显,并且有可能由于液滴直径小,燃烧区域过于集中,从而增加燃烧室内出现高频不稳定燃烧的可能性。

如果发动机的推力是可调节的,那么应保证在最小推力工况时(对应喷嘴流量最小的情况)喷嘴压降符合最小压降的要求,并根据这个要求确定喷注器和推进剂供应系统等的参数。

4. 单组元液体直流喷嘴

直流喷嘴可以认为是直径为 d、长度为 l 的通道,在压降 Δp_o 的作用下向燃烧室以射流方式喷入推进剂,射流在自身惯性力和燃烧室气体阻力作用下喷射分散,分散成各种不同尺寸的小液滴,实现雾化过程。直流喷嘴结构简单,应用很广泛。

(1) 液体直流喷嘴流量系数

液体直流喷嘴的流量系数 μ 取决于喷嘴的长径比 l/d 和雷诺数 Re,在初步设计过程中,可以参照图 3.35 给出的实验数据。

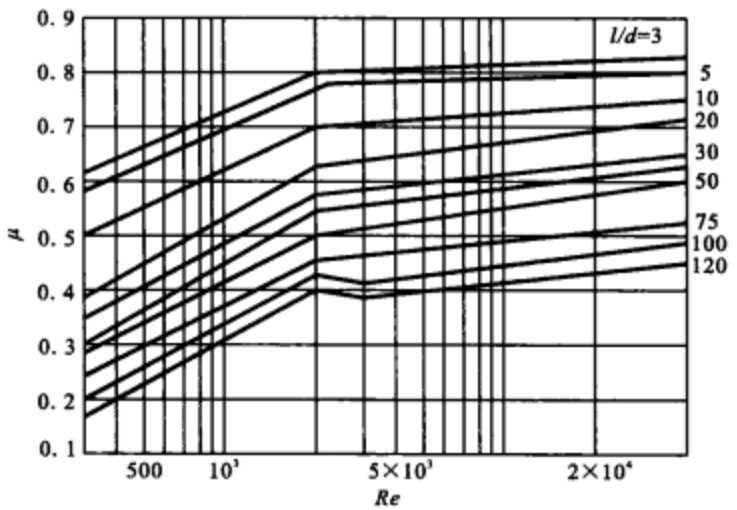


图 3.35　液体直流喷嘴流量系数

从图 3.35 中可以看出,当雷诺数大于一定数值后,长径比 $l/d \geqslant 3$ 的直流喷嘴的流量系数可以认为是不变的,增加长径比 l/d,只是增加了喷嘴的损失,降低了流量系数。在图 3.36 中给出了当 $l/d < 3$ 时直流喷嘴的流量系数与长径比的关系。可以看出,随着长径比的减小,流量系数 μ 逐渐减小,当 $l/d < 1.5$ 时,直流喷嘴内的流动过程是不稳定的,流量系数下降

明显。

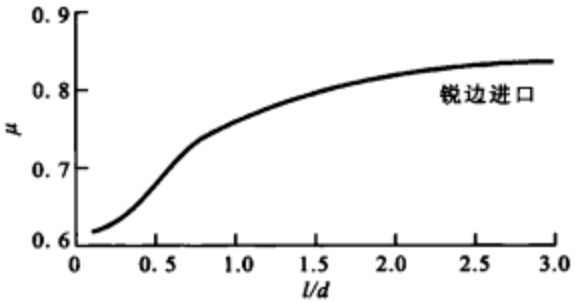


图 3.36 直流喷嘴流量系数与长径比的关系

还有一些其他因素会影响液体直流喷嘴流量系数的变化。提高喷嘴压降可以增加喷嘴流动过程的稳定程度，使流量系数更加稳定。喷嘴反压也会对喷嘴流量系数产生影响，液体火箭发动机中的燃烧室压力都较高，喷嘴在工作过程中一般不易产生汽蚀现象，在冷流试验情况下，反压往往等于大气压力，这时在喷嘴内就可能产生汽蚀，影响喷嘴的流量特性，所以反压对质量流量系数的影响必须在冷流试验与推力室热试车的比较中予以考虑。对于饱和蒸气压高的液体，例如氧化二氮(N_2O)，在设计喷嘴时，需要考虑喷嘴反压对喷嘴内的流动过程的影响。

直流喷嘴的进口形状对流量系数有很大影响，喷嘴进口形状主要有锐边进口、锥形进口和圆形进口三种形状。采用锥形进口或圆形进口能够改善进口的流动条件，使流动更加平稳，进口损失减少，提高喷嘴的流量系数。进口倒角应有一最佳值，太小则流动改善不大，过大则喷嘴其他部分的损失(如摩擦阻力和转弯阻力等)增加。喷嘴的出口应保持锐边，不允许倒圆，以保持出口射流的完整。

直流喷嘴表面加工质量的不同也会产生不同的摩擦损失，对喷嘴流量系数产生影响。

常用的直流喷嘴形式为：长径比 $l/d = 2\sim3$，进口倒角 $2\varphi = 30°\sim60°$，倒角深度 $h = 0.25d$，流量系数 $\mu = 0.75\sim0.85$。

(2) 液体直流喷嘴设计计算过程

直流式喷嘴的计算是根据喷注器设计给定的条件来确定喷嘴压降，选取或计算流量系数，最终求出喷嘴数量和单个喷嘴流量以及喷嘴几何尺寸。下面为大致的设计过程：

① 确定喷嘴压降。喷嘴压降是根据燃烧稳定性和燃烧效率等因素来决定的。现有液体火箭发动机中直流式喷嘴的压降为 $\Delta p_n = 0.3\sim1.5$ MPa。

② 计算或选取流量系数。流量系数与喷嘴的几何形状、加工情况、液体的物理性质和喷嘴压降及燃烧室压力有关。流量系数 μ 值的选取可以根据水力学中积累的试验数据并结合所设计的喷嘴来进行，或根据对各种直流式喷嘴进行大量试验后所得到的数据来选定。

③ 确定燃料和氧化剂喷嘴孔所需的总面积 A_{ns}，由下式进行计算，即

$$q_m = \mu A_{ns}\sqrt{2\rho\Delta p_n} \tag{3.15}$$

④ 选择燃料和氧化剂喷嘴孔直径，确定喷嘴的数量 n。

直流式喷嘴的出口小孔(孔口)的直径一般取为 0.8～2.5 mm。喷嘴直径小于 0.8 mm 时容易被堵塞和难于制造，但是对于一些小推力发动机，由于流量很小，故可采用更小的孔，例如 $d = 0.2\sim0.4$ mm，这时要求特殊加工和采用精密滤网。喷嘴直径大于 2.5 mm 时，雾化效果显著变坏，一般也不宜采用。

在根据喷嘴计算而设计出来的喷注器制造完成后，还需进行液流试验和热试车，最后再进行修正。

【例题 3.3】 设计推力室直流喷嘴。

已知：液氧密度 $\rho_o = 1\ 140\ \mathrm{kg/m^3}$，煤油密度 $\rho_f = 820\ \mathrm{kg/m^3}$，其他参数同例题 3.1。

题解：

(1) 氧化剂喷嘴

取液氧喷嘴压降 $\Delta p_o = 0.2\times p_c = 1.6$ MPa。

ⓐ 根据经验数据(见图 3.35)确定流量系数。取 $l/d = 3$，得到 $\mu = 0.8$。

ⓑ 根据式(3.15)，有

$$A_{no} = \frac{q_{moc}}{\mu_o\sqrt{2\rho_o\Delta p_o}} = \frac{134.2}{0.8\sqrt{2\times1\ 140\times1.6\times10^6}}\ \mathrm{m^2} = 2.78\times10^{-3}\ \mathrm{m^2}$$

ⓒ 确定喷嘴数 n_o。由于 $A_{no} = n_o\pi d_o^2/4$，所以 $d_o = \sqrt{4A_{no}/(n_o\pi)}$。取 $n_o = 900$，则 $d_o = \sqrt{4\times2.78\times10^{-3}/(900\pi)}$ mm=2 mm(符合喷嘴直径推荐范围 0.8 ～ 2.5 mm)。

(2) 燃料喷嘴

取煤油喷嘴压降 $\Delta p_f = 0.2\times p_c = 1.6$ MPa。

ⓐ 根据经验数据确定流量系数。取 $l/d = 3$，得到 $\mu = 0.8$。

ⓑ 根据式(3.15)，有

$$A_{nf} = \frac{q_{mof}}{\mu_f\sqrt{2\rho_f\Delta p_f}} = \frac{49.4}{0.8\sqrt{2\times820\times1.6\times10^6}}\ \mathrm{m^2} = 1.21\times10^{-3}\ \mathrm{m^2}$$

ⓒ 确定喷嘴数 n_f。由于 $A_{nf} = n_f\pi d_f^2/4$，所以 $d_f = \sqrt{4A_{nf}/(n_f\pi)}$。取 $n_f = 900$，则 $d_f = \sqrt{4\times1.21\times10^{-3}/(900\pi)}$ mm=1.3 mm。

需要说明的是，这里给出的是直流喷嘴的初步设计过程，具体的喷嘴压降、喷嘴数量和喷嘴尺寸还需要根据实际发动机和喷嘴的排列等要求进行调整。同时，由于在设计燃烧室型面时(例题 3.1)，流量密度和燃烧室收缩比都是针对离心式喷注器选取的，因此这里设计的直流式喷嘴排列用在前面得到的燃烧室头部是不合适的。

5. 互击式和自击式喷嘴

直流式喷嘴的喷射距离长，雾化特性相对于离心式喷嘴要差一些，为了缩短喷射距离和提高雾化效果，可以采用两股或多股直流喷嘴喷出的射流相互撞击的形式。图 3.37 给出的是两股互击式喷嘴示意图，如果两个或多个喷孔喷射的是同一种组元，则为自击式喷嘴。

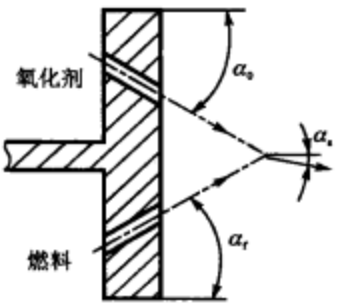


图 3.37 两股互击式喷嘴示意图

一般情况下，互击式或自击式喷嘴的两股或多股组元射流撞击后的合成动量与燃烧室轴线的夹角应为零。对于两组元射流互击的喷嘴(见图 3.37)，可以对两个组元的喷嘴分别进行计算，然后根据合成动量与燃烧室轴线夹角等于零的条件确定每个喷嘴的偏转角度。

根据动量守恒，可以得到

$$q_{mfh}w_f\cos\alpha_f+q_{moh}w_o\cos\alpha_o=q_{mh}w_s\cos\alpha_s$$

$$q_{moh}w_o\sin\alpha_o-q_{mfh}w_f\sin\alpha_f=q_{mh}w_s\sin\alpha_s$$

$$\tan\alpha_s=\frac{q_{moh}w_o\sin\alpha_o-q_{mfh}w_f\sin\alpha_f}{q_{mfh}w_f\cos\alpha_f+q_{moh}w_o\cos\alpha_o} \tag{3.16}$$

式中，q_{mfh}，q_{moh}和 q_{mh}分别为燃料喷嘴质量流量、氧化剂喷嘴质量流量和两喷嘴质量流量之和；w_f，w_o 和 w_s 分别为燃料喷嘴出口流速、氧化剂喷嘴出口流速和合成流速；α_f，α_o 和 α_s 分别为燃料喷嘴偏转角度、氧化剂喷嘴偏转角度和合成动量角度。

根据 $\alpha_s=0$ 的条件，得到

$$q_{moh}w_o\sin\alpha_o=q_{mfh}w_f\sin\alpha_f \tag{3.17}$$

给定氧化剂或燃料喷嘴的偏转角度，就可以确定另一组元喷嘴的偏转角度了。

【例题 3.4】 将例题 3.3 计算得到的直流喷嘴设计为直流互击式喷嘴，取燃料喷嘴偏转角 $\alpha_f=30°$。

已知：已知参数同例题 3.1 和例题 3.3。

题解：

氧喷嘴质量流量为

$$q_{moh}=q_{moc}/n_o=(134.2/900)\ \text{kg/s}=0.149\ \text{kg/s}$$

燃料喷嘴质量流量为

$$q_{mfh}=q_{mfc}/n_f=(49.4/900)\ \text{kg/s}=0.054\ 9\ \text{kg/s}$$

于是有

$$w_f = \mu_f \sqrt{2\Delta p_f/\rho_f} = 0.8\sqrt{2\times 1.6\times 10^6/820}\ \text{m/s} = 50.0\ \text{m/s}$$

$$w_o = \mu_o \sqrt{2\Delta p_o/\rho_o} = 0.8\sqrt{2\times 1.6\times 10^6/1\ 140}\ \text{m/s} = 42.4\ \text{m/s}$$

$$\alpha_s = 0$$

$$\sin\alpha_o = \frac{q_{mfh} w_f \sin\alpha_f}{q_{moh} w_o} = \frac{0.054\ 9\times 50.0\times \sin 30^\circ}{0.149\times 42.4} = 0.217\ 3$$

$$\alpha_o = 12.5^\circ$$

6. 单组元气体直流喷嘴

在补燃循环发动机中，驱动涡轮后的燃气进入推力室进行补燃，燃气喷嘴一般为直流喷嘴。气体直流喷嘴的质量流量方程为

$$q_{mh} = \mu w_2 A_n \rho_2 \tag{3.18}$$

式中，μ 为流量系数，$\mu = 0.7\sim 0.85$；w_2 为气体喷出速度；$\rho_2 = \rho_{in}\left(\frac{p_c}{p_{in}}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$ 为喷嘴出口截面气体密度；A_n 为喷嘴出口截面面积；ρ_{in} 和 p_{in} 分别为喷嘴入口的气体密度和压力。

喷嘴入口的气体压力为

$$p_{in} = p_c + \Delta p_n \tag{3.19}$$

式中，Δp_n 和 p_c 分别为喷嘴压降和喷嘴出口压力(燃烧室压力)。

喷嘴压降相对于燃烧室压力不高，多数情况下喷嘴内的气体流动为亚声速流动，气体的喷出速度为

$$w_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} R T_{in}\left[1-\left(\frac{p_c}{p_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \tag{3.20}$$

式中，R 和 T_{in} 分别为喷嘴前的气体常数和总温；γ 为比热比。

根据式(3.18)和式(3.20)，可以得到喷嘴的出口截面面积为

$$A_n = \frac{q_{mh}}{\mu\rho_{in}\left(\frac{p_c}{p_{in}}\right)^{\frac{1}{\gamma}}\sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} R T_{in}\left[1-\left(\frac{p_c}{p_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}} \tag{3.21}$$

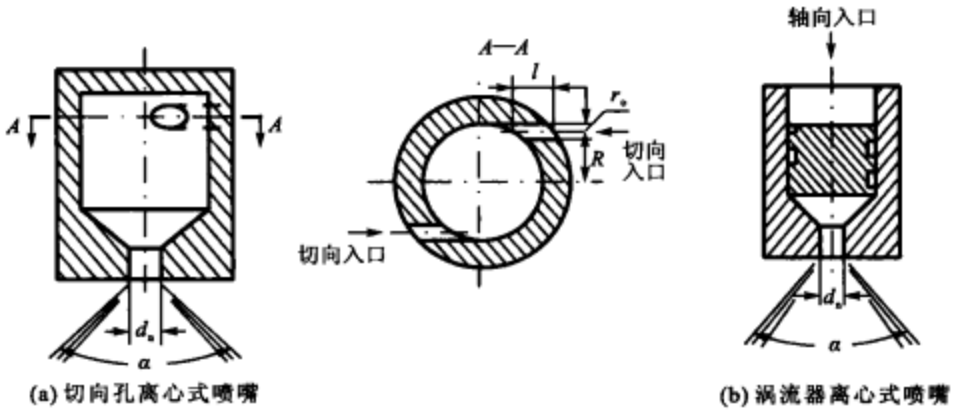
根据 $p_{in} = \rho_{in} R T_{in}$，公式(3.21)可改为

$$A_n = \frac{q_{mh}}{\mu\sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_{in}\rho_{in}\left[\left(\frac{p_c}{p_{in}}\right)^{\frac{2}{\gamma}}-\left(\frac{p_c}{p_{in}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}} \tag{3.22}$$

7. 单组元液体离心式喷嘴

(1) 单组元液体离心式喷嘴的流动过程

图 3.38 给出了单组元离心式喷嘴简图。对于切向孔式离心式喷嘴，液体在离心式喷嘴内的流动过程是：由于喷嘴前压力高于燃烧室压力，故液流经过喷嘴壳体上的切向孔进入旋流室，沿旋流室壁面旋转，流向中心喷口，在喷嘴出口，由于离心力的作用，使液流形成伞形液膜进行雾化。



(a) 切向孔离心式喷嘴　　(b) 涡流器离心式喷嘴

图 3.38　离心式喷嘴简图

图 3.39 给出了离心式喷嘴内流动过程的示意图。在忽略液体在喷嘴内能量损失的情况下，流动过程遵循能量守恒方程和动量矩守恒方程。根据能量守恒方程有

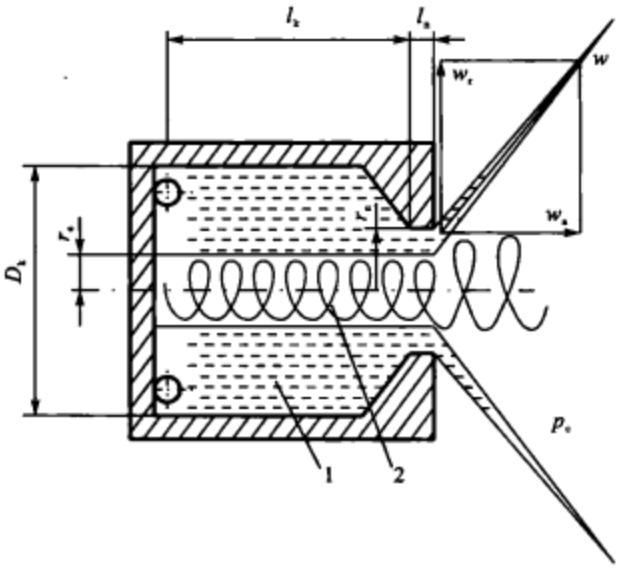
$$p_{in}+\frac{\rho w_{in}^2}{2}=p_c+\frac{\rho w_u^2}{2}+\frac{\rho w_z^2}{2}+\frac{\rho w_r^2}{2} \tag{3.23}$$

式中，p_{in} 为喷嘴前压力，w_{in} 为切向入口内流速，w_u 为喷嘴出口切向速度分量，w_z 为喷嘴出口轴向速度分量，w_r 为喷嘴出口径向速度分量。

根据动量矩守恒方程有

$$w_{in}R=w_u r \tag{3.24}$$

由方程(3.24)可以看出，随着半径 r 的减少，切向速度 w_u 逐渐增加。当 $r\to 0$ 时，根据动量矩守恒方程(3.24)，$w_u\to\infty$。将 $w_u\to\infty$ 代入伯努利方程(3.23)就会发现，如果速度 $w_u\to\infty$，则静压就会趋向于负无穷大 $p\to-\infty$，但实际上液体的静压不可能小于燃烧室压力或液体的饱和蒸气压，因此由于液流的旋转作用，会在喷嘴的中心形成气涡，如图 3.39 所示，气涡半径为 r_c，在气涡和液体分界面，即在 $r=r_c$ 处，液体压力等于燃烧室压力或饱和蒸气压。



1—旋转液流；2—气涡

图 3.39　离心式喷嘴气涡形成示意图

喷孔内的液体只是充满喷孔内的部分面积，$\varphi=1-r_e^2/r_n^2$ 称为充满系数。

引入两个离心式喷嘴的无量纲结构特性参数：

① 离心式喷嘴几何特性系数

$$A=(Rr_n)/(nr_0^2) \tag{3.25}$$

② 喷口收缩系数

$$c=R/r_n \tag{3.26}$$

在图 3.40 中给出了离心式喷嘴的参数 μ，φ 和 2α 与几何特性系数 A 的关系曲线。

相对于直流式喷嘴，离心式喷嘴有如下特点：

① 当保持喷嘴压降恒定时，可通过改变喷嘴的内部结构尺寸来调整喷嘴的流量系数和喷雾锥角；

② 由于喷雾锥和破碎的液滴散布在较大的横截面上，所以能够加速雾化和蒸发过程，有利于与相邻的喷雾锥混合；

③ 喷嘴结构复杂，尺寸大，流量系数低，单位面积上通过的流量较小。

下面对影响离心式喷嘴工作的一些因素进行分析。

(2) 液体粘性对离心式喷嘴流动过程的影响

液体粘性和其产生的摩擦力对离心式喷嘴的参数 μ，φ 和 2α 将会产生较大影响。液体粘性对离心式喷嘴的影响包括两方面：一方面由于液流与壁表面的摩擦使得液体有效压降减少，从而降低液体流出速度，使流量系数减小；另一方面由于摩擦力的作用，使得动量矩不守恒，减

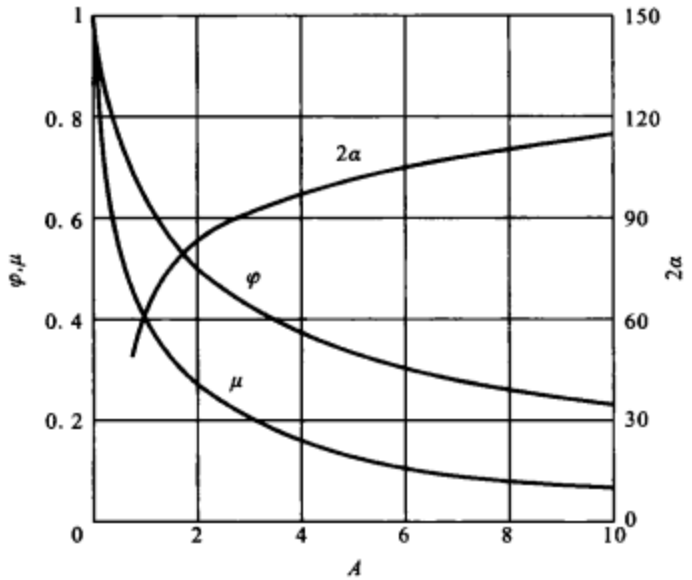


图 3.40 离心式喷嘴的参数 $\mu,\varphi,2\alpha$ 与几何特性系数 A 的关系曲线

小了旋转速度，使气涡半径减小，增加了有效流通面积，从而增大了流量系数。由于这两个方面对流量系数的影响是相反的，故流量系数的最终变化主要取决于具体喷嘴的结构。

一般对于切向孔离心式喷嘴，后一方面的影响较大，因此液体粘性的影响使得流量系数增加，而雾化角减小。对于涡流器离心式喷嘴，由于涡流器的强制作用较大，所以在其喷嘴内腔中，其动量矩的降低没有切向孔离心式喷嘴那么严重，但由于摩擦表面较大，能量损失较大，因而使液体轴向速度减小，这就使流量系数降低。同样，动量矩降低使流量系数增大，这两个因素的综合作用，使得某些喷嘴的流量系数也可以低于理论计算值。

(3) 喷嘴结构对喷嘴流动过程的影响

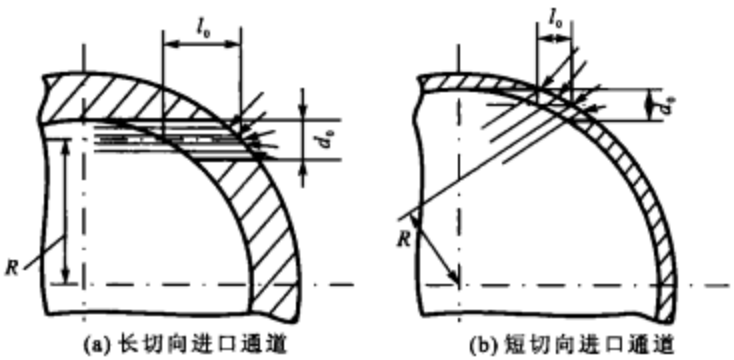
喷嘴结构对喷嘴工作的影响比粘性的影响大得多，这些因素的影响在理论上很难计算，而主要是通过试验途径来确定。影响切向孔离心式喷嘴工作的主要结构因素如下。

1) 旋流室的高度与直径之比 l_k/D_k

旋流室的高度越大，则由于摩擦所造成的动量矩损失就越大，这使喷嘴出口处的切向速度降低，气涡半径减小，所以流量系数上升，而雾化角下降。实际发动机上应用的离心式喷嘴总是一种组元的长些，而另一种组元的短些，这时短喷嘴的流量系数与理论计算值的偏差就较小，而长喷嘴的流量系数与理论计算值的偏差就较大。一般对于长喷嘴最好使 l_k/D_k 不大于 2.5；而对于短喷嘴，则该比值最好不小于 0.5。

2）切向进口通道的长度与直径之比 l_0/d_0

在切向进口通道中，当 $l_0/d_0<2$ 时，通道长度对 μ 和 α 的影响很大，如图 3.41 所示。当切向通道很短时，液体不沿切线方向进入旋流室，而是喷向中心，使旋转臂 R 减小（见图 3.41(b)），这时 μ 增大，而 α 减小。因此切向通道长度 l_0 不应小于直径 d_0 的 1.5 倍，一般取 $l_0/d_0=1.5\sim3$（见图 3.41(a)）。



(a) 长切向进口通道　　(b) 短切向进口通道

图 3.41　切向进口通道的长度与直径之比对离心式喷嘴的影响

3）旋转臂 R 与喷嘴半径 r_n 之比

增加 R/r_n 可以加强液流旋转能力，使流量系数减小，使雾化角增加；但是由于通常需要在头部以尽量小的间距排列喷嘴，所以对于液体火箭发动机用的喷嘴来说，旋转臂 R 与喷嘴半径 r_n 之比不能过大，在大多数情况下取 $R/r_n\leqslant 2.5\sim3.0$。

4）喷口圆筒段长度 l_n 与直径 d_n 之比

增加喷口圆筒段长度与增加旋流室的高度一样，由于能量损失的增加，导致动量矩减小，使得雾化角减小。但试验表明，l_n/d_n 变化对流量系数的影响不大。通常选 $l_n/d_n=0.25\sim1.0$。

(4) 影响离心式喷嘴流动过程的其他因素

1）推进剂温度

在采用再生冷却的液体火箭发动机中，当作为冷却剂的组元进入喷嘴时，有可能被加热到接近沸点甚至等于沸点的温度，因此在设计离心式喷嘴时需要考虑组元预热温度对离心式喷嘴工作的影响。如果在该组元温度下的饱和蒸气压不超过燃烧室压力，则对喷嘴没有显著影响，而只需考虑推进剂密度的变化。但是如果饱和蒸气压大于燃烧室压力，则从喷嘴喷出的就不是液体，而是气液混合物，这就改变了喷嘴的工作状态和流量系数。

2）加工因素

液流的几何尺寸（例如喷嘴内液流层的厚度）与喷嘴的加工误差相比相差不太大，因此加工因素（加工精度、表面光洁度和在边缘有无卷边等）对喷嘴工作的影响并不比喷嘴几何尺寸的影响小。例如，切向通道进口边缘稍微倒圆，就能使喷嘴流量出现±(10%～15%)的变化。

喷嘴出口边缘倒圆会引起雾化角剧烈变化，并使雾化质量显著变坏。在液流通道边缘上有卷边和毛刺更会严重影响液体的流动情况，降低雾化质量。所以应当把喷嘴加工过程看做是发动机推力室制造过程中最重要的环节之一，并对喷嘴的加工提出严格的技术要求。

(5) 单组元离心式喷嘴计算

在设计单组元离心式喷嘴时，可以不考虑粘性和喷嘴几何尺寸比例关系的影响，而是按照上述理想喷嘴理论进行计算，并根据要求规定流量公差和制造公差，然后制造出一批试验用的喷嘴进行液流试验，将试验结果与设计要求比较，并找出其差异的原因，然后对喷嘴的主要尺寸再进行修正，直至达到设计要求为止。下面介绍的是在不考虑粘性时，单组元离心式喷嘴的计算过程。

计算时已知的或选定的原始数据有：

① 喷嘴的质量流量。目前在液体火箭发动机中应用的离心式喷嘴的质量流量为 30～300 g/s。

② 雾化角。一般雾化角 $2\alpha=30°\sim120°$，常用 $90°\sim120°$。

③ 喷嘴压降。一般取喷嘴压降 $\Delta p=0.3\sim1.5$ MPa。对于自燃推进剂，最小允许的喷嘴压降范围为 0.18～0.2 MPa；对于非自燃推进剂，最小允许压降范围可为 0.25～0.35 MPa。

④ 推进剂的物理性质。如密度和粘度等。

⑤ 离心式喷嘴的类型。有涡流器式离心喷嘴或切向孔式离心喷嘴。

切向孔式离心喷嘴可采用以下步骤进行计算：

① 按照选定的雾化角，根据关系曲线找出对应于给定 α 值下的喷嘴几何特性 A 和流量系数 μ。

② 求出喷嘴喷口的直径。由

$$A_n = q_m/(\mu\sqrt{2\rho\Delta p})$$

得

$$d_n = \sqrt{4A_n/\pi}$$

③ 根据喷嘴排列可能允许的外廓尺寸来选择旋转臂 R 的值，一般 R 取 $(2.5\sim3)r_n$。

④ 给定切向孔数目。基于液体沿圆周均匀分布的要求，通常取 $n=2\sim4$。

⑤ 求出切向孔进口半径 $r_0=\sqrt{Rr_n/(nA)}$。

⑥ 求旋流室的半径 $r_k=(R+r_0)$。

⑦ 根据结构的安排情况，最后确定喷嘴的其余尺寸：

- 喷嘴旋流室外径 $d_{ex}=d_k+(3\sim5)r_0$；
- 切向孔长度 $l_0\geqslant2d_0$；
- 喷口圆筒段长度 $l_n=(0.25\sim1.0)d_n$；
- 喷口进口锥面张角 $\psi=60°\sim150°$。

旋流室长度往往取决于头部喷注器的构造，从喷嘴本身的工作要求来说不宜太长，太长会

使液流损失和结构质量增加。

涡流器式离心喷嘴的计算与切向孔式离心喷嘴的计算相同，即按同样顺序计算至第⑤步，然后再按以下步骤进行：

⑥ 给定涡流器螺纹头数，通常取 $n = 2\sim4$。

⑦ 给出涡流器的螺纹升角，通常取 $\beta = 25°\sim35°$。

⑧求出涡流器螺纹槽的法向截面面积 $f_0=\frac{\pi r_n R\cos\beta}{nA}$。考虑到螺旋槽的流量系数 $\mu=0.9$，所以把螺旋槽的通道面积增大到 $f'_0=f/0.9$。

⑨ 求出涡流器和旋流室的几何尺寸。假定螺旋槽为矩形，则螺旋槽法向截面上的宽 S 和高 h 可选定为 $f'_0=Sh$；涡流器外径，即旋流室的直径 $d_k = 2R + h$；涡流器螺纹内径 $d_{in}=2R-h$；涡流器长度 H 一般等于一圈螺旋线（一头螺纹）间距的 1/3～3/4，并且螺纹头数越多，涡流器就可越短。

【例题 3.5】 设计推力室单组元离心式喷嘴。

已知：已知参数同例题 3.1。

题解：

取液氧喷嘴数量 $n_o = 600$，煤油喷嘴数量 $n_f = 300$（这里选取的液氧和煤油喷嘴数量只是考虑了单个喷嘴的质量流量在液体火箭发动机喷嘴的质量流量范围内，使设计的喷嘴尺寸合理，两种喷嘴的比例为 2∶1，主要是考虑到在喷嘴排列时，可采用蜂窝式排列方式，但实际的喷嘴数量还需要考虑其他一些问题，如边区冷却等）。

(1) 液氧喷嘴

液氧喷嘴质量流量 $q_{moh} = q_{moc}/n_o=(134.2/600)\ \text{kg/s}= 0.224\ \text{kg/s}$。

选喷射锥角 $2\alpha_o = 90°$，$\Delta p_o = 1.6\ \text{MPa}$。根据图 3.40 得到喷嘴几何特性 $A_o = 2.6$，流量系数 $\mu_o = 0.25$。

由质量流量方程 $q_{moh}=\mu_o A_{no}\sqrt{2\rho_o\Delta p_o}$，计算得到喷孔面积

$$A_{no}=q_{moh}/(\mu_o\sqrt{2\rho_o\Delta p_o})=[0.224/(0.25\times\sqrt{2\times1\ 140\times1.6\times10^6})]\ \text{mm}^2=14.8\ \text{mm}^2$$

则喷孔直径 $d_{no} = 4.4\ \text{mm}$，喷孔半径 $r_{no} = 2.2\ \text{mm}$。

取 $R_o/r_{no} = 2.5$，切向入口数 $n = 3$，得到 $R_o = 5.5\ \text{mm}$，切向孔半径

$$r_{01} = \sqrt{R_o r_{no}/(nA_o)} = \sqrt{5.5\times2.2/(3\times2.6)}\ \text{mm} = 1.25\ \text{mm}$$

液氧喷嘴的其他尺寸如下：

- 旋流室内径 $d_{ko}=2(R_o+r_{01}) = 13.5\ \text{mm}$；
- 喷嘴外径 $d_{exo}=d_{ko}+3r_{01} = 17.3\ \text{mm}$（选取喷嘴外径时，要考虑切向孔的长径比要求）；
- 对于喷孔圆筒段长度 l_{no}，因为当 $A \leqslant 4$ 时，$l_n/d_n = 0.5\sim1$；当 $A > 4$ 时，$l_n/d_n=$

0.25～1。故 $l_{no}=0.5\times d_{no}=2.2$ mm。

(2) 煤油喷嘴

煤油喷嘴质量流量 $q_{mfh}=q_{mfc}/n_f=(49.4/300)$ kg/s$=0.165$ kg/s。

选喷射锥角 $2\alpha_f=90°$，$\Delta p_f=1.6$ MPa。根据图 3.40 得到喷嘴几何特性 $A_f=2.6$，流量系数 $\mu_f=0.25$。

由质量流量方程 $q_{mfh}=\mu_f A_{nf}\sqrt{2\rho_f\Delta p_f}$，计算得到喷孔面积

$$A_{nf}=q_{mfh}/(\mu_f\sqrt{2\rho_f\Delta p_f})=[0.165/(0.25\times\sqrt{2\times820\times1.6\times10^6})]\ \text{mm}^2=12.9\ \text{mm}^2$$

则喷孔直径 $d_{nf}=4.0$ mm，喷孔半径 $r_{nf}=2.0$ mm。

取 $R_f/r_{nf}=2.5$，切向入口数 $n=3$，得到 $R_f=5.0$ mm，切向孔半径

$$r_{02}=\sqrt{R_f r_{nf}/(nA_f)}=\sqrt{5.0\times2.0/(3\times2.6)}\ \text{mm}=1.13\ \text{mm}$$

煤油喷嘴的其他尺寸如下：

- 旋流室内径 $d_{kf}=2(R_f+r_{02})=12.3$ mm；
- 喷嘴外径 $d_{exf}=d_{kf}+3r_{02}=15.7$ mm（选取喷嘴外径时，要考虑切向孔的长径比要求）；
- 对于喷孔圆筒段长度 l_{no}，因为当 $A\leqslant4$ 时，$l_n/d_n=0.5\sim1$；当 $A>4$ 时，$l_n/d_n=0.25\sim1$。取 $l_{no}=0.5\times d_{nf}=2.0$ mm。

说明：这里给出的仅是单个喷嘴的初步设计结果，对于具体尺寸、喷嘴数量和喷嘴质量流量等参数的选取与设计，还需要考虑喷嘴在喷注器的安放、壁面冷却和燃烧稳定性等要求。

8. 双组元液体离心式喷嘴

相对于直流式喷嘴，单组元离心式喷嘴的结构尺寸较大，流量密度小，需要较大的头部面积来排列喷嘴。同时，虽然单个喷嘴的雾化效果很好，但氧化剂与燃料的掺混效果取决于喷嘴数量和排列方式。为了改善单组元离心式喷嘴的流量密度和掺混效果的问题，可以采用双组元离心式喷嘴。

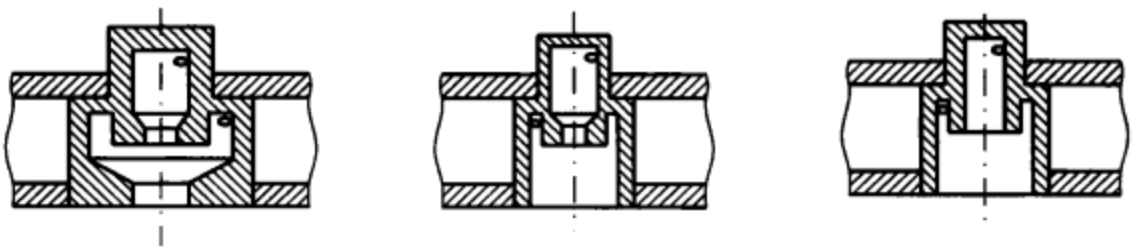
双组元离心式喷嘴主要有两种基本类型：一种为外混合双组元离心式喷嘴（见图 3.42），另一种为内混合双组元离心式喷嘴（见图 3.43）。在现代液体火箭发动机中，双组元离心式喷嘴获得了相当广泛的应用，因为它有以下优点：

① 可按所需的组元混合比来计算和设计喷注面板上不同区域的双组元离心式喷嘴，因而较易于达到所要求的混合比分布，每个双组元喷嘴都是一个混合单元，氧化剂与燃料的掺混更加均匀，从而可以提高燃烧室的燃烧效率。

② 在所通过的质量流量一定的条件下，双组元离心式喷嘴比单组元离心式喷嘴所占的面积小。对于推力较小的发动机，如果采用单组元喷嘴，则要达到均匀混合的效果是比较困难的；但是采用双组元离心式喷嘴后，即使喷嘴的数量很少，也能达到较高的燃烧效率。对于大

(a) 收口型　　(b) 敞口型

图 3.42　双组元外混合离心式喷嘴结构方案



(a) 收口型　　(b) 收口型/敞口型　　(c) 敞口型

图 3.43　双组元内混合离心式喷嘴结构方案

推力发动机，在保证一定雾化混合要求的条件下，单个双组元离心式喷嘴的质量流量可以设计得更大一些，例如可以达到 400～600 g/s 范围内，甚至更大，从而可以减少喷嘴数量，同时，对于简化推力室头部构造和缩小推力室头部尺寸也有较大帮助。

③ 双组元离心式喷嘴缩短了组元混气形成的时间，因而可以提高燃烧的完全程度，或者在燃烧完全程度不变的情况下，缩小燃烧室容积，相应地减小燃烧室结构质量。由于双组元喷嘴的混合性能显著改善，火焰前锋离头部较近，另外双组元喷嘴间距较大，燃气回流增强，故头部喷注面的热防护问题需要重点考虑。

(1) 双组元外混合离心式喷嘴

图 3.42 为典型的双组元外混合离心式喷嘴结构方案简图。它由两个单组元离心式喷嘴组成，一个离心式喷嘴(第一级)的喷口同心地安装在另一个离心式喷嘴(第二级)的内部。两级喷嘴的出口截面位于同一平面，或一级喷嘴的出口截面相对于二级喷嘴略有缩进，两个喷嘴的喷雾锥在离开喷嘴出口后相交。为了减小喷嘴尺寸，可将第二级离心式喷嘴做成敞口形式，也可将两级离心式喷嘴都做成敞口形式(见图 3.42(b))。为了保证内、外喷嘴的液流能够很好地混合，应尽可能使内喷嘴的雾化角大于外喷嘴的雾化角，因为一般燃料的流量小，氧化剂的流量大，故燃料一般供入第一级喷嘴，而氧化剂则供入第二级喷嘴。双组元外混合离心式喷嘴可分为独立工作与非独立工作两种。

1）独立工作的双组元喷嘴

当第一级喷嘴的喷口外径尺寸小于外喷嘴的气涡内径时，第一级喷嘴和第二级喷嘴在互不相关的情况下工作，这种喷嘴叫做独立工作的双组元喷嘴。这时第一级喷嘴和第二级喷嘴的计算方法与单组元离心式喷嘴的计算方法完全一样。

2）非独立工作的双组元喷嘴

当第一级喷嘴的喷口外径尺寸大于第二级喷嘴的气涡内径时，第一级喷嘴就干扰了第二级喷嘴的工作，这种喷嘴叫做非独立工作的喷嘴。对于非独立工作的双组元喷嘴，其第一级喷嘴的计算方法仍然可用一般单组元离心式喷嘴的设计方法计算。

(2) 双组元内混合离心式喷嘴

图 3.43 为典型的双组元内混合离心式喷嘴结构方案简图。两个离心式喷嘴同轴安装，为了保证稳定工作和良好掺混，第一级离心式喷嘴的喷口截面相对于第二级离心式喷嘴的喷口截面向内缩进一段距离。两个喷嘴的喷雾锥在二级喷嘴内相交，一级喷嘴出口与二级喷嘴出口之间的空间称为喷嘴混合室，改变缩进长度可以改变喷嘴内部组元掺混的停留时间。内混合双组元喷嘴结构常用的有以下三种形式：两个离心式喷嘴都是收口型（见图 3.43(a)）；第一级喷嘴为收口型，第二级喷嘴为敞口型（见图 3.43(b)）；两个离心式喷嘴都是敞口型（见图 3.43(c)）。收口型喷嘴能够保证液体相对于喷雾锥轴线分布更均匀，主要应用于喷嘴流量不是很大的发动机中。敞口型离心式喷嘴的外径小于收口型的外径，主要应用于大推力火箭发动机中。

对内混合双组元喷嘴来说，缩进距离是一个非常重要的参数，因为它决定了组元在混合室内停留的时间，如果组元停留的时间过长（$10^{-3}\sim10^{-2}$ s），则喷嘴内有发生爆炸等危险。如果组元停留的时间过短（$<10^{-4}$ s），则组元掺混变差，燃烧效率降低。

【例题 3.6】 设计推力室双组元离心式喷嘴。

已知：已知参数同例题 3.1。

题解：

选取双组元外混合离心式喷嘴（见图 3.42(a)），同时保证两级喷嘴独立工作。煤油喷嘴作为第一级喷嘴，液氧喷嘴作为第二级喷嘴（这里没有考虑喷注器的结构方案，在一些情况下，可能需要将液氧喷嘴作为第一级喷嘴）。

取双组元喷嘴的数量 $n_{of}=271$（可以采用同心圆方式排列，每圈分别为 1，6，12，18，24，30，36，42，48，54 个喷嘴），最外圈采用 60 个单组元离心式煤油喷嘴（为了简化计算过程，认为两类煤油喷嘴的质量流量相同）作为边区冷却喷嘴。

液氧喷嘴数量 $n_o=n_{of}=271$。煤油喷嘴数量 $n_f=n_{of}+60=331$。

首先设计第二级喷嘴（液氧喷嘴）。

液氧喷嘴的质量流量 $q_{moh}=q_{moc}/n_o=(134.2/271)\ \mathrm{kg/s}=0.495\ \mathrm{kg/s}$。

选喷射锥角 $2\alpha_o=90°$，$\Delta p_o=1.2$ MPa，根据图 3.40 得到喷嘴几何特性 $A_o=2.6$，流量系

数 $\mu_o = 0.25$，充填系数 $\varphi = 0.45$。

由质量流量方程 $q_{moh} = \mu_o A_{no}\sqrt{2\rho_o \Delta p_o}$，计算得到喷孔面积

$$A_{no} = q_{moh}/(\mu_o\sqrt{2\rho_o\Delta p_o}) = [0.495/(0.25\times\sqrt{2\times 1\,140\times 1.2\times 10^6})]\ \mathrm{mm}^2 = 37.9\ \mathrm{mm}^2$$

则喷孔直径 $d_{no} = 6.94$ mm，喷孔半径 $r_{no} = 3.47$ mm。

气涡半径 $r_e = r_{no}\sqrt{1-\varphi} = 3.47\sqrt{1-0.45}$ mm $= 2.57$ mm。

取 $R_o/r_{no} = 1.6$，切向入口数 $n = 3$，得到 $R_o = 5.56$ mm，切向孔半径

$$r_{01} = \sqrt{R_o r_{no}/(nA_o)} = \sqrt{5.56\times 3.47/(3\times 2.6)}\ \mathrm{mm} = 1.57\ \mathrm{mm}$$

第一级喷嘴的其他尺寸如下：

- 旋流室内径 $d_{ko} = 2(R_o + r_{01}) = 14.26$ mm。
- 喷嘴外径 $d_{exo} = d_{ko} + 3r_{01} = 18.97$ mm(选取喷嘴外径时，要考虑切向孔的长径比要求)。
- 对于喷孔圆筒段长度 l_{no}，因为当 $A \leqslant 4$ 时，$l_n/d_n = 0.5\sim 1$；当 $A > 4$ 时，$l_n/d_n = 0.25\sim 1$。故 $l_{no} = 0.5\times d_{no} = 3.47$ mm。

下面设计第一级喷嘴(煤油喷嘴)。

煤油喷嘴质量流量 $q_{mfh} = q_{mfc}/n_f = (49.4/331)$ kg/s $= 0.149$ kg/s。

选喷射锥角 $2\alpha_f = 95°$，$\Delta p_f = 2.0$ MPa，根据图 3.40 得到喷嘴几何特性 $A_f = 3.0$，流量系数 $\mu_f = 0.22$。

由质量流量方程 $q_{mfh} = \mu_f A_{nf}\sqrt{2\rho_f\Delta p_f}$，计算得到喷孔面积

$$A_{nf} = q_{mfh}/(\mu_f\sqrt{2\rho_f\Delta p_f}) = [0.149/(0.22\times\sqrt{2\times 820\times 2.0\times 10^6})]\ \mathrm{mm}^2 = 11.8\ \mathrm{mm}^2$$

则喷孔直径 $d_{nf} = 3.88$ mm，喷孔半径 $r_{nf} = 1.94$ mm。

取 $R_f/r_{nf} = 2.0$，切向入口数 $n = 2$，得到 $R_f = 3.88$ mm，切向孔半径

$$r_{02} = \sqrt{R_f r_{nf}/(nA_f)} = \sqrt{3.88\times 1.94/(2\times 3.0)}\ \mathrm{mm} = 1.12\ \mathrm{mm}$$

第二级喷嘴的其他尺寸如下：

- 旋流室内径 $d_{kf} = 2(R_f + r_{02}) = 10.0$ mm。
- 喷嘴外径 $d_{exf} = d_{kf} + 3r_{02} = 13.37$ mm(选取喷嘴外径时，要考虑切向孔的长径比要求)。
- 对于喷孔圆筒段长度，由于第一级喷嘴(煤油喷嘴)位于液氧喷嘴内部，所以喷孔圆筒段需要长一些，具体长度需要考虑液氧喷嘴与煤油喷嘴之间的相互位置与影响。

根据上面的计算结果可以看出，通过一些参数的选取，可以设计出独立工作的双组元外混合离心式喷嘴的结构方案。在这个过程中，主要的问题是为了减小煤油喷嘴的尺寸，需要增加煤油喷嘴的压降。因此独立工作的双组元离心式喷嘴在某些情况下并不是最为合理的方案。可以采用其他方法设计更为合理的双组元喷嘴方案，例如采用非独立工作的双组元喷嘴，或者减小煤油喷嘴的喷射锥角，增加流量系数，同时通过调整煤油喷嘴的缩进长度来改善掺混效果。

3.3.3 喷嘴排列

在完成喷嘴结构的设计工作后，需要将喷嘴在喷注面板上进行排列。喷嘴排列必须满足以下几方面的要求：

① 性能要求。通过喷嘴设计、喷注器混合单元选择和喷嘴排列来保证高效率的燃烧，尽可能提高发动机的性能。

② 稳定性要求。喷嘴排列应尽量减小发生高频不稳定燃烧的可能性，以保证发动机工作稳定。

③ 可靠性要求。合理布置边区冷却喷嘴，正确选择喷嘴间距和撞击角等，组织可靠的内冷却对燃烧室内壁进行热防护，以保证喷注器和燃烧室内壁不出现烧蚀。

④ 要有足够的强度和刚度。

⑤ 流阻损失要小。

⑥ 结构应尽可能简单，工艺性能要好。

在满足稳定性和性能要求方面，为了增加推力室的燃烧稳定性，往往需要采用液相分区、不均匀的流量密度和混合比分布、相应的喷注压降以及采用防振隔板等措施；而对于提高性能来讲，则要求均匀的流量密度和混合比分布。因此，为了提高稳定性，一般情况下会对性能产生不利影响，故两者是相互矛盾的。

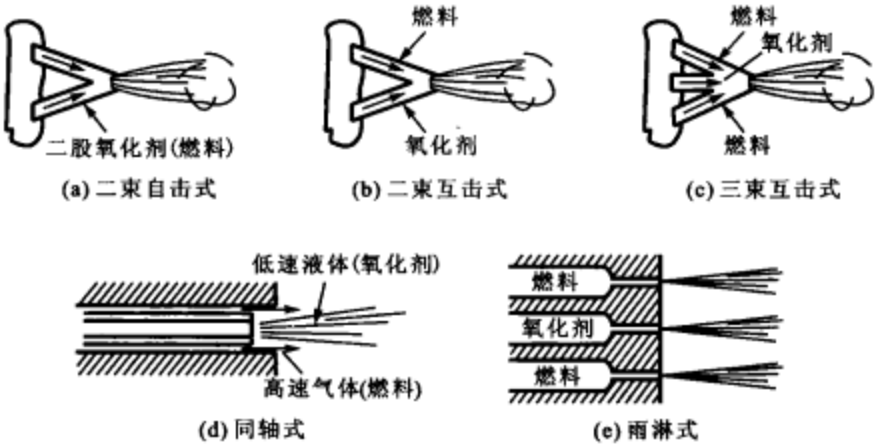
在满足可靠性和性能要求方面，可靠性主要取决于推力室内部高温燃气对推力室壁的作用，目前为了解决可靠性问题，往往采用富燃近壁层来控制室壁附近燃气的温度，这样就造成混合比沿燃烧室横截面分布不均匀，近壁层内的一部分燃料有可能不参与燃烧，在一定程度上会降低燃烧完全程度和推力室比冲。

在对所有喷嘴进行排列之前，需要选择混合单元。混合单元就是负责将两个推进剂组元按一定比例进行混合的喷嘴组合。混合单元在喷注器上的安放顺序决定了整个喷注器的混合规律，并对蒸发和燃烧过程具有明显的影响，在很大程度上决定了喷注器的性能优劣。

由于每个双组元喷嘴就是一个独立的混合单元，所以下面讲的混合单元主要是针对单组元喷嘴。混合单元根据所采用的喷嘴形式不同，基本上可分为直流式混合单元和离心式混合单元两种。

1. 直流式混合单元

常用的直流式混合单元如图 3.44 所示。



(a) 二束自击式　(b) 二束互击式　(c) 三束互击式

(d) 同轴式　(e) 雨淋式

图 3.44　直流式混合单元

(1) 二束自击式

二束自击式混合单元(见图 3.44(a))通常由一对燃料喷孔或一对氧化剂喷孔分别自击组成。二束自击式混合单元是目前在采用直流式喷注器的大推力发动机中应用最广泛的一种混合单元形式。

(2) 二束互击式、三束互击式或多束互击式

二束互击式混合单元(见图 3.44(b))是由一个燃料喷孔和一个氧化剂喷孔互击组成。根据混合比的不同,三束互击式可由两个燃料喷孔和一个氧化剂喷孔互击组成(见图 3.44(c)),或者由一个燃料喷孔和两个氧化剂喷孔互击组成。互击式混合单元混合效果较好,布置较紧凑,但对工艺质量要求高。

(3) 同轴式

同轴式喷注单元(见图 3.44(d))常用在液氧/液氢发动机上,液体氧化剂(液氧)以较低的速度喷出,气体燃料(气氢)在环绕液氧管的环形缝隙内以较高的速度喷出。由于高速气体对液体表面产生剪切作用,使液体氧化剂雾化,并与燃料混合。

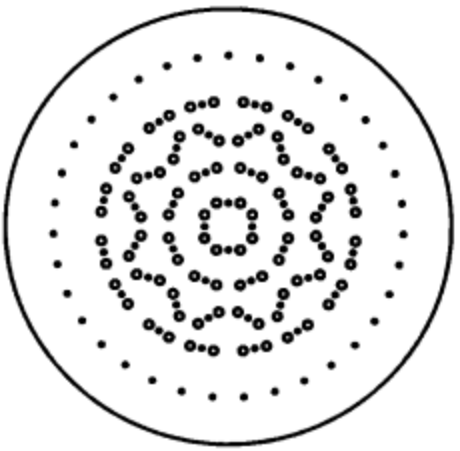
(4) 雨淋式(莲蓬头式)

这种形式(见图 3.44(e))的喷孔布置应用不多,只用在喷注器的局部,例如在建立燃烧室边区冷却液膜或冷却推力室防振隔板时才加以应用。但对于低沸点推进剂,有时可用做主要的喷注元件。

直流式混合单元在喷注面上通常以同心圆形式排列。图 3.45 中给出了一种直流式喷注器喷嘴的排列方式,在中心区域采用三股互击式喷注单元(两股氧化剂、一股燃料),边区以同心圆形式布置一圈单组元燃料喷嘴。

2. 离心式混合单元

单组元离心式喷嘴的基本排列形式主要有以下三种：蜂窝式（见图 3.46(a)）、棋盘式（见图 3.46(b)）和同心圆式（见图 3.46(c)）等。



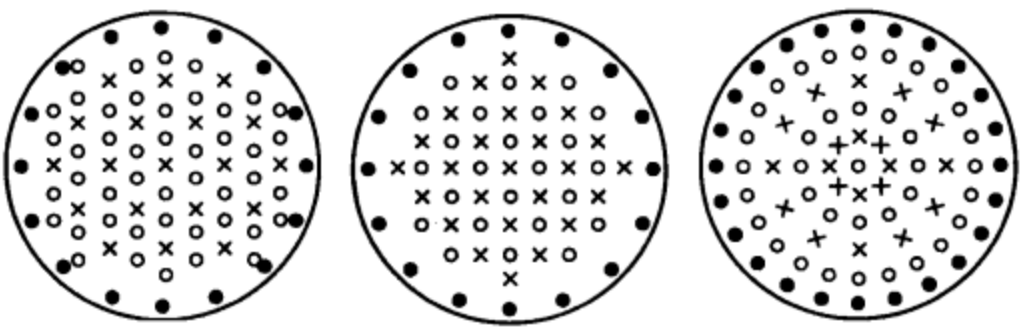
注：实心圆为燃料喷嘴，空心圆为氧化剂喷嘴。

图 3.45 一种直流式喷注器的喷嘴排列方式

(1) 蜂窝式

当喷嘴按蜂窝式排列时，每个燃料喷嘴周围都有 6 个氧化剂喷嘴，每个混合单元为蜂窝形状（六边形）。如假定喷嘴间距为一个单位长度，例如为 1 cm，则每个混合单元的面积 $A_1 = 2.6\ \mathrm{cm}^2$。在这个混合单元中，燃料喷嘴数量 $n_f = 1$，氧化剂喷嘴数量 $n_o = 2$（与 1 个燃料喷嘴相邻的有 6 个氧化剂喷嘴，每个氧化剂喷嘴的 1/3 与中间的燃料喷嘴掺混），喷嘴总数 $n_s = n_f + n_o = 3$，单位面积上的喷嘴数即密集度 $n_s/A_1 = 1.15$，氧化剂喷嘴与燃料喷嘴数之比为 2。

相对于其他排列形式，蜂窝式排列的喷嘴密集度高，应用较为广泛。有时也采用反蜂窝排列，即在混合单元中，中间一个为氧化剂喷嘴，周围六个为燃料喷嘴。当推进剂混合比很小时，例如在燃气发生器中就常用反蜂窝式排列。



(a) 蜂窝式　(b) 棋盘式　(c) 同心圆式

×—燃料喷嘴；○—氧化剂喷嘴；●—边区冷却喷嘴

图 3.46 离心式喷嘴排列形式

(2) 棋盘式

当喷嘴按棋盘式排列时，每个燃料喷嘴周围有 4 个氧化剂喷嘴，每个混合单元为四边形形状。如假定喷嘴间距为一个单位长度，例如为 1 cm，则每个混合单元的面积 $A_1 = 2\ \mathrm{cm}^2$。在这个混合单元中，燃料喷嘴数量 $n_f = 1$，氧化剂喷嘴数量 $n_o = 1$（与 1 个燃料喷嘴相邻的有4 个氧化剂喷嘴，每个氧化剂喷嘴的 1/4 与中间的燃料喷嘴掺混），喷嘴总数 $n_s = n_f + n_o = 2$，单位

面积上的喷嘴数即密集度 $n_s/A_1 = 1$，氧化剂喷嘴与燃料喷嘴数之比为 1。

棋盘式排列的喷嘴密集度要小于蜂窝式排列。

(3) 同心圆式

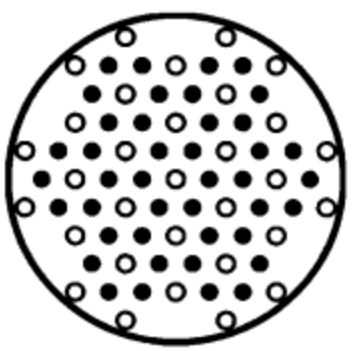
同心圆式排列的特点是，所有喷嘴都位于一系列同心圆上，燃料喷嘴和氧化剂喷嘴可沿同心圆交叉排列，或沿辐射线方向交叉排列，双组元喷嘴或直流式喷注单元通常都采用同心圆式排列。

3. 边区喷嘴的排列

由于在很多情况下，推力室壁的冷却问题需要在喷注器设计过程中加以考虑，也就是在排列喷嘴时，利用靠近推力室壁的边区喷嘴建立温度相对较低的近壁保护层，从而结合推力室的其他冷却措施（如再生冷却）实现推力室壁的热防护。因此，可以采用以下形式对边区喷嘴进行排列：

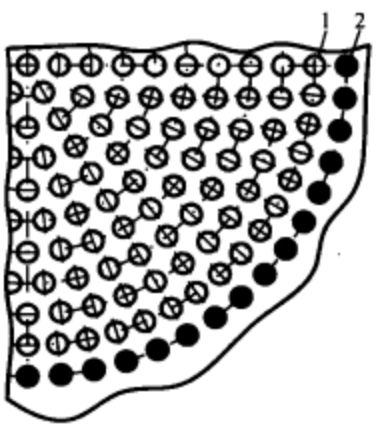
① 近壁层的混合单元做成不完整的，取消部分氧化剂喷嘴。例如，当整个喷注器采用蜂窝式排列时，去掉所有边区混合单元中分布在近壁层的氧化剂喷嘴（见图 3.47）。如此配置的边区混合单元（正确地说，应该是不完整的混合单元）与中心区混合单元相比，燃料有较多的富余，因而就形成了低余氧系数区，使得近壁层燃气的温度降低。

② 喷注面的最外侧用一圈燃料（有些情况下也采用氧化剂）喷嘴构成保护近壁层。为了尽量减少比冲损失，这些喷嘴在结构形式上及流量上与中心喷嘴不同，一般可采用小流量的离心式喷嘴或采用小流量的直流式喷射孔的内冷却环。当采用直流式喷射孔的内冷却环时，为了在壁面形成稳定的保护液膜，直流式喷射孔的方向通常向壁面倾斜一个角度。同时为了得到沿圆周的均匀近壁层，边区喷嘴一般用同心圆布置（见图 3.48 和图 3.49）。



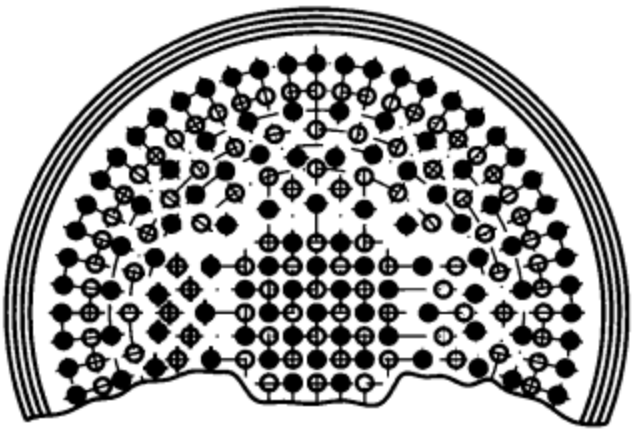
○—燃料喷嘴；●—氧化剂喷嘴

图 3.47　边区混合单元排列成不完整形式



1—双组元喷嘴；2—单组元喷嘴

图 3.48　同心圆式喷嘴排列方案



○ —氧化剂喷嘴；● —燃料喷嘴

图 3.49 由棋盘式过渡到同心圆式的喷嘴排列方案

4. 液相分区

燃烧稳定性问题是推力室研制过程中的一个关键问题。在进行喷嘴排列时，在保证掺混效果的同时，还需要尽可能提高燃烧过程的稳定性。液相分区可以改善燃烧稳定性（见图 3.50），通过将喷注器分成若干个区域，在不同的区域内采用不同类型的喷嘴、不同的质量流量密度、不同的撞击角或者不同的组元混合比，可造成各区不一致的燃烧过程。

在进行液相分区时，通常在分区面上采用雾化较粗、喷射距离较远的喷嘴，这些喷嘴称为分区喷嘴。分区喷嘴喷出的液体可以形成连续的液膜，将各区分隔开。

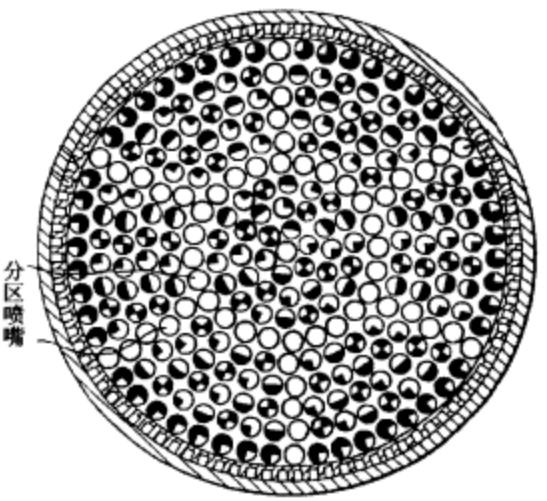


图 3.50 采用液相分区的喷注器

分区喷嘴以及各区不一致的燃烧一方面使燃烧室内的敏感介质分布得不均匀，使压力波在传播过程中得不到均匀的、连续的能量补充；另一方面波在传播过程中所受的阻尼有所增加，破坏了高频不稳定燃烧所形成的能量条件，从而有利于提高燃烧稳定性。

3.3.4　燃烧稳定装置

1. 不稳定燃烧

在液体火箭发动机工作过程中，燃烧室压力的脉动或多或少总是存在的。一般将随机的、没有规律的、其振幅不超过稳定值 5% 的燃烧室压力脉动称为粗糙燃烧，而将有规律的、振幅较大的燃烧室压力脉动称为不稳定燃烧。

不稳定燃烧通常可以按燃烧室压力的振荡频率和激发机理不同，分为低频、中频和高频不稳定燃烧。振荡频率在 100 Hz 以下称为低频不稳定燃烧；振荡频率介于 100～1 000 Hz 的称为中频不稳定燃烧；振荡频率高于 1 000 Hz 的称为高频不稳定燃烧。高频不稳定燃烧性通常是燃烧过程与燃烧室声学特性耦合的结果，也称为声学不稳定性。

燃烧稳定性问题是液体火箭发动机研制过程中非常重要的问题，也是非常不容易解决的问题。最具有代表性的是美国 F—1 发动机的研制过程，美国为满足“阿波罗”登月计划中的大推力的要求，开始研制采用液氧/煤油推进剂的 F—1 发动机，该发动机在研制初期就出现了燃烧不稳定性。为解决燃烧不稳定性问题，美国实施了所谓“一号工程”计划，从开始研制到飞行，针对 F—1 发动机开展了大量的理论研究和 2 000 多次全尺寸的试验研究，取得了大量研制成果和经验，但同时也是迄今为止解决燃烧不稳定性问题最费时、最昂贵的计划。

在燃烧室设计方面，对于提高中、低频的燃烧稳定性，可以采用的措施有：提高喷嘴压降，以改善混合雾化效果；改进喷注器设计，以改变燃气振荡频率等。

为了解决高频燃烧不稳定性问题，除了上面提到的在设计喷注器时可以采用的液相分区的方法，还可以采用在燃烧室内设置隔板、共振腔等燃烧稳定装置，来提高燃烧稳定性。下面主要介绍解决高频燃烧不稳定性问题的措施。

2. 防振隔板

在喷注器上安装防振隔板（见图 3.51），将燃烧区域分割成若干个小区，这在某种意义上就相当于将一个大燃烧室分成了若干个直径较小的燃烧室。防振隔板是抑制横向高频不稳定燃烧的最有效办法之一，第一，防振隔板能改变燃烧室的声学性质，这是由于相对于整个燃烧室来说，被隔板分割后的区域的容积减小，而其中压力振荡的频率则相应提高，激发和维持振荡的能量也大大增加，这样很容易使能量条件得不到满足；第二，因压力波局限在小的固体隔板腔内传播，隔板所在处又总是压力波腹位置，其波形也将大大改变，波动周期很短，远小于能量的准备周期，这又使振荡的时间条件遭到破坏；第三，由于分区隔板使燃气产生涡流，使波在传播中的能量耗散增加。

在设计防振隔板时需要确定隔板的高度、形状和冷却方式。

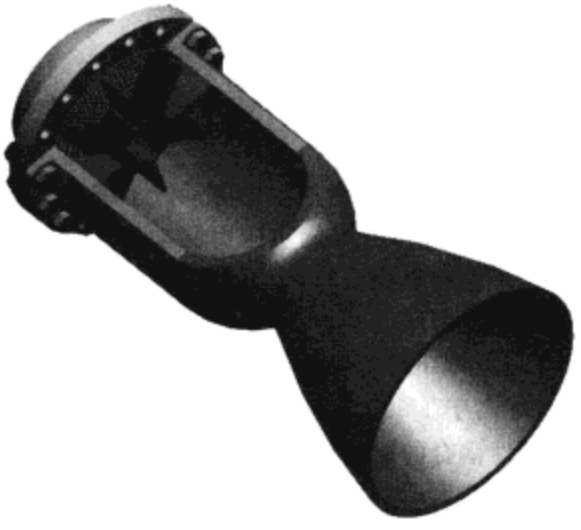


图 3.51 燃烧室内隔板示意图

(1) 隔板高度

隔板高度应高出高频不稳定敏感区的高度才能起到作用。否则的话，扰动波将不受隔板的阻尼作用而不断从敏感区获得能量补充，从而形成高频自激振荡。这个敏感区的高度可以根据高频不稳定燃烧的液滴蒸发理论求得。对于雾化、混合和蒸发较好的多数发动机，当采用离心式喷嘴时，其敏感区距喷注面 60～80 mm；当采用直流喷嘴时，其敏感区距喷注面 75～100 mm，所用隔板高度一般为 80～100 mm。通常取隔板高度与燃烧室直径之比为 0.2～0.3。例如：当 D_c= 400～600 mm 时，隔板高度可取 100 mm 左右。

(2) 隔板形状

隔板方案在很多发动机上得到了使用。隔板一般由周向或径向隔板组成，或只由径向隔板组成。常见的几种隔板形状如图 3.52 所示。一般主要根据燃烧室的直径来确定隔板的形状。

当燃烧室直径为 200～300 mm 时，一般只采用径向隔板，将燃烧室分成 3～4 个区（见图3.52(a)）。

当燃烧室直径为 400～600 mm 时，一般采用一个周向隔板和 4～6 个径向隔板，将燃烧室分成 5～7 个区（见图 3.52(b)、(c)、(d)）。

周向隔板的直径一般不应超过 350 mm。如果燃烧室直径很大，则可采用两圈隔板（见图 3.52(e)）。

(3) 隔板冷却

安装防振隔板能够较好地解决燃烧不稳定性问题。由于隔板工作在高温燃气中，所以隔

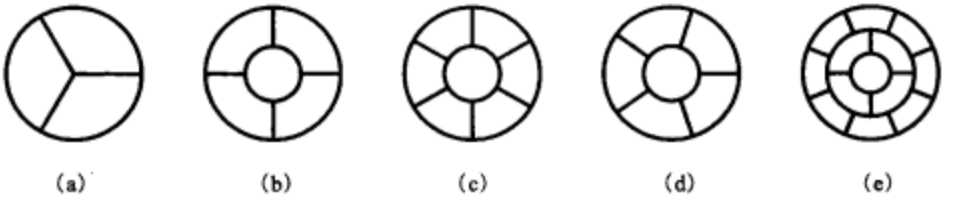


图 3.52　常用的隔板形状

板冷却问题需要很好地解决。有些发动机采用分区喷嘴组成防振隔板，这样既能解决高频不稳定燃烧的问题，同时又能解决隔板的冷却问题，如美国的 SSME 和苏联的 RD—170 发动机（见图 3.53）。

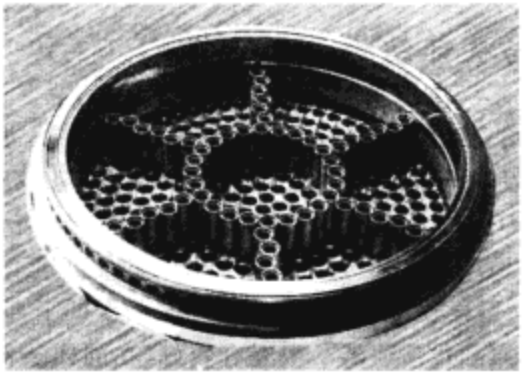


图 3.53　苏联 RD—170 发动机喷注器分区隔板喷嘴图

3. 声衬和声腔

声衬是一种装在实心壁燃烧室内的圆筒，筒上有孔眼，燃烧室壁与衬里之间的空隙为谐振腔，如图 3.54 所示，在燃烧室内装置声衬的原理与在一般房屋中利用消声砖或共振器来减低声音的原理一样，当燃烧室内产生了压力波后，入射波冲击衬里，其中一部分通过孔进入谐振腔，并在该过程中失去一部分能量；返回燃烧区的反射波的能量低于入射波，并与入射波异相，从而可以避免波与波的耦合，提高燃烧稳定性。

声腔（声槽）一般是装在喷注器中与内壁相接部位的径向或轴向的环形槽（见图 3.55）。由于这种声波吸收器位于沿喷注器周围的压力波腹位置上，所以提高稳定性的效果较为明显。声腔的作用原理与声衬相似，主要是靠压力波的进、出来耗散振荡能量。由于声腔的安装位置较为有利，便于解决冷却问题和方便结构设计，所以在很多发动机上得到了应用。一般选择声腔与隔板联合使用，隔板用来消除较低次的（如一次或二次切向、一次径向）振型，而用声腔来消除其余的高次振型（如三次切向、二次径向等）。

上面分别介绍了液相分区、防振隔板、声腔和声衬，为了提高燃烧稳定性，通常采取以上几

种措施组合的方式。

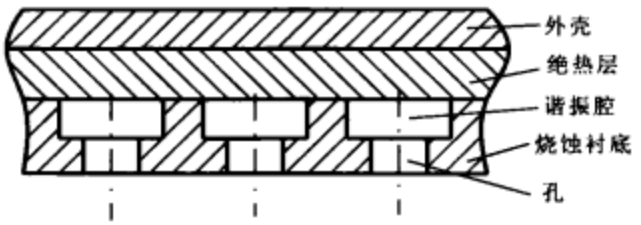


图 3.54 一种烧蚀声衬结构

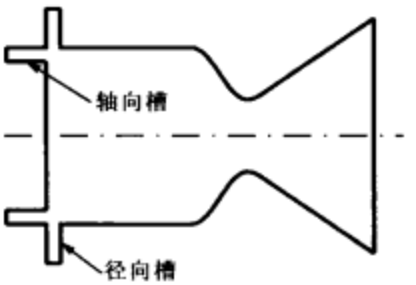


图 3.55 声腔结构示意图

3.3.5 喷注器与头部结构

喷注器的作用是按照给定的流量和混合比将推进剂组元导入燃烧室，并实现推进剂组元的雾化和掺混。对于燃气发生器循环发动机，喷嘴一般为液体喷嘴，所采用的喷注器按照喷嘴类型可分为直流式喷注器和离心式喷注器，两种类型的喷注器各有优缺点：

① 由于离心式喷嘴结构尺寸大，流量系数低，因此，同样流量下离心式喷注器直径要比直流喷注器直径大 20%～25%，导致离心式喷注器的流量密度低于直流式喷注器。

② 采用双组元喷嘴的离心式喷注器一般混合较好，在同样条件下，其燃烧室的燃烧效率高于采用直流式喷注器的燃烧室，或者在保证相同燃烧效率的条件下，可以缩短其燃烧室的轴向长度。

③ 直流式喷注器多采用整体结构，结构质量比离心式喷注器大，但强度、刚性及两个组元间的密封性要比离心式喷注器的好，工作可靠性高。

在补燃循环发动机推力室中，一般是富氧或富燃燃气与另一种液体组元反应，通常采用同轴式双组元气液喷嘴（见图 3.29）。

1. 采用离心式喷嘴的推力室头部结构形式

用离心式喷嘴作为喷注元件的头部结构（见图 3.25），一般是只承受内压而不承受外力的轻型结构，由薄板材制成上、中、下三层（三底），并用三个底构成氧化剂腔和燃料腔，为了有较好的承受内压能力，上底一般为球形，上面焊有进口法兰盘或接管嘴，中、下底通过喷嘴扩边钎焊连接起来，构成平板喷注器，上、中、下三底可直接焊在一起，然后与身部连接，推进剂的另一组元由身部冷却通道进入中、下底构成的内腔，然后进入喷嘴，为防止杂质堵塞，在上、下腔的进口处一般装有滤网。

图 3.25 所示为一典型的较大推力的离心式喷嘴头部结构，其特点为：

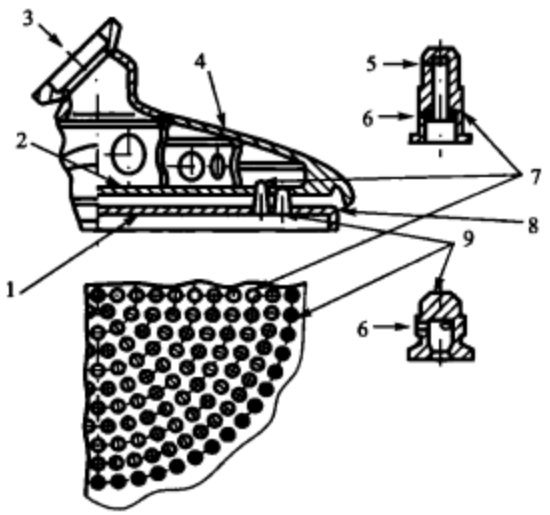
① 为满足燃料腔强度和刚度的需要，在上、中底之间焊有一个加强环，环上有直径较大的六个圆孔，以保障燃料的流通和在周向上的均匀分布。

② 隔板通过焊在下底上的隔板座与喷注器连接，通过进口半管与身部相连。

③ 有一个主要承力机械加工件——工艺环，上、中、下三底均焊在它上面，在工艺环上还加工有两排边区冷却小孔，以形成内壁冷却液膜，为了使外排冷却孔入口处的流体速度和压力均匀并对其本身进行冷却，还焊有一个隔流板。工艺环上还钻有数目较多的轴向孔，身部再生冷却通道中的氧化剂组元通过这些轴向孔进入头部的氧化剂腔。

④ 装有与燃料腔相通的限流管，用以精确控制边区冷却液膜的流量。

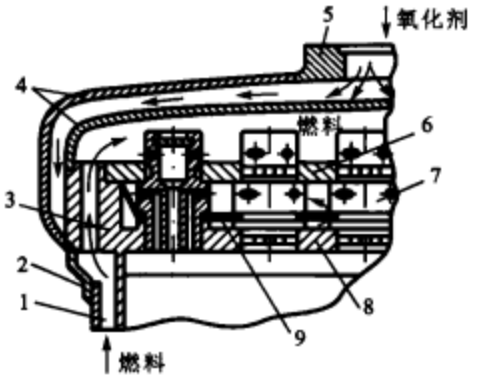
当设计采用双组元喷嘴的头部集液腔时，一个关键问题是如何将两种推进剂组元供入集液腔及分别通过哪一个集液腔进入喷嘴，这对头部结构的影响很大。由于推力室身部通常采用再生冷却，故冷却剂（如燃料）可以从身部冷却通道出来后进入由下底和中底组成的头部内腔，而将另一组元（如氧化剂）供入头部外腔，在这种情况下头部结构较为简单，如苏联的 RD—107 和 RD—108 发动机头部结构（见图 3.56）。



1—下底；2—中底；3，5—氧化剂入口；4—上底；6—燃料入口；
7—双组元离心式喷嘴；8—由冷却通道供入的燃料；9—单组元离心式喷嘴

图 3.56　RD—107 发动机头部结构

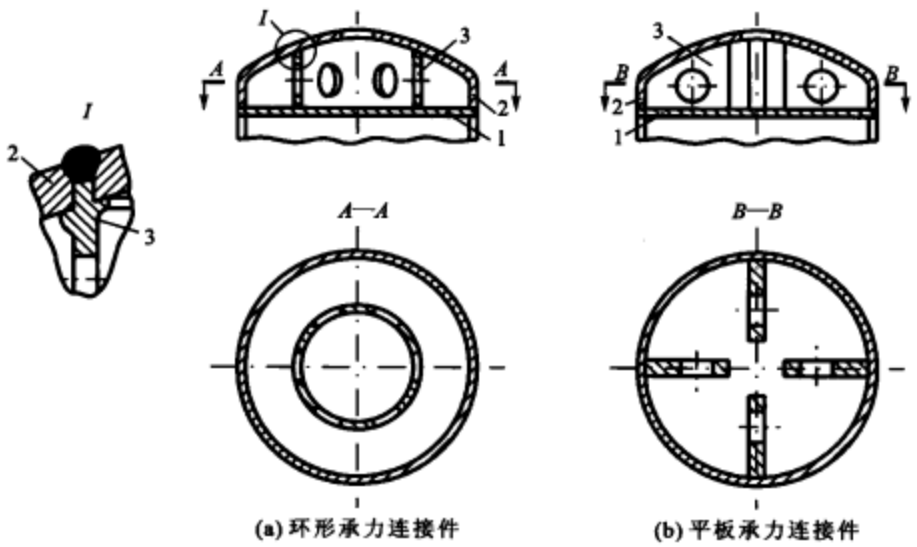
但是在很多情况下，特别是在采用双组元离心式喷嘴时，由于喷嘴流动特性的原因或者为了保证工作过程的稳定性，需要将冷却通道出口的冷却剂导入外腔，而将另一种组元导入内腔，这使头部结构明显复杂化，需要在头部壳体内设计出交叉的通道（见图 3.57）将两种组元导入各自的集液腔。当不通过冷却通道将组元导入头部内腔时，也会出现上述情况。此时在头部外围必须设置特殊的集液器，且在头部壳体中须有相应的径向通道，推进剂组元通过这些径向通道流入内腔。



1—推力室身部；2—连接环；3—头部壳体；4—上底；
5—氧化剂入口法兰盘；6—中底；7—喷嘴；8—下底；9—导流板

图 3.57 采用双组元喷嘴的头部

为了增加头部结构的刚性和强度，特别是在头部直径较大的情况下，常在头部外腔设置不同形状的承力连接件。有的形状为带孔的筒形环（见图 3.58(a)），有的形状为带孔的平板（见图 3.58(b)）。这些承力连接件除提高强度外，还能对推进剂组元在腔内的流动过程起到控制作用，使推进剂组元的流动沿圆周方向分布更均匀，减小对不同位置的喷嘴流量系数和雾化特性的影响。



(a) 环形承力连接件　　(b) 平板承力连接件

1—平底构件；2—上底；3—承力连接件

图 3.58 头部外腔的加强结构

2. 采用直流式喷嘴的推力室头部结构

带有直流式喷注器的头部结构(见图 3.59)多采用铸件、锻件或厚板材制造，可以作为传递推力的部件，具有整体性强和刚性强等特点。

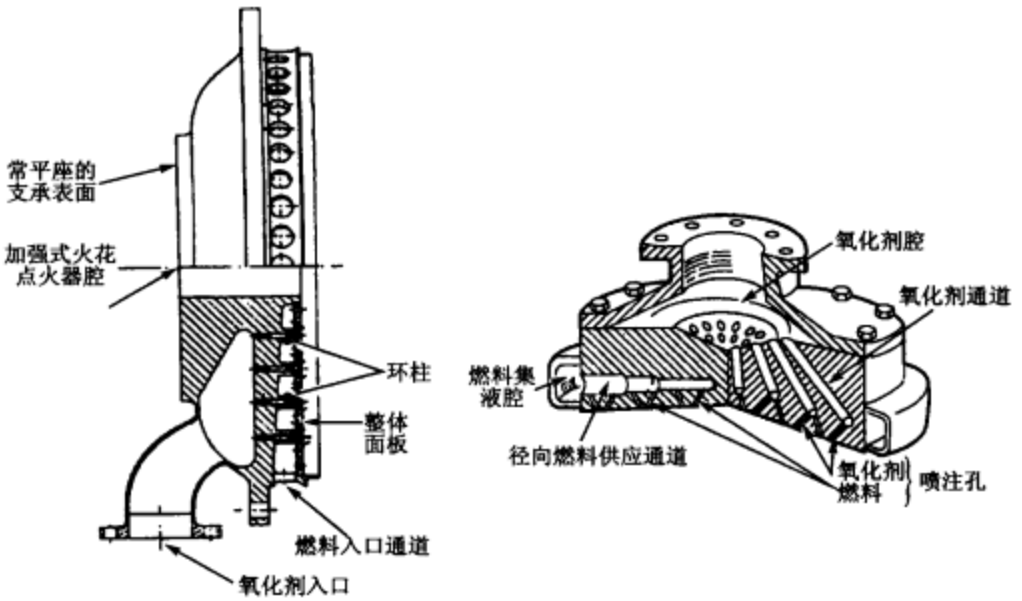


图 3.59　采用直流式喷嘴的推力室头部结构

3. 喷注面板的冷却

推力室喷注面板附近存在燃气回流现象(见图 3.60)，燃气回流对于提高燃烧效率和燃烧稳定性是有利的，但对于喷注面板的热防护会产生不利影响。

在设计喷注器时，一方面需要选择合理的喷嘴间距，对燃气回流进行控制，另一方面可采用以下方式对喷注面板进行冷却：

① 导流板(见图 3.57)。导流板可以增加下底附近的液体流速，提高冷却效果。

② 多孔材料。如 SSME 发动机推力室头部采用的多孔材料结构(见图 3.61)，氢气通过多孔材料进入燃烧室，并对下底进行冷却。

③ 对喷注面板受热严重的部位，可以通过增加小流量的直流喷孔进行冷却。

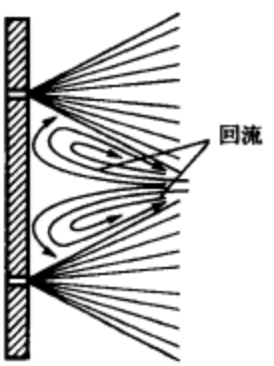
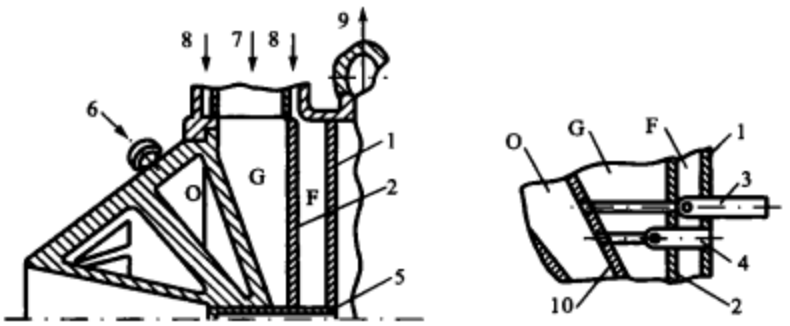


图 3.60　燃烧室头部附近的“回流”

4. 氢氧发动机头部结构

这里主要以美国的 SSME 发动机为例进行介绍。

图 3.61 给出的是美国 SSME 氢氧发动机推力室头部的部分结构。在 SSME 推力室喷注器上装有 600 个双组元同轴式喷嘴。每个双组元喷嘴由两个直管套在一起组成，喷嘴的内管与头部的外腔(O)相通，为氧化剂内喷嘴；喷嘴的外管(大多数喷嘴的外管与 G 腔相通)是喷射涡轮排气(富燃料燃气)的外喷嘴；最外边的一圈燃料喷嘴与 F 腔相通，从身部冷却通道出来的气氢通过这圈喷嘴(共 75 个)喷入燃烧室。



1—下底；2—中底；3—组成防振隔板的喷嘴；4—主喷嘴；5—点火器的燃气通道；6—氧化剂入口；
7—涡轮排气入口；8—冷却燃气导管的气氢；9—身部冷却通道冷却剂入口；10—上底
O—氧化剂腔；G—富氢燃气腔；F—氢腔

图 3.61 SSME 液氢-液氧发动机推力室头部

喷嘴沿 13 个同心圆的圆周排列，一部分喷嘴从下底伸出，组成一个环形的和五个径向的防振隔板。此外，在身部前段还设有声腔。整个防振设计方案能够保证推力室燃烧过程的高频稳定性。

SSME 头部结构的下底 1 与中底 2 都是用多孔材料制成的。温度相对较低(约 300 K)的氢在压差作用下，自 F 腔通过多孔材料底板中的一些小孔向下进入燃烧室，向上进入充有热燃气的 G 腔，对下底与中底进行冷却。

在头部中间设有一个通道，在其外端安装电点火器。当发动机启动时，从此装置的点火室向燃烧室喷出启动火炬。

5. 液氧/煤油补燃发动机头部结构

这里主要介绍苏联的 NK—33、RD—120 和 RD—170 发动机的头部结构，这些发动机的头部结构有很多类似之处。

(1) 推力室头部

如图 3.62 所示，补燃循环液氧/煤油发动机推力室头部一般包括燃气导管、整流栅和喷注

器三个部分。整流栅至喷注器中底之间的容腔称为阻尼腔。

1）燃气导管

燃气导管通常为弯管结构，如图 3.62 所示，弯管由两个半管焊接而成，以避开强度薄弱环节，保证焊缝不在应力最大区域。为减小质量，燃气导管可设计为变截面、变厚度和等强度结构，这种结构还可减小燃气导管的热应力。

2）整流栅

富氧燃气经过燃气导管后，气流流线为曲线，在离心力的作用下，气流形成二次流，并产生旋涡。气路设置整流栅的目的是为了使气流到达气喷嘴入口处的压力分布更均匀。整流栅还对喷注器下底冷却、燃烧稳定性和推力室性能产生影响。对于直径大（>300 mm）的燃气导管，整流栅设计为球壳型多孔结构；当直径较小时，可选平板多孔板结构（图 3.63）。孔一般按照同心圆排列，孔数可取为 1，6，12，18，……依次递增。

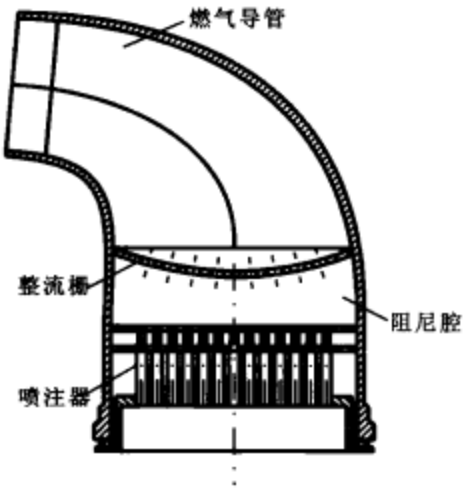


图 3.62　液氧/煤油补燃发动机推力室头部

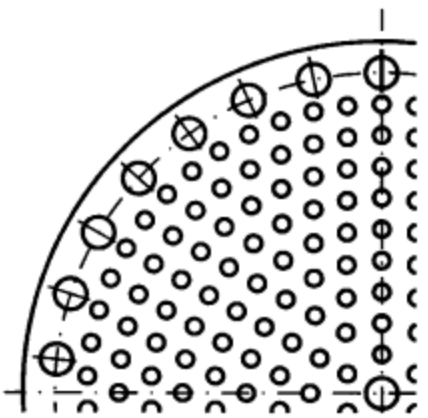


图 3.63　平板多孔板结构的整流栅

3）喷注器

包括下底、喷注器壳体、气液双组元喷嘴和点火喷嘴等。如果设计需要，还可采用类似于图 3.57 中给出的保护喷注器下底的导流板结构。

喷注器下底为杯形结构，上面有螺旋铣槽，中心区主喷嘴出口处对下底进行扩口。在喷注器钎焊之后对中心喷嘴和主喷嘴的出口边缘进行扩口，以保证喷嘴出口处流动平稳。中心喷嘴和主喷嘴为气液双组元同轴内混合直流离心式喷嘴。采用中心区隔板喷嘴和边区隔板喷嘴伸进燃烧室形成一个周向和六个径向的隔板。推力较小的补燃循环液氧/煤油发动机可不采用隔板。

补燃液氧/煤油发动机一般采用化学点火方式，由点火喷嘴将化学点火剂（自燃液体）喷入

燃烧室进行点火。RD—170 发动机采用了 4 个点火喷嘴。点火喷嘴沿喷注器的周向均匀分布，或只采用中心喷嘴作为点火喷嘴。

(2) 喷注器设计

喷注器由壳体(中底)、下底和各类喷嘴等零部件组成(见图 3.64)。

对于液氧/煤油补燃发动机推力室，通常喷注单元(不包括点火喷嘴)为同轴式双组元气液喷嘴，其中液体喷嘴(燃料喷嘴)为切向孔离心式喷嘴，气体喷嘴可以是直流式或离心式喷嘴。

RD—120 发动机是高压补燃液氧/煤油发动机的典型例子，该发动机推力室的喷注器上共采用了 5 种类型的 271 个喷嘴，包括 1 个中心喷嘴、168 个中心区主喷嘴、48 个边区主喷嘴、48 个中心区隔板喷嘴和 6 个边区隔板喷嘴。

图 3.65 中给出了 RD—170 发动机推力室主喷嘴与隔板喷嘴示意图。主喷嘴为内混合同轴直流离心式喷嘴。富氧燃气经节流嘴进入直流式喷嘴。液相煤油经双排切向孔进入离心式喷嘴，旋转形成一层薄膜覆盖于缩进长度段表面，富氧燃气从其表面吹过，气液组元在缩进长度段内混合。隔板喷嘴为气液双组元喷嘴，其中液喷嘴采用铣槽式结构(涡流器式离心喷嘴)，煤油经过矩形槽后直接进入燃烧室。隔板喷嘴处在燃烧室的高温燃烧区，需要可靠的热防护以防止局部烧毁。采用的防护措施主要有：隔板喷嘴选用导热性能好的铬青铜材料，以及采用煤油对隔板喷嘴进行冷却，此外，主喷嘴出口形成的液膜对隔板喷嘴也有一定的保护作用。

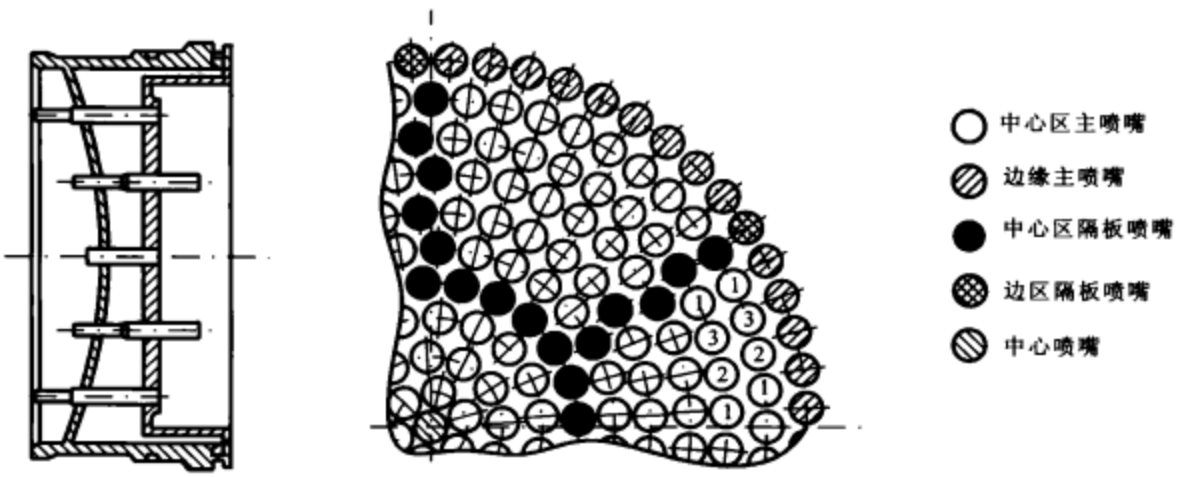
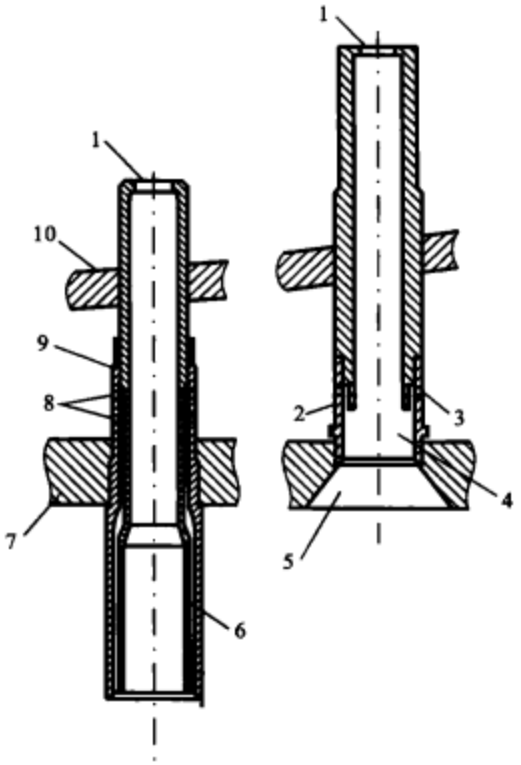


图 3.64 喷注器及喷嘴排列示意图

喷嘴排列示意图如图 3.64 所示，类似于同心圆排列，RD—120 发动机推力室喷注器共有 10 圈喷嘴，每圈喷嘴数量按 1,6,12,18,……递增。在第 5 圈通过隔板喷嘴组成一个周向防振隔板，第 5 圈之后通过隔板喷嘴组成 6 个径向隔板。最外圈为边区主喷嘴和边区隔板喷嘴。中心喷嘴、中心区主喷嘴和边区主喷嘴的富氧燃气流量均相等。中心区主喷嘴分为 1,2,3 三类，在图 3.64 中以数字 1,2,3 表示，差别在于燃料的流量不同，这是为了在喷注器面上形成流

量分区，以提高燃烧稳定性。



1—燃气入口；2—喷嘴内的燃料腔；3—供入燃料的切向孔；4—掺混区；5—喷嘴锥形出口；6—涡流器；7—喷注器下底；8—供入燃料的孔；9—下底与中底之间的燃料腔；10—喷注器中底

图 3.65　RD—170 发动机推力室喷嘴示意图(左侧为隔板喷嘴，右侧为主喷嘴)

3.4　推力室身部设计

3.4.1　推力室身部热环境

推力室燃烧产物的温度很高，图 3.66 给出了液氧/煤油和液氧/液氢推进剂的燃烧产物温度的热力计算结果，高压补燃液氧/煤油发动机推力室内的最高燃气温度超过 3 800 K，远远超出了推力室结构材料所能承受的温度；同时，燃气流速高(喉部流速高达 1 000～1 500 m/s)，经过推力室壁面的热流密度大(10～160 MW/m^2)，因此热防护是推力室身部设计需要解决的关键问题。

推力室身部还承受很高的燃烧室压力和冷却剂压力的作用。为了提高结构强度，减轻结构质量，液体火箭发动机推力室身部一般是制造成一个不可拆卸的整体焊接件结构。中等推力和大推力发动机的推力室身部一般采用再生冷却，内壁材料选用导热性能好的材料，如铜锆合金，外壁材料为不锈钢，推力室的内壁和外壁通常分别厚 1 mm 左右和 2～3 mm，两壁之间为冷却通道。对于大推力发动机，为了提高强度，在圆筒段（即燃烧室部分）外壁通常增加了加强肋。小推力液体火箭发动机多采用耐热合金，如铌、钨、钼、钽合金以及碳-碳复合材料等。

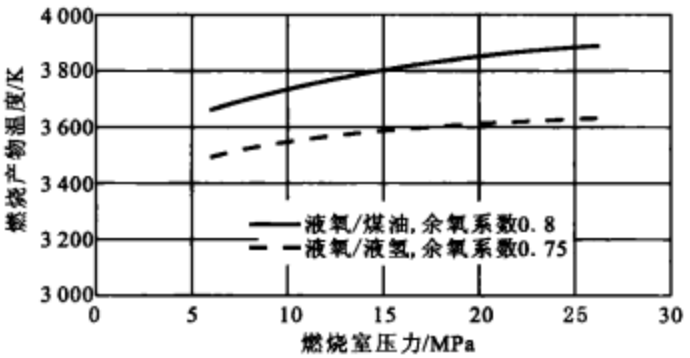


图 3.66 燃烧产物温度随燃烧室压力的变化

燃烧产物以辐射和与室壁对流换热的方式向室壁传热。传给室壁的热流密度 q_s 包括对流热流密度 q_k 和辐射热流密度 q_r，即

$$q_s = q_k + q_r \tag{3.27}$$

燃气对流传热的热流密度 q_k 的计算公式是

$$q_k = h_g(T_{st} - T_{wg}) \tag{3.28}$$

式中，h_g 为燃气对流传热系数，T_{st} 为近壁层燃气总温，T_{wg} 为气体（热）壁面温度。

推力室燃烧产物的温度很高，产生燃气的辐射传热 q_r。计算辐射热流可采用斯蒂芬-玻耳兹曼定律

$$q_r = \varepsilon_w \cdot \varepsilon_g \cdot c_0 \left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \varepsilon_w \cdot \alpha_g \cdot c_0 \left(\frac{T_{wg}}{100}\right)^4 \tag{3.29}$$

式中，ε_w 为壁面的有效黑度，ε_g 为温度为 T_g 时燃气的发射率，α_g 为温度为 T_g 时燃气的吸收率，c_0 为黑体辐射系数，$c_0 = 5.67\ \mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)}$。

公式(3.29)可用于推力室采用耐高温材料（陶瓷、耐高温涂层等）的情况，这时的壁面温度 T_g 较高。对于采用外冷却措施的铜合金和不锈钢推力室壁，由于壁面温度 T_{wg} 相对不高，故可以忽略壁面的辐射

$$q_r = \varepsilon_w \cdot \varepsilon_g \cdot c_0 \left(\frac{T_g}{100}\right)^4 \tag{3.30}$$

液体火箭发动机推力室内的燃烧产物由多种气体组成，不同气体的发射率和吸收率有较

大差别。在常见的温度范围内，分子结构对称的双原子气体，如氢、氧、氮等，实际上并无发射和吸收热辐射的能力，可以认为是热辐射的透明体。三原子、多原子以及结构不对称的双原子气体（一氧化碳）具有相当大的辐射能力。在计算辐射传热时，一般只需考虑水蒸气和二氧化碳的辐射。

为便于写为一个公式，引入某个假定的燃气对壁的传热系数 h'_g，此系数考虑了对流传热和辐射传热，则有

$$h'_g = h_g + q_r/(T_{st} - T_{wg}) \tag{3.31}$$

此时热流密度的计算公式为

$$q_s = h'_g(T_{st} - T_{wg}) \tag{3.32}$$

3.4.2　推力室身部热防护方法

为了保证推力室结构的热强度和提高结构可靠性，需要采取热防护措施。图 3.67 给出了推力室身部的主要热防护方法的分类，可以看出，多数身部热防护方法都是以冷却为基础的。

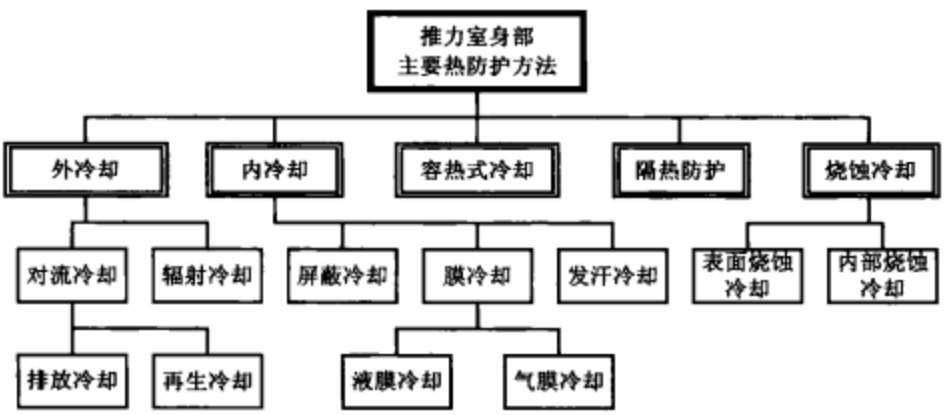


图 3.67　推力室身部主要热防护方法分类

1. 外冷却

在采用外冷却的推力室中，燃气传递给推力室壁的热量，由推力室壁传递给液体或气体冷却剂，或者直接向周围空间辐射。外冷却中的对流冷却是靠流经冷却通道的冷却剂通过对流换热进行外冷却，主要包括再生冷却和排放冷却两种。

(1) 再生冷却

采用再生冷却的推力室身部由内、外两层壁构成，冷却剂经由集液器进入冷却套，对推力室内壁进行对流冷却。通常选用冷却性能好的一种推进剂组元作为冷却剂，将这种组元的全

部或部分流量用于冷却。冷却剂通过冷却套时，带走燃气传给推力室内壁的热量，冷却剂自身温度升高，然后经喷注器进入燃烧室，内壁传出的热量被冷却剂带入燃烧室，得以“再生”，因此称这种对流外冷却方法为再生冷却。再生冷却是大推力液体火箭发动机推力室的主要冷却方法之一。

下面讨论再生冷却推力室的稳态传热过程。图 3.68 所示为燃气经推力室壁向冷却剂传热过程的温度分布示意图。

在燃气热边界层中，燃气向壁传热，传热方程见公式(3.32)。内壁面吸收的热流靠热传导传递出去，这里假设：①热流为一维流，只沿法线方向(沿径向)通过推力室内壁传播；②推力室壁近似为平板，因此不考虑室壁内、外表面积的差别；③q 值认为不变。以上这些假设对计算结果影响不大，所以热传导过程可以表示为

$$q=\frac{\lambda_w}{\delta_w}(T_{wg}-T_{wf}) \tag{3.33}$$

式中，λ_w 为室壁材料的平均导热系数，通常按平均壁温计算；T_{wf} 为液体(冷)壁面温度。

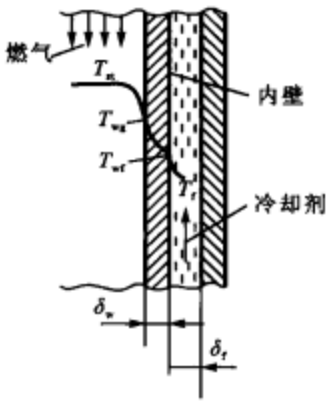


图 3.68 对流外冷却下的温度曲线图

在冷却剂的热边界层中，热流由推力室壁传给冷却剂，该过程的方程为

$$q = h_f(T_{wf}-T_f) \tag{3.34}$$

式中，h_f 为由推力室壁到冷却剂的对流传热系数；T_f 为冷却剂温度。

解方程(3.32)～方程(3.34)，便可得到燃气经推力室内壁传向冷却剂的传热方程为

$$q=\frac{1}{\frac{1}{h_g'}+\frac{\delta_w}{\lambda_w}+\frac{1}{\alpha_f}}(T_{st}-T_f) \tag{3.35}$$

从热传导方程(3.33)可解出温度 T_{wf} 为

$$T_{wf}=T_{wg}-q\frac{\delta_w}{\lambda_w} \tag{3.36}$$

下面对推力室内壁厚度及导热系数对再生冷却过程的影响进行初步分析。

增加内壁厚度会提高推力室壁的热阻，根据方程(3.35)可以得出，通过内壁的热流密度减小，根据方程(3.32)可以得出，在热流密度减小的同时，气壁温度升高，这对推力室身部冷却是不利的。因此，在需要提高冷却效果(也就是降低内壁面温度)时，应尽可能减小内壁厚度。

类似于上面的分析方法，提高导热系数可以获得与减小内壁厚度同样的效果。提高导热系数可减小室壁的热阻并增大容许的热流密度，即容许该热流密度通过室壁而不使壁面温度过高，因此应用再生冷却方式的推力室内壁通常采用高导热系数的材料加工。

在设计再生冷却推力室身部时，需要分析再生冷却方案的可靠性和合理性。可靠再生冷

却的总条件是保持构件处于给定的热状态，即：

① 冷却剂在吸收了冷却套内的全部热量后，其加热后的温度不应超过该冷却剂的容许温度。对于某些冷却剂来说，其最大允许温度是沸点，而对另一些冷却剂来说，则是热分解或热化学分解温度。

② 在冷却套内的所有区段上，壁温不得超过容许温度，“热”壁温（气体壁面温度）不得超过该材料热稳定性条件所容许的温度，“冷”壁温（液体壁面温度）不应使冷却剂出现膜态沸腾或裂解。

③ 壁温的分布应与该材料容许的强度条件相适应。

燃料和氧化剂都可用做对流外冷却的冷却剂，但通常采用燃料作为冷却剂，因为燃料通常不是腐蚀性介质。但是多数情况下燃料的流量比氧化剂的流量小，另外有些燃料（例如肼类燃料）容易受热分解，可能在某些情况下不能满足再生冷却的可靠性条件，而需要采用氧化剂作为冷却剂。多数情况下是单独采用氧化剂或燃料作为冷却剂，也有同时采用两种组元作为冷却剂的，苏联的氢氧发动机 D—57(11D57)就同时采用了液氢和液氧作为推力室的冷却剂，在这台发动机上同时采用两种组元作为冷却剂，其主要目的是为了能够更稳定地对发动机进行推力调节。

在设计再生冷却推力室身部时，也要考虑再生冷却方案的合理性。再生冷却的合理性条件是在保证可靠再生冷却的条件下，冷却套内的压力损失应尽可能最小，以降低推进剂供应系统的功率和质量；并且冷却套应具有良好的工艺性。

降低冷却通道内的流阻损失的常用方法是控制冷却剂在推力室冷却通道内的流动方向和流量。图 3.69 示出将冷却剂导入推力室冷却通道的各种流路示意图。

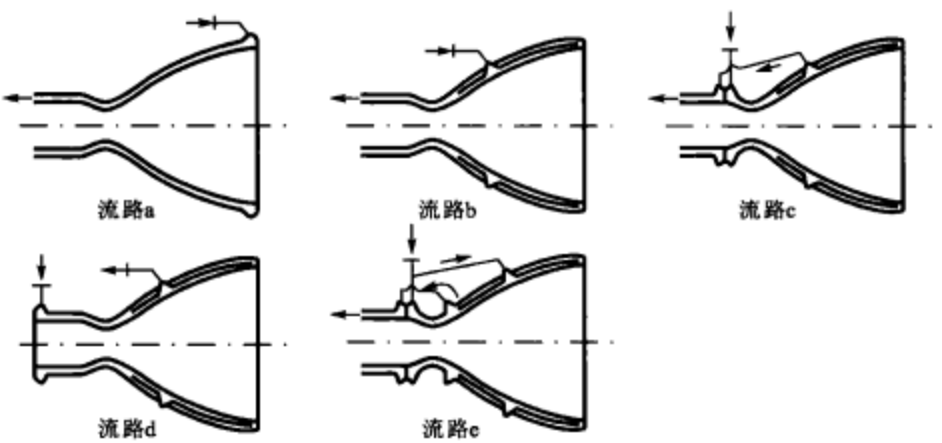


图 3.69　将组元导入推力室冷却通道的各种流路示意图

流路 a 是最简单的一种方案。所有的冷却剂从喷管出口端进入，流向燃烧室头部。

在流路 b 中，喷管后段只用部分冷却剂冷却，因为这一段壁面的热流密度较小。由于大部分冷却剂流经的导管长度缩短且采用尺寸较小的集液管（集液器），因此这种流动方案可降低在冷却通道内的流阻损失，也可减小推力室的结构质量及外廓尺寸。

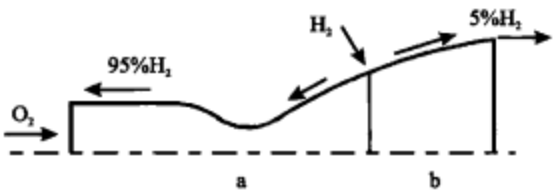
流路 c 及流路 e 在结构上较为复杂，但也可缩短导管长度，降低冷却通道的流阻损失，且能将温度较低的冷却剂供入热流密度较高的区域（喷管的亚声速区及喉部区），以提高冷却效果。

流路 d 与流路 a 相反，冷却剂从头部进入冷却通道。其优点是缩短了流经的导管长度。这种流路使管束式身部结构特别易于设计布局。在这种情况下，冷却剂沿着一部分细管流向喷管出口端，再沿着另一部分细管从出口端返回，流向头部。

(2) 排放冷却

排放冷却是对流冷却的一种。与再生冷却不同，当采用排放冷却时，用于排放冷却的冷却剂对推力室冷却吸热后不进入燃烧室参与燃烧，而是直接排放出去。直接排放冷却剂会降低推力室比冲，因此需要尽可能减少用于排放冷却的冷却剂流量，同时只在受热相对不严重的喷管出口段采用排放冷却（见图 3.70）。

表 3.9 中给出了 HM7 发动机喷管延伸段的三种冷却方案的对比，可以看出，排放冷却相对于液膜内冷却有着比较明显的优势，排放冷却的冷却剂需求量小，最高壁温低，比冲高。相对于再生冷却，采用排放冷却的推力室有一定的比冲损失，但由于用于冷却的氢直接排放出去，使得冷却通道得到简化，也能够降低泵后压力。在 HM7 发动机中，排放冷却带来的比冲损失不大的一个原因是冷却喷管后的气氢通过在冷却通道出口安放的小喷管排出（见图 3.71），产生了一定的推力。



a—氢再生冷却段；b—氢排放冷却段（通过喷管排出）

图 3.70 氢氧发动机推力室对流外冷却示意图

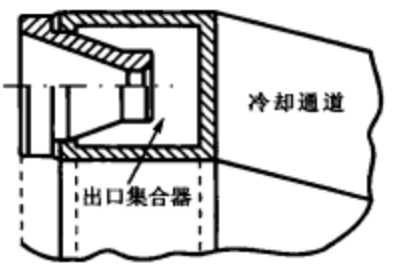


图 3.71 排放冷却通道出口示意图

表 3.9 HM7 氢氧发动机大喷管冷却方案比较

参 数	再生冷却	液膜冷却	排放冷却
冷却剂	氢	氢	氢
喷管延伸段扩张比	7∶1～63∶1	7∶1～63∶1	7∶1～63∶1
冷却剂质量流量/(kg·s^{-1})	0.5	0.25	0.126

续表 3.9

参　数	再生冷却	液膜冷却	排放冷却
冷却剂占氢流量的比例/%	20	10	5
冷却剂压降/MPa	0.31	—	1.2
冷却剂温升/K	330	—	830
最高壁温/K	700	1 100	1 000
推力室比冲/(m·s^{-1})	4 378.6	4 327.68	4 351.2

(3) 辐射外冷却

采用辐射冷却(见图 3.72)时，热流由燃烧产物传给推力室壁，再由推力室壁向周围空间辐射散热。辐射外冷却的特点是简单、结构质量小。主要应用于大喷管的延伸段和采用耐高温材料的小推力发动机推力室。

2. 内冷却

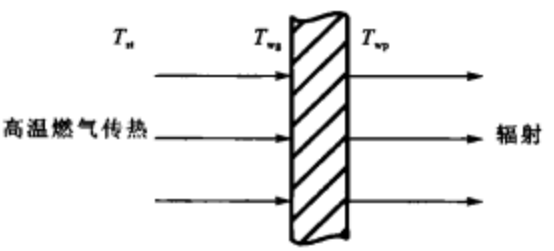


图 3.72　辐射冷却示意图

在组织推力室内冷却时，是通过在推力室内壁表面建立温度相对较低的液体或气体保护层，以减少传给推力室壁的热流，降低壁面温度，实现冷却。内冷却主要分为头部组织的内冷却(屏蔽冷却)、膜冷却和发汗冷却三种方法。推力室采用内冷却措施后，由于需要降低保护层的温度，所以燃烧室壁面附近的混合比不同于中心区域的最佳混合比(多数情况下采用富燃料的近壁层)，造成混合比沿燃烧室横截面分布不均匀，使燃烧效率有一定程度的降低。

(1) 由头部建立的近壁层(屏蔽冷却)

屏蔽冷却是在推力室头部喷注器最外圈、沿燃烧室壁附近设置一圈单组元直流式或离心式喷嘴，冷却剂以一定的角度直接喷射在推力室内壁上，保证室壁附近某一种推进剂组元(例如燃料)有很大富余，形成一层温度相对较低的保护层，将高温燃气与壁面隔开，起到隔热的作用。当燃烧产物流动时，中心气流要与近壁层混合(见图 3.73)。可以看出，距离推力室头部越远，推力室横截面的混合比越均匀，保护层的作用逐渐降低。相对于燃气在推力室内的轴向流动过程，推进剂组元径向混合过程进行得相对较慢，当近壁层组织得合理时，其保护作用可一直保持到喷管喉部。

(2) 膜冷却

膜冷却(见图 3.74)与屏蔽冷却类似，是通过在内壁面附近建立均匀、稳定的冷却液膜或气膜保护层，对推力室内壁进行冷却，只是用于建立保护层的冷却剂不是通过喷注器喷入，而是通过专门的冷却带供入。冷却带一般布置在燃烧室或喷管收敛段的一个横截面上。沿燃烧

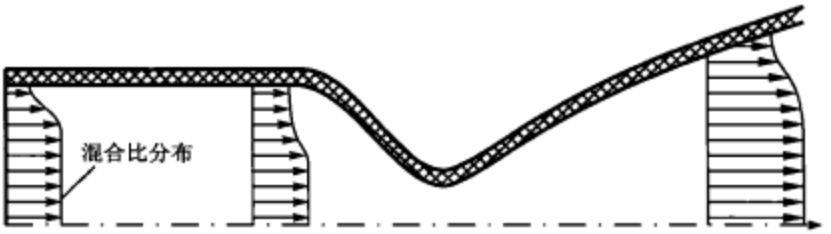


图 3.73 屏蔽冷却混合比变化示意图

室长度方向上可以有若干条冷却带。为提高膜的稳定性，冷却剂常经各冷却带上的缝隙或小孔切向流入。

由于冷却剂受热汽化，故液膜厚度逐渐减小，接着消失，冷却剂的蒸气层在液膜消失后的一段距离上还能够对推力室壁起到保护作用。液膜使对流热流密度和辐射热流密度降低，并在壁附近形成还原性介质或中性介质。此外，液膜还可保护壁不受燃气流的腐蚀作用。液膜保护区域的热流密度可下降 50%～70%。液膜的流量可为推进剂总流量的0.5%～5%。

在有些情况下，可向内壁面供入汽化了的推进剂组元(例如氢)，或者温度较低的燃气发生器燃气，形成气膜冷却。

(3) 发汗冷却

当采用发汗冷却(见图 3.75)时，推力室内壁或部分内壁由多孔材料制成，其孔径为数十微米。多孔材料通常用金属粉末烧结而成，或用金属网压制而成。在此情况下，尽可能使材料中的微孔分布均匀，使单位面积上的孔数增多。

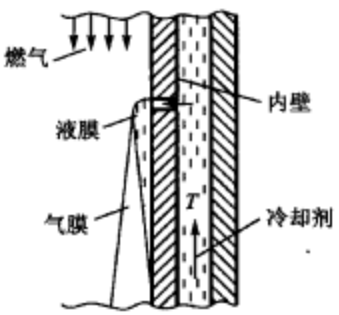


图 3.74 膜冷却示意图

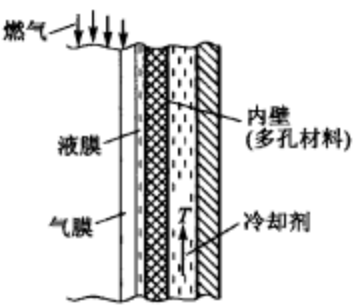


图 3.75 发汗冷却示意图

液体冷却剂渗入内壁，建立起保护膜，使传给壁的热流密度下降。当用于发汗冷却的液体冷却剂流量高于某一临界值时，在推力室内壁附近形成的是液膜。当冷却剂流量低于临界流量时，内壁温度会高于当前压力下的冷却剂沸点，部分或全部冷却剂蒸发，形成气膜。

冷却剂流量与热流密度下降值之间的数量关系取决于冷却剂的性能、推力室壁的材料和燃气流的参数。一般情况下，由于冷却剂的渗入速度低和表面冷却均匀，故发汗冷却的冷却剂

流量比膜冷却的流量能够减少 2/3～4/5，有利于提高推力室比冲。

发汗冷却的应用受到材料性能和工艺方面一些关键技术的制约。如果能够解决这些关键技术，就可以认为发汗冷却是一种很有效的冷却方法。

3. 其他热防护方法

(1) 烧蚀冷却

在烧蚀冷却推力室中，推力室壁材料由于熔化、蒸发或化学反应吸收热量，在内壁面上覆盖了一层相对较冷的燃气流，从而降低了边界层的温度。此外，烧蚀材料通常是很好的隔热材料。烧蚀冷却最初主要是用于固体火箭发动机，但后来同样也成功地用于工作时间短或燃烧室压力较低的液体火箭发动机推力室的冷却。

(2) 隔热防护

隔热防护是利用高热阻和高表面容许温度的隔热涂层来减小热流密度。在工程实践中，液体火箭发动机广泛采用 0.02～0.15 mm 厚的隔热涂层喷涂在燃烧室的内壁面上。使用的材料有氧化锆、氧化铌及其他材料。

对涂层材料性能的基本要求是：表面容许温度高和导热系数低。表面容许温度高可以使涂层工作在更高的燃气温度条件下，降低对推力室内冷却的要求，提高推力室比冲。导热系数低可以降低热流密度，减小金属壁面的温度。此外，要求涂层对基体材料有良好的附着性，具有抗振动载荷、抗机械冲击和热冲击的能力。

有时液体火箭发动机燃烧室的内壁面不用采取结构措施，也能建立隔热保护层。如果用煤油型烃燃料作为液体火箭推进剂中的一个组元，则在燃烧产物中的碳会薄薄地沉积在推力室壁上，形成隔热保护层，减少传给推力室壁的热流。国外的研究结果表明，在液体燃料中添加一些硅酮化合物可使燃烧产物中出现二氧化硅 SiO_2，其粘膜可沉积在推力室壁上，从而使热流密度减小。根据经验数据，这种涂层的厚度为 0.1～0.2 mm，在推力室工作期间，二氧化硅粘膜不断地被燃气冲刷带走，但又重新沉积起来。在燃料中添加 1%～2%的硅酮化合物可使传向推力室壁的热流密度下降 40%。

(3) 容热式冷却

容热式冷却是通过推力室壁材料的吸热来实现热防护，随着吸收热量的增加，推力室壁温度逐渐升高。在采用容热式冷却的推力室中，希望材料的导热系数高，热阻小。图 3.76 给出了钢、铜、铝合金三种材料用于容热冷却的工作时间示意图，可以看出，虽然铜的容许温度比钢的容许温度低，但由于导热系数高，所以可以工作更长时间。

(4) 室壁的复合防护

对于液体火箭发动机，如果只采用一种热防护方法，通常情况下会明显降低发动机的性能或者增加结构和工艺的复杂程度，因此，在现代液体火箭发动机推力室中通常采用复合防护方法，也就是采用两种或多种热防护方法的组合。

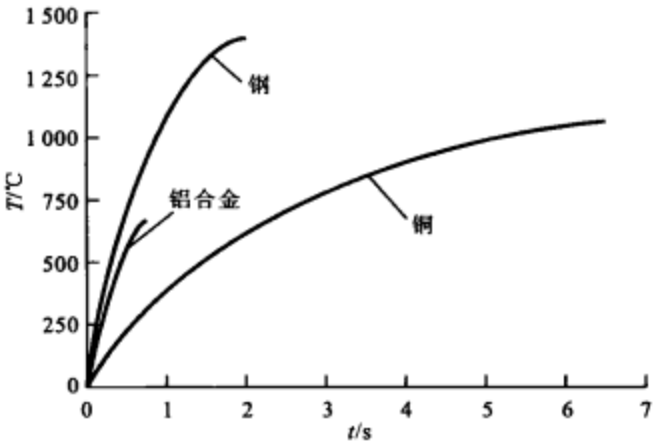


图 3.76 不同材料用于容热冷却的工作时间示意图

对于中等推力和大推力液体火箭发动机推力室，用得最普遍的是再生冷却与内冷却的组合方式，内冷却一般采用膜冷却或由头部建立近壁层保护区，在热强度特别严重的燃烧室中，可同时使用上述两种内冷却形式。在某些发动机推力室中，也采用隔热涂层作为以上冷却措施的补充。在喷管扩张段，由于燃气温度下降，一部分喷管扩张段可以只采用辐射冷却。

由于采用新的高能推进剂和需要增加液体火箭发动机的工作寿命，故对推力室壁的热防护方法提出了新的更高的要求。要进一步完善这些方法，需要寻求新的材料和合理的冷却方案。任何一种热防护方法或其组合(复合热防护方法)，都应在给定的时间内保证室壁容许的热状态满足耐热性和强度的要求。

3.4.3 推力室身部结构

这里主要介绍与推力室身部冷却相关的冷却通道结构、内冷却带结构和冷却通道入口集液器。

1. 冷却通道结构

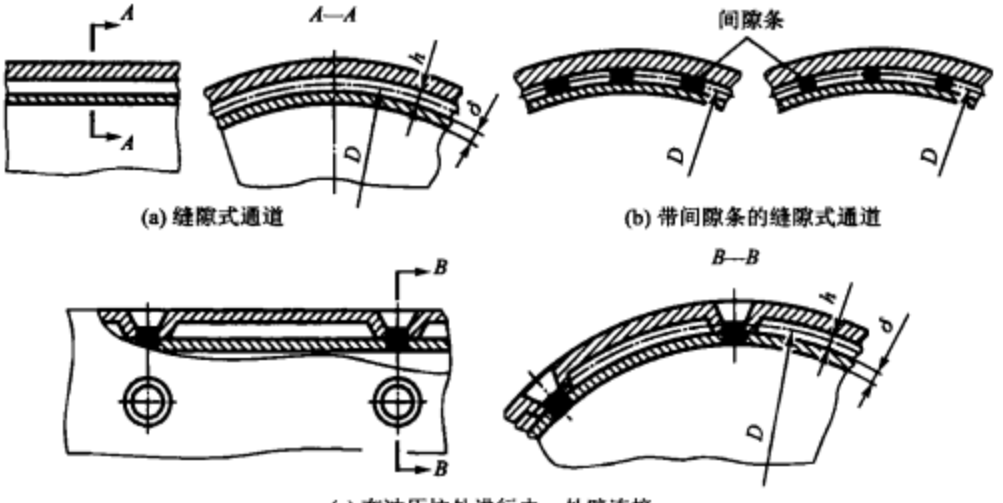
中等推力和大推力液体火箭发动机推力室通常都采用再生冷却，冷却剂沿着由推力室身部内、外壁组成的冷却通道流过，吸收高温燃气传出的热流，对推力室身部进行冷却。

冷却通道主要有以下几种结构形式。

(1) 由内、外壁间隙形成的光滑缝隙式冷却通道

缝隙式冷却通道(见图 3.77(a))的优点是结构简单，但也有比较明显的缺点。当冷却剂的流量较小时，为了保证所需的流速(也就是保证所需的传热系数)，通道的缝隙必须很小，这在工艺上有时很难实现。为了保证再生冷却效果，内壁通常很薄，从而导致内壁刚度不足，出

现变形，影响冷却剂的流速和传热系数。当冷却通道压力较大时，薄的内壁有可能出现失稳。可在缝隙式通道内安放间隙条(见图 3.77(b))，间隙条可以起到调整冷却通道尺寸的作用，但由于间隙条的安放工作比较复杂，所以并不常用。



(a) 缝隙式通道　(b) 带间隙条的缝隙式通道

(c) 在冲压坑处进行内、外壁连接

图 3.77　推力室冷却通道示意图

(2) 压坑点焊式

压坑点焊式结构(见图 3.77(c))增加了连接强度，克服了光滑缝隙式通道的缺点。但这种结构方式也存在一些缺点：连接强度受到焊点数量的限制，为了提高连接强度，可以增加焊点数量，但会增加水力损失；冷却条件差，连接内、外壁的焊点位置得不到有效冷却；为保证焊接质量而需要增加内壁厚度，从而对再生冷却效果产生不利影响。在燃烧室压力较低的小推力发动机或燃气发生器上可以采用这种结构形式。

(3) 铣槽式结构

铣槽式结构(见图 3.78(a))是先在内壁的外表面铣出槽，然后再与外壁装配在一起，在炉子里钎焊而成。如果铣槽式结构的焊接质量高，则具有很高的连接强度，能够容许的冷却通道内压力可达 50 MPa 以上。

铣切方法分为化学铣切和机械铣切。化学铣切是利用化学腐蚀液将内壁上的部分金属材料腐蚀掉形成相应的槽和肋，这种方法能够加工不等宽的槽和肋。化学铣切要求槽宽大于槽深的两倍。机械铣切时，一般采用两把铣刀沿着推力室内壁的外表面型面直接加工出肋宽和槽深恒定的纵向或螺旋槽。肋宽等于两把铣刀的安装间距，通过调整安装间距，可以加工出不同的肋宽。

(4) 波纹板结构

推力室内、外壁之间放置用薄板材料冲压好的波纹板(见图 3.78(b)),并通过高温钎焊连接在一起。波纹板结构可以在燃烧室压力为 7～10 MPa、冷却套内压力为 10～14 MPa 的条件下工作。缺点是制作过程较为复杂,对工艺质量,尤其是对钎焊质量要求高;有一半的冷却剂不能直接与内壁接触,需要通过波纹板对推力室内壁进行冷却,从而降低了冷却效果。

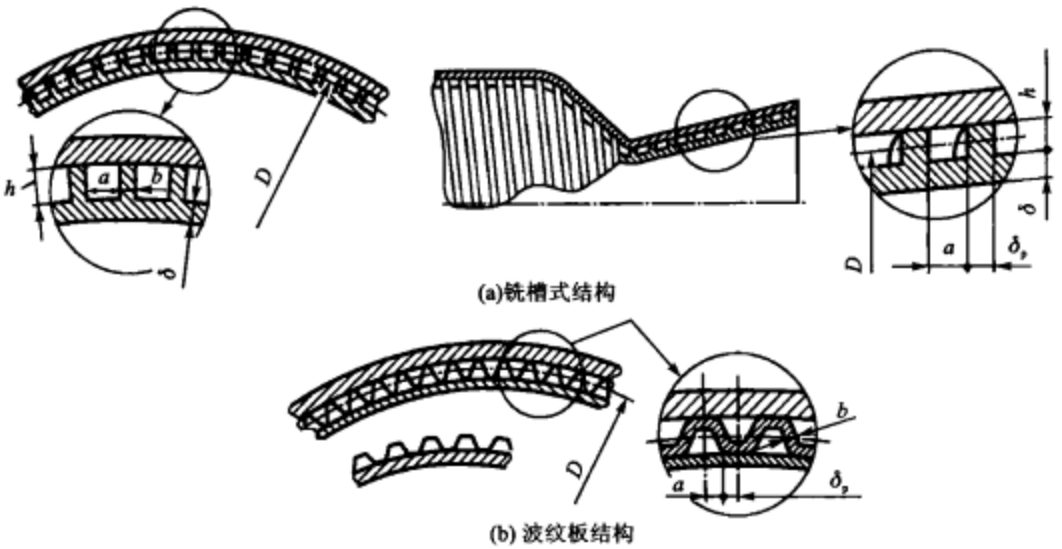


图 3.78 内、外壁用钎焊连接的冷却通道示意图

(5) 管束式结构

管束式结构(见图 3.79)一般采用以下的制造工艺。首先将均匀圆截面的管子切成一定长度,然后模压成型。模压成型最好在模具中靠内液压来实现,管子内充满石蜡,并且在一个专门的夹具中弯曲(预变形)到推力室的外形。然后将管子放在变截面的模具中,往管子内供入液压,使管子与模具贴成一体达到最后形状。在组合过程中,管子放在一个钎焊夹具上,要求保证管子间隙均匀分布。

为保证强度和刚性,一般在燃烧室和喷管收敛段加上外壳,在喷管扩张段根据需要加若干条加强箍。管子内可以承受很高的压力。

用得最广泛的冷却通道结构为铣槽结构(见图 3.78(a))与管束式结构(见图 3.79)。采用这两种结构时,内、外壁之间有大量互相连接之处,从而使推力室具有较高的刚性和强度。

随着燃烧室压力和燃气温度的提高,为了保证推力室室壁具有可靠的热防护,需采取强化外冷却措施。可用提高冷却剂流速、增大壁的传热面积(采用散热肋结构)、使冷却剂产生紊流(如在冷却通道内,将内壁的壁面加工出人为粗糙度)等方法来强化外冷却。此外,还应尽可能减小内壁厚度,采用导热性能好的材料(如铜合金)。为了同时满足冷却与强度的要求,往往需

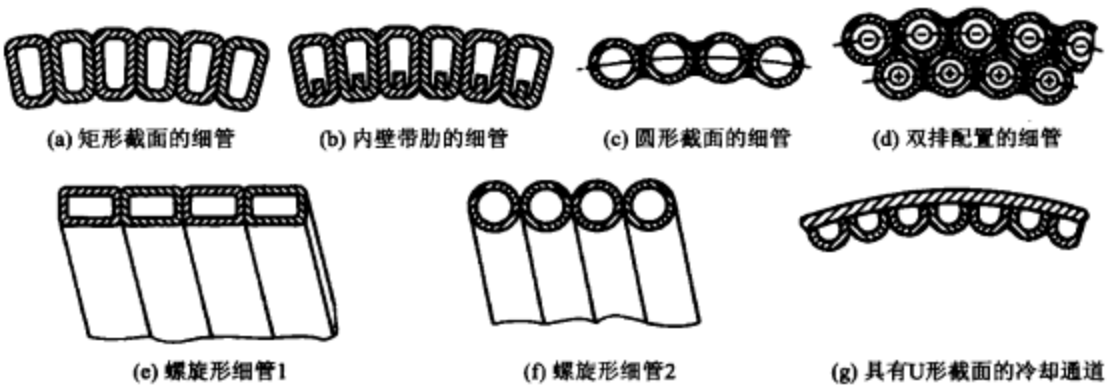


图 3.79　管束式冷却通道

要采用不同的材料来制造燃烧室内壁。例如，在热流密度大的区域（如喷管收敛段和喉部区域），内壁可用铜合金制造，而其余部分的内壁可用钢材制造。

冷却剂流速是影响冷却效果的一个重要参数，在设计铣槽结构时，可用减小冷却通道高度的办法来提高冷却剂的流速。但为了避免钎焊时可能出现焊料堵塞通道的情况，通道高度不应小于 1.5 mm。在最小通道高度受限制的情况下，为了进一步提高冷却剂流速，可以采用螺旋式冷却通道。如果忽略肋条厚度对冷却剂流速的影响，则冷却剂在螺旋通道内的流速 $w_1=w_0/\cos\theta$，w_0 为冷却剂在相应直肋通道内的流速，θ 为螺旋肋条与推力室轴线的夹角。适当选择螺旋肋的倾角，可在一定程度上增加冷却剂的流速。

推力室身部半径沿轴线是变化的，如果不改变铣槽结构或波纹板结构内、外壁连接部位的数量，则连接部位的间距会随着身部半径的增加而增加。连接部位的间距只能在一定范围内变化，连接部位的最小间距（t_{min}）由生产工艺确定，最大间距（t_{max}）由内、外壁连接强度要求确定，因此一般情况下，沿推力室轴线需要改变连接部位的数量。对于铣槽结构，肋条厚度 $b=1\sim1.5$ mm，肋条间距 $t=2\sim6.5$ mm，最小冷却通道高度 $h_{min}=2$ mm；对于波纹板结构，波纹板最小厚度 $b_{min}=0.3\sim0.5$ mm，间距 $t=3.5\sim7$ mm。

2. 内冷却带结构

对于某些推力室受热情况严重的液体火箭发动机（如高压补燃液氧/煤油发动机），可以通过在燃烧室内壁加工内冷却带，形成冷却液膜，来保护燃烧室圆筒段离头部较远的部分、喷管收敛段和喉部，以降低对屏蔽冷却和再生冷却的要求。

在设计内冷却带结构方案时，一方面必须使结构较为简单且工艺性能较好；另一方面在冷却剂流量沿冷却带横截面的周边严格均布的前提下，应保证给定的流量特性，并形成连续的液膜。由于冷却带的冷却剂进入燃烧室后不能完全燃烧，从而造成推力室比冲的损失，因此需要对内冷却带结构方案进行优化，以尽量减小内冷却带来的比冲损失。

在大多数内冷却带结构中，都可使流向内壁内表面的液体流速形成切向速度分量，给液膜一个旋转运动，使液膜更稳定，这样可以更有效地保护内壁。图 3.80 给出了较为简单的一种内冷却带结构。内冷却剂流量直接取自身部再生冷却通道，冷却剂进入多个孔状通道，这些通道对内壁呈切向布局。为了保证流量沿圆周均匀分布，通道数(即内冷却小孔数)应足够多，其间距为 25～35 mm。在内壁内表面的小孔出口处专门加工出一道环形槽，使流出的液体在此槽内汇合。环形槽相当于内冷却剂的出口集液腔。

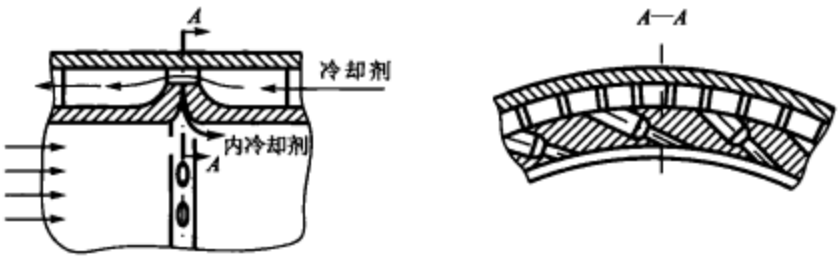


图 3.80 冷却液从身部冷却通道直接进入内冷却带

尽管上述的以及类似的内冷却带方案结构简单，但在制造完成后，还是不能根据推力室液流试验的结果来精确调整用于膜冷却的冷却剂流量。内冷却带的流量一方面受内冷却通道(小孔)制造公差的影响，另一方面还受在身部冷却通道中内冷却带横截面处冷却剂压力偏差的影响。因此为了提高内冷却的可靠性，避免上述不确定因素对冷却效果的影响，需要额外增加内冷却剂的流量。

用得比较广泛的内冷却带结构是内冷却带集液环与身部冷却通道分开，内冷却剂沿单独的导管供入冷却带的集液环。图 3.81 给出了单独供入液体的内冷却带方案。身部冷却通道内的冷却剂绕过内冷却带的入口集液器，内冷却剂的流量可用选取限流嘴 A 的方法进行调整，如图 3.82 所示。

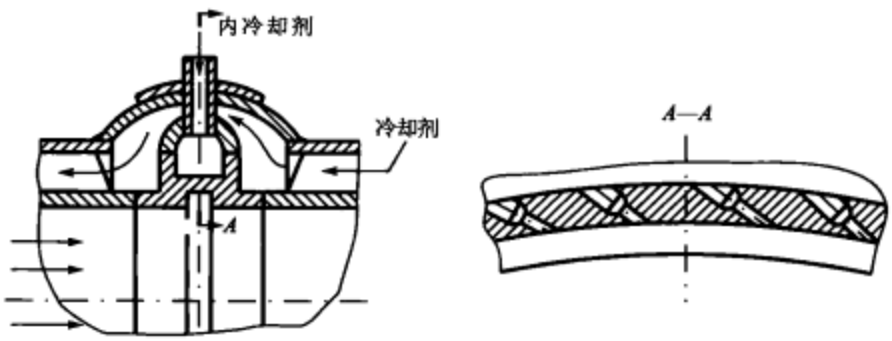
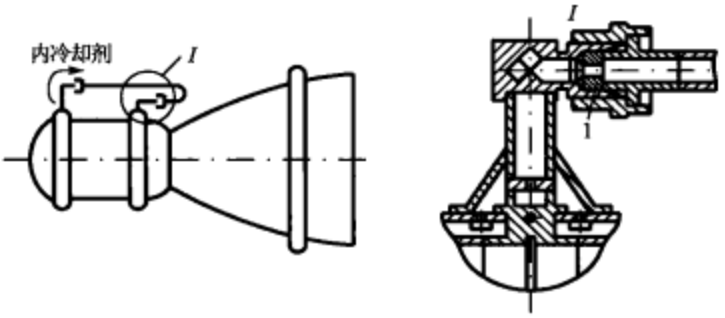


图 3.81 单独供入液体的内冷却带



1—可更换的限流嘴

图 3.82　限流嘴的安装

图 3.83 给出了内冷却带的另一种结构方案，在这个方案中，身部冷却通道中的冷却剂沿内冷却带构件上的一圈水平通道流过。

通过每一内冷却带的液体流量由多种因素决定，其中包括推力室冷却方案及对液膜冷却的要求、内冷却带的数量及其沿推力室轴向的布局以及内冷却带的结构形式等。当推力室已采用由喷注器组织的近壁层屏蔽冷却时，内冷却带只是作为辅助性的冷却措施，这时液膜冷却的流量不大。如果推力室没有采用近壁层屏蔽冷却，那么为了保证内冷却效果，内冷却带的流量应更大一些。用于内壁液膜冷却的冷却剂流量一般为推力室推进剂总流量的 1.5%～8%。

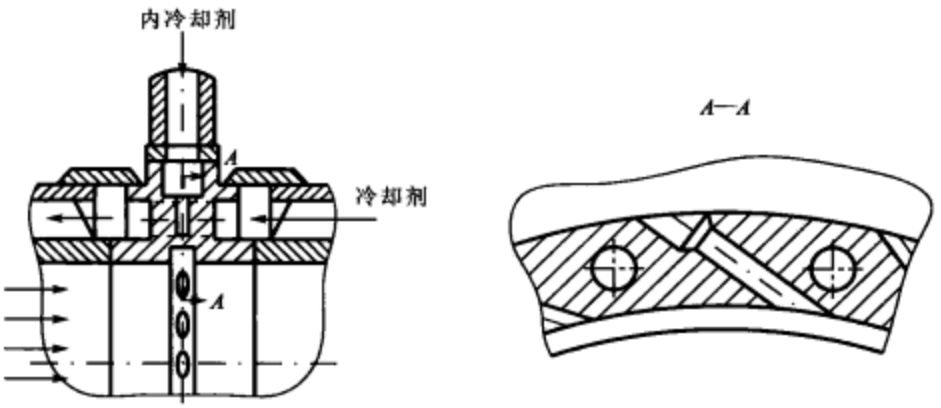


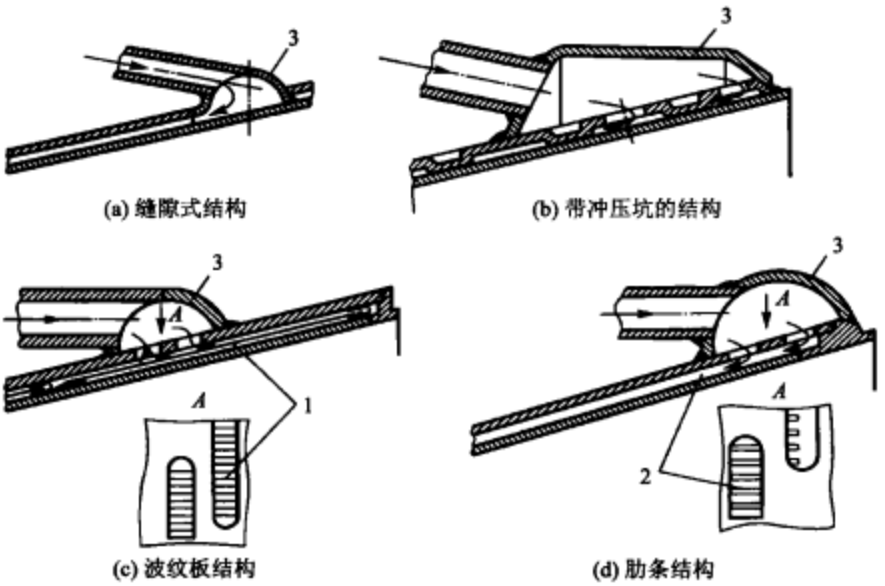
图 3.83　内冷却带结构方案之一（在内冷却带构件上有一圈水平通道）

沿推力室轴向设置多条内冷却带，能够提高冷却效率，并且能够减小内冷却的总流量。但采用数量较多的内冷却带会增加推力室的结构及其生产工艺的复杂程度，因此通常只设置1～3 条内冷却带。

3. 冷却通道入口集液器

为了保证推力室再生冷却的可靠，需要保证冷却剂均匀流入冷却通道，为此需设置专用的

冷却剂入口集液器(见图 3.84)。



1—波纹板;2—肋条;3—集液器

图 3.84 各种冷却通道入口集液器示意图

根据用于再生冷却的冷却剂流动方向的不同,冷却剂入口集液器可安置在推力室身部的不同截面上。当入口集液器不安置于喷管出口截面处时,冷却剂(总质量流量为 q_{m3})进入再生冷却通道后即分为两部分,如图 3.85 所示。

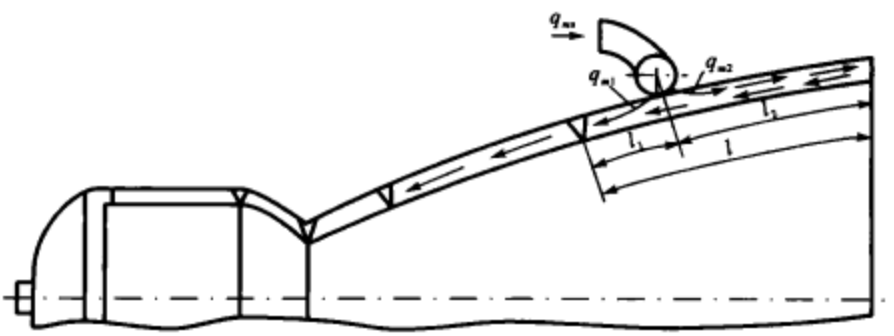


图 3.85 在喷管后段布置的冷却剂入口集液器

当身部冷却通道为波纹板结构时,质量流量为 q_{m1} 的冷却剂流向喷管喉部方向。质量流量为 q_{m2} 的冷却剂先沿由波纹板和外壁组成的上部分通道流向喷管出口;在喷管出口截面处,此冷却剂绕过波纹板端头,沿由波纹板和内壁组成的下部分通道也流向喉部。此两股流量在最

后一段波纹板(从喉部截面向后看)的起始截面处又汇合到一起。

经过简化后可以得出

$$\frac{q_{m2}}{q_{m1}} \approx \sqrt{\frac{l_1}{l_2+l}} \tag{3.37}$$

式中，l，l_1 和 l_2 为各段的长度。

从流动示意图 3.85 上可以得出，集液器的位置离最后一段波纹板的前端越近，流量 q_{m2} 占 q_{ms} 的百分数就越小。

这样布置冷却剂入口集液器，一方面可以减小集液器的结构质量，另一方面，喷管后段燃气传出的热流密度相对较小，用一部分冷却剂流量就能够满足再生冷却的要求，且可以降低冷却剂在冷却通道内的压力损失。

4. 氢氧发动机与液氧/煤油发动机的推力室身部结构

(1) SSME 氢氧发动机推力室身部结构

SSME 发动机的推力室身部在结构上分为可拆卸的两部分，在喷管扩张比等于 5 的截面处用法兰盘相连。身部与头部也是法兰盘连接。连接处的直径为 560 mm，在连接处有带环形槽的两道密封。

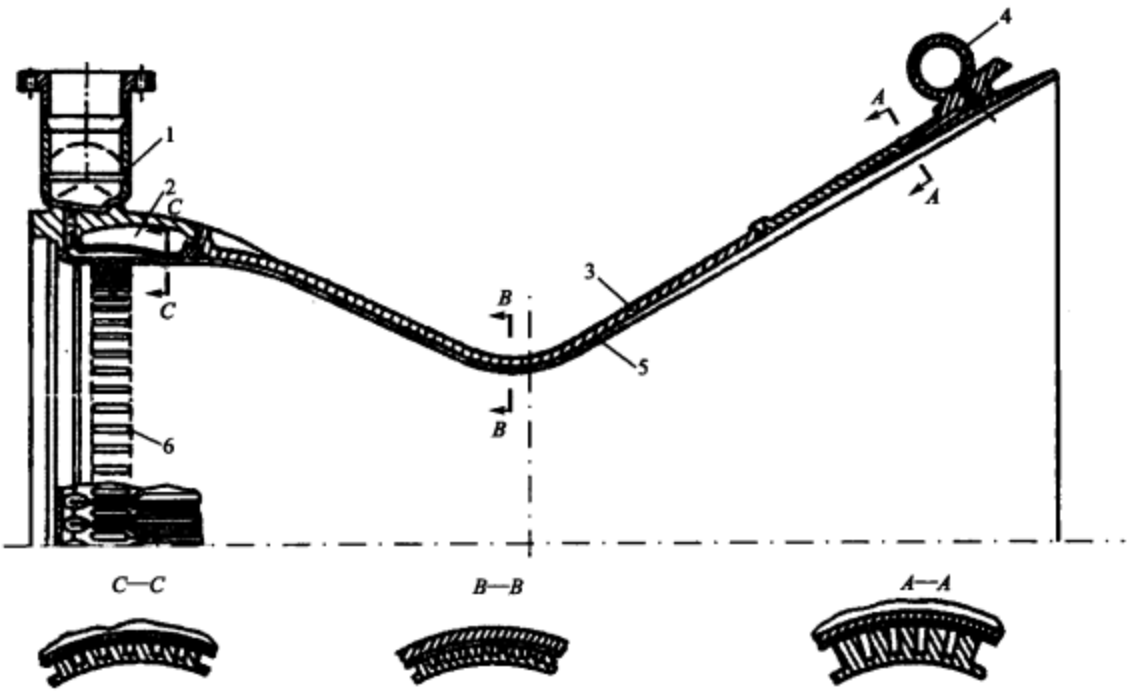
图 3.86 示出推力室身部前段部件，其中包括圆筒段和喷管扩张比等于 5 以前的喷管部分。燃烧室圆筒段很短，喷管入口段相对较长，光滑过渡到喉部截面。身部前段由钎焊连接的内、外壁组成。内壁 5 采用导热性能好的铜基合金制造。

内壁采用锻造(或铸造)的毛坯机械加工，内壁的外表面铣出 890 条纵向的矩形槽。槽的宽度、深度以及内壁厚度沿身部长度都是变化的。在喉部截面(B—B)处，肋条厚度为 1 mm，槽宽为 1 mm，槽深为 2.5 mm，内壁厚为 0.71 mm。当热流密度 $q_s = 164 \times 10^6$ W/m^2 时，相应的内壁的最高工作温度 $T_{wg} = 810$ K。上述的内壁结构及对结构尺寸(如内壁厚度)的高精度要求，使得必须采用独特的铣槽工艺，即采用专用夹具，使用超声波测微计检测壁厚，并及时发出信号以控制铣刀的位置，加工精度达 7.6 μm。带冷却槽的内壁也可以使用离心铸造法制造。

外壁 3 通常由两部分(沿母线分开)组成，可用高强度的镍基合金(镍-718)冲压成型，然后焊在内壁上并进行机械加工。外壁为受力件，在应力稍大于其屈服点的条件下工作。

在外壁上焊接集液器 1 和 4。集液器 4 为入口集液器。通过此集液器约有 20%的燃烧室液氢流量进入冷却通道，并在冷却通道内受热汽化。在出口集液器 1 处，温度约为 305 K 的气氢通过导管引去驱动燃料预压涡轮泵中的涡轮。

身部后段部件为喷管扩张比等于 5 至喷管出口端面(扩张比为 77.5)之间的喷管出口段。这一段由 1 086 根细管紧密组合而成，细管具有沿长度变化的矩形截面。细管的材料为铬镍合金钢。



1—出口集液器;2—声腔阻尼器;3—身部外壁;4—入口集液器;5—身部内壁;6—声(阻尼)槽

图 3.86 SSME 主发动机推力室身部前段

冷却身部后段所用的液氢约占燃料总流量的 25%。液氢入口集液器安装在扩张比为 20 的冷却通道截面处,在这后面安装有长度较短的细管。在扩张比等于 5 的截面处设有法兰盘,以便与前段对接。在这里还装有出口集合器。在冷却通道中形成的气氢与来自泵后的液氢混合,混合后形成的、温度约为 164 K 的气氢被导入液体燃气发生器。

SSME 发动机推力室采用了声学减振结构(见图 3.86),声腔 2 通过声槽 6 与燃烧室内腔相通,声槽沿圆周排列。声学减振结构改善了工作过程中的高频不稳定性。

(2) 氢膨胀循环发动机推力室身部结构特点

在膨胀循环发动机系统中,经过泵增压的液氢,首先经过推力室再生冷却通道,吸热膨胀后再去驱动涡轮,作功后的气态工质进入燃烧室参与燃烧和产生推力。对膨胀循环工质的要求是能够保证可靠地冷却推力室,并在涡轮入口应具有足够高的热焓。由于液氢是高能燃料和性能优良的冷却剂,所以膨胀循环系统在低温氢氧发动机上得到了实际应用。

膨胀循环发动机性能的进一步提高受制于泵的出口压力,而泵出口压力又受到燃烧室和喷管中热交换能力的限制。为了提高膨胀循环发动机的性能,希望在相同的外廓尺寸下尽可能提高燃烧室压力。只有推力室的吸热能力达到最大极限,才能使涡轮获得最大动力,使泵出

口压力、燃烧室压力和发动机推力均得到提高。

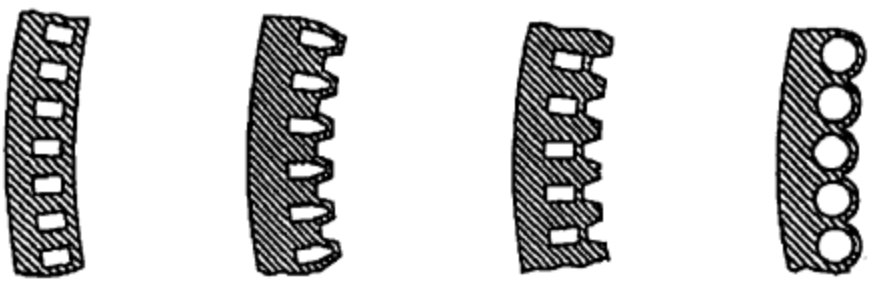
增强推力室热交换能力的途径之一是增大推力室热交换的表面积，可采用以下方法：

① 增加推力室圆柱段的长度；

② 将燃烧室内壁和喷管设计成管束式或半管束式；

③ 将燃烧室圆柱段内壁设计成冷却肋或非冷却肋形式。

传统的矩形沟槽内衬套可以通过加长燃烧室来提高换热量，但会明显增加推力室的结构质量。图 3.87 中给出了四种壁结构方案。与常规的推力室无肋热气壁相比，有肋热气壁表面积增加 30%～40%。管束式燃烧室可增加 57%的表面积，且热应力降低，传热量大为增加。



(a) 无肋(平)内壁　(b) 带冷却肋的内壁　(c) 带非冷却肋的内壁　(d) 管束式内壁

图 3.87　膨胀循环发动机燃烧室壁结构方案

(3) 液氧/煤油发动机推力室身部结构

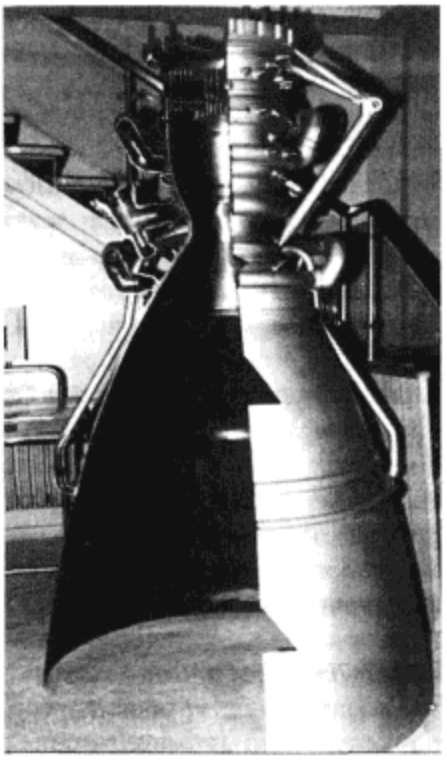
图 3.88 给出了 RD—170 发动机推力室的结构示意图，从图中可以看出，由于高压补燃液氧/煤油发动机推力室冷却难度高，所以需要采用十分复杂的内、外冷却方案。在用燃料冷却推力室时，泵后出来的燃料首先进入入口管路 18，然后分为三部分，一部分燃料用来冷却喷管收敛段、喉部及一部分扩张段，一部分燃料通过导管 19 进入第二条与第三条内冷却带，其余的燃料经过导管 17 进入喷管出口部分的冷却通道。三部分燃料最后汇集起来，通过集液器 8 进入燃烧室圆筒段冷却通道，冷却燃烧室圆筒段。

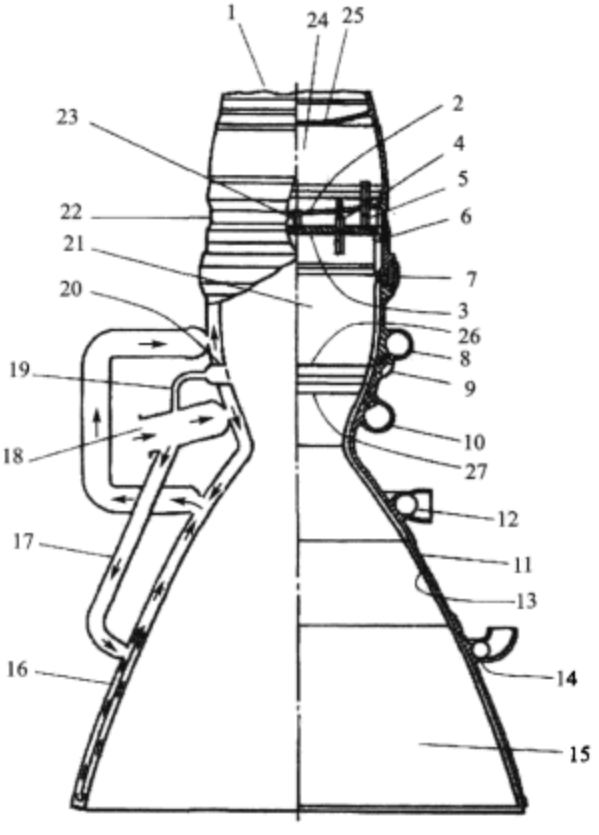
补燃循环液氧/煤油发动机燃烧室压力高，推力室身部热流密度大，一般采用煤油作为冷却剂，而煤油存在易结焦和化学稳定性差的缺点。为了解决高室压下的冷却问题，常采用再生冷却与内冷却相结合的冷却方式，同时还要考虑在材料选择和结构设计等方面采取多种措施来保证可靠的冷却。

在再生冷却方面，采取的主要措施有：

① 采用铜合金作为与燃气接触的内壁材料，以利用铜合金导热性能好的特点。

② 推力室身部内壁上采用铣槽结构的再生冷却通道，铣槽结构既提高了推力室再生冷却通道的钎焊连接强度，同时又由于肋效应而提高了冷却性能。





1—燃气导管；2—喷注器中底；3—喷注器下底；4—防振隔板喷嘴(54个)；5—主喷嘴；
6—点火用自燃液体供入装置(由单独集液器引入的4个喷嘴)；7—第一条内冷却带集液器；
8—用于冷却燃烧室圆筒段的燃料集液器；9—内冷却带26和内冷却带27的集液器；
10—推力室燃料主集液器；11—推力室外壁；12—喷管冷却通道燃料出口集液器；13—推力室内壁；
14—喷管出口段冷却用燃料的集液器；15—喷管；16—燃料通过一半数量的冷却槽流向喷管出口，
再通过另一半冷却槽返回；17—喷管出口段冷却用燃料的入口；18—泵增压后的燃料入口；
19—第二条与第三条内冷却带的燃料入口；20—圆筒段冷却通道与喷管冷却通道隔开位置；
21—燃烧室圆筒段；22—喷注器；23—中心喷嘴；24—头部燃气腔；25—多孔整流栅；
26—第二条内冷却带；27—第三条内冷却带

图 3.88 RD—170 发动机推力室

③ 在热流密度大的区域内壁上的铣槽结构采用螺旋槽结构，从而提高了冷却剂的流速，增大了壁与冷却剂之间的传热系数，降低了气壁温度，同时又使同一截面处的冷却剂温度均匀，防止因局部燃气温度不均而造成冷却通道中的冷却剂过热、结焦甚至汽化，最终导致推力室局部烧蚀的情况。

④ 推力室再生冷却通道的煤油从喷管收敛段引入喉部上游，目的是充分利用煤油在较低温度下冷却性能好的特点，以便对推力室喉部附近热流密度最高的区域进行冷却。

⑤ 燃烧室和喷管部分内壁的内表面采用导热系数较小的金属镀层。燃烧室内表面镀镍；喷管收扩段内表面先镀镍，再在镍镀层的表面上镀铬，铬镀层不仅热阻较大，而且能抗燃气的冲刷，即使铬镀层上出现了裂纹，燃气也不会接触到铜内壁。

⑥ 热流密度最高的推力室喉部区域采用无焊缝加工工艺，兼顾了强度和冷却性能。

⑦ 在喷管喉部附近区域的内壁上采用人为粗糙度技术进行强化冷却。

在内冷却方面，主要采用多条冷却带的设计方案。内冷却环带是满足高压补燃液氧/煤油推力室冷却要求的重要辅助措施。由于结构复杂程度和可靠性方面的考虑，通常只设置三条冷却带。设置三条冷却环带可以形成高效的低温近壁层，冷却效果比只采用边区喷嘴进行内冷却更好。通过对冷却带进行优化，在保证冷却要求的前提下，降低内冷却的流量，以提高推力室比冲。在 RD—170 发动机中，内冷却的流量约占燃料流量的 2%。

3.4.4　推力室身部冷却计算

1. 冷却表面肋条的散热效应

推力室或燃气发生器的冷却通道通常为铣槽式结构或管束式结构，槽由内、外壁以及肋条（隔片）连接而成。肋条或管壁可以保证必要的强度，还可加大向冷却剂的散热，这是因为冷却剂流经的表面面积增大，还因为与导热肋条连接的部分外壁参与了散热过程。

肋条或管壁可增加向冷却剂的散热量，这种现象可用肋条效应系数 η_p 来评估，且有

$$h_1 = h_0 \eta_p \tag{3.38}$$

式中，h_0 为无肋条表面向冷却剂散热的传热系数；h_1 为有肋条表面的有效传热系数。

采用肋条效应系数后，带肋条冷却套的所有冷却计算可以按无肋条冷却套一样进行。

肋条效应系数的计算公式是

$$\eta_p = \frac{a}{a+b} + \frac{2h}{a+b} \frac{\tanh\left(\frac{h}{b}\sqrt{\frac{2h_f b}{\lambda_w}}\right)}{\frac{h}{b}\sqrt{\frac{2h_f b}{\lambda_w}}} \tag{3.39}$$

式中，a 为冷却槽宽；b 为肋条厚度；h 为冷却通道高度；λ_w 为推力室内壁导热系数；h_f 为光滑壁面的传热系数。

进行下面的转换后，即

$$\xi=\frac{h}{b}\sqrt{\frac{2h_l b}{\lambda_w}} \tag{3.40}$$

$$f(\xi)=\frac{\tanh\xi}{\xi} \tag{3.41}$$

得到

$$\eta_p=\frac{a}{a+b}+\frac{2h}{a+b}f(\xi) \tag{3.42}$$

图 3.89 给出了 $f(\xi)$随 ξ 的变化曲线。可以看出，随着推力室内壁导热系数的增加，ξ 减小，而 $f(\xi)$变大。也就是说，在推力室冷却通道结构不变的情况下，增加推力室内壁的导热系数(采用导热系数更高的材料)，可以获得更高的肋条效应系数 η_p。

冷却通道形状(a, b, h)对肋条效应系数也有很大的影响。例如，如果肋条厚度 b 与冷却通道高度 h 的关系为 $b>2h$，则会出现肋条效应系数 $\eta_p<1$ 的情况。

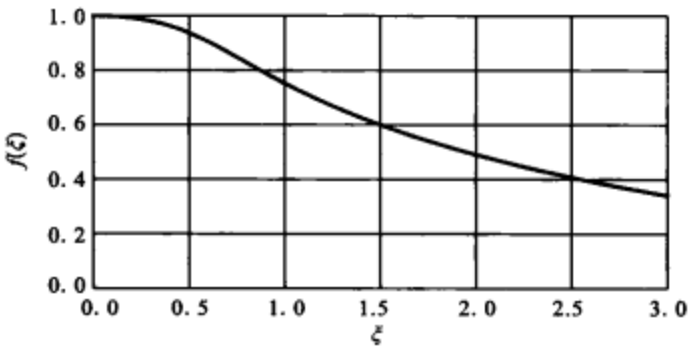


图 3.89 $f(\xi)$随 ξ 变化的曲线

图 3.90 给出了几种不同冷却通道参数对应的肋条效应系数的计算结果，光滑壁面传热系数 $h_l=13\ 950\ \mathrm{W/(m^2\cdot K)}$，内壁导热系数 $\lambda_w=291\ \mathrm{W/(m\cdot K)}$。根据图中给出的肋条效应系数变化曲线可以看出，通过对冷却通道结构进行一定的优化，可以得到的肋条效应系数 $\eta_p=2\sim2.5$。

2. 人为粗糙度

人为粗糙度就是在推力室再生冷却通道内壁底面上采用专用刀具滚压、铣切或电火花加工等方法加工出具有一定分布规律和几何形状的凸台，凸台有一定高度 h、长度 l、间距 s 和型面(见图 3.91)。加工这些凸台相当于在冷却剂的流场中设置了扰流器，能够强化冷却剂与壁面的对流换热，降低推力室内壁温度。

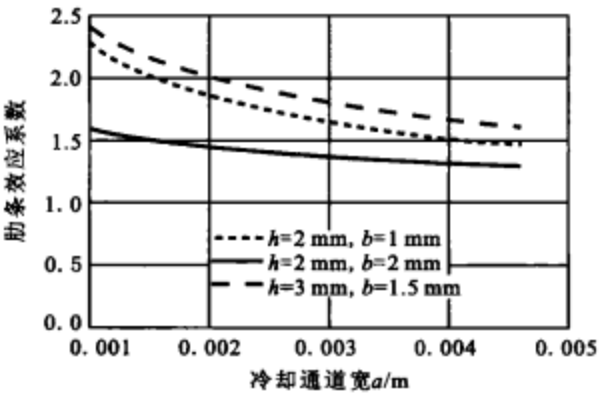


图 3.90　肋条效应系数的变化曲线

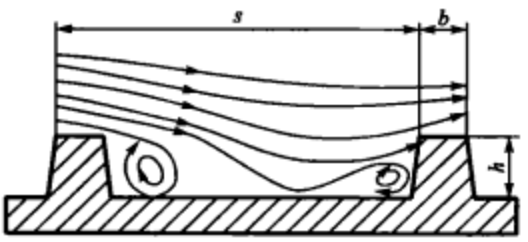


图 3.91　人为粗糙度

人为粗糙度对换热的强化效果通常用粗糙度有效系数 η_w 来表征，且有

$$h_f = \eta_w h_{f0} \tag{3.43}$$

式中，h_{f0} 为采用人为粗糙度之前的壁面传热系数；h_f 为采用人为粗糙度之后的壁面传热系数。

粗糙度有效系数 η_w 可以近似表达为

$$\eta_w = e^m$$

式中，

$$m = \begin{cases} 0.85 \times 13/(s/h), & 当\ s/h \geqslant 13 \\ 0.85 \times (s/h)/13, & 当\ s/h \leqslant 13 \end{cases}$$

上式表明，当 $s/h=13$ 时，粗糙度有效系数 η_w 可以达到最大值

$$\eta_{w,max} = e^{0.85} = 2.34$$

3. 推力室身部再生冷却计算

(1) 冷却计算的原始数据

具体包括：

① 推力室的几何参数。

② 内壁的厚度，不同温度下内壁材料的导热系数和强度。

③ 推力室中心燃气流和近壁区燃气流的热力参数(燃烧室压力、质量流量、余氧系数、燃气温度和气体常数、粘度、燃气成分和燃气的假想分子量等)。

④ 冷却剂参数，包括冷却剂入口温度，冷却剂压力和速度在流道中的分布(通过液流计算得到)，冷却剂的导热系数、粘度、密度、临界压力、临界温度和沸点等。

对于推力可调的推力室，还应知道最大推力和最小推力状态下的上述数据。

(2) 冷却计算顺序

通常冷却计算为检验性的，首先给定气壁温度沿整个推力室冷却套的分布，然后进行验算，以检验能否保证可靠的再生冷却。

计算顺序如下：

① 将整个冷却套分段，给出气壁温度，计算热流密度分布。

② 检验最小燃烧室压力工作状态下的冷却剂温升。若冷却剂出口温度低于最大容许温度，则这种组元用来冷却推力室原则上是可行的。

③计算冷却剂侧壁温(液体壁面温度)，如果高于容许温度，则需要修改壁厚或材料导热系数(更换材料)。

④ 计算冷却通道截面尺寸。评估结构和工艺上制造冷却通道的可能性，如有必要，进行修改。算出冷却剂流速。

⑤ 按结构和工艺要求定出冷却通道的截面后，验算所取的气壁温度。计算液体壁面传热系数、液体壁面温度和气体壁面温度。如果气体壁面温度给定值与所得结果的差别大于给定的精度(如 5%)，则需要从第①步重新计算。

⑥ 确定冷却套内的压力损失。

(3) 燃气对流传热系数计算

由于数值计算难以考虑所有的影响因素，而在实验室条件下又很难模拟液体火箭发动机的实际工作条件。因此，在工程应用上常采用半经验公式来计算燃气对流传热系数，得到广泛应用的有耶夫列夫法和巴兹(Bartz)法。

1) 耶夫列夫法

燃气侧对流热流密度可表示为

$$q_k = \frac{3.98\beta^* p_c c_p (T_{st} - T_{wg})}{b_T^2 \psi^2 \sqrt{T_{st} R_{st}}} \tag{3.44}$$

式中，R_{st} 为近壁层气体常数；T_{st} 为近壁层燃气总温；c_p 为燃气平均质量定压热容；β^* 为气流中心折算速度，且有

$$\beta^* = \beta(1-\beta^2)^{\frac{1}{r-1}} \tag{3.45a}$$

$$\beta=\lambda\sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}} \tag{3.45b}$$

式中，λ 为气体速度系数，γ 为燃气比热比。

在式(3.44)中，系数 b_T 为

$$b_T=1+1.5\left(\frac{T_{wg}}{T_{st}}\right)^{0.728} \tag{3.46}$$

系数 ψ 由下式给出，即

$$z_T=(\psi^2-2\psi+2)e^{\psi} \tag{3.47}$$

式中，

$$z_T=\frac{Re_{st}}{a_T b_T^2(D')^{1.2}}\left[\int_0^{x'}\beta\frac{p}{p_c}(D')^{1.2}\frac{dx'}{\cos\theta}\right] \tag{3.48}$$

式中，$x'=x/D_t$ 为截面相对坐标，其中 x 为轴向坐标，以火焰面为原点，喷管出口方向为正向；p 为推力室当地静压；$D'=D/D_t$ 为相对直径，其中 D 为截面直径；θ 为喷管型面相对轴线的倾角；系数 a_T 为

$$a_T=\frac{1}{4.14}\left(1+\frac{\beta^2}{b_T}\right)^{4.4}\left(\frac{T_{wg}}{T_{st}^*}+0.04\right)^{2.616} \tag{3.49}$$

气体雷诺数为

$$Re_{st}=\sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}}\frac{D_t p_c}{\mu_{st}\sqrt{R_{st}T_{st}^*}} \tag{3.50}$$

式中，μ_{st} 为近壁面燃气粘度。

2）巴兹法

传热系数经验公式为

$$h_g=\left[\frac{0.026}{D_t^{0.2}}\left(\frac{\mu^{0.2}c_p}{Pr^{0.6}}\right)_{ns}\left(\frac{p_c}{c^*}\right)^{0.8}\left(\frac{D_t}{R}\right)^{0.1}\right]\left(\frac{A_t}{A}\right)^{0.9}\sigma \tag{3.51}$$

式中，μ 为燃气粘度；c^* 为特征速度；R 为喉部喷管曲率半径（见图 3.17），如果收敛段过渡半径 R_1 与扩张段过渡半径 R_2 不同，则取平均半径 $R=0.5(R_1+R_2)$；A 为沿推力室轴线的截面面积；σ 为考虑附面层内燃气性能变化的修正参数，可由下式确定为

$$\sigma=\left[\frac{T_{wg}}{2T_{st}}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}Ma^2\right)+\frac{1}{2}\right]^{-0.68}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}Ma^2\right)^{-0.12} \tag{3.52}$$

式中，Ma 为当地马赫数。

对于特定的燃气混合物，如果没有可用的 Pr 的数据，则可用下式估算为

$$Pr=\frac{4\gamma}{9\gamma-5} \tag{3.53}$$

当壁面有固体沉积物时，传热系数为

$$h_{gc}=\frac{1}{\frac{1}{h_g}+R_d} \tag{3.54}$$

式中，R_d 为沉积热阻。

(4) 推力室内辐射热流计算

燃烧室内部的辐射热流主要来源于水蒸气和二氧化碳。由于气体辐射对波长有选择性，而且辐射在整个容积内进行，因此气体辐射能力与气体分压射线行程长度有关。气体对整个壁面辐射的平均射线长可按下列公式计算，即

$$l=3.6\frac{V}{A} \tag{3.55}$$

式中，V 为气体容积，A 为壁面面积。

对于圆筒形燃烧室，不同长度直径比 L_c/D_c 具有不同的平均射线长(见表 3.10)，查表得到 l/D_c 值后，可计算相应的平均射线长 l。

表 3.10 圆筒形燃烧室的平均射线长

L_c/D_c	l/D_c	L_c/D_c	l/D_c
1	0.6	2～3	0.85
1.5	0.75	>4	0.9

气体对壁面的发射率可写为

$$\varepsilon_g=f(T,pl) \tag{3.56}$$

式中，T 为气体温度，pl 为气体分压与平均射线长的乘积。

水蒸气的发射率可由下式计算为

$$\varepsilon_{H_2O}=1-(1-\varepsilon_{0H_2O})^n \tag{3.57}$$

式中，

$$\varepsilon_{0H_2O}=f(T,p_{H_2O}l)$$

$$n=1+k_{H_2O}\cdot p_{H_2O}=f(p_{H_2O},p_{H_2O}l)$$

式中，ε_{0H_2O}为 $p_{H_2O}\to 0$ 且 $p_c=0.101$ MPa 时水蒸气的发射率，k_{H_2O}为考虑压力对水蒸气发射率影响的系数。

图 3.92 和图 3.93 分别给出了 ε_{0H_2O}和 n 的变化曲线(p_{H_2O}的单位为 10^5 Pa)。查两图得到对应的结果后，可根据公式(3.57)计算水蒸气的发射率，也可根据图 3.94 给出的曲线查找对应的水蒸气发射率。

二氧化碳的发射率 $\varepsilon_{CO_2}=f(T,p_{CO_2}l)$可以根据图 3.95 给出的曲线得出。

由于水蒸气与二氧化碳辐射光谱存在重合部分，故混合气的发射率计算可按下式计算为

$$\varepsilon_g=\varepsilon_{H_2O}+\varepsilon_{CO_2}-\varepsilon_{H_2O}\varepsilon_{CO_2} \tag{3.58}$$

上面计算了气体对壁面的辐射，气体在辐射的同时也吸收一部分来自壁面的辐射，气体对壁面辐射的吸收率可表示为

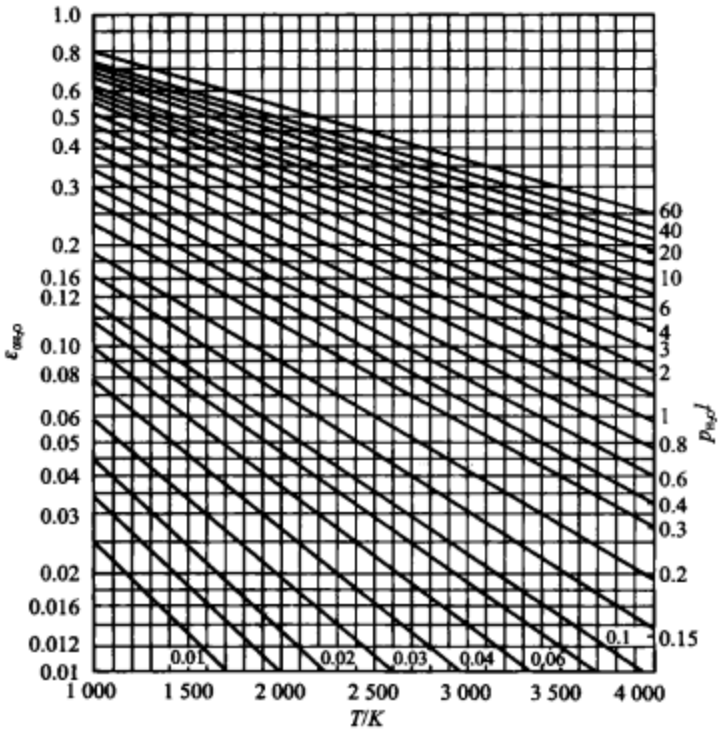


图 3.92　$\varepsilon_{0H_2O}=f(T,p_{H_2O}l)$的关系曲线

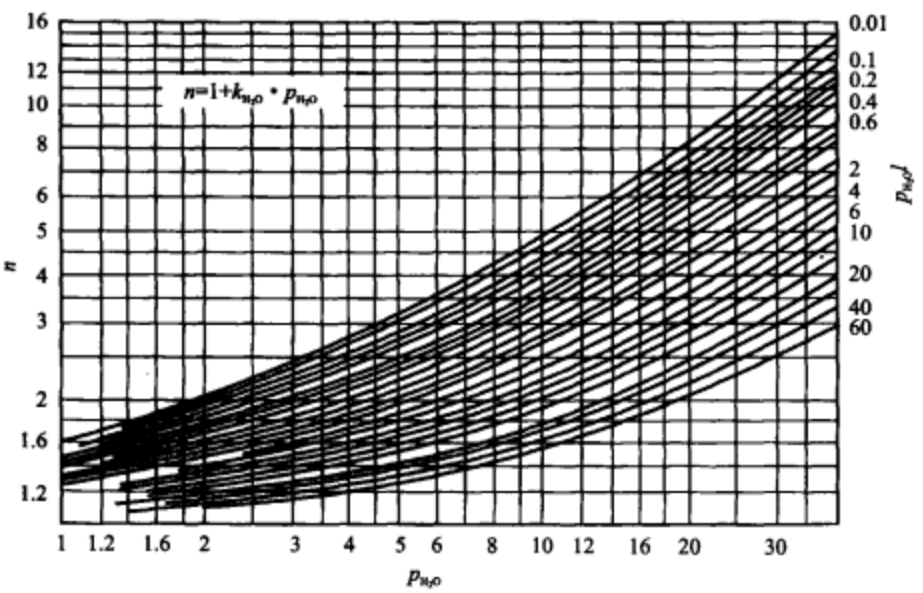


图 3.93　$n=1+k_{H_2O}\cdot p_{H_2O}=f(p_{H_2O},p_{H_2O}l)$的关系曲线

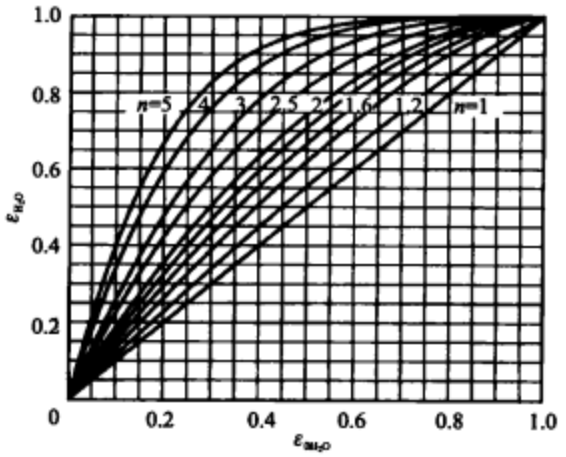


图 3.94 $\varepsilon_{H_2O}=1-(1-\varepsilon_{0H_2O})^n$ 的关系曲线

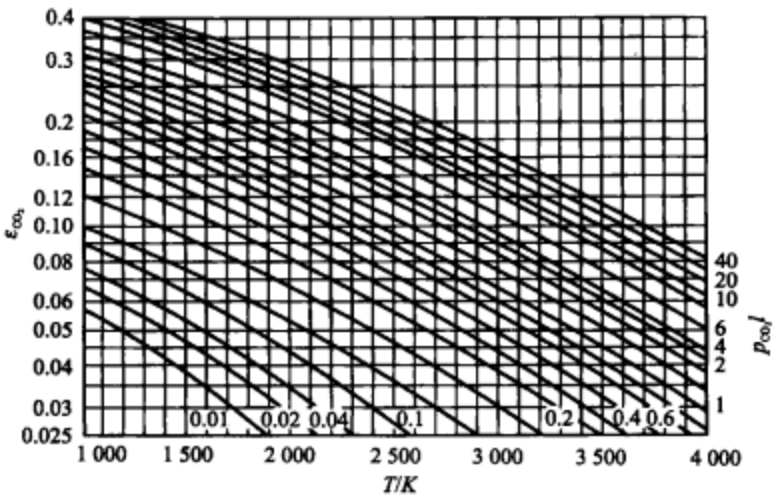


图 3.95 二氧化碳的气体发射率

$$\alpha_g = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - \alpha_{H_2O}\alpha_{CO_2} \tag{3.59}$$

式中，

$$\alpha_{H_2O} = \varepsilon^*_{H_2O}\left(\frac{T_g}{T_{wg}}\right)^{0.45}$$

$$\alpha_{CO_2} = \varepsilon^*_{CO_2}\left(\frac{T_g}{T_{wg}}\right)^{0.65}$$

式中，$\varepsilon^*_{H_2O}$和 $\varepsilon^*_{CO_2}$ 分别为水蒸气和二氧化碳的发射率。

壁面发射率为 ε_{0w}，则实际有效壁面发射率可以写为

$$\varepsilon_w=\varepsilon_{0w}[1+(1-\varepsilon_{0w})(1-\varepsilon_g)] \tag{3.60}$$

气体对壁面的总辐射热流密度为

$$q_r=5.67\cdot\varepsilon_w\cdot\left[\varepsilon_g\left(\frac{T_g}{100}\right)^4-\alpha_g\left(\frac{T_{wg}}{100}\right)^4\right] \tag{3.61}$$

在壁面温度较低的情况下，壁面对气体辐射的影响很小，故气体总辐射热流密度可以近似为

$$q_r=5.67\cdot\varepsilon_w\cdot\varepsilon_g\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 \tag{3.62}$$

由于内冷却的影响，使得气体辐射平均射线长降低，实际气体辐射温度也降低，燃气对壁面的辐射可由下式计算为

$$q_{rw}=0.65\varphi\varepsilon_w q_r \tag{3.63}$$

式中，q_r 为不考虑内冷却的辐射热流密度；ε_w 为壁面发射率；系数 φ 由下列公式计算为

$$\varphi=\frac{D_c-2H}{D_c}\times\frac{L_c-2H}{L_c} \tag{3.64}$$

式中，D_c 为燃烧室直径；H 为喷嘴间距；L_c 为燃烧室圆柱段长度。

推力室其他截面上的辐射热流可由经验确定，即：

① 从喷管入口到收敛段直径为 $D=1.2D_t$ 处的截面，认为辐射热流密度是一个常量，并等于燃烧室中的辐射热流 q_{rc}，该值是按喷管入口处燃气的平均参数算出的。

② 取喷管喉部的辐射热流密度等于 $0.5q_{rc}$。

③ 在喷管扩张段，当截面直径 $D=2D_t$ 时，$q_r=0.12q_{rc}$；当截面直径 $D=3D_t$ 时，$q_r=0.05q_{rc}$；当截面直径 $D=4D_t$ 时，$q_r=0.03q_{rc}$。

④ 在距头部 50～100 mm 这一段燃烧室上，辐射热流密度为常量，并等于 q_{rc}；在紧靠头部处，$q_r=0.25q_{rc}$。

(5) 冷却剂侧传热

计算冷却剂的受热需要按组元在冷却夹层中的行程进行传热计算。通过计算可给出冷却剂的总温升，还可给出冷却剂在各区段的温度分布。

对于长度为 dx_i 的一段冷却夹层，其热平衡方程（通过外壁向周围环境散热可忽略不计）为

$$q_{mi}c_i dT_i=\delta\Phi_i \tag{3.65}$$

式中，$\delta\Phi_i$ 为冷却剂应吸收的热流量；q_{mi} 为该处冷却剂的质量流量；c_i 为冷却剂的比热容。

当 $q(x)$ 已知时，可按下式计算 $\delta\Phi_i$，即

$$\delta\Phi_i=\pi D_i q_i(x)dx_i/\cos\theta_i \tag{3.66}$$

式中，D_i 为该计算截面推力室内径；θ_i 为推力室母线与其轴线构成的倾角。

将 $\delta\Phi_i$ 代入热平衡方程，得

$$dT_i/dx_i=\pi q_i(x)D_i/q_{mi}c_i\cos\theta_i \tag{3.67}$$

对常微分方程进行数值积分可求出 $T_i(x)$ 的分布以及冷却套出口温度 T_2。计算时，必须给出冷却段冷却剂入口温度 T_1、推力室几何参数 $D(x)$ 和 $\theta(x)$ 以及关系式 $c(T)$ 和 $q(x)$。每段冷却套或整个冷却套的冷却剂温升（与冷却剂流程图有关）为出、入口温度之差 $\Delta T = T_2 - T_1$。

可以通过提高流速来增加传热系数，也就是减小横截面面积，或者采用螺旋槽的形式。同时，也要考虑肋条设计和人为粗糙度等方法对传热系数的影响。

冷却夹层内每一段的摩擦损失为

$$\Delta p_{td} = \lambda \frac{\Delta L}{d_e} \frac{\rho w^2}{2} \tag{3.68}$$

式中，λ 为沿程损失系数；ΔL 为管长；w 为液体流速；d_e 为水力直径，对于非圆形管道，可由下式计算为

$$d_e = \frac{4A}{\chi} \tag{3.69}$$

式中，A 为通道流通面积，χ 为湿周长。

局部阻力（局部阻力系数可以查设计手册）为

$$\Delta p_{jb} = \xi \frac{\rho w^2}{2} \tag{3.70}$$

式中，ξ 为局部损失系数。

由壁到冷却剂的对流传热系数 h_f 可以采用管内湍流强制对流进行计算，由努赛尔数 Nu 确定对流传热系数。通常采用米海耶夫公式

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} (Pr/Pr_w)^{0.25} \tag{3.71}$$

式中，雷诺数 $Re = \frac{\rho w d_e}{\mu}$；$\mu$ 为冷却剂粘度；Pr 为冷却剂普朗特数；Pr_w 为壁面处冷却剂普朗特数。

对流传热系数 h_0 的计算公式为

$$h_0 = \frac{Nu \lambda_f}{d_e} \tag{3.72}$$

式中，λ_f 为冷却剂导热系数。

考虑再生冷却通道肋效应时的对流传热系数为

$$h_f = h_0 \eta_p \tag{3.73}$$

式中，η_p 为肋效应系数。

【例题 3.7】 对液体火箭发动机身部再生冷却进行计算。

已知：推力室参数和推力室型面同例题 3.1 和例题 3.2。

题解：

(1) 推力室进行分段和计算气动参数

选择分段数量，确定各段长度和平均直径，并计算各段的气动参数。部分计算结果如下表

所列。

推力室分段序号 N	分段平均直径 D/m	分段平均直径 D/喉部直径 D_t	喷管张角的余弦 $\cos\theta$	分段长度 Δx/m	各段流量系数 $q(\lambda)$	各段气体速度系数 λ	Ma^2
1	0.444	1.922	1	0.445	0.270	0.171	0.027
2	0.428	1.852	0.985	0.080 3	0.291	0.183	0.030 7
3	0.384	1.662	0.951	0.065	0.361	0.23	0.048 4
4	0.315	1.363	0.809	0.065	0.537	0.354	0.115
5	0.255	1.103	0.906	0.065	0.820	0.603	0.342
6	0.233	1.008	0.995	0.033 7	0.982	0.877	0.752
7	0.231	1	1	0.025	1	1	1
8	0.239	1.034	0.998	0.03	0.934	1.254	1.667
9	0.264	1.142	0.97	0.051	0.765	1.504	2.589
10	0.328	1.419	0.891	0.075	0.495	1.812	4.253
11	0.417	1.805	0.839	0.075	0.306	2.037	6.061
12	0.507	2.194	0.848	0.085	0.207	2.179	7.597
13	0.596	2.580	0.866	0.09	0.1501	2.28	8.956
14	0.685	2.965	0.883	0.11	0.113	2.354	10.155
15	0.776	3.359	0.914	0.12	0.088	2.415	11.286
16	0.86	3.722	0.927	0.13	0.072	2.463	12.29
17	0.931	4.030	0.956	0.13	0.061	2.495	13.03
18	0.99	4.285	0.966	0.15	0.054	2.523	13.73

(2) 计算燃气传热系数和对流热流密度

通过热力学计算来确定燃气参数。根据材料的允许温度给出气壁温度 T_{wg} 的分布，一般情况下，喉部截面处温度最高，喷管出口处温度最低。计算出的燃气传热系数和对流热流密度的结果如下表所列。

推力室分段序号 N	燃气导热系数 λ_g/[W·(m·K)$^{-1}$]	燃气粘度 $\mu_g\times10^5$/(Pa·s)	普朗特数 Pr	近壁面气体温度 T_{st}/K	壁面温度 T_{wg}/K	修正系数 σ	传热系数 h_g/[W·(m^2·K)$^{-1}$]	对流热流密度 q_k/(MW·m^{-2})
						式(3.52)	式(3.51)	$q_k=h_g(T_{st}-T_{wg})$
1	0.32	9.83	0.62	2 600	860	1.38	5 225.24	9.09
2	0.32	9.83	0.62	2 800	860	1.38	5 581.57	10.83
3	0.32	9.83	0.62	3 000	900	1.37	6 740.92	14.16
4	0.315	9.73	0.62	3 000	1 100	1.36	9 477.20	19.14

续表

推力室分段序号 N	燃气导热系数 λ_g/[W·(m·K)$^{-1}$]	燃气粘度 $\mu_g\times10^5$/(Pa·s)	普朗特数 Pr	近壁面气体温度 T_{st}/K	壁面温度 T_{wg}/K	修正系数 σ	传热系数 h_g/[W·(m^2·K)$^{-1}$]	对流热流密度 q_h/(MW·m^{-2})
						式(3.52)	式(3.51)	$q_h=h_g(T_{st}-T_{wg})$
5	0.31	9.63	0.62	3 000	1 130	1.32	13 446.78	25.15
6	0.306	9.53	0.62	3 030	1 130	1.30	15 608.52	29.66
7	0.302	9.39	0.62	3 050	1 130	1.29	15 700.49	30.14
8	0.292	9.13	0.62	2 900	1 050	1.29	14 618.04	27.04
9	0.274	8.66	0.62	2 800	1 000	1.27	11 926.09	21.47
10	0.247	7.93	0.62	2 800	950	1.27	7 910.88	14.26
11	0.221	7.25	0.62	2 800	690	1.26	5 015.50	10.58
12	0.204	6.77	0.62	2 800	670	1.23	3 407.44	7.26
13	0.19	6.4	0.62	2 700	630	1.22	2 490.58	5.16
14	0.178	6.09	0.62	2 700	480	1.25	1 969.26	4.37
15	0.168	5.82	0.62	2 500	460	1.24	1 546.16	3.15
16	0.161	5.61	0.62	2 500	450	1.23	1 264.09	2.59
17	0.155	5.44	0.62	2 500	445	1.22	1 081.42	2.22
18	0.15	5.32	0.62	2 500	435	1.22	959.38	1.98

(3) 计算辐射热流密度

燃烧室长度直径比 $L_c/D_c=445/444\approx1$，查表 3.10 得到气体辐射平均射线长 $l=0.6D_c=0.6\times0.444\ \text{m}=0.266\ 4\ \text{m}$，由热力学计算已知，水蒸气分压为 2.62 MPa，二氧化碳分压为 1.34 MPa，计算得到

$$p_{H_2O}l=2.62\ \text{MPa}\times0.266\ 4\ \text{m}=0.698\ \text{MPa}\cdot\text{m}$$

$$p_{CO_2}l=1.34\ \text{MPa}\times0.266\ 4\ \text{m}=0.357\ \text{MPa}\cdot\text{m}$$

查图 3.92 得出水蒸气发射率 $\varepsilon_{0H_2O}=0.161$，查图 3.93 得指数关系 $n=1+k_{H_2O}p_{H_2O}=3.9$，则水蒸气的实际发射率为

$$\varepsilon_{H_2O}=1-(1-\varepsilon_{0H_2O})^n=1-(1-0.161)^{3.9}=0.496$$

查图 3.95 得出二氧化碳发射率 $\varepsilon_{CO_2}=0.058$，则总的发射率为

$$\varepsilon_g=\varepsilon_{H_2O}+\varepsilon_{CO_2}-\varepsilon_{H_2O}\varepsilon_{CO_2}=0.496+0.058-0.058\times0.496=0.525$$

壁面发射率一般取为 $\varepsilon_{0w}=0.8$，则实际有效壁面发射率为

$$\varepsilon_w=\varepsilon_{0w}[1+(1-\varepsilon_{0w})(1-\varepsilon_g)]=0.8\times[1+(1-0.8)\times(1-0.525)]=0.876$$

由于壁面温度较低，故壁面对气体的辐射可以略去，因此根据式(3.30)计算气体辐射热流密度为

$$q_{rc1}=c_0\cdot\varepsilon_w\cdot\varepsilon_g\left(\frac{T_g}{100}\right)^4=5.67\times0.876\times0.525\times36^4\ \mathrm{MW/m^2}=4.38\ \mathrm{MW/m^2}$$

燃烧室直径 $D_c=0.444$ m，喷嘴间距 $H=0.025$ m，燃烧室圆柱段长度 $L_c=0.445$ m，计算 φ 为

$$\varphi=\frac{D_c-2H}{D_c}\times\frac{L_c-2H}{L_c}=\frac{0.444-2\times0.025}{0.444}\times\frac{0.445-2\times0.025}{0.445}=0.788$$

由于内冷却的影响，使得气体辐射平均射线长降低，实际气体辐射温度也降低，在冷却的影响下，燃气对壁面的辐射热流密度为

$$q_{rc}=0.65\varphi\varepsilon_w q_{rc1}=0.65\times0.788\times0.876\times4.38\ \mathrm{MW/m^2}=1.965\ \mathrm{MW/m^2}$$

喉部辐射热流密度为 $0.5q_{rc}=0.983\ \mathrm{MW/m^2}$，$2D_t$ 处为 $0.12\ q_{rc}=0.236\ \mathrm{MW/m^2}$，$3D_t$ 处为 $0.05q_{rc}=0.098\ 3\ \mathrm{MW/m^2}$。

(4) 计算总热流密度、热流量以及冷却剂温升及温度

煤油作为冷却剂，其质量流量 $q_{mfc}=49.4$ kg/s，冷却剂的质量定压热容 $c_p=2\ 090$ J/(kg·K)，冷却剂的导热系数 $\lambda_f=0.146$ W/(m·K)，冷却剂粘度 $\mu_f=0.002\ 4$ kg/(m·s)。计算结果如下表所列。

推力室分段序号 N	辐射热流密度 q_r/(MW·m^{-2})	总热流密度 q/(MW·m^{-2})	分段母线长度 L/m	分段面积 A_f/m^2	热流量 Φ/MW	冷却剂温升 ΔT_f/K	冷却剂平均温度 T_f/K
		$q=q_k+q_r$	$L=\Delta x/\cos\theta$	$A_f=\pi DL$	$\Phi=qA_f$	$\Delta T_f=\Phi/q_{mfc}c_p$	$T_f=(T_{f,i}+T_{f,i+1})/2$
1	1.965E+00	1.106E+01	4.450E−01	6.208E−01	6.864E+00	6.648E+01	5.131E+02
2	1.965E+00	1.279E+01	8.152E−02	1.096E−01	1.403E+00	1.358E+01	4.731E+02
3	1.965E+00	1.612E+01	6.835E−02	8.247E−02	1.329E+00	1.288E+01	4.599E+02
4	1.572E+00	1.926E+01	8.035E−02	7.952E−02	1.532E+00	1.484E+01	4.460E+02
5	1.572E+00	2.672E+01	7.174E−02	5.748E−02	1.536E+00	1.487E+01	4.311E+02
6	1.179E+00	3.084E+01	3.387E−02	2.480E−02	7.646E−01	7.405E+00	4.200E+02
7	9.825E−01	3.113E+01	2.500E−02	1.815E−02	5.648E−01	5.471E+00	4.136E+02
8	7.074E−01	2.775E+01	3.006E−02	2.257E−02	6.264E−01	6.067E+00	4.078E+02
9	4.323E−01	2.190E+01	5.258E−02	4.361E−02	9.551E−01	9.250E+00	4.001E+02
10	3.144E−01	1.458E+01	8.418E−02	8.675E−02	1.264E+00	1.225E+01	3.894E+02
11	1.965E−01	1.078E+01	8.939E−02	1.171E−01	1.262E+00	1.223E+01	3.771E+02
12	1.572E−01	7.415E+00	1.002E−01	1.597E−01	1.184E+00	1.147E+01	3.653E+02
13	7.860E−02	5.234E+00	1.039E−01	1.946E−01	1.019E+00	9.866E+00	3.546E+02
14	9.825E−02	4.470E+00	1.246E−01	2.681E−01	1.198E+00	1.161E+01	3.439E+02

续表

推力室分段序号 N	辐射热流密度 q_r/(MW·m^{-2})	总热流密度 q/(MW·m^{-2})	分段母线长度 L/m	分段面积 A_f/m^2	热流量 Φ/MW	冷却剂温升 ΔT_f/K	冷却剂平均温度 T_f/K
		$q=q_k+q_r$	$L=\Delta x/\cos\theta$	$A_f=\pi DL$	$\Phi=qA_f$	$\Delta T_f=\Phi/q_{mfc}c_p$	$T_f=(T_{f,i}+T_{f,i+1})/2$
15	8.253E−02	3.237E+00	1.313E−01	3.201E−01	1.036E+00	1.004E+01	3.331E+02
16	7.074E−02	2.662E+00	1.402E−01	3.789E−01	1.009E+00	9.771E+00	3.232E+02
17	5.895E−02	2.281E+00	1.360E−01	3.978E−01	9.074E−01	8.789E+00	3.139E+02
18	4.913E−02	2.030E+00	1.553E−01	4.830E−01	9.806E−01	9.498E+00	3.047E+02

(5) 确定冷却通道参数

内壁面及肋条材料为纯铜，导热系数 $\lambda_w=352$ W/(m·K)，内壁厚 $\delta_w=1$ mm，肋条厚 $b=1.5$ mm，冷却通道高度 $h=3$ mm。计算结果如下表所列。

推力室分段序号 N	冷却通道个数 n	冷却通道宽度 $a\times10^3$/m	通道总面积 $A\times10^3$/m^2	水力直径 $d_e\times10^3$/m	努赛尔数 Nu	传热系数 h_f/[W·(m^2·K)$^{-1}$]	系数 ξ
			$A=nab$	$d_e=2ab/(a+b)$	式(3.71)	$h_f=Nu\lambda/d_e$	式(3.40)
1	400	2.00	2.404	2.402	271.20	16 481.28	0.750
2	400	1.88	2.253	2.310	276.77	17 495.20	0.772
3	400	1.53	1.838	2.028	293.53	21 129.19	0.849
4	200	3.48	2.088	3.222	383.93	17 395.76	0.770
5	200	2.54	1.522	2.749	435.38	23 119.41	0.888
6	200	2.19	1.315	2.533	458.41	26 422.21	0.949
7	200	2.16	1.296	2.512	460.64	26 773.95	0.955
8	200	2.29	1.372	2.595	451.86	25 424.10	0.931
9	200	2.68	1.607	2.830	426.68	22 009.88	0.866
10	200	3.68	2.211	3.307	374.51	16 533.76	0.751
11	400	1.79	2.149	2.243	280.76	18 273.69	0.789
12	400	2.50	2.998	2.726	251.49	13 468.19	0.678
13	400	3.20	3.837	3.096	228.52	10 778.29	0.606
14	800	1.20	2.876	1.712	179.23	15 281.06	0.722
15	800	1.56	3.733	2.049	167.89	11 964.10	0.639
16	800	1.89	4.525	2.316	158.76	10 009.71	0.584
17	800	2.16	5.194	2.515	151.86	8 817.42	0.548
18	800	2.40	5.751	2.664	146.62	8 034.93	0.523

(6) 计算液体壁面温度和气体壁面温度

计算结果如下表所列。

推力室分段序号 N	系数 $\tanh\xi$	肋条效应 η_p	液体壁面温度 T_{wl}/K	内壁导热系数 λ_w/[W·(m·K)$^{-1}$]	气体壁面温度 T_{wg}/K	气体壁面温度相对偏差/%
		式(3.39)	$T_{wl}=q/\eta_p h_l+T_l$		$T_{wg}=q\delta_w/\lambda_w+T_{wl}$	
1	0.635	2.022	844.8	352	876.2	1.89
2	0.648	2.047	830.3	352	866.7	0.77
3	0.690	2.115	820.6	352	866.4	−3.73
4	0.647	1.711	1 093.1	352	1 147.9	4.35
5	0.710	1.817	1 067.0	352	1 142.9	1.14
6	0.739	1.860	1 047.5	352	1 135.1	0.45
7	0.742	1.864	1 037.4	352	1 125.8	−0.37
8	0.731	1.848	998.4	352	1 077.2	2.59
9	0.699	1.800	952.8	352	1 015.0	1.50
10	0.636	1.690	910.9	352	952.3	0.24
11	0.658	2.064	662.9	352	693.6	0.52
12	0.590	1.931	650.4	352	671.4	0.21
13	0.541	1.822	621.2	352	636.1	0.97
14	0.618	2.348	468.5	352	481.1	0.24
15	0.564	2.243	453.7	352	462.9	0.63
16	0.526	2.152	446.8	352	454.3	0.96
17	0.499	2.082	438.2	352	444.7	−0.08
18	0.480	2.028	429.3	352	435.1	0.02

由表中结果可知，计算得到的气体壁面温度与给定的气体壁面温度差别不大，可以不进行重新迭代计算。如果气壁给定值与计算结果的差别大于给定的精度(如 5%)，则需要给定新的气体壁面温度，并重新计算。

说明：近壁层的燃气温度应作为再生冷却计算的已知参数，在本例题中没有通过推力室燃烧流动与内冷却的计算来得到近壁层的燃气温度，而是初步给定了一组近壁层的燃气温度。在计算过程中，没有考虑煤油结焦对冷却剂温升的限制。根据计算结果可以看出，为了避免煤油结焦问题，需要通过内冷却进一步降低热流密度。本例题的计算过程只是作为再生冷却计算的演示。

4. 推力室身部辐射冷却计算

在扩张比较大的喷管扩张段，燃气温度相对较低，因此可以采用辐射冷却方式（见图 3.72）。

对于采用辐射冷却的喷管，喷管内壁吸收燃气的传热

$$Q_g = h'_g(T_{st} - T_{wg})A_0 \tag{3.74}$$

式中，A_0 为喷管内表面面积，T_{st} 为燃气温度，T_{wg} 为喷管内壁面温度。

喷管外壁向周围环境辐射散热

$$Q_w = \varepsilon_w \sigma \left(\frac{T_{wp}}{100}\right)^4 A_1 \tag{3.75}$$

式中，A_1 为喷管外表面面积；ε_w 为辐射外表面有效黑度，与材料和表面状态有关；T_{wp} 为喷管外壁面温度；σ 为辐射传热的斯蒂芬-玻耳兹曼常数。

当辐射传热达到稳态时

$$h'_g(T_{st} - T_{wg})A_0 = \varepsilon_w \sigma \left(\frac{T_{wp}}{100}\right)^4 A_1 \tag{3.76}$$

或者

$$h'_g(T_{st} - T_{wg}) = \varepsilon_w \sigma \left(\frac{T_{wp}}{100}\right)^4 \eta \tag{3.77}$$

式中，η 为肋条辐射效应系数，为辐射表面面积 A_1 与内表面面积 A_0 之比。

可以忽略喷管内、外壁面的温差

$$T_w = T_{wg} = T_{wp}$$

得到

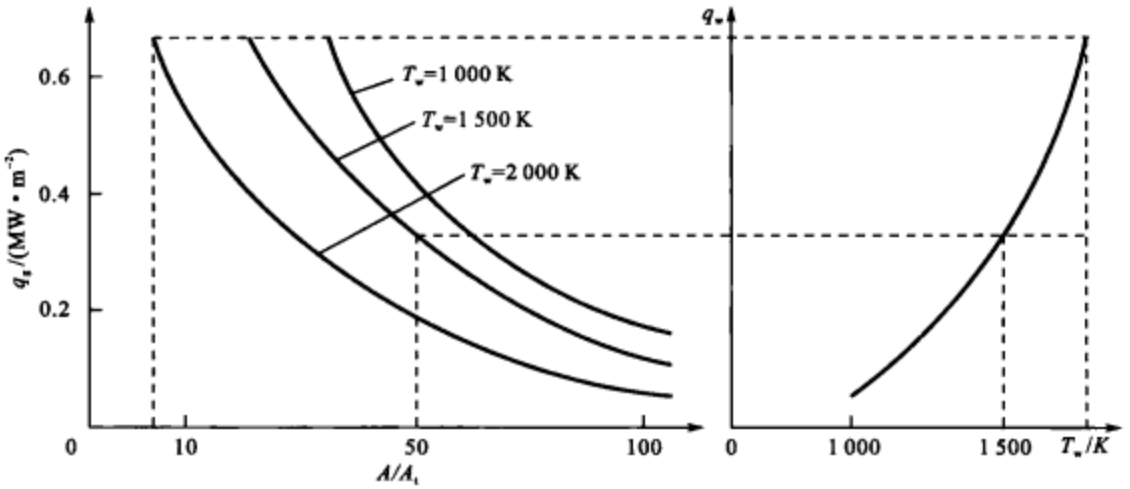
$$h'_g(T_{st} - T_w) = \varepsilon_w \sigma \left(\frac{T_w}{100}\right)^4 \eta \tag{3.78}$$

可以看出，燃气向喷管的传热随着喷管温度的增加而下降，喷管向外界环境的辐射热流随着喷管温度的增加而增加。图 3.96 给出了不同材料对喷管辐射冷却的影响示意图，可以看出，喷管材料的容许温度越高（图中 $T_w = 2\ 000$ K 的曲线），则可以在扩张比更小的位置开始采用辐射冷却；如果喷管材料的容许温度过低（图中 $T_w = 1\ 000$ K 的曲线），则可能无法实现辐射冷却（在温度为 1 000 K 时，喷管能辐射出去的热流小于所需要吸收的热流）。可以将外表面设计成带肋条的结构，则外表面面积的增加（增大肋条效应系数）可在一定程度上提高外表面的辐射能力，降低喷管温度。

在计算辐射冷却时，可以通过给定辐射冷却喷管段的起始位置（扩张比）来计算吸热与辐射散热的平衡温度，并根据所选取的材料来判断给定的扩张比是否能够采用辐射冷却。

【例题 3.8】 计算喷管出口壁面的平衡温度。

已知：某发动机喷管出口处的燃气温度为 $T_g = 1\ 800$ K，燃气对喷管的传热系数 $h =$



q_g—高温燃气传向推力室壁的热流密度；q_w— 推力室壁向外辐射的热流密度

图 3.96　不同材料对喷管辐射冷却的影响示意图

777.6 W/(m² · K)，喷管的发射率 $\varepsilon_w = 0.8$。试计算在辐射冷却条件下喷管出口壁面的平衡温度 T_w。

题解：

燃气对壁面的传热热流密度为

$$q_k = h(T_g - T_{wg}) = 777.6\ \mathrm{W/(m^2 \cdot K)} \times (1\ 800\ \mathrm{K} - T_{wg})$$

壁面对外空间的辐射热流密度为

$$q_r = \varepsilon_w \sigma \left(\frac{T_{wf}}{100}\right)^4 = 0.8 \times 5.76\ \mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)} \times \left(\frac{T_{wf}}{100}\right)^4$$

忽略内、外表面的面积差以及温度差，则 $T_{wg} = T_{wf}$，且有

$$q_k = q_r$$

$$777.6\ \mathrm{W/(m^2 \cdot K)} \times (1\ 800\ \mathrm{K} - T_w) = 0.8 \times 5.76\ \mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)} \times \left(\frac{T_w}{100}\right)^4$$

计算可得到 $T_w = 1\ 500$ K。

3.5　推力室点火装置

对于采用液氧/烃、液氧/液氢等非自燃双组元推进剂的发动机来说，需要提供初始点火热源使非自燃推进剂点火燃烧，随后依靠自身燃烧释放出的热量来维持推进剂的燃烧过程。在液体火箭发动机中，为非自燃推进剂提供点火热源的装置称为点火装置（也称为点火器）。常用的点火器类型有自燃液体点火器、固体火药点火器和电点火器。除此之外，还有气动谐振点

火器和爆震波点火器等。下面对各种点火方式进行简单介绍。

3.5.1 自燃液体点火

自燃液体点火(见图 3.97)也称为化学点火。在采用自燃液体点火的发动机启动过程中，首先喷入启动燃料，启动燃料与氧化剂或燃料发生自燃反应后供入另一种组元，实现点火。化学点火在多种液氧/煤油发动机中得到了应用，如苏联的 RD—120 和 RD—170 发动机及美国的 F—1 发动机。

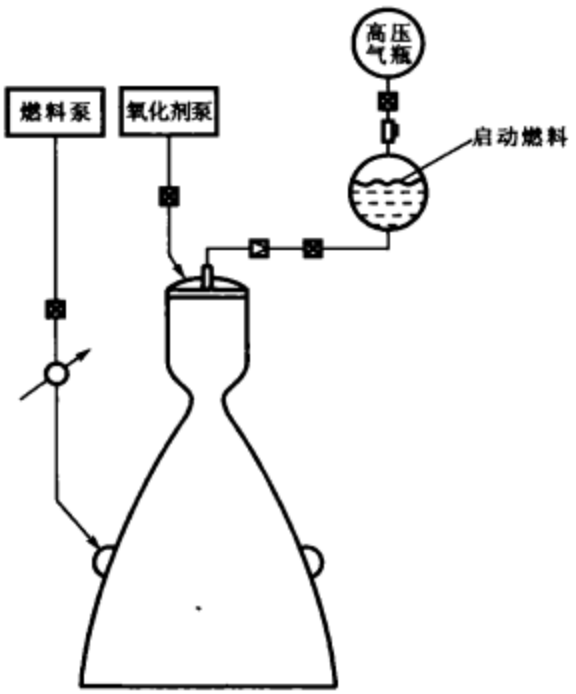


图 3.97 自燃液体点火方案示意图

当氧化剂为液氧时，首先喷入燃烧室的是气氧，三乙基铝 $(C_2H_5)_3Al$ 和三乙基硼 $(C_2H_5)_3B$ 的混合物可作为与气氧自燃的启动燃料。对于硝酸类氧化剂(HNO_3 和 N_2O_4 的混合物)，一般用三乙胺与二甲苯胺的混合物作为点火燃料。

三乙基铝与煤油互溶而不反应；与液氧自燃并剧烈反应，释放大量热量，其化学反应方程式为

$$2(C_2H_5)_3Al+21O_2=12CO_2+Al_2O_3+15H_2O$$

三乙基铝常温下为无色无味的液体，对冲击和摩擦等不敏感。与不锈钢或铝合金等材料具有良好的相容性，与水和空气接触发生激烈的反应。燃烧产生的氧化铝是一种粘性固体，能

堵塞细小的供应通道和孔。通常在三乙基硼中掺混 10%～15%的三乙基铝，与液氧一起能够提供满意的点火延迟特性，同时产生可容许的残留物。例如“土星”5 号运载火箭的 F—1 发动机采用了由 85%的三乙基硼和 15%的三乙基铝组成的混合物作为启动燃料。

启动燃料可以贮存在燃烧室前燃料管路上的密封容器（点火导管）内，通过两个膜片密封。当打开燃料主阀时，主燃料沿管路流动充填，在一定压力下，点火导管的两个膜片先后破裂，启动燃料首先进入燃烧室与氧化剂自燃点火。利用启动燃料与氧化剂的燃烧产物，使随后进入的主燃料与氧化剂点火燃烧。这样的点火方式可以实现推力室的单次点火。

图 3.97 所示的点火方案中，发动机装有专门的启动系统，包括启动燃料密封容器、启动燃料供应系统以及带阀门（或膜片）的管路。启动燃料导管通常与安装在燃烧室头部的启动喷嘴相连。可以通过阀门来控制启动燃料的供入和断开，以实现多次点火。启动时随着氧化剂主阀的开启，打开通向启动喷嘴的启动燃料供应阀，氧化剂与启动燃料自燃点火。在燃烧室进入工作状态时切断启动燃料，启动喷嘴开始喷射主燃料。

可以采用一套点火系统来完成燃烧室和燃气发生器（预燃室）的点火。在苏联的 RD—120 和 RD—170 等液氧/煤油发动机中，点火导管中的启动燃料分别进入预燃室和燃烧室，完成预燃室和燃烧室的单次点火任务。

自燃液体点火方案的可靠性很高，在飞行中能够保证发动机的多次启动。自燃点火剂的用量少，启动点火可靠。例如，800 kN 推力的液氧/煤油发动机的三乙基铝装在圆柱形的贮罐内，其容积约为 100 cm^3。6 800 kN 的液氧/煤油发动机，三乙基铝点火剂的贮罐容积约为 600 cm^3。

大多数用于自燃液体点火的液体都是有毒的，需要对贮存条件进行控制和非常小心地维护。液氧/煤油发动机采用的点火导管是一次性使用的组件，每次试车需要更换新的点火导管，由于启动燃料（85%的三乙基硼和 15%的三乙基铝）是易燃易爆的危险化学品，故在发动机装配和运输过程中均不能安装已加注好启动燃料的点火导管。

3.5.2　固体火药点火

固体火药点火器通常是装有一个或几个固体推进剂的装药柱，利用电爆管起爆，也称为烟火点火器。在发动机启动过程中，在燃烧室和燃气发生器内，由烟火药燃烧产物形成能量很大的火炬，点燃经过头部进入燃烧室或燃气发生器的主推进剂混合物。

固体火药点火方案的优点是适合于各种非自燃推进剂的点火；点火可靠；点火装置结构简单，可选用的火药品种较多；与发动机供应系统无关，对喷注器结构影响小；使用维护方便。主要缺点是不能多次点火，只适用于一次点火或两次点火的发动机。

由于固体火药点火器与推进剂供应系统无关（不是与其中一种组元反应或点燃气相推进剂），故对于地面试验用发动机或地面开始点火的发动机，可以通过固定在发射台或试车台上

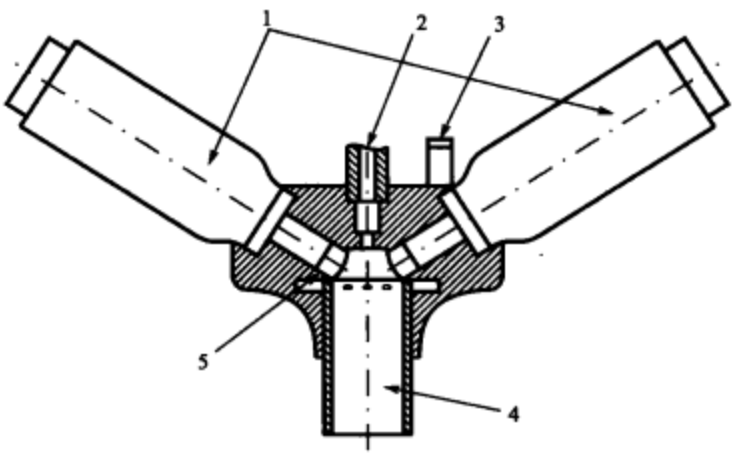
的长杆将固体火药包伸入燃烧室内。苏联的 RD—107 液氧/煤油发动机就采用了这种点火方案。对于上面级发动机，烟火点火装置可以固定在喷管堵盖上。

固体火药点火装置也可以是专用的点火室，点火室内装有烟火药。点火装置直接装在发动机的燃烧室和燃气发生器上。为了提高点火装置的可靠性，对于单次启动的发动机，通常装有 2～3 个烟火点火室。对于两次启动的发动机，可以采用在燃烧室圆筒段或喷注器上安装 4 个点火室的方案。

3.5.3 电点火

电点火装置是直接利用电能来点燃推进剂。在液体火箭发动机上通常采用火花塞进行点火(电火花点火)。电火花点火装置主要由点火线圈和火花塞组成。点火线圈将较低的直流电压变为万伏以上的输出电压，在火花塞上产生电火花。

火花塞可以直接用于推力较小的发动机的点火，对于大推力发动机，为了提高点火能量和可靠性，通常先利用火花塞点燃一个专门设置的点火室，再利用点火室产生的火炬点燃推力室(见图 3.98)，这种点火方式也称为火炬式点火。点火装置装在头部中央的孔座上，也可以安装在燃烧室和燃气发生器的侧面。



1—电火花塞；2—氧化剂入口；3—燃料入口；4—点火室；5—燃料腔

图 3.98 电点火方案示意图

火炬式点火装置本身是一个小燃烧室，气相组元(一般为气氧和气氢)通过喷嘴进入点火室。装在点火室内的电火花塞点燃启动组元。如果启动组元的混合比和流量选配适当，则可以从点火室获得能量足够大的火炬，该火炬能可靠地点燃经过头部喷嘴进入燃烧室或燃气发生器的主组元。

电火花点火装置结构简单，可用于需要多次启动的发动机。其缺点是必须要有气相启动组元的供应系统，需要大功率电源，在真空条件下高压电路系统的工作可靠性差，除氧/氢组元外的其他推进剂燃烧产物容易引起火花塞故障。

3.5.4　气动谐振点火

气动谐振点火的基本原理是气体从声速喷嘴上游的高压压力源膨胀进入混合室，并引入谐振腔，在满足特定的起振条件时，气体在腔中产生高频激波谐振，周期性地压缩和膨胀，使谐振腔底部的气体温度升高，例如采用气态氢可以在几十毫秒之内使谐振腔温度升高到 1 000 ℃。这种快速集聚热能的速率与驱动气体的分子量有关，作为驱动气体，应选用分子量小的气体，如氢或氦等。

在图 3.99 所示的气氢/气氧同轴气动谐振点火器中，氢气首先通过环形通道喷入，在谐振管底部形成高温后，从中心通道喷入氧气，与底部高温气氢接触燃烧，形成点火火炬。

气动谐振点火器的特点是无污染，结构简单、紧凑，质量小，点火装置不需防射频、防静电，不会产生高频电火花，无需外部能量输入即可进行多次重复点火。

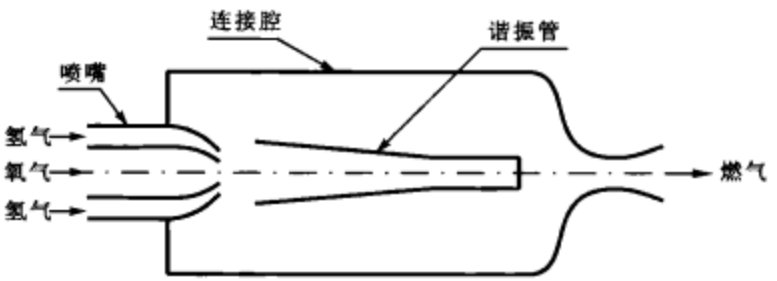


图 3.99　气动谐振点火器示意图

3.5.5　爆震波点火

爆震波点火器一般由预混点火室、爆震波导管、点火单元和火花塞组成。利用爆震波点火器点燃氢氧发动机推力室的原理如图 3.100 所示。

气相组元在预混点火室以及爆震波导管中混合，火花塞打火点燃预混点火室气体，形成爆燃波，在爆震波导管中发展成为爆震波，爆震波在管路中迅速传播到点火位置，实现主推进剂点火。

爆震波点火简单可靠，使用方便，爆震波温度高（可达到 3 000 K 以上），所需的能量输入低。

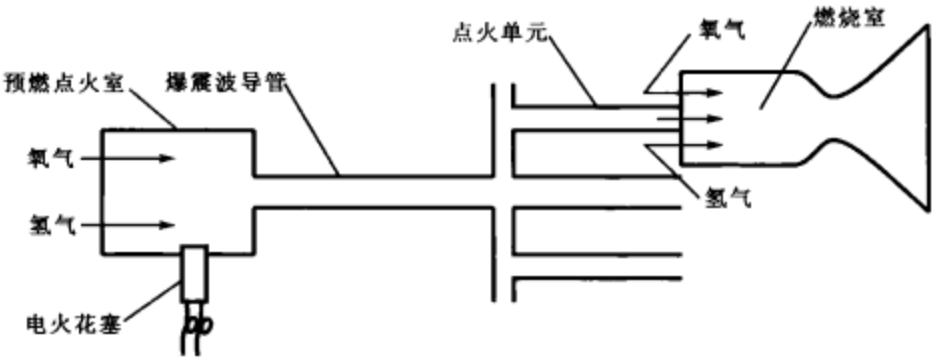


图 3.100 爆震波点火器工作原理

复习思考题

3－1 简单介绍液体火箭发动机推力室的组成与分类。

3－2 如何选择液体火箭发动机推力室的主要参数？

3－3 液体火箭发动机燃烧室型面设计有哪些要求？需要考虑哪些影响完全燃烧程度的因素？

3－4 简述燃烧室内燃气停留时间和燃烧室特征长度的定义，以及这两个参数的选取范围。

3－5 常用的燃烧室形状有哪些？不同形状的燃烧室各有什么优缺点？

3－6 什么是液体火箭发动机推力室的流量密度和燃烧室收缩比？如何选取？

3－7 简述液体火箭发动机不同类型喷管的特点。

3－8 液体火箭发动机常采用哪几种类型的点火装置？这些点火装置各有什么特点？

3－9 简述燃烧稳定装置的类型和特点。

3－10 对推力室头部设计有哪些要求？

3－11 简述液体火箭发动机喷嘴的类型和雾化特性。

3－12 直流式和离心式两类喷嘴各有什么不同的特点？

3－13 在设计推力室喷注器时需要考虑哪些排列原则？常用的排列形式和各自的特点是什么？

3－14 简述推力室热防护的目的、常用的热防护方法和各自的优缺点。

3－15 目前常用的推力室身部结构形式有哪些？各种身部结构形式有什么特点？

3－16 简述液体火箭发动机推力室采用再生冷却的限制条件。

3－17 分析变推力发动机在推力降低过程中，推力室换热过程的变化趋势。

3－18　简述为提高内冷却带的冷却效果而常采用的方法。

习　题

3－1　已知：燃烧室压力 $p_c = 16$ MPa，推力室喉部直径 $D_t = 0.192$ m，推进剂为液氧/煤油，选燃烧室为圆筒形，喷管型面为双圆弧。试对推力室型面进行初步设计。

3－2　参照图 3.37 直流互击喷嘴的结构形式来设计液氧/煤油喷嘴。已知密度分别为 $\rho_o = 1\,140$ kg/m³，$\rho_f = 820$ kg/m³，混合比 $r_m = 2.3$，煤油喷嘴偏转角度 $\alpha_f = 15°$，喷嘴直径 $d_f = 1.5$ mm，喷嘴压降 $\Delta p_f = \Delta p_o$，流量系数 $\mu_f = \mu_o$，要求合成动量与燃烧室夹角 $\alpha_s = 15°$。求氧化剂喷嘴直径 d_o 与偏转角度 α_o。

3－3　计算气氧直流喷嘴直径。已知燃烧室压力 $p_c = 2$ MPa，喷嘴压降 $\Delta p = 0.5$ MPa，喷嘴质量流量 $q_m = 0.03$ kg/s，喷嘴流量系数 $\mu = 0.85$，气体温度 $T_o = 300$ K。

3－4　设计单组元离心式喷嘴结构，不考虑液体粘性。已知：推进剂组元为酒精，密度 $\rho_f = 789$ kg/m³，喷嘴质量流量 $q_m = 0.01$ kg/s，喷嘴压降 $\Delta p = 0.5$ MPa，要求喷射锥角 $2\alpha_f = 90°$。

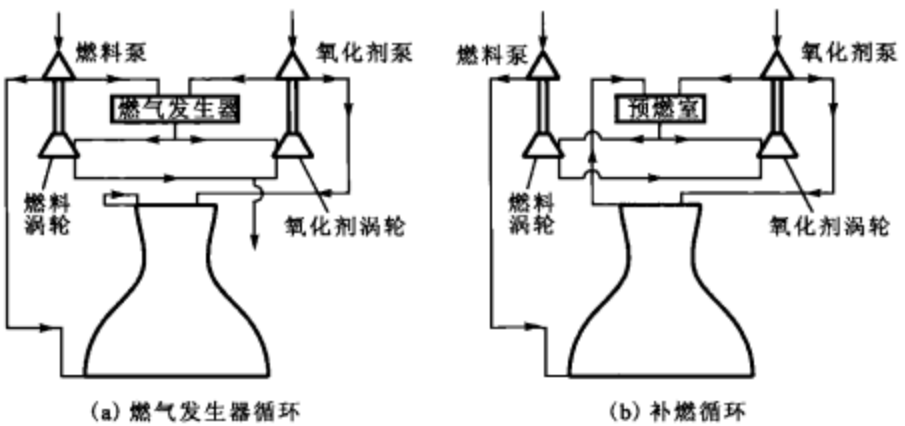
3－5　已知：采用水独立冷却的推力室喉部的热流密度 $q = 20$ MW，喉部直径 $D_t = 0.12$ m，内壁导热系数 $\lambda = 291$ W/(m·K)，喉部气体壁面允许温度 $T_{wg} = 700$ K，水温 $T_f = 314$ K。试设计铣槽式冷却通道，并计算所需冷却水的质量流量。

第 4 章　燃气发生器与小推力发动机推力室

在第 3 章中主要对中等推力和大推力液体火箭发动机的推力室结构与设计进行了介绍，本章介绍燃气发生器和小推力发动机推力室的结构与设计，这两类组件的设计过程与第 3 章中推力室的设计过程有一定的区别。

4.1　燃气发生器

由于大推力液体火箭发动机燃烧室的压力高，故需要采用涡轮泵装置对推进剂组元进行增压，燃气发生器（在补燃循环发动机中，燃气发生器也称为预燃室）通常是这类发动机中不可缺少的组件。燃气发生器所产生的燃气，用来作为驱动涡轮泵的工质（见图 4.1），或者在增压系统中作为增压贮箱的工质（见图 4.2）。



(a) 燃气发生器循环　　(b) 补燃循环

图 4.1　液体火箭发动机燃气发生器

采用燃气发生器产生用于驱动涡轮的工质，可使发动机获得更长的工作时间和更高的燃烧室压力。液体燃气发生器的燃气既可驱动共用的涡轮，也可同时驱动氧化剂涡轮与燃料涡轮。同时驱动氧化剂涡轮与燃料涡轮的方案在 J—2，HM—60 和 LE—5 等发动机中得到应用。在 LE—5 发动机中，发生器产生的燃气先进入液氢涡轮泵的涡轮，然后进入液氧涡轮泵的涡轮。

由于影响燃气发生器实际工作过程的因素多种多样，试验研究又非常复杂，因此到目前为止，还没有通用和严格的燃气发生器设计方法。在设计燃气发生器时，主要采用经验方法。

燃气发生器的设计目标可以归纳如下：

① 在一个紧凑部件中安全地产生所需的流量、温度和压力的燃气；

② 启动和关机过程平滑，没有陡的温度峰、压力振荡或过量的未燃推进剂；

③ 根据控制系统要求，能够在较大的推进剂流量和混合比(对于双组元推进剂)范围内工作；

④ 能够保持安全关机，不需要复杂的吹除和泄出系统；

⑤ 对于需要多次启动的发动机系统，能够实现再启动。

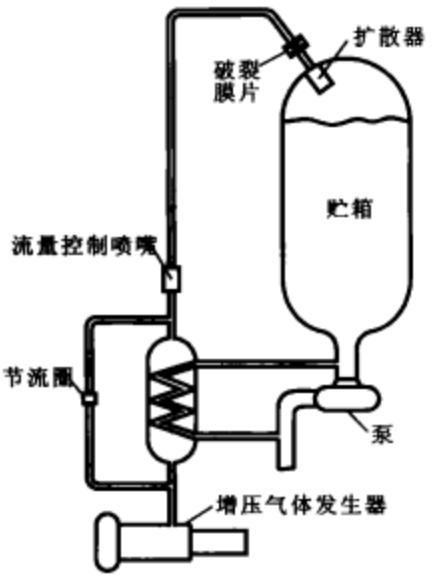


图 4.2　燃气发生器增压示意图

4.1.1　燃气发生器的类型

在液体火箭发动机中采用的燃气发生器可按所使用推进剂的类型分为固体推进剂燃气发生器(简称固体燃气发生器)和液体推进剂燃气发生器(简称液体燃气发生器)。液体燃气发生器根据组元的数量可分为单组元、双组元和三组元液体燃气发生器。

1. 固体燃气发生器

固体燃气发生器可应用于工作时间较短的液体推进剂供应系统中，例如在发动机启动时提供增压气体来驱动涡轮(也称为火药启动器)，或者为短时间工作的挤压式供应系统提供挤压气体。

图 4.3 为一个固体燃气发生器的示意图，工作原理和设计方法与小型固体火箭发动机类似，主要由壳体、点火器和药柱组成，可在发动机启动时为涡轮提供初始动力源。

在本章中主要介绍与液体火箭发动机推力室结构相近的液体燃气发生器。

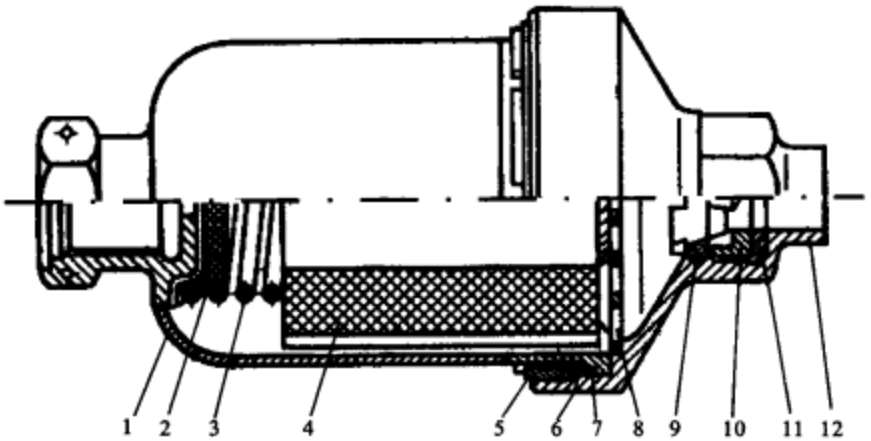
2. 单组元液体燃气发生器

单组元液体燃气发生器系统简单，不需要进行混合比调节，较容易控制，可在预定温度下产生燃气。在 1940—1960 年期间研制的发动机中，曾广泛采用单组元液体燃气发生器。

(1) 单组元液体燃气发生器工质

单组元液体燃气发生器的工质主要有过氧化氢、肼和偏二甲肼等。

肼具有良好的贮存性能，与许多金属和非金属材料相容。肼的分解过程首先是分解成氨(NH_3)和氮(N_2)的放热反应，然后是氨解离成氮和氢的吸热反应。氨在反应过程中并不完全解离，其解离度的百分数称为氨解离度。燃气温度范围为 880～1 650 K，当氨解离度为 0 时，



1—壳体;2—点火器;3—弹簧;4—药柱;5—螺帽;6—垫圈;7—密封垫;
8—孔板;9—螺帽;10—喷管;11—垫圈;12—帽盖

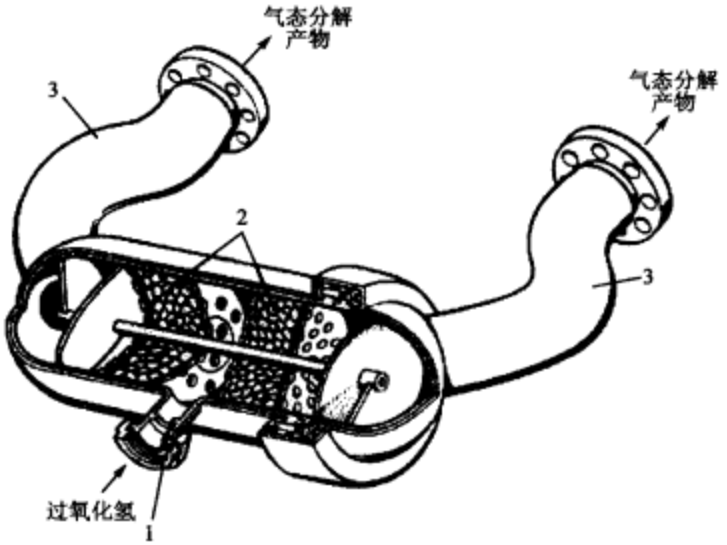
图 4.3 固体推进剂燃气发生器

燃气温度为 1 650 K;当氨解离度为 100%时,燃气温度为 880 K。可用改变肼在催化剂床的停留时间或改变燃气发生器的长度,即氨解离度的方法来调节分解产物的温度。肼类燃气发生器的问题之一是如何保证材料对肼的分解产物的耐蚀性。在很多情况下,需要采用像钼和铼这类金属作为反应室的结构材料。

在采用过氧化氢的单组元燃气发生器中,过氧化氢与装在内部的固体催化剂接触时分解,产生水蒸气和气氧混合物,由于反应产物中有水蒸气,故这类燃气发生器也称为蒸气-燃气发生器。过氧化氢分解产物的温度随其质量分数的增加而升高,在质量分数为 80%～90%时,分解温度为 720～1 030 K。

在 RD—107 和 RD—108 发动机的燃气发生器(见图 4.4)中,质量分数为 82%、质量流量为8.8 kg/s的过氧化氢通过专用泵供入燃气发生器。通过催化剂床后,过氧化氢分解成压力为 5.4 MPa、温度为 830 K 的气态产物,气态产物沿两个燃气短管进入涡轮。燃气发生器的外壳和两个燃气短管都覆有隔热层,将向外部散热造成的损失减到最小。RD—214 发动机的蒸气-燃气发生器也采用类似的工作方式。

美国航天飞机液压系统涡轮泵装置的液体燃气发生器是主动力装置中的辅助组件,采用肼作为工质。燃气发生器由喷注器、催化剂床、反应室和喷管组成。通过有一个入口孔的导管将肼供入喷注器。具有 4 个喷注单元的喷注器安装在催化剂床的里面,后者是一个空心圆柱体。肼自喷注器径向喷出。反应室壳体和喷管具有隔热层,用螺纹互相连接,而且催化剂床的挡板是可拆卸的,这就保证了在修复工作中更换简便。燃气发生器的所有主要零件都用镍基合金(hastelloy B)制造。为使燃气发生器启动可靠并保证必需的启动动力特性,其启动时的



1—过氧化氢入口接管嘴；2—催化剂床；3—出口燃气导管

图 4.4　RD—107 和 RD—108 发动机中的燃气发生器

温度不得低于 368 K。通过电加热器和隔热等措施，对燃气发生器的温度进行调整。

单组元液体燃气发生器一般采用催化分解和热分解两种分解方式。

(2) 催化分解

过氧化氢、肼和偏二甲肼等推进剂组元可以进行催化分解。催化剂分为颗粒状与网状两种。颗粒状催化剂就是固体的载体颗粒，具有尽可能大的透气性与抗温度冲击和抗腐蚀的稳定性。在对过氧化氢利用颗粒状催化剂进行分解时，一般采用铁的氧化物和盐类以及二氧化锰。

Shell-405 催化剂是肼分解中采用的一种高效的颗粒状催化剂，直径为 1～2.5 mm 的三氧化二铝颗粒，在表面上附有铱层。这种催化剂具有催化能力强、导热性能好、热膨胀系数小等优点。

网状催化剂的特点是寿命长，用数十层网片做成紧凑的压制品。制造时，将用活性材料制成的网片夹在用耐蚀材料制成的网片之间。分解过氧化氢的活性材料有黄铜、镍和银。

以过氧化氢为工质的“伽玛”—304 发动机的燃气发生器的催化剂床由 70 层镀银的镍网组成。X—15 火箭飞机用的 LR—99—RM—1 发动机中的燃气发生器催化剂床由 35 层镀银的钢网和 36 层耐蚀钢网组成，两种钢网交错配置，分解产物的温度约为 875 K。

(3) 热分解

当每一份新喷入的液体组元需利用前一份已喷入组元在分解中产生的热量进行分解时，

这种液体组元的分解就称为热分解。在进行热分解的燃气发生器中，需采用一定的方法对最初喷入的组元进行加热，以保证组元能够开始分解，并利用蓄热器来维持分解过程的正常进行。在肼自动保持热分解反应之前，必须使温度达到大约 675 K。

3. 双组元液体燃气发生器

双组元液体燃气发生器在结构上有很多方面与主燃烧室相似，由头部与身部组成，通常采用平底的头部与筒形身部。如果燃气发生器用非自燃推进剂工作，则在其组成中也包括通常安装在头部中心的点火器，或者采用化学点火方式。由于燃气温度相对较低，故在一些情况下燃气发生器身部结构可以不采用冷却措施。双组元燃气发生器的特点在后面的内容中将做进一步介绍。

4. 三组元液体燃气发生器

在 1993—1998 年期间，俄罗斯化学自动化设计局在氢氧发动机 RD—0120 的基础上进行了三组元(液氢/液氧/煤油)发动机的演示样机 RD－0750D 的研制工作，发动机采用了三组元双工况燃气发生器(预燃室)。

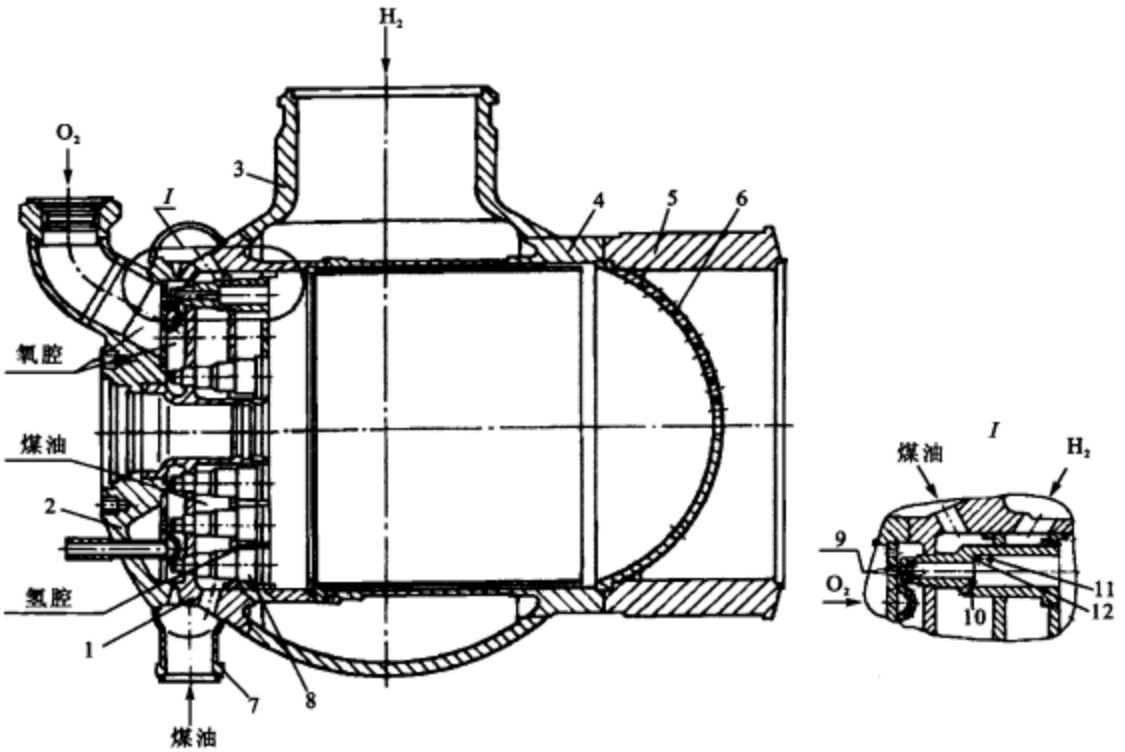
燃气发生器(见图 4.5)包括三腔喷注器 1，喷注器外部壳体 2，氢集液器 3，燃烧室 4，过渡环 5，球面形整流栅 6，煤油集液器 7。喷注器包括三个底板和固定在底板之间的三组元喷嘴 8。三组元喷嘴为内混合式，液氧通过切向孔 9 喷入，煤油通过孔 10、11 和 12 喷入，在喷嘴出口加工出一圈直流孔，氢通过这些围绕中心喷嘴的直流孔喷入。采用这样结构的喷嘴，可以使氧先与煤油反应，反应产物再与氢反应，这样可以避免煤油因不完全燃烧而产生固体颗粒。

5. 燃气发生器循环与补燃循环发动机的燃气发生器

在燃气发生器循环发动机系统中，涡轮废气不进入燃烧室补燃，涡轮泵装置的功率相对较低，燃气发生器室压一般低于推力室压力，其流量也很小，一般只为发动机总流量的2%～3%。

补燃循环发动机系统往往是一种组元的全部流量进入燃气发生器，燃气发生器的流量密度大。补燃循环发动机燃气发生器的燃烧产物对涡轮作功，然后涡轮工质直接排入推力室，在燃烧室中进行补燃，燃烧室压力、喷嘴压降和涡轮压比决定了燃气发生器室压的高低，燃气发生器室压要明显高于燃烧室压力。RD—120 发动机燃烧室压力为 16.8 MPa，燃气发生器室压为 31.85 MPa；RD—170 发动机燃烧室压力为 24.5 MPa，燃气发生器室压高达 51 MPa。采用补燃循环系统主要是为了提高燃烧室压力，增加发动机比冲，因此高室压燃气发生器也是补燃循环发动机的一个主要特点。

在现代补燃循环液体火箭发动机中，既有采用富燃的，也有采用富氧的液体燃气发生器。在液氢/液氧补燃发动机中，一般采用富燃(氢)的燃气发生器。富燃燃气的化学活性较小，相



1—喷注器；2—壳体；3—氢集液器；4—燃烧室；5—过渡环；6—球面形整流栅；
7—煤油集液器；8—三组元喷嘴；9—液氧切向孔；10，11，12—煤油孔

图 4.5　RD—0750D 发动机燃气发生器

对于富氧燃气，可以选取更高的燃气温度，富氢燃气的分子量小，燃气的作功能力更强。在 SSME 氢氧发动机中采用了两个富燃燃气发生器，一个用于驱动氧涡轮，另一个用于驱动氢涡轮，这样更有利于调节发动机工况。

在使用液氧和碳氢燃料作为推进剂的发动机中，无论是研制富燃还是富氧液体燃气发生器，都存在一些潜在的困难。采用富燃的液体燃气发生器很难保证较高的燃烧完全程度，且在涡轮、燃气导管及其他燃气通道的内壁上会出现积炭，还可能堵塞燃烧室喷嘴，降低涡轮效率。在富氧液体燃气发生器中，需采取特殊措施以保证燃气发生器结构在氧化性介质中的抗烧蚀性。对于这类发动机，通常采用富氧燃气发生器(例如 RD—120 和 RD—170 发动机)。

在全流量补燃循环发动机中，采用富燃料和富氧两个燃气发生器分别驱动燃料涡轮泵和氧化剂泵。

4.1.2 液体燃气发生器的特点

液体燃气发生器的工作过程，特别是双组元液体燃气发生器的工作过程，与主燃烧室的工作过程有许多共同之处。表 4.1 中列出了某些发动机的液体燃气发生器的参数。对液体燃气发生器结构及参数影响最大的是发动机系统的类型(循环方式和推进剂种类)。

表 4.1 某些发动机的液体燃气发生器的参数

液体火箭发动机代号	推进剂	燃气发生器参数			
		质量流量/(kg·s^{-1})	室压 p_g/MPa	温度 T/K	混合比 r_m
SSME(氧涡轮泵)	液氧/液氢	25.8	36.2	817	0.664
SSME(氢涡轮泵)	液氧/液氢	64.5	35.7	962	0.818
J—2	液氧/液氢	3.26	4.8	922	0.94
F—1	液氧/煤油	75.7	6.76	1 061	0.416
RZ—2	液氧/煤油	4.54	2.94	923	0.35
LE—5	液氧/液氢	0.466	2.59	890	0.85
HM—7	液氧/液氢	0.3	2.5	890	0.9
HM—60	液氧/液氢	8.3	8	875	0.9
RD—253	N_2O_4/偏二甲肼	403.5	23.8	870	21.5
RD—170	液氧/煤油	1 860	51	760	富氧
RD—0120	液氧/液氢	75.7	40.2	840	0.815
RD—120	液氧/煤油	176.57	31.85	735	53.84
RD—107	过氧化氢	8.8	5.4	830	—
YF—21	N_2O_4/偏二甲肼	6.355	6.45	1 184	0.205
YF—22	N_2O_4/偏二甲肼	6.558	6.76	1 150	0.205
YF—23	N_2O_4/偏二甲肼	0.459 8	3.72	1 100	0.138
YF—40	N_2O_4/偏二甲肼	0.532	5.296	1 123	0.169
YF—73	液氧/液氢	0.3	1.48	—	0.9

1. 燃气温度

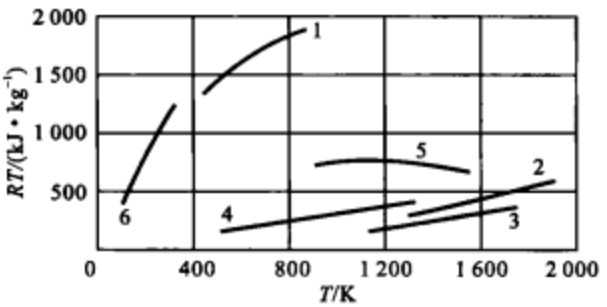
因为燃气发生器的燃烧产物需要经过的是一些不冷却的组件，如涡轮叶片、补燃发动机推力室头部和贮箱内的燃气分配器等。为了防止涡轮叶片等出现烧蚀，燃气发生器产生的燃气温度不能过高，燃气的最高温度受结构材料正常工作所能承受温度的限制。

对于燃气发生器循环发动机，发动机的比冲 I_{se} 的计算公式是

$$I_{se}=(F_{tc}+F_{gg})/(q_{mc}+q_{mgg})=(q_{mc}I_{stc}+q_{mgg}I_{sgg})/(q_{mc}+q_{mgg}) \tag{4.1}$$

式中，I_{se}，I_{stc} 和 I_{sgg} 分别为发动机、推力室和燃气发生器的比冲；F_{tc} 和 F_{gg} 分别为推力室和燃气发生器产生的推力；q_{mc} 和 q_{mgg} 分别为推力室和燃气发生器的流量。

发动机比冲小于推力室比冲，并且随着燃气发生器流量的增加，比冲的差别也会随着增大，在设计燃气发生器方案时，应保证所产生的燃气具有高的 RT 值，这样可使用于产生燃气的推进剂流量尽可能少。图 4.6 给出了几种不同方案燃气发生器的燃气 RT 值的变化范围。



1—还原性气体，推进剂为 O_2+H_2，$\alpha=0.05\sim0.1$；

2—氧化性气体，推进剂为 O_2+H_2，$\alpha=7.0\sim9.0$；

3—氧化性气体，推进剂为 O_2＋煤油，$\alpha=6\sim10$；

4—过氧化氢水溶液在固体催化剂作用下分解的蒸气气体，过氧化氢质量分数为 0.7～1.0；

5—肼分解的热燃气，氨解离度为 0.1～1.0；6—由推力室冷却套引出的气氢

图 4.6　不同燃气发生器方案的燃气 RT 值

双组元燃气发生器（图 4.6 中的曲线 1～3）燃气的温度和单位作功能力随着余氧系数 α 的变化而变化。燃气 RT 值的大小并不完全代表燃气发生器的设计完善程度，在很多情况下，需要重点考虑的是燃气发生器工作的稳定可靠、使用安全和调节方便等性能。

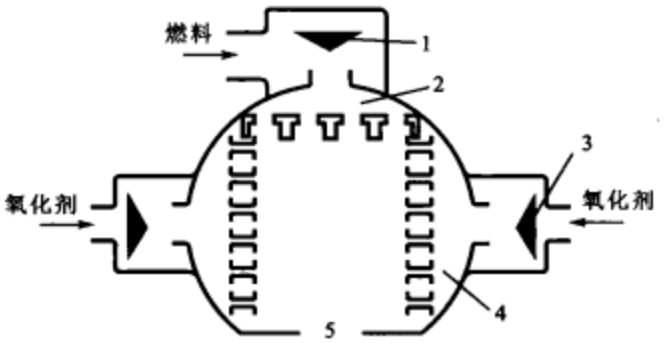
2. 推进剂混合比

燃气发生器组元质量混合比主要受允许燃气温度的限制，通常远远偏离化学计算当量混合比（见表 4.1）。

对于液氢/液氧发动机所采用的富燃氢氧燃气发生器，由于混合比低，故燃烧产物主要是水汽和氢气的混合物，以至用液氢冷却的燃气发生器喷注器面板和身部气壁面上的温度可能会低于水的冰点，使燃气中的水汽冷凝到壁面上而形成冰。

对于有些液体火箭发动机，可采用富氧的液体燃气发生器驱动涡轮。苏联的 RD—253 发动机就采用了富氧液体燃气发生器，燃气发生器的流量约为发动机推进剂总流量的 75%，燃气温度为 780 K，燃气发生器压力约为 24 MPa，燃气发生器为球形结构（见图 4.7），用氧化剂冷却。

对于液氧/煤油发动机，采用富氧液体燃气发生器（如苏联的 RD—120 发动机）可排除形成炭黑及在燃气通道内壁上积炭的可能性。在富氧的液体燃气发生器中，需要采取特殊措施以保证燃气发生器在氧化性介质中的抗烧蚀性。



1，3—电爆阀；2—燃料（偏二甲肼）喷注器；4—氧化剂（N_2O_4）喷注器；5—燃气出口

图 4.7 RD—253 发动机液体燃气发生器示意图

4.1.3 液体燃气发生器的结构

1. 提高燃烧稳定性的结构措施

无论是富燃燃气发生器还是富氧燃气发生器，组元质量混合比通常偏离化学计算当量混合比很多，两种组元中的一种组元的剩余量很大，因此组织高效稳定的燃烧是十分困难的。为此在某些液体燃气发生器中，一部分流量偏多的组元通过头部喷入，与另一种组元的全部流量进行反应，剩余部分通过身部的辅助喷射环喷入燃气发生器。这时在燃气发生器内形成两个区域，即高温燃烧区域与较低温度区域（燃气降温区域），这种燃气发生器称为双（燃烧）区燃气发生器。

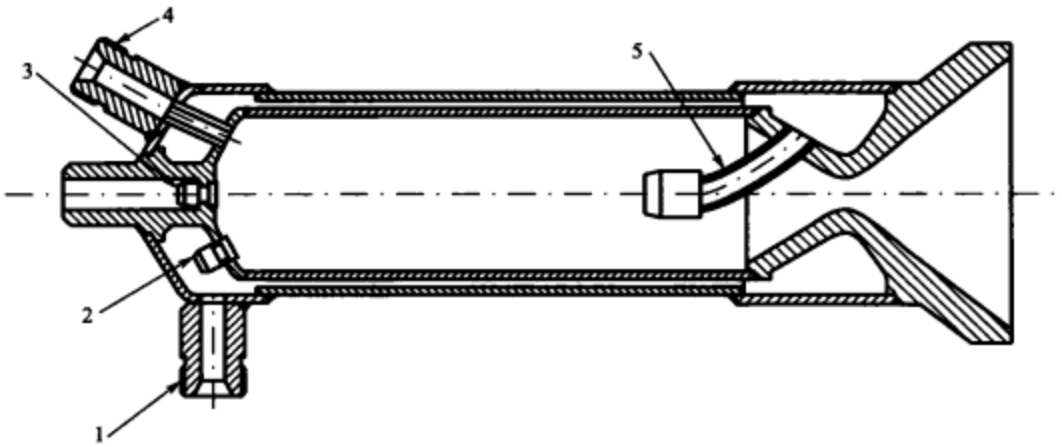
将推进剂中富余量大的组元分两部分喷注进入燃气发生器，一部分先参与反应，形成高温燃烧产物，另一部分与已经燃烧的产物进行掺混，对燃烧产物进行降温，这个过程称为二次喷注过程。二次喷注方案在苏联许多型号发动机的燃气发生器上得到应用，如 RD—253，RD—8，RD—120 和 RD—170。其中 RD—253 发动机的燃气发生器是从燃气发生器身部进行二次喷注的。在燃料喷注器附近形成温度较高的稳定燃烧区域，富余的氧化剂（N_2O_4）首先冷却燃气发生器室壁，然后通过伸入燃气发生器中不同长度的径向管子上的小孔喷注进入，对高温燃气进行降温。RD—253 发动机中用于产生燃料贮箱增压燃气的发生器也采用了双区燃烧（见图4.8）。

也可以将喷注面划分为中心区和边区，通过不同喷嘴的设计和排列，在中心区域获得合理

的余氧系数(对于富燃燃气发生器选取比较高的余氧系数),以保证可靠点火和稳定燃烧。对于四氧化二氮/肼类燃料,中心区的余氧系数为 0.12～0.20。

二次喷注过程也可以通过单个喷注单元来实现,例如在 RD—120 和 RD—170 等液氧/煤油发动机燃气发生器中所采用的二次喷注方案。

为了避免燃气发生器内出现低频燃烧不稳定性,可以在设计喷注器时选取较高的喷嘴压降,这样一方面可以改善雾化质量,另一方面可以降低输送系统压力波动对燃烧过程的影响。



1—燃料入口;2,5—燃料喷嘴;3—氧化剂喷嘴;4—测压接管嘴

图 4.8　RD—253 发动机燃料贮箱增压燃气发生器

2. 保证出口燃气温度均匀性的结构措施

液体燃气发生器设计过程的一个最重要的要求是保证出口燃气温度分布均匀,就是在其出口(即涡轮入口或贮箱入口)应保证温度场沿燃气流的横截面是均匀的。与推力室相比,燃气在发生器中的停留时间较长,对于燃气发生器循环发动机,一般为 5～12 ms,选取较长的燃气停留时间的一个原因是为了保证出口温度均匀,避免燃气局部温度过高,烧蚀涡轮叶片。

在设计氢氧燃气发生器喷注器过程中,对燃气总流量的要求比较容易满足,对燃气温度的均匀性要求则很难达到。氢氧燃气发生器的混合比都在 0.9 左右,对应此混合比的燃气温度约为 920 K(见图 4.9),燃气发生器和涡轮的结构材料都能承受这样的温度。但是在混合比为 0.9 左右时,燃气温度受混合比变化的影响比较剧烈,由于不可能保证混合比分布非常均匀,故局部可能产生较高温度的燃气,因此在很多情况下,需要对燃气发生器采取热防护措施。同时需要采取额外的措施保证涡轮入口燃气温度的均匀性,如苏联的 RD—0120 氢氧发动机燃气发生器采用的整流隔栅(见图 4.10)。

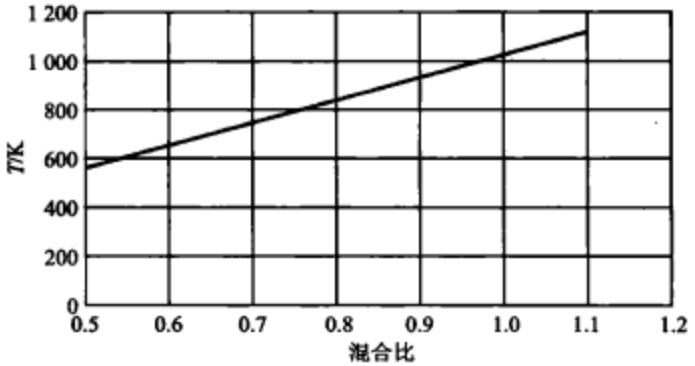
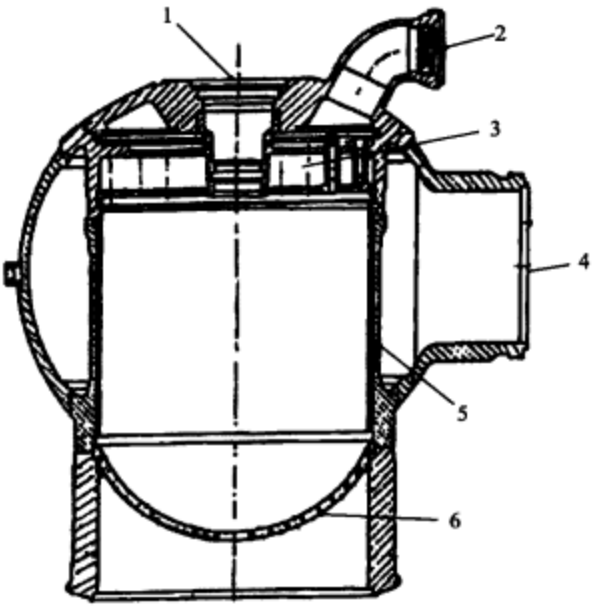


图 4.9 富燃氢氧燃气发生器的燃气温度与混合比的关系



1—安装点火器的位置;2—氧化剂入口;3—喷注器;4—燃料入口;5—冷却夹层;6—整流隔栅

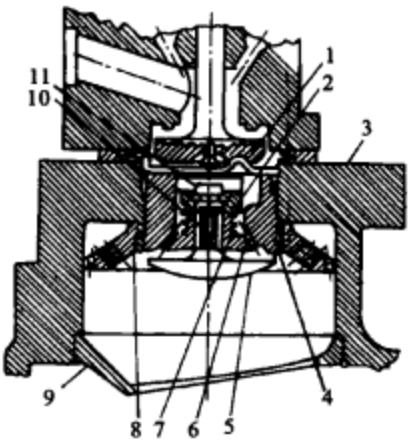
图 4.10 RD—0120 发动机燃气发生器

3. 喷注器

由于燃气发生器具有流量相对较小(对于燃气发生器循环发动机)和混合比偏离化学当量混合比较远的特点,所以燃气发生器在喷嘴的结构、数量和排列方式上与推力室有一定的区别。

J—2 氢氧发动机的燃气发生器喷注器(见图 4.11)是把液氧从中心区喷射到活门头上,液

氧飞溅返回与燃料喷注器喷出的氢混合。在喷注器下游设置了扰流环，氢氧两组元在扰流环内进一步掺混，以改善燃气的均匀性。



1—固定环；2—氧化剂喷注器；3—集合器；4—软密封；5—菌形活门头；6—测量孔；
7—弹簧；8—燃料喷注器；9—扰流环；10—柱槽；11—制动螺母

图 4.11　J—2 发动机燃气发生器喷注器

HM—7 发动机液体燃气发生器的喷注器也采用了类似方案，喷注器由中心的一个三股直流式液氧喷嘴和周围的 12 个液氢喷孔组成。液氢喷到环上与液氧互相混合。这种喷注器可保证涡轮入口温度场分布的高度均匀性。

4. 液体燃气发生器热防护

由于受到涡轮叶片材料允许温度的限制，燃气发生器产生的燃气温度相对不高（见表 4.1），但是由于存在前面提到的燃气温度不均匀性问题，为了提高可靠性，燃气发生器通常都采用冷却措施，例如，RD—253 发动机燃料贮箱增压燃气发生器（见图 4.8）就采用了再生冷却方案。

采用再生冷却的富燃燃气发生器可采用耐蚀钢材制造；对于没有再生冷却的燃气发生器，就需要采用抗热强度高的合金制造，例如，LE—5 发动机的燃气发生器就采用了耐蚀耐高温的镍基合金 C-276。

也可以采用其他的热防护方法，例如在“阿里安”4 火箭上使用的 Viking—4 和 Viking—5 发动机的液体燃气发生器中，氧化剂为四氧化二氮，燃料为偏二甲肼，燃气发生器流量较小，其组元混合比接近化学当量混合比，通过专用的泵将流量约占燃气发生器推进剂流量的 1.5% 的水供入燃气发生器，将燃烧产物的温度降低至 650 ℃。

4.1.4 几种典型燃气发生器

1. RD—120 发动机的燃气发生器

(1) 燃气发生器结构与制造

RD—120 发动机的富氧燃气发生器如图 4.12 所示，是一个采用钎焊焊接而成的不可拆卸的整体，由头部和身部及清洗管嘴和测量管嘴等组成。

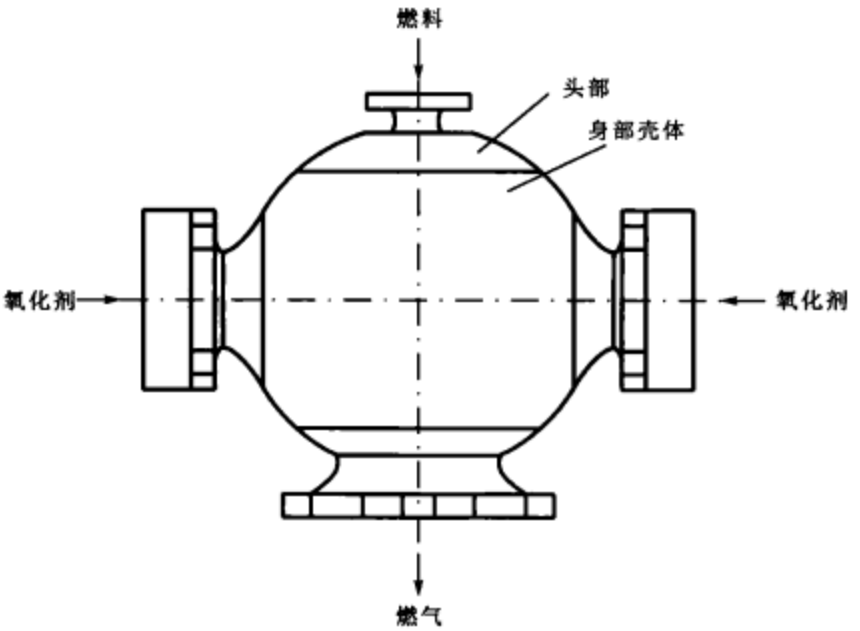


图 4.12 RD—120 发动机的燃气发生器示意图

头部(见图 4.13)由双组元内混合离心式喷注单元、下底、中底和顶盖组成。喷注单元由双组元内混合同轴离心式喷嘴及在喷嘴出口端围绕其周围的矩形孔组成。

顶盖形状为一个球冠，材料为钢。顶盖与中底之间形成的燃料腔很小，这样设计的目的主要有：

① 使燃气发生器启动性能变得更好。在发动机启动时，点火剂要经燃料腔进入燃烧室，燃料腔小可使点火剂迅速充满燃料腔而进入燃料喷嘴，实现迅速着火，并减小对点火剂量的要求。

② 可减小发动机的后效冲量。当发动机关机时，在燃料腔中积存的燃料少。

燃气发生器的身部由钎焊圆筒段、球壳、出口管和过渡段等零、部、组件组成。钎焊圆筒段

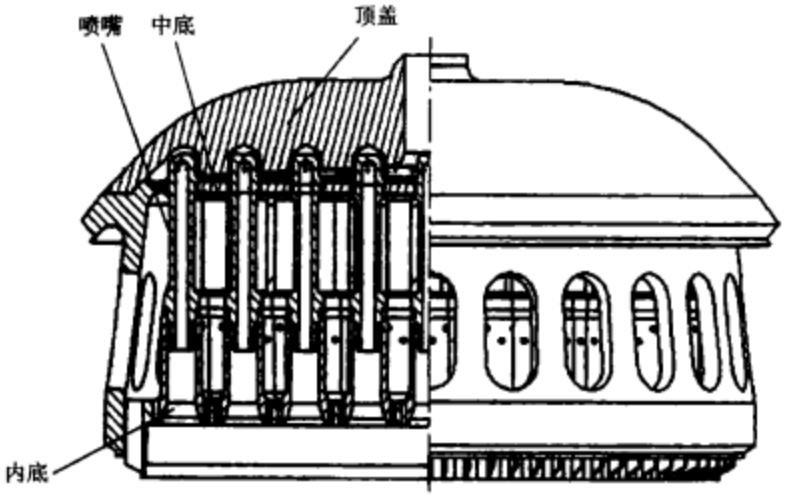


图 4.13　RD—120 发动机的燃气发生器头部示意图

的冷却方式为再生冷却，内壁上铣有多条直槽，沿周向均匀分布。内壁采用铬青铜合金，铣槽结构内壁与钢外壁采用钎焊连接。球壳结构的身部主要由再生冷却圆筒段和球壳构成，采用球壳结构是因为燃气发生器工作压力高，球形壳体结构对于承力有利，并且当容积一定时，其结构尺寸最小，所以结构质量也最小。钎焊圆筒段与出口管之间采用了过渡段，用来解决钢与铜合金的焊接问题。

(2) 燃气发生器的工作过程

图 4.14 表示了补燃循环液氧/煤油发动机富氧燃气发生器驱动涡轮工作过程的示意图。二级泵后的燃料通过燃气发生器头部顶盖上的内喷嘴进入顶盖和喷注器中底之间的燃料腔(缩进室)；氧化剂从焊接在球壳上的两个氧化剂入口管进入球壳和外壁之间的容腔后，分成两路进入燃气发生器头部，一路从中底上的多个椭圆形孔直接进入氧化剂腔，这一路的流量是主液氧流量的绝大部分，剩下的约占液氧总流量 5%的氧化剂进入燃气发生器身部内壁对身部进行再生冷却，并沿内壁上的铣槽式冷却通道进入头部的氧化剂腔；进入头部的所有燃料和氧化剂经过带二次喷注孔的双组元同轴式内混合离心式喷嘴喷入燃气发生器的燃烧室，组织富氧燃烧，富氧燃气经燃气弯管驱动涡轮作功，为发动机推进剂供应系统提供动力源。

选择液氧作为再生冷却剂一方面是由于燃气发生器的液氧流量大，用液氧作为冷却剂，其流量可以满足要求，结构上容易实现；另一方面燃气发生器的工作压力高，液氧处于超临界工况，可以充分利用超临界状态下液氧所具有的很好的冷却性能；此外，由于燃气温度较低，与推力室相比其热流密度很小，故所需的冷却剂流量小；同时富氧燃气发生器产生的是富氧燃气，降低了冷却剂出现泄漏的危险性。

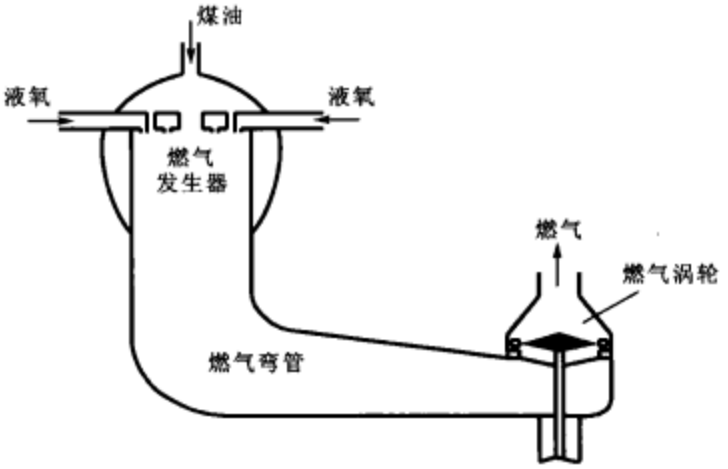
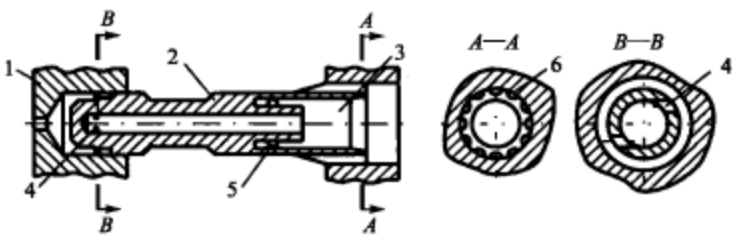


图 4.14 RD—120 发动机的燃气发生器驱动涡轮示意图

(3) 燃气发生器燃烧的组织

RD—120 发动机的燃气发生器采用双组元内混合离心式喷注单元(见图 4.15),单个喷注单元的平均质量流量大,接近 5 kg/s。在富氧燃气发生器的工作过程中,大约 20%的氧化剂由外喷嘴上的双排切向孔进入喷注单元,与内喷嘴的煤油在喷注单元内进行预混合,在喷注单元出口处形成高温燃烧的稳定火焰,剩余 80%的氧化剂通过二次喷注孔喷入,与喷注单元中心部分的燃烧产物进行掺混,形成温度较为均匀的富氧燃气。



1—壳体;2—混合室壳体;3—混合室;4—燃料切向孔;5—氧化剂切向孔;6—二次喷注孔

图 4.15 RD—120 发动机的燃气发生器喷注单元示意图

在 RD—120 发动机的富氧燃气发生器中,喷注器由 37 个喷注单元组成,在喷注器面按同心圆排列成四圈,数量按 1,6,12,18 递增。按同心圆排列喷注单元有利于燃气温度和成分的均匀分布。

2. SSME 发动机的液体燃气发生器

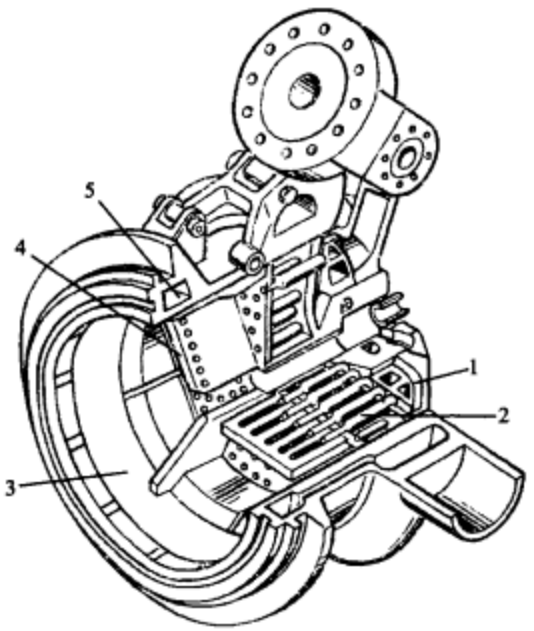
在 SSME 中采用了两个富燃液体燃气发生器。采用两个燃气发生器易于给推进剂组元建立补燃发动机所需的高压,易于对发动机进行调节。通过改变氧化剂涡轮泵中液体燃气发

生器的氧化剂流量来调节发动机推力，通过燃料涡轮泵中的液体燃气发生器来调节组元混合比。两个液体燃气发生器具有相同的结构(见图 4.16)，均装有双组元同轴管式喷嘴 2 的头部 1 及具有冷却通道的筒形身部 3。从主推力室喷管冷却通道引出的热气氢进入两个燃气发生器的燃料集合器。

两个燃气发生器采用了双组元同轴管式喷嘴，在每个喷嘴中，氧化剂通过中心孔喷出，燃料则通过周围的环形缝隙喷出。需要对每个喷嘴进行液流试验，必要时进行返修，以保证一定的推进剂组元混合比。喷嘴的数量很多，可以保证推进剂组元混合比在喷注面上分布均匀。

燃气发生器采用了由三块径向板件组成的防振隔板 4 及设置在喷注器周边的一圈声腔 5，以保证其燃烧稳定性。在涡轮入口的燃气流中，任一点的燃气温度与额定值的偏差不得超过 ±42 K。

点火器在发动机启动时工作 3 s，产生高温燃气，点燃液体燃气发生器中的推进剂。



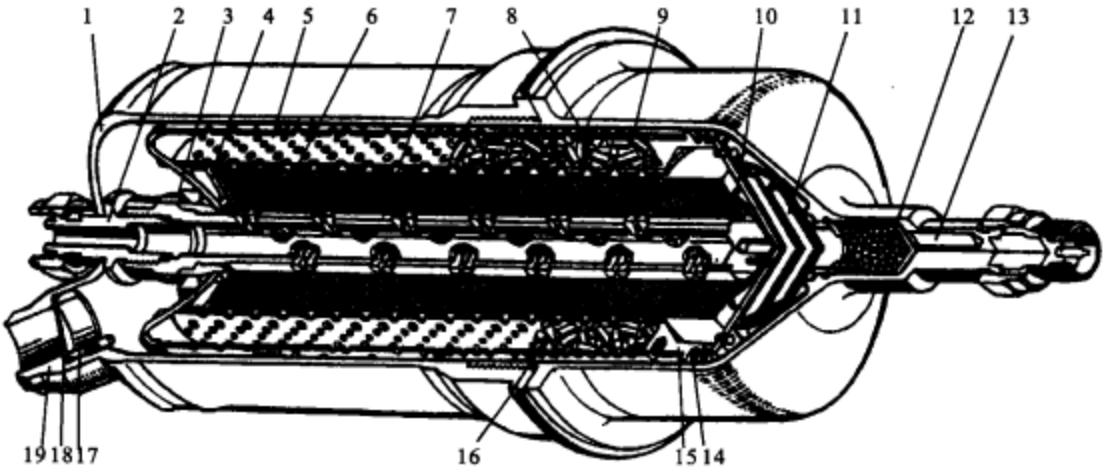
1—头部；2—双组元同轴管式喷嘴；3—筒形燃烧室；4—由三块板件组成的防振隔板；5—声腔

图 4.16　SSME 发动机的液体燃气发生器

3. RD—119 发动机的燃气发生器

RD—119 发动机的燃气发生器(见图 4.17)采用了热分解方式。燃气发生器由外壳、插入部件、点火药与点火器组成。外壳由壳体 1 和外盖 9 组成。壳体与盖均用耐热合金制成，在壳体的底部焊有转接管 19，后者将燃气发生器与涡轮的喷嘴集气环相连；还焊有套管嘴 2，通过此管嘴将燃料(偏二甲肼)导入燃气发生器中。

插入部件由喷雾器 7、药柱及炭质填料 8 组成。空心的喷雾器 7 呈方形截面，与套管嘴采用螺纹连接，中间有垫片。在喷雾器上焊有多个离心式喷嘴 16。药柱为空心圆柱体，处于喷雾器与炭质填料之间，并用弹簧支架 10 压在支承环 4 上。圆柱形的炭质填料填装在布满小孔的内、外杯套(图 4.17 中的 5 与 6)之间。



1—壳体；2—套管嘴；3—下底；4—支承环；5—外杯套；6—内杯套；7—喷雾器；8—炭质填料；9—外盖；10—弹簧支架；11—点火药；12—引火药；13—电爆管；14—开口密封环；15—内盖；16—离心式喷嘴；17—螺母；18—膜片；19—转接管

图 4.17 RD—119 发动机的热分解液体燃气发生器

装有药柱与炭质填料的内腔在壳体一边用下底 3 密封；炭质填料腔在内盖一边还用两个切开的环形件 14 进行补充密封，此二环形垫片装在内盖 15 的环形槽中。为了保证在插入部件与壳体之间的间隙，在外杯套上焊有多个肋条与细棒。点火药 11 装在外盖一边。为了将其点燃，在外盖的端头装有由引火药 12 与两个电爆管 13 组成的点火器。

药柱产生的燃烧产物在发动机启动时一方面用于驱动涡轮旋转，另一方面用于对炭质填料进行加热，以便燃料进入热分解过程。在发动机启动时，给点火器的电爆管通电，从而引燃点火药。药柱燃烧形成的燃气通过内杯套上的许多孔进入炭质填料腔，对填料进行加热；再通过外杯套上的许多孔及外杯套与壳体之间的间隙流向自然破裂膜片 18。此膜片装在转接管内，用螺母 17 压紧。膜片的功用是将燃气发生器的内腔密封，以便在保管期间使药柱与外界介质隔离，并有利于在点燃药柱时建立初始压力。在一定的压力下膜片破裂，燃气进入涡轮。大约在药柱燃尽的前 0.2 s 内，加热了的燃料通过推力室冷却通道进入喷雾器。燃料通过喷嘴喷入药柱已燃尽的空腔，通过内杯套上的孔流向已被加热的炭质填料。在药柱燃烧的燃气和炭粒的高温作用下，雾状燃料被加热到分解温度。在分解过程中放出热量，形成气体。放出的热量对炭质填料保持加热，从而可保证随后喷入的燃料的分解。形成的气体通过外杯套上

的大量孔及其与壳体之间的间隙，经过转接管进入涡轮。

4.1.5　液体燃气发生器的计算

1. 单组元燃气发生器的计算

在计算单组元燃气发生器时，应得出燃气的参数、所需的催化剂质量、燃气发生器的有效容积和喷注器面积。

燃气参数可通过对给定单组元的分解反应进行热力计算得出。

固体催化剂的主要参数有：

① 催化剂的比表面积，即单位催化剂体积的活性表面积。对于通常使用的催化剂，比表面积之值为 8～80 cm^2/cm^3。

② 催化剂的比载荷 S，即通过每公斤催化剂的液体组元的最大允许质量流量。对于由高锰酸钙和铬酸钾组成的固体催化剂，当采用质量分数为 80% 的过氧化氢时，S 为 2.5～2.6 (kg/s)/kg。

所需的催化剂质量由分解反应过程的条件和被分解的推进剂的质量决定。根据保证推进剂分解的质量流量 q_{mg} 来计算催化剂的质量 m_k，即

$$m_k = q_{mg}/S \tag{4.2}$$

随着催化剂比表面积和比载荷的增加，所需的催化剂床的体积减小，使燃气发生器的体积与质量都减小。

如果在燃气发生器的工作过程中存在催化剂的消耗（部分参与反应或被燃气带走），则还需要对上面得出的催化剂质量进行工作时间的校核。

燃气发生器有效容积是指去掉催化剂或蓄热器所占容积的燃气发生器容积（从喷注面板到出口截面）。燃气发生器有效容积 V_{gg} 由推进剂在燃气发生器内的停留时间 τ_g 确定，有

$$\tau_g = V_{gg}\rho_g/q_{mg} \tag{4.3}$$

式中，ρ_g 为燃气发生器内的燃气密度。

而燃气停留时间是由分解反应过程决定的，需要通过实验确定。对于单组元燃气发生器，采用的多数推进剂的停留时间 $\tau_g = (0.8 \sim 6.0) \times 10^{-3}$ s。

在有些情况下不需要让反应过程达到化学平衡状态，例如，为了保证在燃气发生器出口截面的燃气具有更高的 RT 值，可以通过调整燃气发生器的有效容积来保证所需的燃气成分。

燃气发生器的总容积 V_s 为燃气发生器有效容积 V_{gg}、催化剂（或蓄热器）体积 V_k 和喷注面板与催化剂表面之间的容积 V_p 之和，即

$$V_s = V_{gg} + V_k + V_p \tag{4.4}$$

平板喷注器的面积 A_g 为

$$A_g = q_{mg} / q_{mdg} \tag{4.5}$$

式中，q_{mdg}为喷注器质量流量密度，取决于喷嘴形式和喷嘴排列。

2. 双组元燃气发生器的计算

采用单区燃烧形式的燃气发生器较为简单，但容易出现不稳定燃烧现象。对于燃气温度在 1 000 K 左右的单区燃烧燃气发生器，燃气停留时间为 $\tau_g = 0.004 \sim 0.008$ s。燃气发生器的容积 V_{gg}为

$$V_{gg} = \tau_g q_{mg} / \rho_g \tag{4.6}$$

在采用双区燃烧的燃气发生器中，首先总质量流量为 q_{m1}的氧化剂和燃料在稳定燃烧区反应，形成高温燃气，然后质量流量为 q_{m2}的剩余氧化剂（对于富氧燃气发生器）或燃料（对于富燃燃气发生器）喷入，在降温区与高温燃气掺混，对燃气进行降温，故有

$$q_{mg} = q_{m1} + q_{m2} \tag{4.7}$$

燃气发生器的容积 V_{gg}由燃烧区容积 V_1 和降温区容积 V_2 组成，即

$$V_{gg} = V_1 + V_2 \tag{4.8}$$

容积 V_1 和 V_2 分别取决于各自区域的停留时间（τ_1，τ_2）、质量流量和气体密度（ρ_1，ρ_2），即

$$V_1 = \tau_1 q_{m1} / \rho_1 \tag{4.9}$$

$$V_2 = \tau_2 (q_{m1} + q_{m2}) / \rho_2 \tag{4.10}$$

给定燃气发生器混合比 r_{mg}和燃烧区的混合比 r_{m1}，即可计算出各个区域的质量流量，则：

- 富氧燃气发生器燃烧区的总质量流量为

$$q_{m1} = q_{mg} (r_{m1} + 1) / (r_{mg} + 1) \tag{4.11}$$

- 富燃燃气发生器燃烧区的总质量流量为

$$q_{m1} = q_{mg} (1 + 1/r_{m1}) / (1 + 1/r_{mg}) \tag{4.12}$$

根据公式(4.7)计算降温区二次喷注的组元质量流量 q_{m2}。

燃烧区燃气的停留时间 $\tau_1 = 0.002 \sim 0.004$ s，降温区燃气的停留时间 τ_2 主要取决于二次喷入的液体蒸发所需的时间，对于二次喷入液滴的直径小于或等于 60μm、高温燃气温度大于或等于 1 100 K 的情况，可取 $\tau_2 = 0.001 \sim 0.003$ s。

4.2 小推力发动机推力室

人造卫星和宇宙飞船等空间飞行器的动力系统一般需要完成变轨、轨道保持、交会对接、姿态控制和精确定位等任务。小推力液体火箭发动机可以为这些任务的完成提供动力。小推力液体火箭发动机还用于主发动机的启动保证系统、火箭起飞时发生事故情况下的保护航天器系统以及用于软着陆系统等。

4.2.1　小推力液体火箭发动机的类型

小推力液体火箭发动机可在连续工作状态下工作，也可在脉冲工作状态下工作。对于现有的大多数双组元小推力发动机来说，连续工作状态的持续时间可达数千秒。采用脉冲方式工作的小推力发动机主要用于控制飞行器的姿态。脉冲工况的特点是在一次工作循环中的推力冲量值较小，在推力不变的情况下，可以通过改变工作循环的时间来保证提供不同的推力冲量值。脉冲工况也可避免推力室长时间连续工作带来的冷却问题。但是，脉冲工况对推进剂的选用有一定的限制，以脉冲状态工作的小推力液体火箭发动机通常需要采用双组元自燃推进剂或单组元推进剂，以解决点火问题。对于采用气氢/气氧作为推进剂的小推力发动机，可以利用气动谐振管加热气氢，然后与气氧混合燃烧，实现推力室的多次点火。

小推力发动机大多采用结构简单和便于多次启动的挤压式供应系统，挤压式供应系统又可分为恒压式和落压式两种。空间主发动机通常采用恒压式供应系统，而辅助推进系统则可采用落压式供应系统。落压式供应系统不但可以节省增压气体质量，而且还可以取消压力调节器等组件，从而简化系统和减小结构质量。

小推力发动机可分为单组元与双组元两大类。单组元小推力发动机与双组元小推力发动机相比结构较简单，可以产生更小的推力。例如在欧洲空间局的“Exosat”人造地球卫星中采用的以汽化丙烷为推进剂的小发动机，推力可在 30～50 mN 范围内变化，可保证高精度的定向。在发动机总冲量要求较小的情况下，例如通常在 2.5×10^5 N·s 的范围内，可考虑采用单组元小推力发动机。

双组元发动机可以获得更高的比冲和更快的响应特性，对于总冲量较大和性能要求较高的空间推进系统，应当考虑采用双组元推进剂，双组元发动机的比冲一般比单组元肼发动机高 20%～30%。

4.2.2　小推力发动机的特点

小推力液体火箭发动机在其工作方式、技术性能和系统结构等方面与其他液体火箭发动机相比具有明显的区别，小推力液体火箭发动机的特点主要是由需要完成的任务和工作环境所决定的：

① 在高真空和失重的空间环境下可长期工作。

② 单个推力室的推力很小，推进剂组元的质量流量值很小。例如，R—6B 发动机的氧化剂与燃料的质量流量分别仅为 0.5 g/s 与 0.3 g/s。由于小推力发动机推力室喷管喉部的直径很小，推力室在制造上相当复杂，其中很难保证喷管内表面从收缩段到扩散段平滑过渡的高精度。

③ 小推力发动机通常为多次启动发动机，累积工作次数或循环工作寿命为从几次至几十万次，有些在轨工作寿命高达十几年。无论连续工作，还是脉冲工作，其累积工作时间都比大

推力液体火箭发动机要长得多。一些小推力液体火箭发动机的工作寿命很长，如 R—4D 发动机在额定工况下的工作时间可达 3.6×10^{4} s。

④ 姿控发动机通常为脉冲工作方式，由安装于推力室头部的电磁阀直接控制推进剂进入燃烧室，因而响应快，响应时间一般为 4～25 ms。

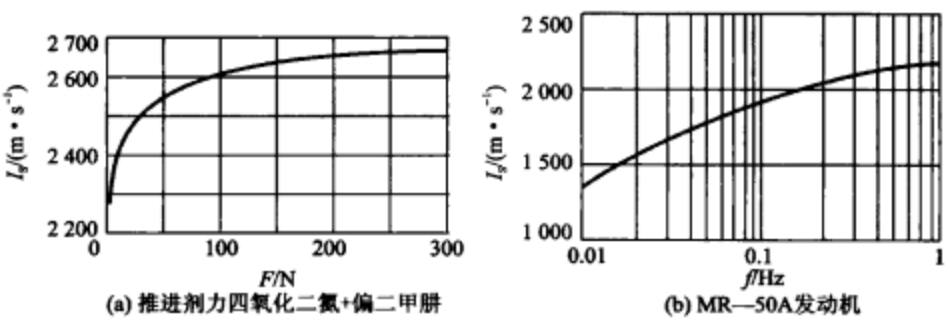
一般情况下，小推力发动机的比冲要低于推力较大的发动机的比冲，这主要是由于小推力发动机的喷嘴数量少，组织高效的燃烧过程较困难，且由内冷却带来的比冲损失也较大。推力越小，比冲降低越明显(见图 4.18(a))。

采用四氧化二氮和一甲基肼的双组元发动机的推力室，当喷管扩张比 $\varepsilon_e=40\sim150$、推力 $F=2.2\sim445$ N 时，在连续工作的状况下，比冲 $I_s=2\ 735\sim2\ 825$ m/s。在脉冲工况下，小推力发动机的比冲要低于连续工况下的比冲，并且比冲与每次脉冲的工作时间和脉冲频率有关。如图 4.18(b)中给出的试验曲线，MR—50A 发动机比冲随脉冲频率的增加而增加。

⑤ 不仅能在额定推力下工作，而且能够根据不同任务的要求来调节推力，推力调节范围较大，在有些情况下，额定推力与最低推力之比可达到 10∶1。

⑥ 一般采用挤压式推进剂供应系统。挤压式供应系统对于长时间工作的发动机具有可靠性高、系统结构简单的特点。

⑦ 采用双组元自燃推进剂或单组元推进剂(如单推 2、单推 3、肼、过氧化氢等)。某些小推力发动机可使用不同的燃料工作。如 R—4D—11 发动机除了用一甲基肼工作外，还可用肼或混肼-50 工作。这些推进剂具有良好的可储存性能，能够满足长时间工作的要求，可自燃点火或催化分解，能够满足多次启动的要求。由于不需要额外的点火装置，所以可简化发动机结构和提高可靠性。



(a) 推进剂力四氧化二氮+偏二甲肼　　(b) MR—50A发动机

图 4.18　小推力发动机比冲 I_s 与推力 F 和脉冲频率 f 的关系

4.2.3　单组元小推力发动机推力室

常用的单组元推进剂有肼、硝酸羟铵(HAN)、过氧化氢、混氨、混肼和硝酸丙酯等。

对于总冲量和推力都较小且需脉冲工作的小推力发动机来说，采用肼作为单组元推进剂的发动机具有结构简单、响应灵敏、稳态和脉冲式工作的重复性好等优点，应用非常广泛，如航天器和火箭上面级的姿态控制、末速修正、推进剂沉底和位置保持等。

过氧化氢在催化剂的作用下分解为氧气和水，反应产物的温度以及 RT 值随过氧化氢浓度的不同而变化。与肼相比，过氧化氢的性能虽然偏低，但密度高，密度比冲比肼的密度比冲高 6%左右；此外，过氧化氢无毒，分解产物对环境无害，使得研制、使用和维护成本得到明显降低。

1. 催化分解过程的组织

单组元推力室与单组元燃气发生器一样，其结构与参数取决于推进剂的分解方式。单组元小推力发动机可分为催化发动机和热催化发动机。在催化发动机中借助催化剂把推进剂转变为气态的化学反应产物。热催化发动机是催化发动机的变种，在其中对催化剂进行强迫加热。

让小部分单组元推进剂(10%～15%)通过催化剂床，催化分解后产生温度较高的气体，而大部分推进剂直接喷入燃烧室，被已催化分解的高温产物加热后分解。这种方案与全催化分解的情况相比，能够大大减小所需的催化剂质量。

采用向推力室连续供应流量较小的四氧化二氮的方法，也可以实现肼的热分解。四氧化二氮与肼组成自燃推进剂，部分肼与四氧化二氮反应，释出的热量可使其余的肼产生热分解。

对于微小推力(0.1～0.4 N)的发动机，将液肼喷到分解室的喷嘴的喷口直径很小，由于小孔堵塞的可能性很大，使得发动机的维护使用复杂化。为了避免这种情况，可使推进剂预先汽化(肼的标准沸点温度为 387 K)。如果将推进剂的温度再加热升高 200～300 K，那么就有可能实现肼的热分解。

在较低的温度条件下，催化剂的活性不够。此外，由于初始的分解热要用于对催化剂和室壁升温，故启动时进入额定工况所需的时间较长。在有些发动机(例如 REA20—4)中，利用电加热器使催化剂保持一定的温度，以免在发动机的冷启动过程中使催化剂遭到破坏。REA20—4 发动机采用了两个镍铬合金的电加热器，装在由高镍耐腐蚀耐高温合金 Inconel-600 制成的推力室壳体内。对催化剂的加热可能进行相当长的时间，可达 30 min。

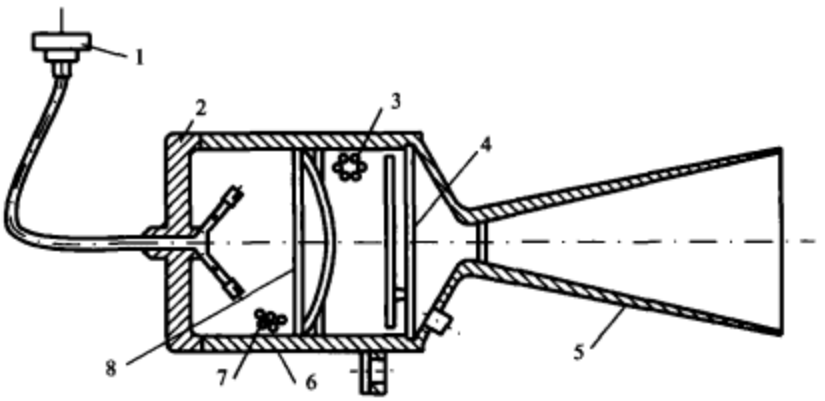
过氧化氢也可采用液体催化剂(通常为高锰酸盐饱和溶液)，液态催化剂具有催化效率高、化学反应延迟时间短和反应产物不含固体颗粒等优点。液态催化反应可以避免固态催化剂床的老化问题，并且利用液态催化剂在工程上更容易实现，但关键问题是如何保证两种液体均匀混合。

2. 催化剂床结构

对于一定的分解室压力，减小催化剂床压降就可降低挤压气体的需求，因此催化剂床通常装填两种不同规格的催化剂(见图 4.19)，靠近喷注器的催化剂床(前床)选用细颗粒催化剂，

可保证肼的快速分解与发动机工况的稳定性；靠近喷管的催化剂床(后床)选用粗颗粒催化剂，可降低流体阻力。催化剂前、后床用金属网或多孔板隔开，以防止两种不同规格的催化剂颗粒相互掺混。需要将催化剂包可靠地固定在推力室的分解区，以避免催化剂进入头腔，或催化剂颗粒被燃气冲入喷管。所采用的结构零件的材料应对硝化作用具有耐蚀性，例如在"Intelsat"—4A 通信卫星的液体火箭发动机内，催化剂包被安装在两层由铂合金制成的网件中。

催化剂床的结构形式分为轴向和径向两种。在单组元肼分解推力室中，大多采用轴向型结构，即肼及其分解产物沿推力室轴向流动。在采用径向型催化剂床的推力室中，肼通过发汗材料沿推力室径向流入催化剂床。



1—节流圈；2—推力室头部；3—粗颗粒催化剂；4,8—多孔隔板；5—喷管；6—推力室身部；7—细颗粒催化剂

图 4.19 HE—55 小推力肼发动机推力室结构示意图(推力为 22.3 N)

3. 典型单组元肼推力室的参数

下面列出推力为 10 N 的肼推力室有关参数的典型数据：质量流量密度为 3.5 g/(cm^2 · s)；真空比冲 I_{sv}=2 256 m/s；分解室压力 p_c=1.5 MPa；比冲效率 η=0.95；催化剂颗粒尺寸为 0.6 mm，其球形系数为 0.75；分解室内径 D_c=13 mm；分解室长度 L_c=16.3 mm；喉部直径 D_t=2.23 mm；喷注管(头部)的压降为 0.4 MPa；催化剂床的压降为 0.25 MPa。

为了将比冲提高约 30%，在某些人造地球卫星的动力装置中，用电加热器对分解产物进行加热。例如在由 TRW 公司制造的用于"Intelsat"—5 通信卫星的 4 台推力为 0.3 N 的发动机中，将分解产物导入装有螺旋式电加热器的辅助室(加热室)。分解产物的温度在进入喷管之前被提高到 2 200 K，平均比冲达 2 900 m/s，对分解产物加热可使所需肼的质量减小约 20 kg。

分解室具有锥形的镀金热屏。喷管用连接热交换器的燃气引出管代替。热交换器包括两个同轴的筒形件和轴向的构件，后者将燃气导往锥形喷管。在热交换器的中心区装有对分解产物进行加热的电加热器；在其外部设有辐射屏，以免热流沿半径方向通过。电加热器的辐射热流直达热交换器的中心区域，当分解产物流过此中心区时，便能吸热升温。热交换器具有多

个隔热屏，以免热量散失到周围介质中。分解室在分解产物加热器出现故障时，可在仅有催化剂对肼进行催化分解的工况下工作。

4.2.4　双组元小推力发动机推力室

双组元小推力发动机的比冲比采用肼作为推进剂的单组元发动机的比冲高 20%～30%。航天器质量和使用寿命不断增加，推进系统的总冲量和推进剂消耗量也相应增加，因此双组元推进剂的优势也越来越明显。

推进剂直接影响着航天器的可靠性和性能，目前应用最为广泛的是可储存自燃推进剂，即硝基氧化物与肼类燃料的组合。氧化剂主要有四氧化二氮（N_2O_4）和 MON（85% N_2O_4 + 15% NO），燃料主要有肼（N_2H_4）、一甲基肼（MMH）、偏二甲肼（UDMH）和混肼（50% N_2H_4 + 50% UDMH）。

由于上述推进剂的比冲相对不高，并具有剧毒性和强腐蚀性，故发动机的研制和使用成本较高，因此高性能、低污染的新型推进剂成为世界各国的研究重点。下面介绍一些研究成果。

Marquardt 公司在美国空军研究实验室（AFRL）的资助下，通过将水电解为氢气和氧气作为发动机的推进剂，组成了长寿命水电解推进系统。Marquardt 公司在 R—6C 发动机基础上对气氢/气氧推进剂进行了研究，在燃烧室压力为 0.12～0.35 MPa、推力为 7.6～31.1 N 的条件下，发动机比冲可达到 3 724 m/s。

由于过氧化氢具有高密度、无毒和无污染的特点，故国内外针对过氧化氢类双组元推进剂开展了大量研究，主要包括过氧化氢/煤油和过氧化氢/醇类燃料等组合，通过在燃料中添加液体催化剂形成自燃推进剂。

双组元小推力发动机是目前轨道控制和姿态控制发动机经常采用的方案。在 500 N 推力级的远地点发动机方面，Marquardt 公司的 R—4D 系列发动机（见表 4.2）最具代表性。

表 4.2　R—4D 系列发动机

发动机型号	研制时间	推进剂	燃烧室压力/MPa	喷管扩张比	喷注器	比冲/($m \cdot s^{-1}$)
R—4D	20 世纪 60 年代	四氧化二氮/一甲基肼	0.7	40	8 对直流互击喷嘴	2 795
R—4D—11	20 世纪 70 年代	四氧化二氮/一甲基肼	0.7	150	8 对直流互击喷嘴	2 900～3 020
R—4D—11	20 世纪 80 年代	四氧化二氮/一甲基肼	0.7	205	8 对直流互击喷嘴	3 018～3 077
R—4D—14	20 世纪 90 年代初期	四氧化二氮/肼	0.8	400	16 对直流互击喷嘴	3 156
R—4D—16	20 世纪 90 年代中后期	四氧化二氮/肼	—	400	16 对直流互击喷嘴	3 208

4.2.5 小推力发动机推力室头部

由于小推力发动机推进剂组元的流量小，头部尺寸小，用于膜冷却的流量大（相对于推进剂总流量），所以保证在燃烧室内两种组元混合良好及推进剂燃烧完全则会有很大困难。推力室头部的设计对发动机的性能有明显的影响。

1. 喷 嘴

在小推力发动机中既采用离心式喷嘴，也采用直流式喷嘴。喷嘴数量也有很大差异。

在“交响乐”人造地球卫星中使用推力为 10 N，以及在“伽利略”航天器中使用推力为 400 N 的液体火箭发动机的推力室中，都采用了具有一个双组元离心式喷嘴的头部。此时，氧化剂和燃料在推力室中形成同轴旋转的液流，以保证液滴的锥状喷雾。喷嘴还能形成富氧的近壁层，以保证推力室壁的内冷却。

推力室喷注器可由多根毛细管（喷注管）组成。REA20—4 发动机就采用了这种头部结构。这种结构可保证肼的喷射速度较低，也可保证肼在催化剂层中的均匀分布，可增大与肼接触的催化剂的面积，改善动力特性，保证发动机的工作平滑，并降低催化剂的损耗。REA20—4 靠近头部下底处装有两层防护网（或多孔隔栅），以防止催化剂颗粒在发动机振动过程中进入头腔和阀门。在“Intelsat”—4A 通信卫星的液体火箭发动机（推力为 24.5 N）中，为了解决同样的问题，采取在各个喷嘴上面覆有一层薄网的办法。

在 R—1E—3 小推力发动机（美国航天飞机反作用控制系统动力装置中的辅助发动机）的推力室中，采用了一个氧化剂与燃料互击的双组元互击式喷嘴。在“维金”—75 航天器的 RS—2101C 发动机及 R—4D—11 发动机中，采用了双组元互击直流式喷嘴，喷嘴沿同一圆周排列。

在喷嘴前压力不变的条件下，为了改变小推力发动机的推力，可采用变截面的推进剂喷雾装置。比较容易实现的一个方案是将喷注器采用单个双组元喷嘴，喷嘴的活动构件可同时改变两种组元的喷注通道横截面积（见图 4.20）。在给定的推力变化范围内，喷嘴压降可保持基本不变，能够保证推进剂组元的喷雾质量及推力室的稳定工作。类似的喷注器方案在美国“阿波罗”飞船登月舱的下降发动机中得到应用。与额定工况的推力相比，该发动机可保证推力减小至原来的 10%。

2. 层板式喷注器

由于喷嘴数量少，在小推力发动机燃烧室内获得均匀的流量密度和混合比分布是比较困难的。层板式喷注器能够较好地解决这个问题。层板式喷注器是美国 Aerojet 公司在 20 世纪 70 年代研制的一种新型液体火箭发动机喷注器，采用了层板光刻和层板叠加扩散焊工艺。

喷注器流道和喷孔由光刻工艺成型，流道尺寸可达到 0.05 mm，而机械加工的最小孔径一般为 0.5 mm。由于集液腔由层板叠加而成，所以容积很小。以 22 N 推力发动机为例，采用层板式喷注器的集液腔容积小于 5 mm^3，为同样推力的传统喷注器集液腔容积的 1/3。图 4.21 给出了 X-双股互击式层板喷注器的示意图。每个 X-双股互击式喷嘴由互成 180°角的两个喷注单元组成，推进剂在方形通道中流到顶层板，在顶层板的下面发生碰撞后，经由喷注器面板的矩形通道喷出形成一个与碰撞面垂直的扇形喷雾。

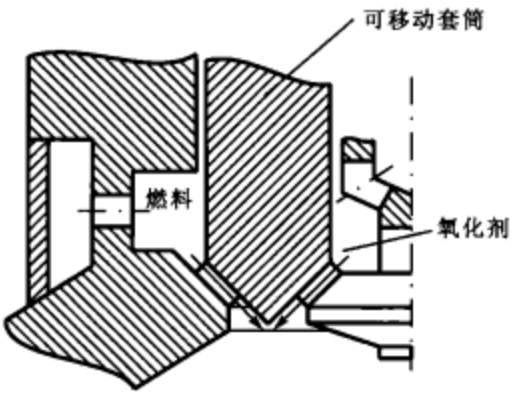


图 4.20　可变截面的喷注器示意图

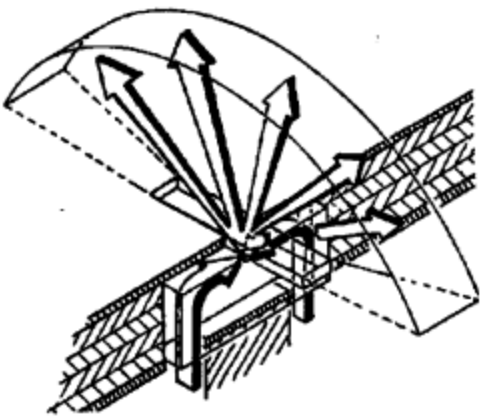


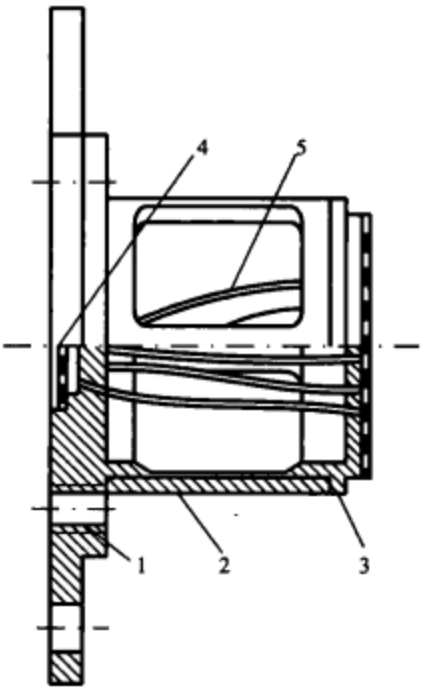
图 4.21　X-双股互击式层板喷注器示意图

3. 隔热措施

小发动机在长时间脉冲或连续工作情况下，推力室头部可采用毛细管喷注器（见图 4.22），以避免燃烧室传出的热流量使推进剂组元在其内腔出现沸腾现象，并保证多次启动的可靠性。毛细管喷注器有上、下两个喷注盘，推进剂通过毛细管从上喷注盘供入下喷注盘，两个喷注盘之间用薄壁、圆柱形的多孔隔热框隔开，以减小身部传递给头部的热量。也可以利用推进剂对推力室头部进行冷却作为隔热措施。

4. 集液腔

在小推力发动机头部设计过程中，应尽量减小集液腔容积，并合理配置氧化剂和燃料的集液腔，以满足发动机在启动和关机时对响应时间的要求，减小启动压力峰值和推进剂残存量。



1—上喷注盘;2—隔热框;3—下喷注盘;4—过滤网;5—毛细管

图 4.22 毛细管喷注器

4.2.6 小推力发动机推力室身部结构与冷却方法

小推力发动机推力室的流量小、室压低、结构尺寸小,身部结构和冷却方法与大推力发动机有着一定的区别。在小推力发动机推力室中通常采用烧蚀冷却、内冷却、辐射冷却及这几种方法的组合冷却等方法,在有些推力室中也采用了再生冷却方法。

1. 内冷却

采用内冷却的小推力发动机推力室可承受较高的燃气温度,同时能够减小传向周围环境的热流密度。但由于推进剂在近壁层内的燃烧效率低,因此会增加推力室的比冲损失。在小推力发动机推力室中,用于内冷却的冷却剂质量分数很大,占到组元流量的 10%～40%。内冷却常与辐射冷却同时采用,此时推力室由难熔金属制造。如用铌材料制造的内冷却推力室,其允许壁温可以达到 2 030 K。这样可以减少用于内冷却的冷却剂流量,提高推力室比冲。

在小推力发动机推力室中,主要采用内冷却中的屏蔽冷却(由喷注器组织的内冷却),为了对燃烧室和喷管的内表面进行内冷却,在头部周边装有一圈喷嘴以形成富氧或富燃料的近壁层。例如,在 R—4D—11 发动机的推力室头部上,除了有 8 个双股互击式双组元喷嘴外,周围

还有 16 个喷嘴用以形成屏蔽冷却膜。

在“交响乐”人造地球卫星中，在其推力为 10 N 和 400 N 的发动机燃烧室内，圆筒段内壁用氧化剂进行膜冷却。在美国“民兵”—3 洲际弹道导弹的辅助液体火箭发动机的推力室也采用了内冷却，用于内冷却的燃料流量约占总流量的 13%。

2. 再生冷却

再生冷却对于中等推力和大推力发动机是最有效的一种冷却方法，但在小推力发动机中实现这种冷却方案极为困难。小推力发动机推力室中能够用于再生冷却的冷却剂流量小，一方面冷却剂的流量不能吸收整个推力室的热流量，使冷却剂在冷却通道出口的温度高于冷却剂的沸点或其他限制温度；另一方面，由于冷却剂的流量小，在冷却通道中的流速低，因此不足以对推力室壁局部进行冷却，特别是热流密度高的部位，可能会导致局部室壁温度与冷却剂温度过高，从而使冷却剂出现化学分解、膜沸腾及其他一些不能容许的现象。

在小推力发动机中若采用再生冷却，则在一定推力下要受到燃烧室压力的限制，且在间歇时间内组元在冷却套内有过热(或冻结)的危险，只有克服了上述缺点，才可能采用再生冷却方式。当然，采用再生冷却可以降低内冷却的流量，提高推力室的比冲。在美国 Mariner—9 火星探测器中，小推力发动机的燃烧室由导热性能高的铍材制造，采用了再生冷却结构。

对于变推力发动机，在推力变化范围很宽的情况下(例如需要调节到额定推力的 10%)，会导致冷却剂流量的变化范围也很大，从而也会限制再生冷却的应用。

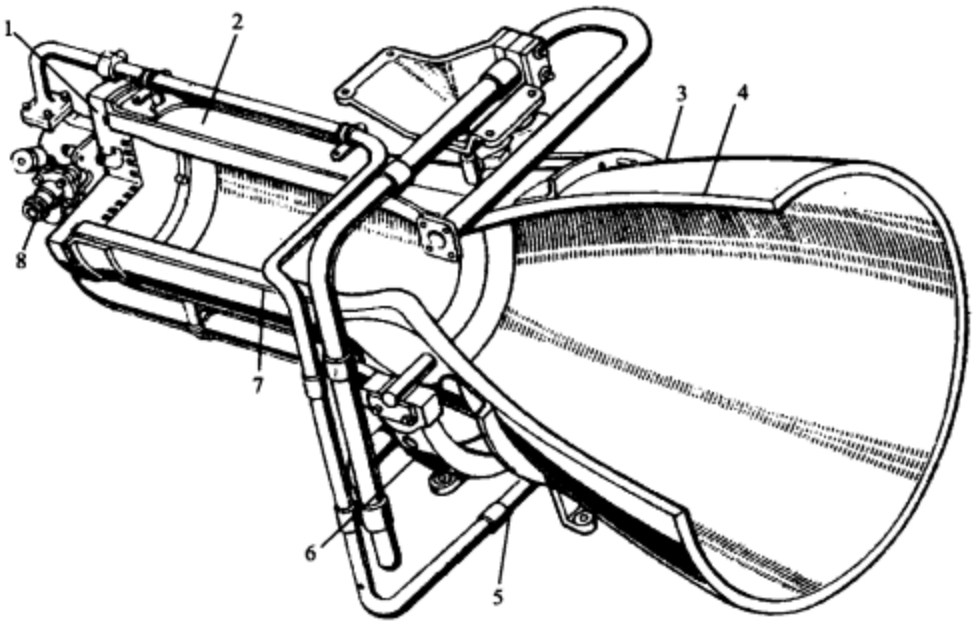
3. 烧蚀冷却

烧蚀冷却具有结构简单的特点，且传向周围介质的热流量较小。对于烧蚀冷却推力室，其结构质量的增加与其工作时间的平方根成正比。对于工作时间较长的推力室，由于结构质量增加过多，故通常不采用烧蚀冷却。

由于燃烧产物与推力室材料之间可能发生反应，故需要根据推进剂来选择烧蚀材料。采用氧基氧化剂(例如氧、四氧化二氮、硝酸等)时，需要用氧化物或碳化硅纤维增强的层压烧蚀内衬和喷管材料，包括石英、高硅玻璃、石棉以及一些陶瓷纤维。氟基氧化剂(如氟、三氟化氯、五氟化氯等)需要碳纤维作为层压增强剂。

烧蚀会导致燃烧室尺寸发生变化，影响推力室的性能。在有些情况下，喷管喉部烧蚀可以预测和控制，特别是对于推力较大、工作时间较短的推力室，喉部尺寸变化不明显，性能降低的程度不大。

在美国 MX 洲际弹道导弹弹头(分离级)的主发动机(见图 4.23)与 8 个姿控发动机的燃烧室和喷管中采用了烧蚀冷却，推力室由整体的铍料毛坯制成，在燃烧室与喷管的内表面上均覆有烧蚀材料层，喷管内的烧蚀材料的密度较低。铍的特点是强度好、耐用，而且无需防护层。



1—头部；2—燃烧室圆筒段；3—喷管；4—低密度烧蚀材料层；5—挠性连接；
6—万向常平座；7—燃烧室内表面的烧蚀材料层；8—氧化剂与燃料主阀

图 4.23 MX 洲际弹道导弹头部分离级的主发动机

4. 辐射冷却

采用辐射冷却时，小推力发动机推力室结构简单，结构质量也较小，特别是在长时间工作的条件下，其结构质量比采用烧蚀冷却的推力室结构质量小得多，有较大的热流量传向周围环境，这可能对飞行器内与其相邻的构件造成不利影响。因此，最好是将推力室置于敞开处，而不是装在飞行器舱内。

由于燃烧室的高温和喉部的高热流密度，使得推力室仅仅采用辐射冷却方式会有很大难度。喷管延伸段热流密度明显下降，采用辐射冷却是合理可行的，可以选择的材料有铌合金、铼合金、陶瓷、复合材料和其他难熔高温合金，同时在材料表面喷涂或沉积相容性好、耐高温、抗热振、抗冲刷和抗氧化的硅化物高温抗氧化涂层。在某些情况下，涂层不仅可以起到抗氧化的作用，同时还具有增加热辐射能力的效果，使壁温进一步降低。

辐射冷却推力室的特点是室壁温度高，推力室的使用性能及寿命由所选用的高温耐热难熔金属及抗氧化涂层决定。

研表究明，对于四氧化二氮/偏二甲肼推进剂，采用不锈钢材料，喷管扩张比为 40～60，由于有可靠冷却的要求，故推力室比冲不超过 2 700 m/s。而当燃烧过程组织良好且应用铌基或

钼基耐热合金时，在上述条件下的小推力发动机比冲可达到 3 000 m/s。

R—40A，R—4D—11，R—1E—3，R—6C 及 R—6B 等小推力发动机推力室室壁的最高温度不是很高(1 313～1 563 K)，这样就能在用铌、钛合金制造燃烧室和喷管的情况下，保证其足够的强度余量。在给“民兵”—3 洲际弹道导弹的弹头提供机动飞行动力的 RSPE 动力装置的小推力发动机中，其推力室的头部和身部也都是用铌合金制造的(燃烧室温度的设计值为2 030 K)。

5. 容热式冷却

除辐射冷却和内冷却外，在某些情况下还可采用容热式冷却。容热器(蓄热器)不仅可以是发动机本身，也可以是航天器的构件，也可以采用专门的吸热剂。

在小推力发动机启动后，推力室的气壁温度随着时间而升高，热流量随之下降，开始时壁温升高很快，然后逐渐减慢。在采用容热式冷却时，发动机的单次最长工作时间虽然受到容许壁温的限制，但小推力发动机仍然可以连续工作数十秒。不过，为了将吸收的热量释放出去，使小推力发动机冷却到环境温度，两次启动之间的间歇时间应足够长。

6. 复合冷却

与大推力液体火箭发动机一样，采用两种或多种冷却方法的复合冷却是更为合理和有效的。

美国航天飞机反作用控制系统动力装置的辅助发动机在采用辐射冷却的同时，还在燃烧室和喷管的内壁面形成富燃料的低温燃气层，进行内冷却，另外，还在内壁面采用了隔热涂层。当喷管喉部的最高壁温为 1 285 K 时，推力室的寿命为 7.2×10^5 s，最长的连续工作时间为 125 s。

在“交响乐”人造地球卫星中，所用推力为 10～400 N 的液体火箭发动机具有极其有效的复合冷却法(再生冷却、内冷却与辐射冷却)。这些推力室的冷却特点是，在推力为 400 N 的推力室中，用燃料对喷管的喉部区进行再生冷却；在推力为 10 N 的推力室中，对燃烧室的后部进行再生冷却。在试车台热试过程中，推力为 10 N 的推力室的最长连续工作时间超过了 3×10^3 s。推力为 400 N 的推力室采用了上述的复合冷却法后，也保证了在长时间(超过 10.8×10^3 s)工作过程中温度状态的稳定性。当发动机关机时，推力室冷却通道内燃料的温升只有 10 K。

为了弥补烧蚀冷却的缺点，可以在采用烧蚀冷却时结合使用难熔材料喉衬、辐射冷却的喷管延伸段或内冷却等措施。

7. 身部结构材料

对于单组元肼推进剂小推力发动机推力室，一般采用耐热合金作为结构材料。结构材料

应能在长的工作期间内承受高温及各种气态肼分解产物(其中包括氮化物)的复杂作用,如在"Intelsat"—4A 通信卫星中使用的液体火箭发动机的推力室是用 L-605 钴合金制造的,也可采用耐蚀耐热镍基合金(hastelloy-B)、耐蚀钢及其他材料。

有些小推力发动机推力室在其内壁面采用熔化的方法覆以 R-512A 防护层。R-512A 是一种玻璃状的、不光滑的特殊硅质材料,可防止氧化,能保证较长的工作时间。防护层的厚度为 5～12 μm,能承受的最高温度范围为 1 800～1 920 K。

美国航天飞机反作用控制系统动力装置的主发动机和辅助发动机(R—40A 和 R—1E—3)的推力室采用了 C-103 铌合金材料,并在推力室内表面覆以 R-512A 防护层,以保证推力室的长工作寿命和高可靠性。

在"阿波罗"号飞船上,推力为 441 N 的 MA—109 发动机的推力室由铌材料制造,并有硅料涂层。在其喷管喉部区覆有二硅化钼($MoSi_2$)涂层。对于类似的推力室,曾采用含有钛和锆的钼合金,或采用钼并覆以二硅化钼涂层。

由于采用耐热材料,故小推力发动机推力室的壁面温度很高,为了避免对飞行器内与其相邻的构件造成影响,有些情况下需要对推力室外表面采取隔热措施。R—40A 和 R—1E—3 发动机装在航天飞机的机身内,推力室的外表面覆有隔热材料,隔热材料可使推力室外壳的温度在地面或真空条件下不超过 450 K,从而保护航天飞机内部构件免受辐射的影响。

4.2.7 小推力发动机推力室设计

小推力发动机推力室的设计与第 3 章中介绍的推力室设计过程基本相同。由于小推力发动机具有流量小、通常需要多次启动和以脉冲方式工作、工作时间长等特点,因此在推力室设计过程中需要针对这些特点采取一些相应的措施。

小推力发动机的燃烧室压力一般不高(航天器上采用的姿轨控发动机的燃烧室压力一般为 1 MPa 左右),虽然可以通过提高燃烧室压力来减小推力室的尺寸与结构质量,但提高燃烧室压力会增加热流密度和冷却的难度,特别是在喷管喉部区域。同时,提高燃烧室压力会增加对推进剂供应系统的要求,特别是对于采用挤压式供应系统的小推力发动机,由于增加燃烧室压力会导致挤压气体需求量和气瓶容积的增加,使得推进系统的整体质量有可能增加。

1. 喷注器设计

喷注器设计对小推力发动机推力室的响应特性、性能和工作稳定性具有显著影响。在设计过程中应遵循以下准则:

① 选择适当的喷注器压降;

② 在采用催化分解方式时,喷注器覆盖的面积应尽可能与催化剂床面积相同;

③ 尽可能减小喷注器集液腔容积,减小后效冲量,改善脉冲工作性能;

④ 保证对喷注器集液腔和推进剂阀的温度控制，以满足发动机工作可靠性的要求；

⑤ 喷注器结构简单，制造方便。

对于单组元发动机，燃烧室压力 p_c 一般为 0.1～1.0 MPa，为了防止推力室内发生低频压力脉动，喷注器的压降应满足条件

$$\frac{\Delta p_i - \Delta p_b}{p_c} > 0.5 \tag{4.13}$$

式中，Δp_i 为推进系统内推进剂总压降，Δp_b 为催化剂床压降。

当采用毛细管来输送推进剂并控制其流量时（见图 4.22），毛细管的流量系数可通过图 3.35 确定。需要严格控制毛细管的内径尺寸公差，例如，当内径小于 0.5 mm 时，内径公差应小于 10 μm；当内径大于 0.5 mm 且小于 1 mm 时，公差应小于 15 μm。

对于锐边进口的毛细管，流阻损失可由下式求得，即

$$\Delta p = 10^{-2} \rho w^2 \left(0.7 + \frac{0.158\,2}{Re^{0.25}} \cdot \frac{L}{D}\right) \tag{4.14}$$

对于端面磨圆进口的毛细管，流阻损失可由下式求得，即

$$\Delta p = 10^{-2} \rho w^2 \left(0.515 + \frac{0.158\,2}{Re^{0.25}} \cdot \frac{L}{D}\right) \tag{4.15}$$

式(4.14)和式(4.15)中，L 为毛细管长度，D 为毛细管直径，Δp 为毛细管流阻(MPa)，ρ 为推进剂密度(g/cm^3)，w 为毛细管内的推进剂流速(m/s)。

2. 推力室身部设计

在进行燃烧室结构设计时，通常取燃烧室收缩比为 4～10。对于双组元小推力发动机，推力室通常采用膜冷却结合辐射冷却的方式，有时为了降低喉部的热流密度，可将燃烧室的特征长度取得小一些，但因此会使燃烧效率降低。

对于推力较小的发动机（如单组元发动机），喉部尺寸小，喉部截面的雷诺数 Re 通常小于 10^5，需要考虑喉部截面附面层厚度对性能的影响；同时，喷管的尺寸公差和形位公差对流量系数（喷管实际燃气流量与理论燃气流量之比）也会产生较大影响。低雷诺数条件下喷管流量系数与雷诺数的关系如图 4.24 所示。

喉部面积的计算公式是

$$A_t = \frac{F_{tc}}{p_{in} C_d C_F} \tag{4.16}$$

式中，F_{tc} 为推力室推力，p_{in} 为喷管入口总压，C_d 为喷管流量系数，C_F 为推力系数。

小推力发动机燃烧室压力相对较低，喷管对比冲的影响更为明显，因此在小推力液体火箭发动机的推力室中一般采用特型喷管，对喷管的尺寸要进行优化选择，以保证在最小的长度和结构质量下获得最大的比冲。喷管壁的厚度应沿长度逐渐减小，在喷管出口处壁厚最小，以保证在具有足够强度的情况下减小结构质量。

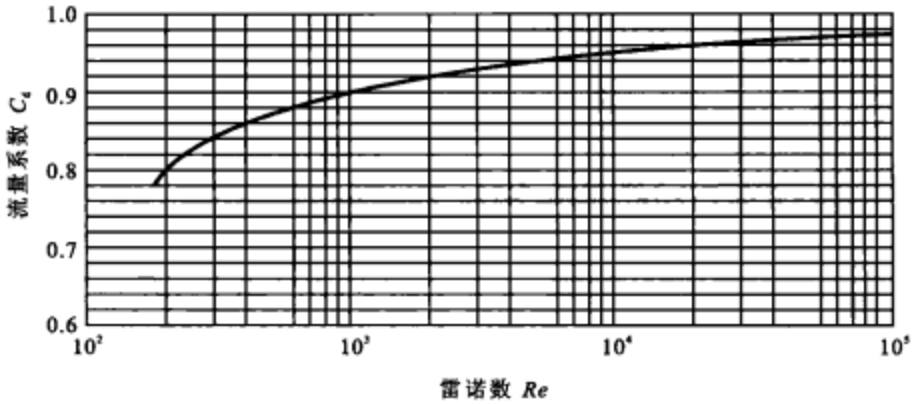


图 4.24 喷管流量系数与雷诺数的关系

喷管扩张比通常为 40～200，当扩张比较小时，一般采用锥形或双圆弧喷管型面；当扩张比较大时，通常采用双圆弧或特型喷管。

3. 提高可靠性的设计方法

设计小推力发动机时重点是保证发动机具有高的可靠性。为了保证长寿命和高可靠性，最常用的方法之一是使小推力发动机的所有构件都有大的余量；另一个保证可靠性的方法是使结构简单，主要是减少零件总数，特别是减少在工作过程中受到机械磨损的摩擦零件的数量；第三个方法是自动排除零、部件的故障。

保证小推力发动机长时间工作的措施有完善推力室的加工工艺、增加表面防护层以及改善操作使用方法。推力室的寿命不仅取决于所采用的结构材料及防护层，也取决于所选择的参数。例如，工作寿命将随推力室燃烧产物温度的降低而增加。

如 R—4D 发动机在试验时，燃烧室壁的工作温度达到 1 710 ℃，而发动机的实际工作壁温约为 1 100 ℃左右。燃烧室的强度余量也很大，破坏压力比稳态工作压力大好几倍，这样可以保证发动机在启动压力峰值情况下不受破坏。R—4D 发动机的 70 个零件中只有 4 个零件有可能移动，即 2 个阀门杆和 2 个阀门弹簧。燃烧室由钼制成，以二硅化钼涂层来防止氧化，涂层上发生的微裂纹可以由邻区涂层中析出的自由硅来“自身修复”。在发动机工作过程中，阀门的不密封也同样可以自动排除，因为引起不密封的杂质在一定的启动次数后已被嵌入到较软的阀门座材料（聚四氟乙烯）中。

为了保证可靠性，对小推力发动机的每一个部、组件都要进行细致的地面试验：尽可能模拟实际工作条件，深入分析地面试验中暴露出来的所有故障及问题，在此分析的基础上制定出专门的结构-工艺措施，并通过试验来证实其是否有效。

【例题 4.1】 设计小推力发动机推力室。

已知：真空推力 $F_v=200$ N，推进剂为气氧/煤油，推进剂初始温度 $T_0=288$ K，混合比 $r_{mc}=2.0$，燃烧室压力 $p_c=1.0$ MPa，喷管出口压力 $p_e=1\ 000$ Pa。

题解：

根据已知的设计参数，通过热力计算可以得出：燃烧室内温度 $T_c=3\ 290$ K，真空理论比冲 $I_{vt}=3\ 500$ m/s，平衡比热比 $\gamma=1.20$，气体常数 $R=405$ J/(kg·K)。

(1) 推力室型面设计

取燃烧室效率 $\eta_c=0.94$，喷管效率 $\eta_n=0.97$。

计算推力室总质量流量为

$$q_{mc}=\frac{F_v}{I_{vt}\cdot\eta_c\cdot\eta_n}=\frac{200}{3\ 500\times0.94\times0.97}\text{kg/s}=0.062\ 7\ \text{kg/s}$$

计算推力室喉部截面面积为

$$A_t=\frac{q_{mc}(RT_c)^{\frac{1}{2}}}{p_c\left[\gamma\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}\right]^{\frac{1}{2}}}=1.116\times10^{-4}\ \text{m}^2$$

计算喉部直径为

$$D_t=\sqrt{A_t\times4/\pi}=0.012\ \text{m}$$

根据小推力发动机相对质量流量密度 q_{mdr} 的经验公式

$$q_{mdr}=q_{mc}/(A_c\times p_c)=4.61\times10^{-5}\ \text{kg/(s}\cdot\text{m}^2\cdot\text{Pa)}$$

式中，q_{mc} 的单位为 kg/s，A_c 的单位为 m^2，p_c 的单位为 Pa。燃烧室横截面面积为

$$A_c=q_{mc}/(q_{mdr}\times p_c)=1.36\times10^{-3}\ \text{m}^2$$

则燃烧室直径为

$$D_c=\sqrt{4A_c/\pi}=0.042\ \text{m}$$

利用燃烧特征长度，计算燃烧室圆筒段长度 L_{c1}。对于气氧/煤油推进剂，取燃烧室特征长度 $L=1.2$ m。

喷管收敛段的设计过程是：

① 选择系数 $k=1.5$，第一段圆弧半径 $R_1=kR_t=1.5R_t=1.5\times6$ mm$=9$ mm；

② 选择系数 $\rho=2.5$，第二段圆弧半径 $R_2=\rho R_c=2.5R_c=2.5\times21$ mm$=52.5$ mm；

③ 计算收敛段长度为

$$L_{c2}=R_t\sqrt{(k+\rho\sqrt{\varepsilon_c})^2-\left[(\rho-1)\sqrt{\varepsilon_c}+k+1\right]^2}=40.249\ \text{mm}$$

④ 以 R_1 和 R_2 所作圆弧切点的位置为

$$h=\frac{k}{k+\rho\sqrt{\varepsilon_c}}L_{c2}=0.146\ 4\times40.249\ \text{mm}=5.89\ \text{mm}$$

$$H=L_{c2}-h=(40.249-5.89)\ \text{mm}=34.359\ \text{mm}$$

$$y=kR_t+R_t-\sqrt{k^2R_t^2-h^2}=8.20\ \text{mm}$$

收敛段容积为 $V_{c2}=3.34\times10^4\ \text{mm}^3$。

燃烧室圆筒段的长度为

$$L_{c1}=(V_c-V_{c2})/A_c=[(1.339\times10^5-3.34\times10^4)/1\ 385]\ \text{mm}=72.6\ \text{mm}$$

喷管扩张段的设计过程是：

① 取 $\gamma=1.20$，则

$$\varepsilon_e=\frac{A_e}{A_t}=\frac{\sqrt{\gamma}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\left(\frac{p_e}{p_c}\right)^{\frac{1}{\gamma}}\sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}\left[1-\left(\frac{p_e}{p_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}}=71.6$$

② 喷管喉部半径 $r_t=6\ \text{mm}$；

③ 喷管流量系数

$$C_{dg}=1-\frac{\gamma+1}{(\bar{r}_{c1}+1)^2}\left[\frac{1}{96}-\frac{8\gamma-27}{2\ 304\ (\bar{r}_{c1}+1)}+\frac{754\gamma^2-757\gamma+3\ 673}{276\ 480\ (\bar{r}_{c1}+1)^2}\right]$$

取 $\bar{r}_{c1}=1$，则 $C_{dg}=0.99$；喷管出口半径 $r_e=r_t\sqrt{C_{dg}\varepsilon_e}=50.5\text{mm}$；

④ 15°锥形喷管扩张段长度为

$$L_{nd15}=\frac{r_{c2}(1-\cos15^\circ)+(r_e-r_t)\cos15^\circ}{\sin15^\circ}$$

取 $\bar{r}_{c2}=0.45$，则 $r_{c2}=0.45\times r_t=2.7\ \text{mm}$，从而求得 $L_{nd15}=167.5\ \text{mm}$；

⑤ 根据半径比 $r_e/r_t=8.42$，由表 3.4 可查得喷管出口点马赫数 $Ma_e=4.21$，喷管长度比 $L_{nd}/r_t=17.2$，喷管长度 $L_{nd}=17.2\times6\ \text{mm}=103.2\ \text{mm}$，喷管扩张段出口角 $\theta_E=0.197\ 446\ \text{rad}=11.3^\circ$，喷管扩张段进口角 $\theta_B=0.671\ 931\ \text{rad}=38.5^\circ$；

⑥ $\Delta\theta_B=\left(5.0\frac{p_b}{p_e}+2.5\right)^\circ=2.5^\circ$，则

$$\theta'_B=\theta_B+\Delta\theta_B=41^\circ$$

$$x_B=r_{c2}\sin\theta'_B=1.77\ \text{mm}$$

$$y_B=r_{c2}(1-\cos\theta'_B)+r_t=6.66\ \text{mm}$$

通过抛物线作图法可设计出喷管的扩张段，整个推力室内型面图如图 4.25 所示。

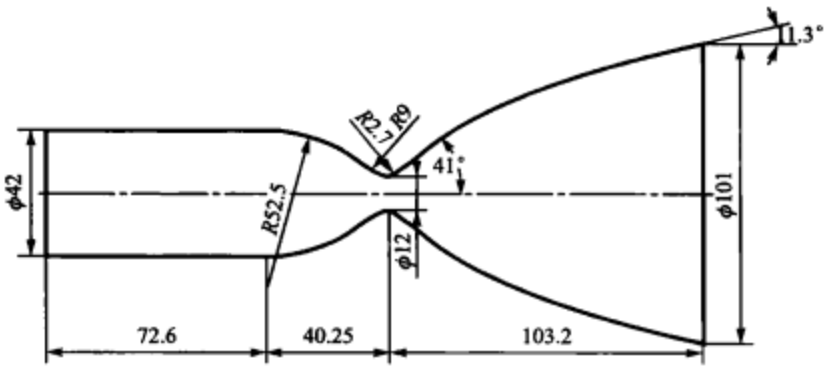


图 4.25　推力室内型面图

(2) 喷注器设计

采用一个中心喷嘴的设计方案，中心喷嘴为内混合式双组元离心喷嘴，内喷嘴为燃料喷嘴，外喷嘴为氧化剂喷嘴。

燃料采用切向孔式离心喷嘴，设计如下。

燃料喷嘴的质量流量与燃烧室燃料的质量流量相同，有

$$q_{mfh}=q_{mfc}=q_{mc}/(1+r_{mc})=[0.062\ 7/(1+2)]\ \mathrm{kg/s}=0.020\ 9\ \mathrm{kg/s}$$

喷管的质量流量公式为

$$q_{mfh}=\mu A_{nf}\sqrt{2\rho_f\Delta p_f}$$

式中，$\Delta p_f=0.5$ MPa，$\rho_f=830$ kg/m^3。

选喷射锥角 $2\alpha=110°$，得到喷嘴几何特性 $A=5$ 和流量系数 $\mu=0.154\ 6$，计算得到 $A_{nf}=4.69$ mm^2，则喷口直径为 $d_{nf}=2.4$ mm。

选取切向入口数 $n=4$，取 $R/r_{nf}=2.5$，则 $R=3$ mm，$r_0=\sqrt{Rr_{nf}/(nA)}=0.4$ mm。

旋流室的半径 $r_k=(R+r_0)=3.4$ mm；旋流室的外径 $d_{ex}=d_k+(3\sim5)\ r_0=8.8$ mm。

喷口圆筒段长度 $l_{nf}=0.25d_{nf}=0.6$ mm。

旋流室的高度为 $l_k=0.75d_k=5.1$ mm。

设计得到燃料喷嘴的示意图如图 4.26 所示。

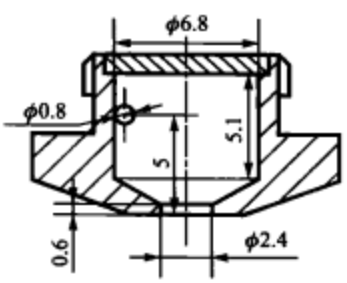


图 4.26　燃料喷嘴示意图

氧化剂喷嘴采取涡流器式离心喷嘴，已知 $\Delta p_o=0.5$ MPa，$\rho_o=18.87$ kg/m^3。离心式喷嘴的几何特性公式为

$$\mu=kA^{-p}$$

当 $0.75\leqslant A\leqslant 7.5$ 时，$k=0.44$，$p=0.65$；当 $7.5\leqslant A\leqslant 40$ 时，$k=0.67$，$p=0.905$。

选择喷射锥角 $2\alpha=110°$，得到喷嘴几何特性 $A=16.67$，则计算得到流量系数为 $\mu=0.053\ 7$。

边区冷却剂质量流量约为整个氧化剂质量流量的48%，则中心区的氧化剂质量流量为 $q_{mo}=0.041\ 8-0.041\ 8\times0.48\ \mathrm{kg/s}=0.029\ 26\ \mathrm{kg/s}$，计算得到 $A_{no}=93.18\ \mathrm{mm}^2$，则喷口直径为 $d_{no}=11\ \mathrm{mm}$。

根据公式求出螺旋通道的半径为 $R=1.5r_n=1.5\times5.5\ \mathrm{mm}=8.25\ \mathrm{mm}$。选取螺旋通道数为2，截面积为梯形，螺旋角 $\beta=20°$，根据涡流器类型的离心式喷嘴几何特性公式 $A=\frac{\pi R r_h}{nA_s}\cos\beta$，可计算得到螺旋通道的截面积 $A_s=3.98$。设梯形的上底为 $b_1=2.38\ \mathrm{mm}$，下底为 $b_2=b_1+2h\cdot\tan\alpha$，则梯形的高为

$$h=\frac{-b_1+\sqrt{b_1^2+4A_s\tan\alpha}}{2\tan\alpha}=1.5\ \mathrm{mm}$$

涡流室直径 $D_s=2(R+h/2)=18\ \mathrm{mm}$，涡流室长度 $L_s=0.5\times18\ \mathrm{mm}=9\ \mathrm{mm}$，螺距 $t=2\pi R\tan\alpha=18.86\ \mathrm{mm}$。

设计得到氧化剂喷嘴螺旋槽的示意图如图4.27所示。

(3) 边区冷却喷嘴设计

为了使边区的冷却剂能够均匀地沿燃烧室内壁喷入燃烧室从而起到冷却作用，边区在圆周方向设计了33个矩形冷却槽(见图4.28)。计算过程省略。

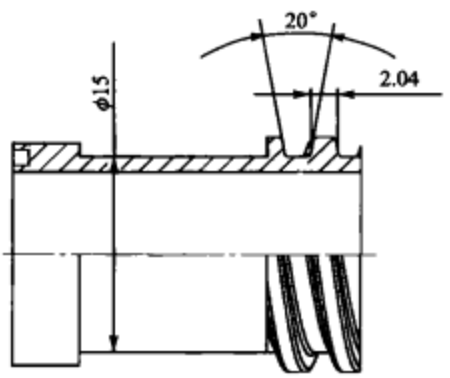


图4.27 氧化剂喷嘴螺旋槽示意图

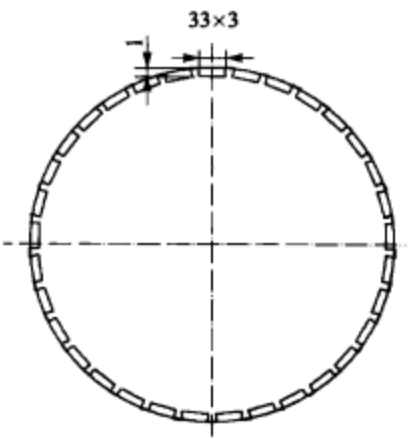
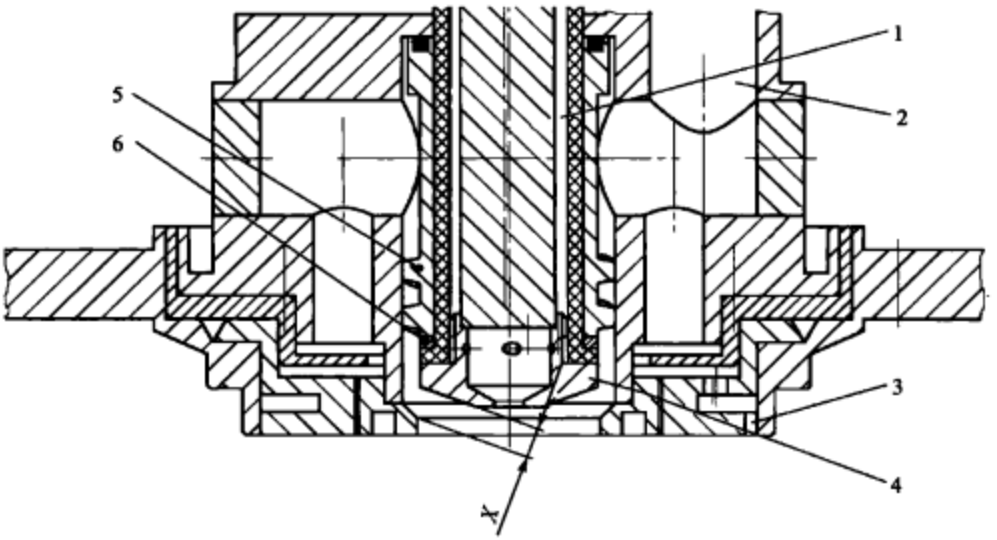


图4.28 冷却通道示意图

推力室头部示意图如图4.29所示。可通过垫片6的厚度来调节尺寸 X，以获得不同双组元内混合式喷嘴的掺混效果。



1—燃料入口；2—氧化剂入口；3—边区冷却喷孔；4—燃料喷嘴壳体；
5—氧化剂喷嘴涡流器；6—垫片

图 4.29　小推力发动机推力室头部示意图

复习思考题

4－1　简述液体燃气发生器的类型和特点。

4－2　液体燃气发生器双区燃烧的实现方式有哪些？

4－3　简述小推力发动机的类型和特点。

4－4　单组元小推力液体火箭发动机推力室的头部结构有哪些特点？

4－5　对于小推力液体火箭发动机，其推力室采用再生冷却时会有哪些特殊的困难？

4－6　小推力液体火箭发动机推力室采用烧蚀冷却和辐射冷却有哪些优点和限制？

4－7　对小推力液体火箭发动机的推力室可以采用哪些类型的复合冷却方法？

4－8　为什么要对小推力发动机推力室头部的推进剂阀采取隔热措施？

4－9　在小推力液体火箭发动机中给分解产物进行电加热的目的是什么？

习 题

4－1 对于采用液氧/煤油推进剂的富氧双区燃气发生器，已知：燃气发生器总质量流量 $q_{mg}=20$ kg/s，燃气发生器混合比 $r_{mg}=55$，燃烧区混合比 $r_{m1}=2.5$。试计算燃气发生器燃烧区的氧化剂质量流量 q_{mo1} 和二次喷注的氧化剂质量流量 q_{mo2}。

4－2 试设计小推力发动机推力室型面。已知：小推力发动机推力 $F_{tc}=500$ N，燃烧室压力 $p_c=2$ MPa，推进剂为气氧/酒精(90%质量分数)，喷管出口压力为 1 000 Pa。

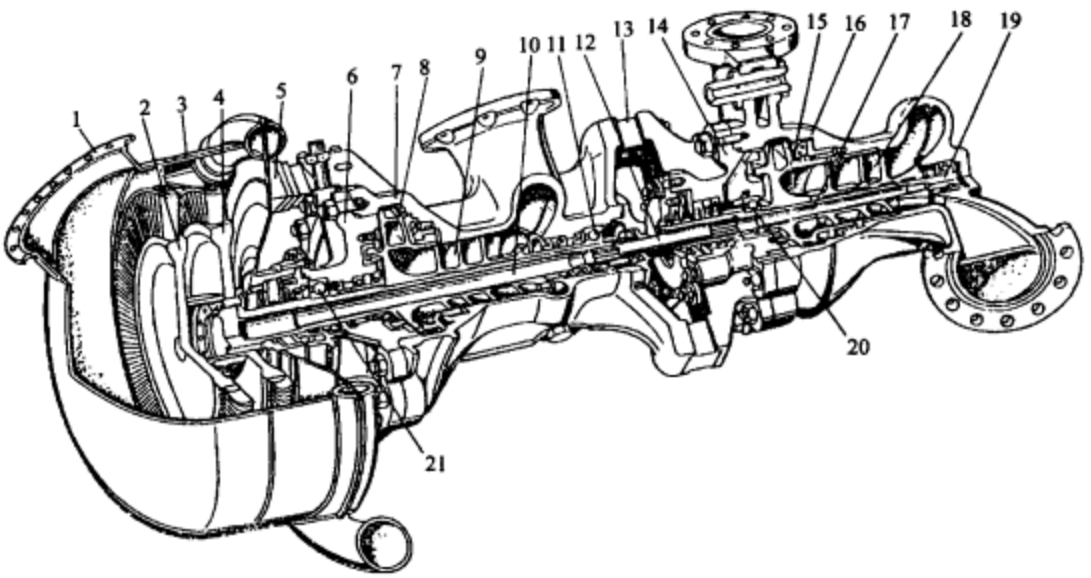
第5章　液体火箭发动机涡轮泵设计

5.1　概　述

泵压式液体推进剂供应系统广泛应用于大、中型推力的液体火箭发动机，涡轮泵是泵压式液体推进剂供应系统的关键组件。

5.1.1　涡轮泵的组成

涡轮泵是由涡轮带动泵，对液体推进剂组元进行增压的联动装置。图5.1所示为RD—119液体火箭发动机涡轮泵。图中15为液氧泵的离心叶轮，8为偏二甲肼泵的离心叶轮。偏二甲肼泵及涡轮装在一根轴上，液氧泵装在另一根轴上。每根轴都支承在两个滚珠轴承上。



1—排气总管法兰盘；2,4—二级和一级涡轮盘；3—涡轮静子；5,13—键；6,14—泵盖；7,16—泵壳体；8,15—离心叶轮；9,18—诱导轮；10,17—轴；11,19,20,21—轴承；12—弹性轴

图5.1　RD—119液体火箭发动机涡轮泵

偏二甲肼泵轴的轴承 11 和 21 在润滑脂中工作。液氧泵装在由轴承 19 和 20 支承的轴上，轴承在液氧中工作。二级速度分级的燃气涡轮为悬臂配置，涡轮盘 2 和 4 发出的扭矩通过轴传给偏二甲肼泵的离心叶轮 8，并通过弹性轴 12 上的渐开线花键传给液氧泵轴 17。

涡轮壳体与泵的壳体以及两个泵的壳体之间用螺柱通过径向键 5 和 13 连接在一起。当涡轮和泵的温差引起壳体变形时，径向键能保持涡轮泵的同轴度。泵叶轮两边选择不同尺寸的密封环以及在轮盘上开平衡孔，可减小泵的轴向力。剩余的轴向力由沿内环或外环轴向固定的一个轴承承担。偏二甲肼泵的壳体 7 与入口管及螺旋扩散器组成为一体，壳体 7 同泵盖 6 用螺柱连接。轴上装有密封环和唇式密封，将泵腔与涡轮腔隔开。

液体火箭发动机可以采用多种形式的机械泵，涡轮泵组件常用离心泵和轴流泵。图 5.2 示出了不同比转速下离心泵、混流泵和轴流泵的叶轮形式。涡轮泵要求泵能在腐蚀介质下或超低温条件下工作，具有高的抗汽蚀性能，扬程可随流量变化，当液体组元含有一些气体或蒸汽时，泵能够安全工作。

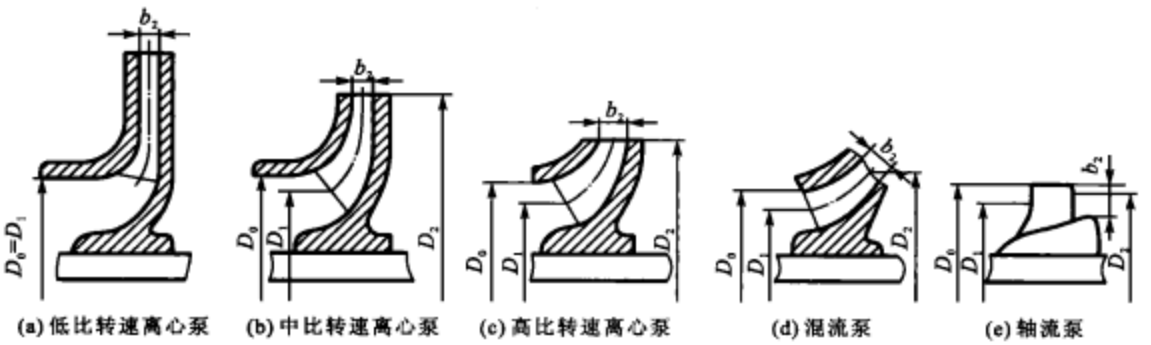


图 5.2 不同比转速下的泵的叶轮形式

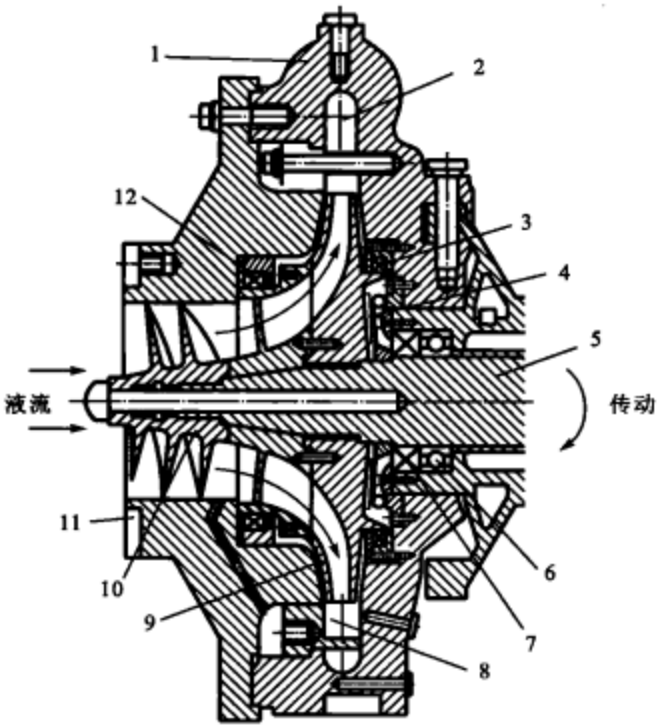
离心泵流量大、扬程高，是最常用的液体火箭发动机主泵。典型的离心泵如图 5.3 所示。

当单级离心泵的扬程满足不了需要时，可以采用多级离心泵。图 5.4 所示为 SSME 的液氢涡轮泵，由于液氢密度小而需要的压头高，故液氢泵采用了三级离心泵的形式。液氢涡轮泵使用了二级轴流式燃气涡轮，图中 6 为其两级涡轮盘，4 为其离心叶轮。整个转子支承在球轴承 2 上，由组元氢冷却。离心叶轮装在带有泵盖 1 的壳体 5 中，第三级泵叶轮的端面有自动平衡装置的作用，可以自动调节轴向载荷，涡轮泵转子用螺栓 3 拉紧。

轴流泵单级压头小，需要通过多级才能获得高的压头。典型的多级轴流泵如图 5.5 所示。

在图 5.3 和图 5.5 中，都有诱导轮位于泵入口。诱导轮是螺旋式的轴流泵，为主泵提供其入口处流体所要求的压力和速度。图 5.6 为一实际诱导轮。

涡轮泵中采用涡轮为泵提供动力，涡轮的主要形式有冲击式和反力式。

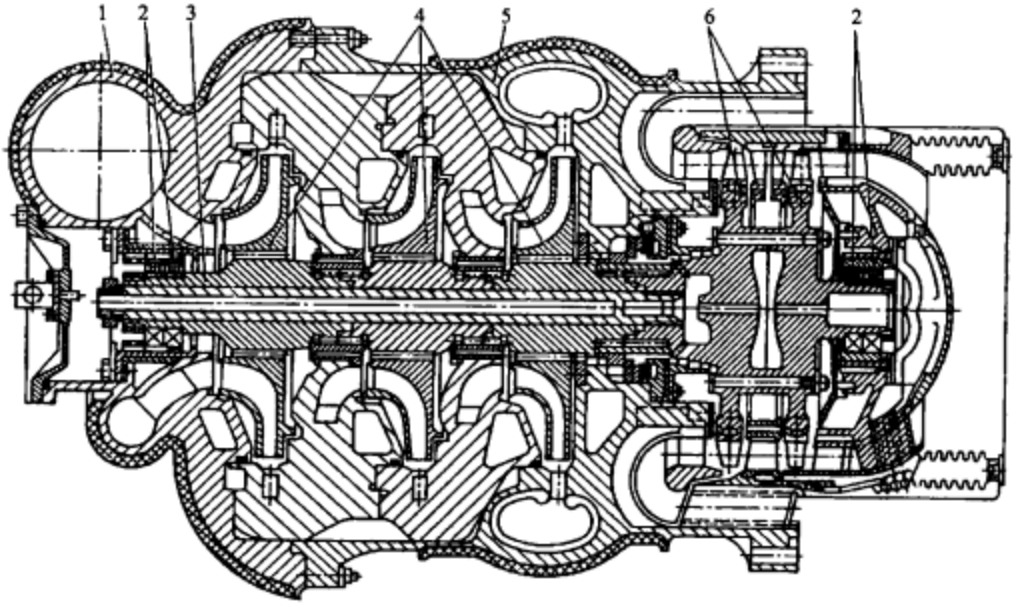


1—泵壳；2—蜗壳通路；3—后摩擦环；4—平衡肋；5—轴；6—轴承；7—轴密封装置；
8—扩散器叶片；9—叶轮；10—诱导轮；11—进口凸缘；12—前摩擦环

图 5.3　典型的离心泵

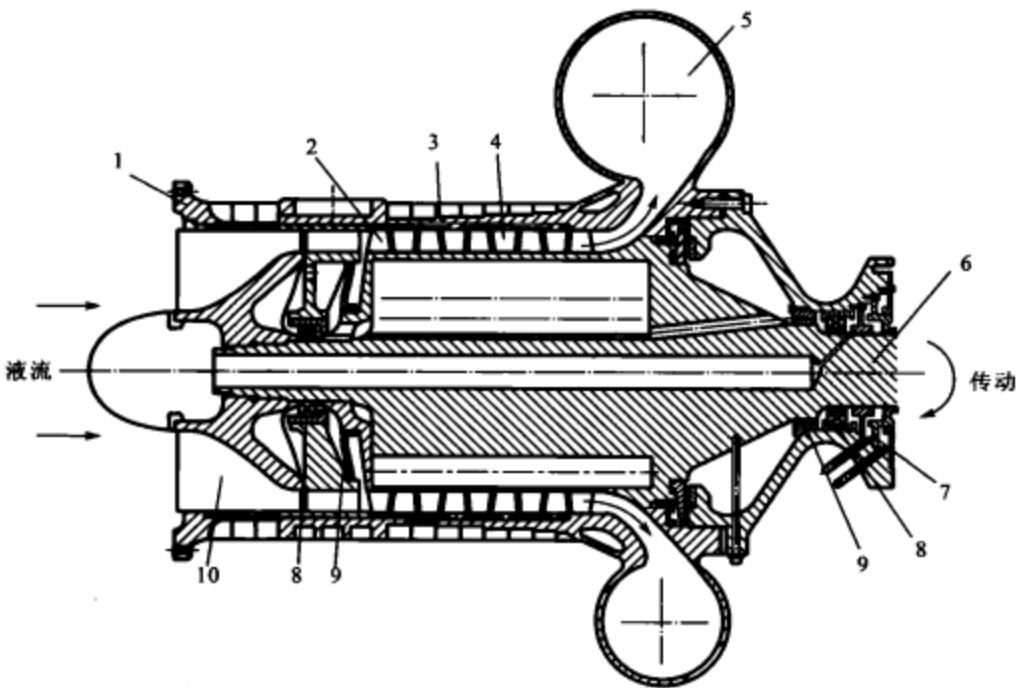
当涡轮功率较小时，多采用冲击式涡轮。冲击式涡轮压比高，流量小，可以是单级的，也可以是多级的。单级冲击式叶栅如图 5.7 所示。由于多级冲击式涡轮各级之间的流道形式不同，故多级冲击式涡轮可按压力和速度分级。图 5.8 和图 5.9 分别给出了二级压力分级冲击式涡轮和二级速度分级冲击式涡轮的示意图。

当涡轮功率很大时，燃气流量较大，涡轮工作叶片的叶高较大，同时要求涡轮效率也要高，此时可采用反力式涡轮。闭式循环发动机涡轮的压降小，一般设计为反力式的，因为反力式涡轮的效率较高。反力式涡轮一般都是多级的。图 5.10 为二级反力式涡轮示意图。



1—泵盖；2—轴承；3—拉紧螺栓；4—离心叶轮；5—泵壳体；6—涡轮盘

图 5.4 SSME 的液氢涡轮泵



1—进口法兰盘；2—转子叶片；3—泵壳体；4—静子叶片；5—蜗壳通路；6—轴；7—轴密封装置；8—轴承；9—内密封件；10—诱导轮

图 5.5 轴流泵的基本组成

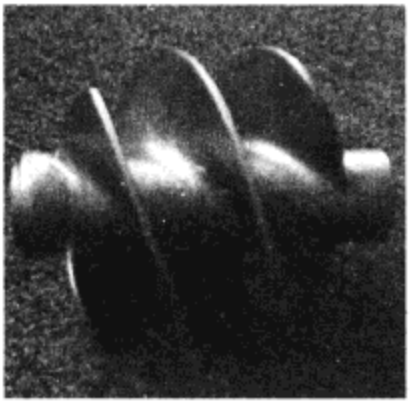


图 5.6　诱导轮

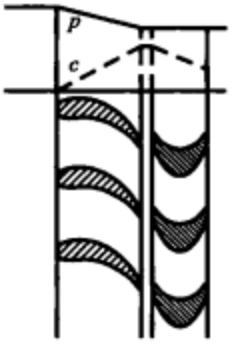


图 5.7　单级冲击式涡轮示意图

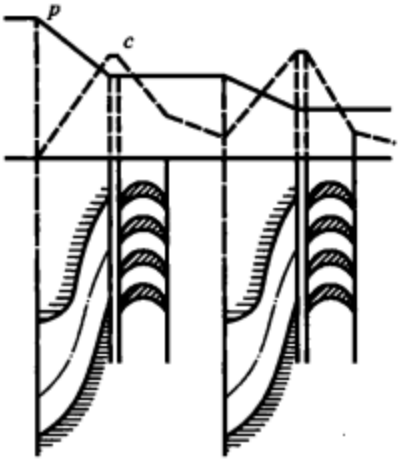


图 5.8　二级压力分级冲击式涡轮示意图

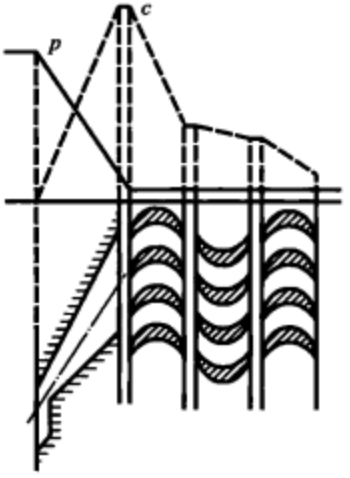


图 5.9　二级速度分级冲击式涡轮示意图

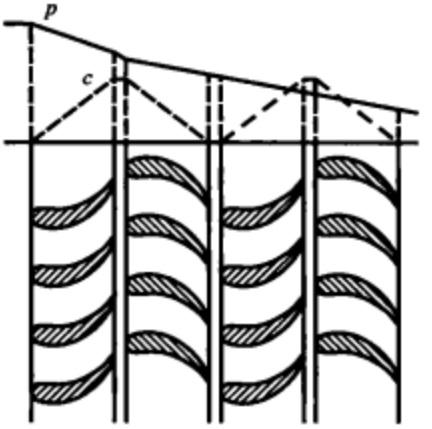


图 5.10　二级反力式涡轮示意图

5.1.2　涡轮泵设计的主要内容

发动机对涡轮泵设计的要求是：

① 泵的流量和压头应满足发动机推力和组元比的需要，泵的特性稳定，调节性能好。

② 泵的汽蚀比转速应满足火箭总体给出的发动机入口压力的要求，并尽可能降低泵的入口压力。

③ 涡轮泵的总效率应在所要求的范围内，并尽可能高。涡轮泵的总效率一般为 0.35～

0.48，SSME 的涡轮泵的效率达 0.56～0.58。

④ 涡轮泵的尺寸和质量要小。

⑤ 涡轮泵的可靠性高。

涡轮泵设计的主要内容有：

① 根据发动机系统的要求，提出各种可能的涡轮泵总体方案，对涡轮泵有关设计参数及轴承和密封的结构形式等进行选择，并对所提出的不同总体方案中涡轮泵的性能、结构尺寸和质量，以及对发动机系统性能的影响等进行估算，以确定最佳总体方案。

② 根据已确定的涡轮泵总体方案，再对涡轮泵的有关性能、结构尺寸及涡轮泵质量等进行全面计算。应特别细致地选择有关参数，进行涡轮热力计算和泵的汽蚀计算及尺寸计算，绘制出涡轮和泵的组合件方案图。

③ 进行结构设计。完成各零、部件的结构设计，绘制出设计图，进行涡轮泵各零、部件的强度计算，以及转子的临界转速计算等。

5.2 涡轮泵总体设计

5.2.1 涡轮泵总体方案的设计计算

涡轮泵的设计是根据发动机系统对涡轮泵所要求的设计参数、结构方案和特定技术条件进行的。鉴于涡轮泵的复杂性，新的涡轮泵的设计往往参照已有涡轮泵的设计经验和参数选择原则进行。当已知氧化剂泵流量和燃料泵流量后，可进行下述涡轮泵总体方案的初步计算。

(1) 计算氧化剂泵和燃料泵的压头

在旧的工程单位制中，泵的压头（或扬程）为单位重量推进剂的机械能的增加，即

$$H_P=\frac{p_{eP}-p_{inP}}{\rho g}+\frac{c_{eP}^2-c_{inP}^2}{2g} \tag{5.1}$$

式中，H_P 为泵的压头（或扬程），单位为 m；p_{eP} 为泵的出口压力，单位为 Pa(N/m²)；p_{inP} 为泵的入口压力，单位为 Pa；c_{eP} 为泵的出口速度，单位为 m/s；c_{inP} 为泵的入口速度，单位为 m/s；ρ 为推进剂的密度，单位为 kg/m³；g 为重力加速度，单位为 m/s²。

在现行的国际标准单位制中，压头（或扬程）为单位质量推进剂的机械能的增加，单位为 J/kg，其表达式为

$$H_P=\frac{p_{eP}-p_{inP}}{\rho}+\frac{c_{eP}^2-c_{inP}^2}{2} \tag{5.2}$$

注意在式(5.1)和式(5.2)中用同一个符号表示的压头（或扬程），因其量纲的不同，其所对应的表达式也不同。

(2) 计算两泵的有效净正抽吸压头

泵的有效净正抽吸压头为泵入口处推进剂的总压头与其饱和蒸气压头之差，即

$$H_{net}=\frac{p_{inP}}{\rho}+\frac{c_{inP}^2}{2}-\frac{p_v}{\rho} \tag{5.3}$$

式中，H_{net} 为有效净正抽吸压头，单位为 J/kg；p_v 为推进剂的饱和蒸气压，单位为 Pa。

设计中常使用保证泵在一定转速和流量下能正常工作的最小净正抽吸压头，称为临界净正抽吸压头，用 H_{necr} 表示。此时，泵入口处的压强为泵不发生汽蚀的最小值，用 p_{inPcr} 表示。故有

$$H_{necr}=\frac{p_{inPcr}}{\rho}+\frac{c_{inP}^2}{2}-\frac{p_v}{\rho} \tag{5.4}$$

(3) 选择临界汽蚀比转速，计算得到泵的允许最高转速

泵的汽蚀比转速为泵汽蚀的相似准则数，在工程单位制中，可由下式计算为

$$n_{ss}=5.62\frac{n_P\sqrt{q_{VP}}}{(H_{net})^{3/4}} \tag{5.5}$$

式中，n_{ss} 为泵的汽蚀比转速；n_P 为泵的转速，单位为 r/min；q_{VP} 为泵的体积流量，单位为 m^3/s。

泵的临界汽蚀比转速为

$$n_{sscr}=5.62\frac{n_P\sqrt{q_{VP}}}{(H_{necr})^{3/4}} \tag{5.6}$$

式中，n_{sscr} 为泵的临界汽蚀比转速；H_{necr} 为临界净正抽吸压头，单位为 m。

当采用国际标准单位时，式(5.6)换算为

$$n_{sscr}=298\frac{\omega\sqrt{q_{VP}}}{(H_{necr})^{3/4}} \tag{5.7}$$

式中，H_{necr} 为临界净正抽吸压头，单位为 J/kg；ω 为泵的角速度，单位为 rad/s。

单个离心泵的汽蚀比转速最高达到 1 800～2 000。带诱导轮的离心泵的汽蚀比转速一般为 4 500～5 500，最高达 6 000～6 300。

泵不发生汽蚀的最高转速 n_{max} 为

$$n_{max}\leqslant\frac{\left(\frac{H_{necr}}{1.5}\right)^{3/4}\cdot n_{sscr}}{5.62\sqrt{q_{VP}}} \tag{5.8}$$

式中，1.5 为安全系数。

(4) 分别计算出两泵的比转速

泵的比转速 n_s 为

$$n_s=193.3\omega\sqrt{q_{VP}}/(H_P)^{3/4} \tag{5.9}$$

式中，H_P 为泵的压头，单位为 J/kg；ω 为泵的转速，单位为 rad/s；q_{VP} 为泵的体积流量，单位为 m^3/s。

根据泵的比转速可以确定泵的类型。对于多级泵，有

$$n_s = 193.3\omega\sqrt{q_{VP}}/(H_P/i_{ms})^{3/4} \tag{5.10}$$

式中，i_{ms}为多级泵的级数。

对于双面进液的离心叶轮，有

$$n_s = 193.3\omega\sqrt{q_{VP}/2}/(H_P)^{3/4} \tag{5.11}$$

(5) 估算泵的效率

根据泵的比转速值，参考已有泵的相关数表，近似估算泵可能达到的效率为

$$\eta_P = \eta_h \eta_V \eta_m \tag{5.12}$$

式中，η_P 为泵的总效率，一般为 0.6～0.85；η_h 为泵的水力效率，一般为 0.75～0.92；η_V 为泵的容积效率，一般为 0.9～0.95；η_m 为泵的机械效率，一般为 0.9～0.98；对于某些不带液封轮的泵，其机械效率最高可达 0.99～0.995，加上液封轮后，最高机械效率将降至 0.95～0.97。

(6) 计算两泵所需要的功率

泵的功率为

$$N_P = \frac{q_{mP} H_P}{\eta_P} \tag{5.13}$$

式中，N_P 为泵的功率，单位为 W；η_P 为泵的总效率；q_{mP}为泵的质量流量，单位为 kg/s；H_P 为泵的压头，单位为 J/kg。

(7) 估算两泵叶轮的外径

两泵叶轮的外径为

$$D_2 = \frac{60}{\pi n_P}\sqrt{\frac{H_P}{\overline{H}}} \tag{5.14}$$

式中，$\overline{H}$ 为泵的压头系数，初步设计时根据经验可取 0.65～0.7。

(8) 计算涡轮功率 N_T

涡轮功率由泵所需的功率决定，对于单转子方案，涡轮功率为氧化剂泵与燃料泵所需功率之和，即

$$N_T = N_{oP} + N_{fP} \tag{5.15}$$

式中，N_T 为涡轮功率，N_{oP}为氧化剂泵功率，N_{fP}为燃料泵功率。

(9) 计算涡轮的绝热功(等熵膨胀功)

涡轮的绝热功为

$$L_{ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} R T_0^* \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_0^*}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right] \tag{5.16}$$

式中，L_{ad}为涡轮工质的绝热功，单位为 J/kg；γ 为涡轮工质的比热比；R 为涡轮工质的气体常数；p_0^* 为涡轮入口总压；p_2 为涡轮出口压力；T_0^* 为涡轮入口总温。

(10) 计算喷嘴中绝热流动下燃气的绝热速度

对于单级涡轮，绝热速度为

$$c_{ad}=\sqrt{2L_{ad}} \tag{5.17}$$

(11) 计算涡轮平均半径处的周向速度

根据发动机的要求，从可供选择的不同涡轮泵总体方案中选定某方案，相应地选择可能达到的涡轮转速 n_T 和效率 η_T。由已有的实际涡轮的性能曲线选取 u_{ave}/c_{ad} 的比值 x，可得到某方案的涡轮平均半径处的周向速度为

$$u_{ave}=x\cdot c_{ad} \tag{5.18}$$

(12) 计算涡轮的平均直径

由涡轮平均半径处的周向速度 u_{ave} 和涡轮转速 n_T（或角速度 ω），计算得到涡轮的平均直径为

$$D_{ave}=\frac{60u_{ave}}{\pi n_T}=\frac{2u}{\omega} \tag{5.19}$$

(13) 计算涡轮的工质质量流量

由涡轮的功率来计算某方案涡轮所需的工质质量流量为

$$q_{mT}=\frac{N_T}{L_{ad}\eta_T} \tag{5.20}$$

在确定涡轮泵总体方案的基本参数后，可以分别对泵和涡轮进行设计，详见 5.3 节和 5.4 节。在对泵和涡轮设计的基础上，可以绘出不同结构形式和不同总体布局的涡轮泵设计方案。根据这些方案在性能、结构质量、尺寸、研制费用和周期方面的优缺点，选出一至两种方案进行更详细的计算，最后按涡轮泵性能的优化原则确定方案。

5.2.2　涡轮泵总体结构布局

涡轮泵在发动机中的总体结构布局应能保证推进剂由贮箱至泵、由泵至发动机推力室以及推进剂至燃气发生器、再至涡轮的流动过程具有最佳的流体动力特性。涡轮泵的配置、扭矩传递方案、泵和涡轮的类型对涡轮泵装置的结构有很大影响。根据涡轮泵装置中转子数目的不同，涡轮泵的总体结构形式可选单转子方案和多转子方案，如图 5.11 所示。

单转子的涡轮泵装置又分为涡轮居中和涡轮偏置（涡轮相对于泵为悬臂的）两种形式，如图 5.11(a)～(c)所示。在单转子方案中加入齿轮系统进行变速，就形成了多转子方案，如图5.11(d)所示。

单转子方案应用最广。在单转子方案中，燃料泵、氧化剂泵和燃气涡轮同在一根轴上，结构简单，具有很高的可靠性。

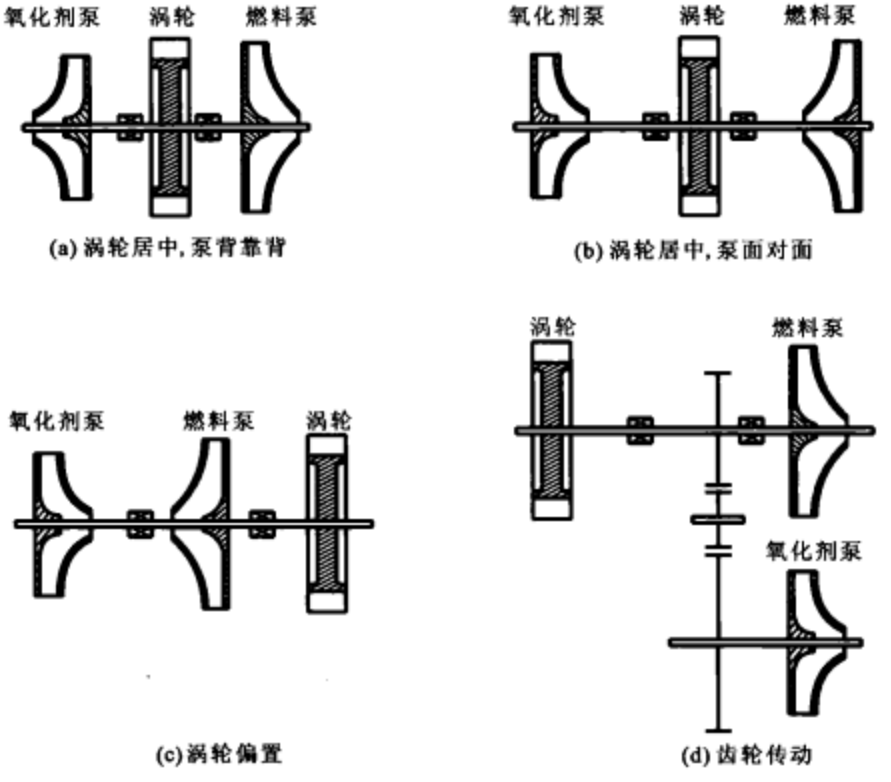


图 5.11 涡轮泵转子配置形式

图 5.1 所示的 RD—119 液体火箭发动机涡轮泵为单转子涡轮悬臂配置的结构形式。它由一个二级冲击式涡轮和两个带诱导轮的离心泵组成。

单转子涡轮泵装置的转速受到氧化剂泵抗汽蚀性能的限制。这是因为氧化剂泵工质的体积流量比燃料泵工质的体积流量大很多，由式(5.8)可知，氧化剂泵的最大转速低于燃料泵的最大转速，单转子涡轮泵的转速由氧化剂泵的转速决定。这样，燃料泵不能在最佳的转速下工作，涡轮也只能以较低的转速工作。尤其是在液氢/液氧火箭发动机涡轮泵装置中，液氢泵转速与液氧泵转速的比值约为 1.6，这使得涡轮和燃料泵都不能在最佳转速下工作，使得涡轮的 u/c_1 值很低，从而使效率降低。在这种情况下，往往采用两套涡轮泵装置，称双涡轮（或双轴）涡轮泵系统。美国航天飞机主发动机的液氢/液氧泵采取的就是这种方案。

图 5.12 为 SSME 的液氧涡轮泵的结构图。主泵采用双面进液叶轮，液氧在进口被分为两部分，各自通过诱导轮和叶轮。转子由一对并列的球轴承支承，由泵后引液氧对轴承进行冷却。涡轮是两级轴流反力式的，具有较小反力度以减小轴向载荷，同时由位于主叶轮前盖板上的、具有双向平衡作用的自动平衡装置来调整轴向载荷。用液氢与高温燃气的混合物来冷却涡轮轮盘和壳体。为了防止涡轮工质与液氧的掺混，采用复合密封组件。驱动涡轮的燃气来

自预燃室系统。

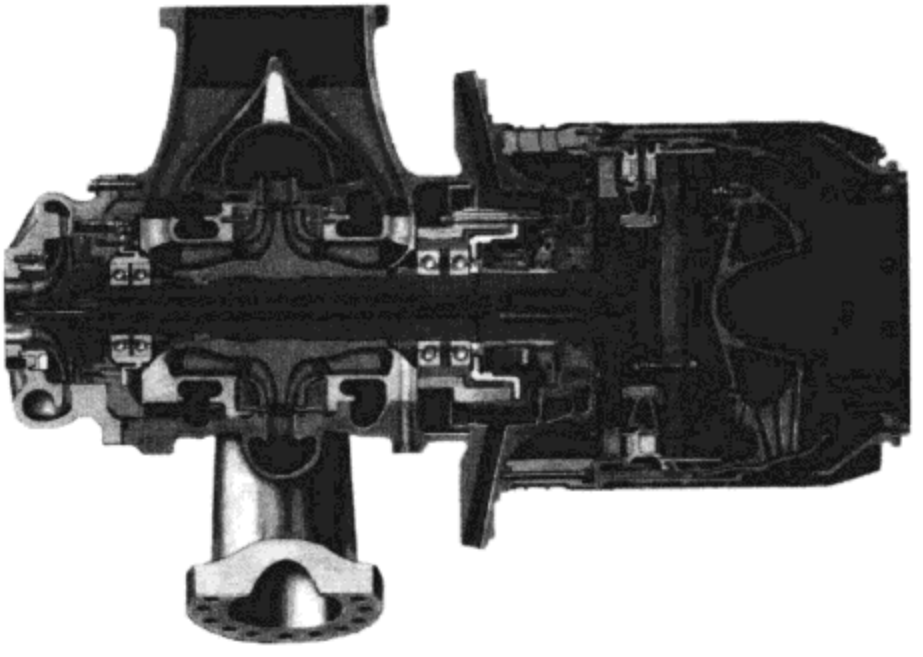


图 5.12　SSME 的液氧涡轮泵

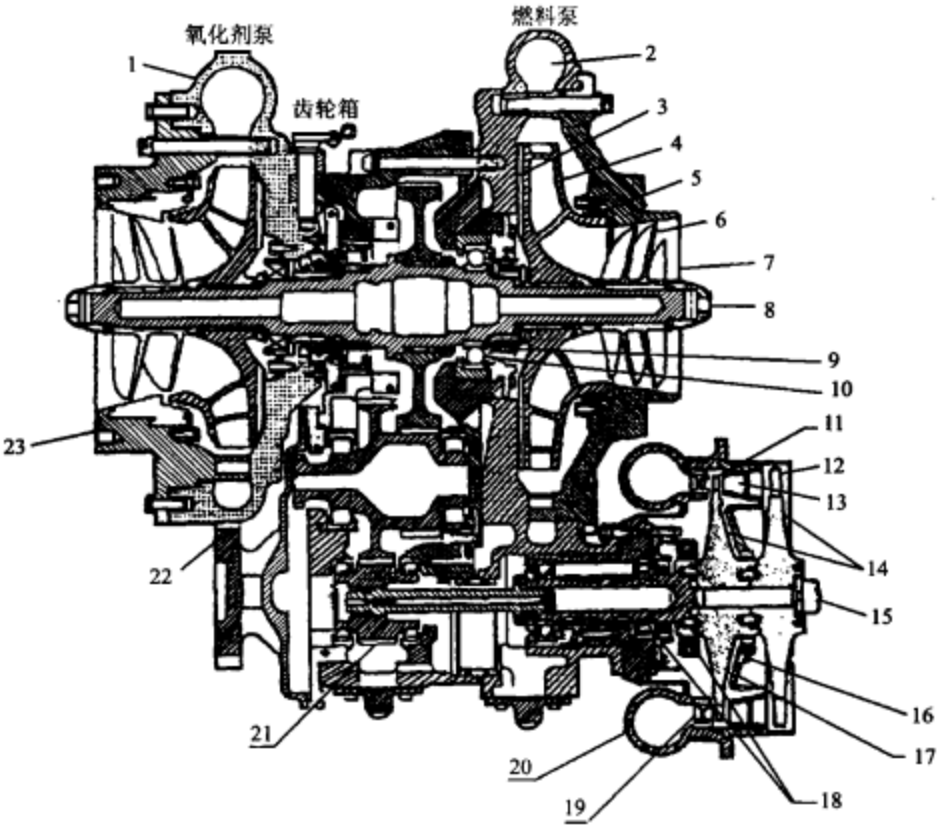
带有齿轮传动的涡轮泵结构如图 5.13 所示，该涡轮泵用于液氧/煤油助推发动机。图中涡轮轴首先传动一系列减速齿轮，由减速齿轮传动泵轴。涡轮泵的齿轮和轴承由单独的润滑油供应系统或辅助燃料分系统来冷却和润滑。

图 5.13 中的氧化剂泵和燃料泵皆为单面进液离心泵，背靠背、同轴安装在齿轮箱两侧。燃料泵壳体用螺栓固定在齿轮箱上，氧化剂泵壳体用径向销固定在燃料泵壳体上，径向销允许氧化剂泵壳体在温度变化剧烈时有一定的位移。叶轮背面的平衡肋可用来抵消作用在泵轴上的轴向力。

采用齿轮传动装置可使涡轮、氧化剂泵和燃料泵各自都在最有利的转速下工作，而且可以方便泵采用轴向进液的方式来提高泵的抗汽蚀性能。但由于齿轮传动装置的冷却润滑系统会使结构变得复杂，使得涡轮泵装置的可靠性、寿命和质量都很难满足设计要求，故现代液体火箭发动机中常采用像 SSME 液氢/液氧分开供应的涡轮泵装置布局方案。

在有齿轮传动装置的多转子涡轮泵中有多个轴。单转子的涡轮泵转子不仅仅只有单个轴，也会有几个轴。如图 5.1 所示的 RD—119 液体火箭发动机涡轮泵的单转子，就是由三个轴构成的，弹性轴 12 将两个轴 10 和 17 连接在一起，弹性轴 12 也被称为联轴器。

涡轮泵转子常采用简单可靠的两支承方案，如图 5.4 和图 5.12 所示。当转子两个支承的



1—泵壳;2—蜗壳通道(至出口);3—叶轮平衡肋;4—径流叶轮;5—前摩擦环;6—诱导轮;7—泵入口;8—泵轴及轴上锁紧螺帽;9—轴封;10—轴承;11—一级动叶;12—二级动叶;13—静叶(二级导叶);14—涡轮盘;15—涡轮轴及轴上锁紧螺帽;16—动密封;17—密封隔板;18—轴封;19—喷嘴;20—涡轮入口燃气集流腔;21—涡轮传动齿轮系;22—附件驱动法兰;23—泵入口法兰和密封

图 5.13 液体火箭发动机齿轮传动涡轮泵

间距较大,且轴的弯曲挠度大到不能允许的程度时,需要增加支承来限制过大的径向挠度,这就需要使用三支承以上的方案。这时,在三个支承处,轴与壳体的精密配合会给涡轮泵的装配造成困难。图 5.1 中为四支承转子,弹性轴 12 的"弹性"是指轴能产生较大的径向变形。

在涡轮居中的配置方案中,氧化剂泵和燃料泵可以"面对面"或"背靠背"安装在涡轮两侧。这样不但能有效隔离氧化剂和燃料的泵腔,阻止组元掺混,还能减小轴向力。涡轮居中能对称分配涡轮的扭矩,同时能改善涡轮泵装配和分解的工艺性。

"背靠背"的配置方案便于泵采用轴向进液方式以提高泵的抗汽蚀性能,但由于泵的高压腔向着涡轮,故会恶化轴承和密封的工作条件。在"面对面"的配置方案中,推进剂沿径向进入泵内,轴向力小,涡轮腔与泵腔间密封的工作条件得到改善;但泵的抗汽蚀性能降低,同时增加

了转子的长度。

在涡轮泵中，涡轮和泵间存在很大的温度梯度，这样会引起转子和壳体的变形，恶化涡轮泵的工作条件。对使用液氢或液氧等低温推进剂的涡轮泵，或采用闭式循环发动机的涡轮泵，由于转速大和泵的出口压力高，所以涡轮要悬臂配置，以减轻涡轮入口和出口结构的质量。为避免泵入口发生汽蚀，低温推进剂的泵不宜布置在涡轮旁。

考虑到泵的泄漏与涡轮工质可能发生化学反应，因此需要对邻近涡轮的泵进行选择。一般，当涡轮工质为富燃的燃气时，燃料泵靠近涡轮安装；当涡轮工质为富氧的燃气时，氧化剂泵靠近涡轮安装。这样可以避免泵泄漏的组元在涡轮内因局部燃烧而形成高温区所造成的破坏。

发动机的循环方式决定了涡轮泵的配置方案。在开式循环发动机中，涡轮流量小，燃气的输入、输出结构较简单，涡轮后燃气可直接排出或引入主发动机喷管的扩张段中产生附加推力，故这种涡轮也称为独立涡轮。独立涡轮通常为冲击式，出口压力较低，使涡轮的密封得以简化。

在闭式循环发动机中，涡轮流量大，涡轮后燃气直接进入燃烧室，故这种涡轮常称为燃烧室前置的涡轮(简称为前置涡轮)。前置涡轮入口和出口的压力都很高，这不但增加了涡轮入口和出口管壁的厚度，也使其密封结构变得复杂。

5.3　泵设计

由于离心泵入口汽蚀的影响，使得只有当推进剂贮箱中的压力高时，才可以采用只有离心叶轮的离心泵。为提高整个泵的抗汽蚀性能，现代涡轮泵常采用带诱导轮的离心泵组合，这种组合形式在液体火箭发动机的供应系统中得到了最广泛的应用。本节主要介绍带诱导轮的离心泵叶轮的设计计算。

5.3.1　带诱导轮离心泵的设计计算

在涡轮泵总体方案中，已经确定了氧化剂和燃料的种类及其流量、泵的入口和出口压力、泵的入口和出口速度等，将这些条件作为初始条件可以进行诱导轮和离心叶轮的设计计算，其内容包括泵转速的确定以及诱导轮和离心叶轮主要结构尺寸的确定等。

1. 泵转速的确定

泵的角速度可由式(5.7)导出，即

$$\omega = n_{ssmax} H_{net}^{3/4} / (298\sqrt{q_{VP}}) \tag{5.21}$$

式中，n_{ssmax}为泵的最大汽蚀比转速，式中各量皆使用与式(5.7)一样的国际标准单位。

在涡轮泵中，氧化剂泵工质的质量流量为燃料泵工质质量流量的 2～6 倍。单转子涡轮泵的转速由氧化剂泵确定，而这个转速低于燃料泵最佳工作状态下的转速。为了解决这一矛盾，设计时必须使氧化剂泵比燃料泵具有更高的抗汽蚀性能，以提高转速。氧化剂泵应尽量采用轴向入口方式，这样可以减小诱导轮的轮毂直径，以提高 H_{net} 值。因此，在单转子涡轮泵装置中适宜将氧化剂泵悬臂配置，如图 5.14(a)所示。当悬臂配置氧化剂泵时，涡轮泵转子将得到较大的转速。

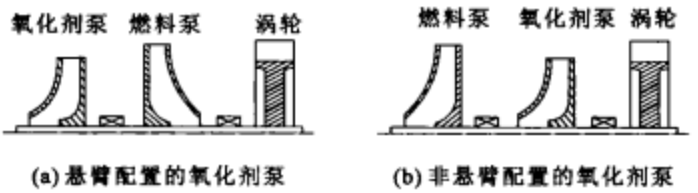


图 5.14 悬臂配置和非悬臂配置的氧化剂泵

(1) 悬臂配置泵转速的确定

悬臂配置的诱导轮的轮毂直径是从结构的角度出发来确定的。用 d_{hub} 表示诱导轮的轮毂直径，用 D_{ind} 表示诱导轮的直径，则 $\bar{d}_{hub}=d_{hub}/D_{ind}=0.25\sim0.45$，在此范围内给出一组 d_{hub}，利用图 5.15 中的曲线，确定带有诱导轮的离心叶轮可能的最大汽蚀比转速 n_{ssmax}，然后利用式(5.21)求出泵转子的转动角速度。图 5.15 中的实线表示轴向式入口装置对应的曲线，其他形

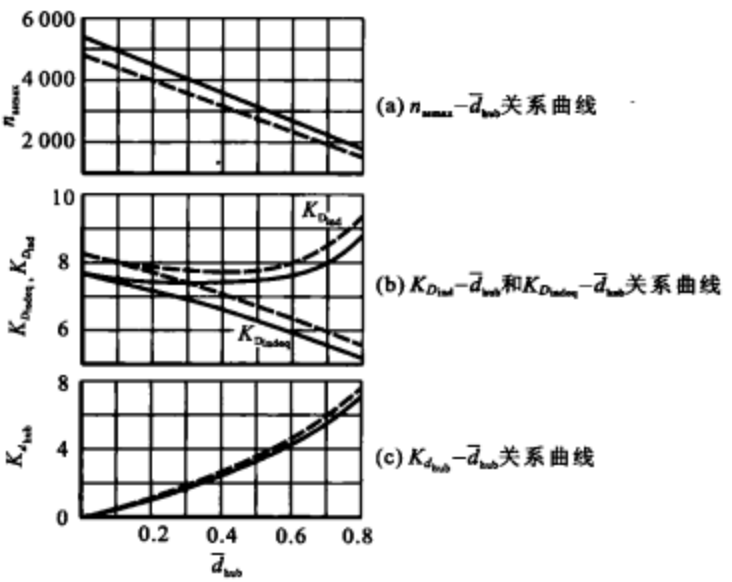


图 5.15 最大汽蚀比转速 n_{ssmax}、直径系数 $K_{D_{ind}}$、当量直径系数 $K_{D_{indeq}}$ 和轮毂系数 $K_{d_{hub}}$ 随 $\bar{d}_{hub}$ 变化的关系曲线

式的入口装置对应图中的虚线。

根据 ω 值按选定的 $\bar{d}_{hub}$，利用图 5.15 中的有关曲线确定诱导轮的当量直径系数 $K_{D_{indeq}}$、轮毂系数 $K_{d_{hub}}$ 和直径系数 $K_{D_{ind}}$，根据这些数据来计算诱导轮的几何尺寸。

诱导轮的当量直径 D_{indeq} 为

$$D_{indeq}=0.47K_{D_{indeq}}\sqrt[3]{q_{VP}/\omega} \tag{5.22}$$

诱导轮的直径 D_{ind} 为

$$D_{ind}=0.47K_{D_{ind}}\sqrt[3]{q_{VP}/\omega} \tag{5.23}$$

轮毂直径 d_{hub} 为

$$d_{hub}=\bar{d}_{hub}D_{ind} \tag{5.24}$$

(2) 非悬臂配置泵转速的确定

前面叙述了悬臂配置泵转速的确定方法，非悬臂配置的燃料泵的转动角速度由悬臂的氧化剂泵的转速决定。

为了确定非悬臂配置泵的转动角速度，需要知道诱导轮的轮毂直径系数 $K_{d_{hub}}$，其计算公式为

$$K_{d_{hub}}=2.13\frac{d_{hub}}{\sqrt[3]{q_{VP}/\omega}} \tag{5.25}$$

轮毂直径的计算公式为

$$d_{hub}=(1\sim1.2)d_{shaft} \tag{5.26}$$

式中，d_{shaft} 为轴的直径。

轴的直径由其所传递的燃料泵的功率 N_{fP} 确定，有

$$d_{shaft}=\sqrt[3]{5.1N_{fP}/(\omega[\tau])} \tag{5.27}$$

式中，$[\tau]$ 为材料的许用剪切应力。

当非悬臂配置的氧化剂泵按图 5.14(b)所示布置时，其诱导轮轴传递的为燃料泵的功率 N_{fP}。

由式(5.25)～式(5.27)得到诱导轮轮毂直径系数 $K_{d_{hub}}$ 的计算式为

$$K_{d_{hub}}=(2.13\sim2.56)\sqrt[3]{5.1N_{fP}/(q_{VP}[\tau])} \tag{5.28}$$

式中，q_{VP} 为氧化剂泵的体积流量。

利用图 5.15 中的相关曲线可以确定非悬臂配置氧化剂泵的最大汽蚀比转速 n_{samax}。在氧化剂泵轴的转动角速度由式(5.21)得出的同时，根据 $K_{d_{hub}}$ 的值，利用图 5.15 确定 $K_{D_{indeq}}$ 的值，然后求出诱导轮当量直径 D_{indeq}、轮毂直径 d_{hub} 和诱导轮直径 D_{ind} 的值。

2. 对泵的选择

在单轴涡轮泵的转动角速度确定之后，可以根据这个角速度来估算涡轮泵的结构质量，如果涡轮泵的结构质量超出允许值，那么就需要通过提高涡轮泵轴的角速度来减重，氧化剂泵为

了提高抗汽蚀性能，需要采用双面进液的结构形式。图 5.12 所示的 SSME 的液氧涡轮泵的氧化剂泵采用的就是双面进液的结构形式。

如果采用双面进液的泵没能达到降低涡轮泵结构质量的目的，那么就必须在发动机的氧化剂供应系统中采用预压泵。

3. 诱导轮尺寸的确定

在进行诱导轮设计时，首先要明确诱导轮外径 D_{ind} 与离心叶轮入口直径 D_0 的关系，可取 $D_{ind} \geqslant D_0$，如图 5.16 所示。当采用 $D_{ind}=D_0$ 进行设计计算时，离心泵叶片的入口直径 D_1 与出口直径 D_2 的比为

$$\frac{D_1}{D_2}=0.007(D_1/D_0)K_{D_0}\sqrt{k\eta_h(1-q_P)}n_s^{2/3} \tag{5.29}$$

式中，K_{D_0} 为叶轮入口直径系数，$K_{D_0}=2.13D_0/\sqrt[3]{q_{VP}/\omega}$，这是考虑实际叶片数为有限值的系数；$k=H_T/H_{T\infty}$，是叶片数目为有限值时的理论压头 H_T 与叶片数目为无限值时的理论压头 $H_{T\infty}$ 的比值；q_P 为泵的流量参数，$q_P=0\sim0.2$；η_h 为泵的水力效率；n_s 为比转速，$n_s=193.3\omega\sqrt{q_{VP}}/H^{3/4}$。而

$$D_1=(0.9\sim1.1)D_{indave} \tag{5.30}$$

式中，D_{indave} 为叶轮的平均直径。

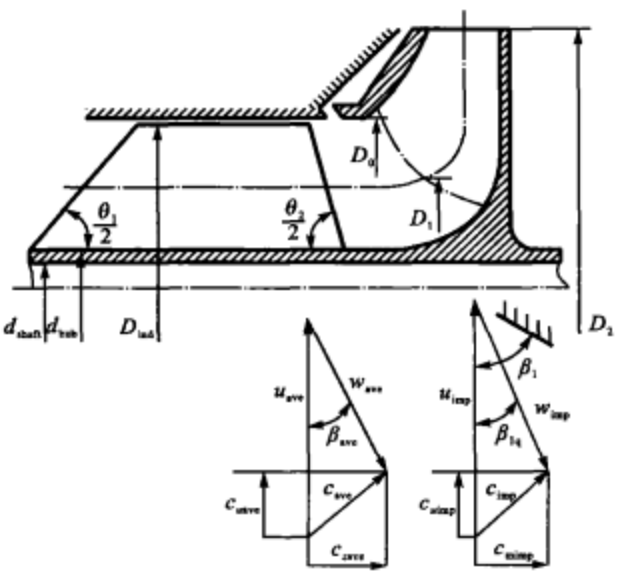


图 5.16 带诱导轮的离心泵及速度三角形

式(5.29)的计算值为在取 $D_{ind}=D_0$ 的情况下，D_1/D_2 的第一次估值。当计算得到的离心叶轮直径比 $D_1/D_2>0.6$ 和 $K_{D_{indeq}}\geqslant7.2$ 时，就需改用 $D_{ind}>D_0$ 的形式，这样可以提高泵的效率。

当采用 $D_{ind}>D_0$ 的结构形式时，取 $D_1/D_2=0.6\sim0.65$，再利用式(5.29)计算得到 K_{D_0}，由 K_{D_0} 的值计算得到叶轮的入口直径 D_0。

诱导轮出口截面积与离心叶轮叶片入口截面积之比为

$$\chi=D_{indeq}^2/(4D_1b_1) \tag{5.31}$$

χ 一般在 0.6～0.8 的范围内。

叶轮入口宽度为

$$b_1=D_{impeq}^2/(4D_1\chi) \tag{5.32}$$

式中，$D_{impeq}=D_0^2-d_{hub}^2$。

离心叶轮的汽蚀系数 λ_s 用 A·C·沙皮罗公式计算，即

$$\lambda_s=0.65(1+5\delta_1 z_{imp}/D_1)\frac{c_{1m}/u_1}{1-c_{1u}/u_1} \tag{5.33}$$

式中，c_{1m} 为离心泵叶片入口绝对速度的子午分速，c_{1u} 为离心泵叶片入口绝对速度的周向分速，u_1 为离心泵叶片入口处的周向速度。通常，$\delta_1 z_{imp}/D_1=0.1\sim0.2$，$\delta_1$ 为叶片入口边的最小厚度，z_{imp} 为离心叶轮的叶片数。

在诱导轮出口处有 $c_{ind2uave}/u_{ave}=0.2\sim0.5$，$c_{ind2uave}$ 为平均半径处绝对速度的周向分速，u_{ave} 为平均半径处的周向速度。当选取较小值时，诱导轮的压头偏低，但效率较高，抗汽蚀性能较好。

对于等螺距的诱导轮，如图 5.17 所示，诱导轮出口的螺距 s 由下式给出，即

$$\frac{s}{\pi D_{indave}}=\frac{c_{ind1z}/u_{ave}}{1-c_{ind2uave}/u_{ave}} \tag{5.34}$$

式中，c_{ind1z} 为诱导轮入口绝对速度的轴向分速。

诱导轮出口平均直径上的液流出口角 $\beta_{ind2qave}$ 由下式得到，即

$$\tan\beta_{ind2qave}=\frac{s}{\pi D_{indave}} \tag{5.35}$$

对于等螺距的诱导轮，叶片入口角与叶片出口角相等，且等于诱导轮出口平均直径上的液流出口角，即

$$\beta_{ind1ave}=\beta_{ind2ave}=\beta_{ind2qave} \tag{5.36}$$

诱导轮的攻角为

$$i_{ind}=\beta_{ind1ave}-\beta_{ind1qave} \tag{5.37}$$

式中，诱导轮出口平均直径上的液流入口角 $\beta_{ind1qave}$ 为

$$\beta_{ind1qave}=\arctan(c_{ind1z}/u_{indave}) \tag{5.38}$$

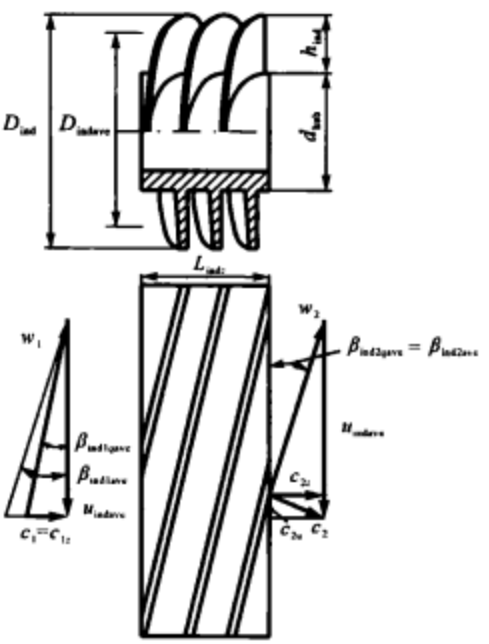


图 5.17　等螺距的诱导轮

等螺距诱导轮的攻角应保持在 4°～10°的范

围内。

诱导轮叶片数常取 $z_{ind}=2$，与其对应的叶栅稠度 $\tau_{indave}=1.6\sim2$。

诱导轮的轴向长度为

$$L_{inde}=\frac{D_{indave}}{2}\left[\frac{2\pi\tau_{indave}\sin\arctan\frac{s}{\pi D_{indave}}}{z_{ind}}+\left(1-\frac{d_{hub}}{D_{indave}}\right)\left(\cot\frac{\theta_1}{2}+\cot\frac{\theta_2}{2}\right)\right] \tag{5.39}$$

式中，θ_1 和 θ_2 为诱导轮入口和出口的锥角，如图 5.16 所示。$\theta_2=140°\sim160°$，较小的 θ_1 和 θ_2 与较小的诱导轮直径相对应。

诱导轮叶片长度 b_{ind} 为

$$b_{ind}=\frac{\pi D_{indave}\tau_{indave}}{z_{ind}} \tag{5.40}$$

确定了诱导轮的主要尺寸后，就要检查所计算的诱导轮的汽蚀性能是否满足要求。

4. 离心叶轮尺寸的确定

离心叶轮的尺寸 D_0，D_1 和 b_1 在计算诱导轮时已经确定。诱导轮出口与离心叶轮入口的速度三角形如图 5.16 所示，叶轮液流入口角为

$$\beta_{1q}=\arctan\frac{c_{1m}}{u_1-c_{1u}}=\arctan\frac{\chi c_{ind1z}}{u_1-c_{ind2wave}r_{ave}/r_1} \tag{5.41}$$

叶轮的叶片入口角 β_1 与液流角 β_{1q} 和叶片入口直径 D_1 处的攻角 i_{imp} 有关系

$$\beta_1=\beta_{1q}+i_{imp} \tag{5.42}$$

泵的压头为

$$H=(p_e^*-p_{in}^*)/\rho \tag{5.43}$$

而

$$\frac{H}{u^2}=\overline{H}=k\eta_h(1-q_P) \tag{5.44}$$

式中，$k=0.75\sim0.85$，$\eta_h=0.75\sim0.85$。

叶轮出口直径为

$$D_2=2u_2/\omega \tag{5.45}$$

叶轮入口和出口的面积比为

$$A_1/A_2=\pi D_1b_1\sin\beta_1/(\pi D_2b_2\sin\beta_2) \tag{5.46}$$

式中，β_2 为叶轮的叶片出口角，b_2 为叶轮的出口宽度。通常，$A_1/A_2=0.9\sim1.2$，如采用收敛形的叶轮通道，则 $A_1/A_2>1$。另外，有

$$\cos\beta_2=\frac{\pi u_2D_1b_1q_P\sin\beta_1}{q_{VP}(A_1/A_2)} \tag{5.47}$$

将 β_2 的值圆整到度数为整数来计算 b_2，则

$$b_2=\frac{D_1 b_1 \sin\beta_1}{D_2(A_1/A_2)\sin\beta_2} \tag{5.48}$$

叶轮外径 D_2 的值需进行精确修正。用第一次计算得到的 D_1/D_2 和 β_2 确定有限叶片数时的修正系数 k，由 k 确定无限多叶片数时的理论压头

$$H_{T\infty}=H_T/k \tag{5.49}$$

叶轮外径处圆周速度由下式计算，即

$$u_2=\sqrt{H_{T\infty}/(1-q_P)} \tag{5.50}$$

由式(5.45)可第二次计算出 D_2 的值。将第二次计算出的 D_2 值与第一次计算出的 D_2 值进行比较，如果差别超过 5%，则应再进行一次近似计算。最后由得到的 D_2 值来修正出口宽度 b_2 的值。

5.3.2　带诱导轮离心泵的设计算例

以氧化剂为液氧、燃料为煤油的涡轮泵中的液氧泵为例进行计算。液氧泵、煤油泵和涡轮的总体配置如图 5.18 所示，液氧泵为悬臂配置，采用径向式(弯曲式)的入口装置，具体计算如下。

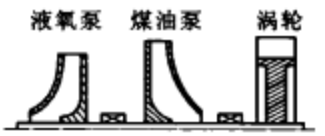


图 5.18　悬臂配置的液氧泵

原始数据

① 组元质量流量 $q_{mo}=135.8$ kg/s。

② 泵出口总压 $p_e^*=11.23$ MPa。

③ 最小入口总压 $p_{in}^*=0.51$ MPa。

④ 组元密度 $\rho=1\ 140$ kg/m³。

泵的出口参数

⑤ 组元体积流量 $q_{Vo}=q_{mo}/\rho=(135.8/1\ 140)$ m³/s$=0.119$ m³/s。

⑥ 泵的压头 $H=(p_e^*-p_{in}^*)/\rho=[(11.23-0.51)\times10^6/1\ 140]$ J/kg$=9\ 403$ J/kg。

角速度的确定

⑦ 许用泵净正吸压头$[H_{net}]=263$ J/kg(由泵的入口压力计算得到)。为确保泵在任何情况下都不出现汽蚀，泵最小入口压力应不小于净正吸压头的 1.5 倍。

⑧ 诱导轮轮毂相对直径 $\bar{d}_{hub}=d_{hub}/D_{ind}=0.4$(选取)。

⑨ 最大汽蚀比转数 $n_{ssmax}=3\ 200$(根据 $\bar{d}_{hub}$值由图 5.15 查得。采用径向式(弯曲式)入口装置)。

⑩ 诱导轮最佳直径系数 $K_{D_{indopt}}=7.7$(根据 $\bar{d}_{hub}$值由图 5.15 查得)。

⑪ 诱导轮当量直径系数最佳值 $K_{D_{indeqopt}}=7.0$(根据 $\bar{d}_{hub}$值由图 5.15 查得)。

⑫ 角速度 $\omega=n_{ssmax}H_{net}^{3/4}/(298\sqrt{q_{Vo}})=[3\ 200\times263^{3/4}/(298\times\sqrt{0.119})]$ rad/s$=2\ 033$ rad/s。

⑬ 泵的比转数 $n_s=193.3\omega\sqrt{q_{V_0}}/H^{3/4}=193.3\times2\ 033\times\sqrt{0.119}/9\ 403^{3/4}=142$。

诱导轮和离心叶轮入口参数计算

⑭ 诱导轮外径 $D_{ind}=0.47K_{D_{indopt}}\sqrt[3]{q_{V_0}/\omega}=0.47\times7.7\times\sqrt[3]{0.119/2\ 033}\ \text{m}=0.141\ \text{m}$。

⑮ 轮毂直径 $d_{hub}=D_{ind}\cdot\bar{d}_{hub}=0.141\times0.40\ \text{m}=0.056\ 4\ \text{m}$。

⑯ 诱导轮当量直径 $D_{indeq}=\sqrt{D_{ind}{}^2-d_{hub}{}^2}=\sqrt{0.141^2-0.056\ 4^2}\ \text{m}=0.129\ \text{m}$。

⑰ 诱导轮平均直径 $D_{indave}=(D_{ind}+d_{hub})/2=[(0.141+0.056\ 4)/2]\ \text{m}=0.098\ 7\ \text{m}$。

⑱ 平均直径上的圆周速度 $u_{indave}=\dfrac{\omega D_{indave}}{2}=[2\ 033\times0.098\ 7/2]\ \text{m/s}=100\ \text{m/s}$。

⑲ 诱导轮入口端轴向分速

$$c_{ind1z}=\frac{4q_{V_0}}{\pi D_{indeq}^2}=\frac{4q_{V_0}}{\pi D_{ind}^2(1-\bar{d}_{hub}^2)}=\frac{4\times0.119}{3.141\ 6\times0.141^2\times(1-0.40^2)}\ \text{m/s}=9.07\ \text{m/s}$$

⑳ 速度比 $\bar{c}_{ind1z}=c_{ind1z}/u_{indave}=\dfrac{9.07}{100}=0.090\ 7$。判断 $K_{D_{indeq}}=2.13D_{indeq}/\sqrt[3]{q_{V_0}/\omega}=2.13\times0.129/\sqrt[3]{0.119/203\ 3}=7.1<7.2$。

㉑ 叶轮入口直径 $D_0=D_{ind}=0.141\ \text{m}$(首先设计诱导轮为 $D_{ind}=D_0$ 的形式)。

㉒ 叶轮入口平均直径 $D_1=1.1D_{indave}=1.1\times0.098\ 7\ \text{m}=0.108\ 57\text{m}$。

㉓ 叶轮直径比

$$\frac{D_1}{D_2}=0.007(D_1/D_0)K_{D_0}\sqrt{k\eta_h(1-q_p)}n_s^{2/3}=$$

$$0.007\times(0.108\ 57/0.141)\times7.735\times\sqrt{0.562\ 5\times(1-0.2)}\times142^{2/3}=$$

$$0.76>0.6$$

其中,取 $q_P=0.2$,$k\eta_h=0.562\ 5$,则

$$K_{D_0}=2.13D_0/\sqrt[3]{q_{V_0}/\omega}=2.13\times0.141/\sqrt[3]{0.119/203\ 3}=7.735$$

由于 $D_1/D_2>0.6$,所以采用 $D_{ind}>D_0$ 的形式。取 $D_1/D_2=0.60$,由上式计算出 K_{D_0} 为

$$K_{D_0}=\frac{D_1/D_2}{0.007(D_1/D_0)\sqrt{k\eta_h(1-q_p)}n_s^{2/3}}=$$

$$\frac{0.60}{0.007(0.108\ 57/0.141)\sqrt{0.562\ 5\times(1-0.2)}\times142^{2/3}}=6.1$$

$$D_0=K_{D_0}\sqrt[3]{q_{V_0}/\omega}/2.13=6.1\times\sqrt[3]{0.119/203\ 3}/2.13\ \text{m}=0.111\ \text{m}$$

㉔ 叶轮入口宽度 $b_1=D_{indeq}^2/4D_1\chi=0.129^2/(4\times0.108\ 6\times0.70)\text{mm}=0.054\ 7\ \text{m}$(在 $0.6\leqslant\chi\leqslant0.8$ 的范围内,取 $\chi=0.70$)。

㉕ 诱导轮出口流速周向分量的相对值 $\bar{c}_{ind2uave}=0.35$(通常,$\bar{c}_u=0.2\sim0.5$)。

㉖ 等螺距诱导轮螺距

$$s=\pi D_{\text{indave}}\frac{c_{\text{ind1z}}/u_{\text{ave}}}{1-c_{\text{ind2uave}}/u_{\text{ave}}}=3.141\ 6\times0.098\ 7\times\frac{0.090\ 7}{1-0.35}\ \text{m}=0.043\ 3\ \text{m}$$

㉗ 诱导轮液流入口角 $\beta_{\text{ind1qave}}=\arctan(c_{\text{ind1z}}/u_{\text{ave}})=\arctan 0.090\ 7=5°11'$。

㉘ 诱导轮叶片入口角

$$\beta_{\text{ind1ave}}=\arctan\left(\frac{s}{\pi D_{\text{indave}}}\right)=\arctan\left(\frac{0.043\ 3}{3.141\ 6\times0.098\ 7}\right)=\arctan 0.013\ 96=7°57'$$

㉙ 诱导轮入口攻角 $i_{\text{ind}}=\beta_{\text{ind1ave}}-\beta_{\text{ind1qave}}=7°57'-5°11'=2°46'$（攻角 $i_{\text{ind}}<10°$，采用等螺距诱导轮）。

㉚ 诱导轮叶片数 $z_{\text{ind}}=2$（选定）。

㉛ 诱导轮叶栅稠度 $\tau_{\text{ind}}=2$（选定）。

㉜ 诱导轮轴向长度

$$L_{\text{indz}}=\frac{D_{\text{indave}}}{2}\left[\frac{2\pi\tau_{\text{indave}}\sin\arctan\frac{s}{\pi D_{\text{indave}}}}{z_{\text{ind}}}+\left(1-\frac{d_{\text{hub}}}{D_{\text{indave}}}\right)\left(\cot\frac{\theta_1}{2}+\cot\frac{\theta_2}{2}\right)\right]=$$

$$\frac{0.098\ 7}{2}\left[\frac{2\times3.141\ 6\times2\times\sin\arctan\frac{0.043\ 3}{3.141\ 6\times0.098\ 7}}{2}+\left(1-\frac{0.065\ 4}{0.098\ 7}\right)\left(\cot\frac{120}{2}+\cot\frac{160}{2}\right)\right]\ \text{m}=$$

$$0.055\ 4\ \text{m}$$

㉝ 诱导轮叶片长度 $b_{\text{ind}}=\frac{\pi D_{\text{indave}}\tau_{\text{ave}}}{z_{\text{ind}}}=\frac{3.141\ 6\times0.098\ 7\times2}{2}\ \text{m}=0.31\ \text{m}$。

汽蚀性能验算

㉞ 诱导轮汽蚀系数 $\lambda_{1s}=a_0+b_0\bar{c}_{\text{ind1z}}=0.03+0.115\times0.090\ 7=0.040\ 4$。在 $a_0=0.02\sim0.04$ 的范围内取 $a_0=0.03$，$b_0=0.115$。

㉟ 入口部件损失系数 $\zeta_{\text{in}}=0.8\left(\frac{A_e}{A_{\text{in}}}\right)^2=0.8\times\left(\frac{1}{1.16}\right)^2=0.595$（$A_e/A_{\text{in}}$ 为入口部件的出口横截面面积与其入口横截面面积之比。这里给定 $A_{\text{in}}/A_e=1.16$）。

㊱ 泵净正吸压头

$$H_{\text{net}}=\frac{[\bar{c}^2_{\text{ind1z}}(1+\zeta_{\text{in}})+\lambda_{1s}(1+\bar{c}^2_{\text{ind1z}})]u^2_{\text{ave}}}{2}=$$

$$\frac{[0.090\ 7^2\times(1+0.595)+0.040\ 4\times(1+0.090\ 7^2)]\times100^2}{2}\ \text{J/kg}=269\ \text{J/kg}$$

㊲ 泵的汽蚀比转数 $n_{ss}=298\frac{\omega\sqrt{q_{V0}}}{H^{3/4}_{\text{net}}}=298\times\frac{203\ 3\times\sqrt{0.119}}{269^{3/4}}=3\ 146$（$n_{ssmax}=3\ 200$ 与 $n_{ss}=3\ 146$ 之差未超过 5%，满足要求）。

离心叶轮尺寸的确定

㊳ 液流入口角

$$\beta_{1q}=\arctan\frac{c_{1m}}{u_1-c_{1u}}=\arctan\frac{\chi c_{ind1z}}{u_1-c_{ind2uave}r_{ave}/r_1}=$$

$$\arctan\frac{0.7\times9.07}{0.054\ 3\times2\ 033-\frac{0.049\ 35}{0.054\ 3}\times0.35\times0.049\ 35\times2\ 033}=4°37'$$

式中，$c_{1u}=c_{ind2uave}r_{ave}/r_1=c_{ind2uave}D_{ave}/D_1$，$c_{1m}=\chi c_{1z}$。

㊴ 叶片入口角 $\beta_1=\beta_{1q}+i_{imp}=14°$。在攻角 $i_{imp}=5°\sim14°$的范围内，取 $i_{imp}=9°23'$。

㊵ 压头系数 $\overline{H}=k\eta_h(1-q_P)=0.562\ 5\times(1-0.2)=0.45$(给定 $q_P=0.2$，$k\eta_h=0.562\ 5$)。

㊶ 叶轮外径处圆周速度 $u_2=\sqrt{H/\overline{H}}=\sqrt{9\ 403/0.45}$ m/s=145 m/s。

㊷ 叶轮外径 $D_2=2u_2/\omega=2\times145/203\ 3$ m=0.142 m。

㊸ 叶片出口角

$$\beta_2=\arccos\frac{\pi u_2D_1b_1q_P\sin\beta_1}{q_{Vo}\frac{A_1}{A_2}}=$$

$$\arccos\frac{3.141\ 6\times131.47\times0.108\ 6\times0.054\ 7\times0.15\times\sin14°}{0.119\times1.2}=51°25'$$

式中，面积比 $A_1/A_2=0.9\sim1.2$。

㊹ 叶轮出口宽度

$$b_2=\frac{D_1b_1\sin\beta_1}{D_2\frac{A_1}{A_2}}\frac{1}{\sin\beta_2}=\frac{0.108\ 6\times0.054\ 7\times\sin14°}{0.130\times1.2}\times\frac{1}{\sin51°25'}\ \text{m}=0.011\ 8\ \text{m}$$

㊺ 叶轮直径比$\frac{D_1}{D_2}=\frac{0.108\ 6}{0.142}=0.765$。

㊻ 叶片数 $z_{imp}=4\times(1.5+\beta_2/60)+130\times(D_1/D_2-0.6)^2=7.3\approx8$。

㊼ 泵的水力效率 $\eta_h=0.82$(在 $D_1/D_2\leqslant0.7$ 时，$\eta_h=0.82\sim0.85$)。

㊽ 泵的理论压头 $H_T=\frac{H}{\eta_h}=\frac{940\ 3}{0.82}=11\ 467$ kJ/kg。

㊾ 叶片排挤系数 $k=\frac{k\eta_h}{\eta_h}=\frac{0.562\ 5}{0.82}=0.686$。

㊿ 叶片数无限多时的理论压头 $H_{T\infty}=\frac{H_T}{k}=\frac{11\ 467}{0.686}=16\ 715$ kJ/kg。

(51) 叶轮外径处圆周速度 $u_2=\sqrt{H_{T\infty}/(1-q_P)}=\sqrt{16\ 715/(1-0.2)}$ m/s=145 m/s。

(52) 叶轮外径 $D_2=\frac{2u_2}{\omega}=\frac{2\times145}{2\ 033}$ m=0.143 m(与 $D_2=0.142$ m 之差未超过 5%)。

(53) 叶轮直径比$\frac{D_1}{D_2}=\frac{0.111}{0.143}=0.776$。

㊹ 叶轮出口端流速的周向分量 $c_{2u}=\frac{H_T}{u_2}=\frac{11\ 467}{145}$ m/s=79 m/s。

5.3.3　离心泵和诱导轮的结构设计

1. 离心泵的结构

(1) 离心叶轮的结构

按进液方式的不同，离心叶轮分为单面进液叶轮和双面进液叶轮，二者的子午截面如图 5.19 所示，其中图(a)为单面进液的离心叶轮，图(b)为双面进液的离心叶轮。单面进液的离心叶轮应用最广。

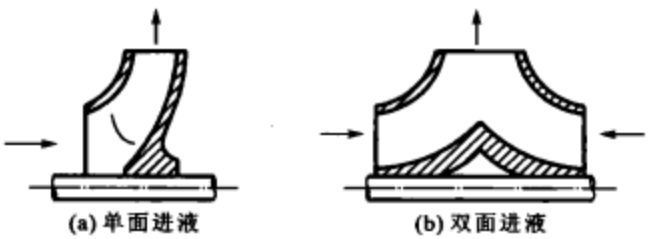
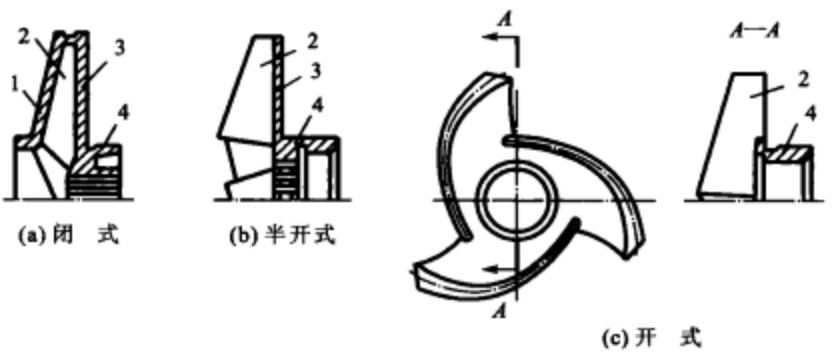


图 5.19　单、双面进液叶轮子午截面简图

对于大流量的涡轮泵，为了改善离心泵的抗汽蚀性能，提高所允许的最大转速，可采用双面进液的离心式叶轮。尤其对于流量大的氧化剂泵，叶轮入口处的流量减小 1/2，转速就可因此提高为原转速的$\sqrt{2}$倍。

离心叶轮按自身的构造可分为闭式、半开式和开式三种，如图 5.20 所示。



1—前盖板；2—叶轮；3—后盖板；4—轮毂

图 5.20　单面进液的离心叶轮

闭式叶轮具有全闭的流道，由前盖板、后盖板与叶片围成，一般前、后盖板与叶片通过铸造

或钎焊组成为一个整体。整体铸造的离心叶轮为铝合金或不锈钢，常用双曲率叶片，由于工艺及强度要求，叶片和轮盘厚度一般不小于 4～5 mm。但由于质量大，强度不高，流道壁面光洁度和精确度也不高，使得叶轮的水力效率下降，所以这种整体铸造的叶轮一般用于大直径和低转速的涡轮泵中。

钎焊叶轮是先通过铣削或冲压制出无前盖板但带叶片的轮盘(后盖板)，再将前盖板与叶片沿整个端面用真空钎焊为一体，最后精加工外形。这样的离心轮，轮盘和叶片可做得薄至 2～3 mm，形状准确，尺寸精度高，不平衡量小。因而适合于高转速离心泵。

半开式叶轮的流道是三面封闭的，无前盖板，叶片与后盖板为一体。其结构较简单，可进行机械加工，使流道有较高的光洁度和精确度，甚至可以锻造加工，以提高叶轮的强度。但因没有前盖板，所以有较大的容积损失。

开式叶轮的流道由叶片组成，无前、后盖板。这种叶轮简单，便于机械加工，但泵的容积损失很大，泵的容积效率下降。开式叶轮要用高强度钢制造，以保证叶片的强度。

对于高转速的离心泵，当所对应的单位角速度的体积流量满足 $q_{VP}/\omega>5\times10^{-5}\ \mathrm{m}^3$($\omega$ 为转子的角速度)时，选用闭式叶轮；当该值较小时，最好采用半开式或开式叶轮。开式叶轮虽然制造简单，但为了保证效率，叶片与壳体间的轴向间隙很小，泵的装配精度要求很高。

(2) 叶轮与轴的连接方式

叶轮是高速转动的部件，其与轴的连接方式要满足如下要求：叶轮与轴易于精确定心；连接部分有足够的强度，能可靠地传递扭矩；连接部分的尺寸要小，质量要小，加工方便。

为了将轴的扭矩传递给叶轮，可采用矩形花键连接。这种连接形式能传递很大的扭矩，而且加工较简单，径向尺寸也不大，定位精度较高，但齿槽中容易产生应力集中。渐开线花键传递扭矩平稳，有更高的定心精度，但加工复杂。当传递扭矩不大时，也可用平键，一般用两个平键。在小功率的涡轮泵中，常采用螺纹连接方式，螺纹方向应与叶轮旋转方向相反。

(3) 泵壳体

泵壳体由泵的入口装置和出口装置组成。泵的入口装置将液体以一定的速度和方向均匀地引入泵叶轮，具有最小的水力损失。泵的出口装置对流出泵叶轮的液体进行收集，并将液体的动能转变为液体的势能。泵壳体的结构是由壳体材料和加工方法决定的。

泵的入口装置有轴向式、环形式、径向式(弯曲式)以及螺旋(或半螺旋)式，如图 5.21 所示。泵壳体形状主要与涡轮泵装置的配置方案有关。

泵的出口装置包括无叶片环形扩压器、环列叶片环形扩压器、蜗壳形集液器和锥形扩压器，这四种扩压器依次在图 5.22 中示出。无叶片环形扩压器由叶轮与壳体的装配间隙形成，常用的出口装置形式为蜗壳形集液器和锥形扩压器的组合形式。环列叶片环形扩压器能提高泵壳的强度，但结构复杂，加工安装困难。

蜗壳形集液器径向截面的形状有矩形、梯形、椭圆形和圆形，如图 5.23 所示。锥形扩压器与输送管路直接对接，其出口截面一般为圆形，而其入口截面的形状和尺寸与蜗壳形集液器的

出口对应，二者之间截面是渐变的。

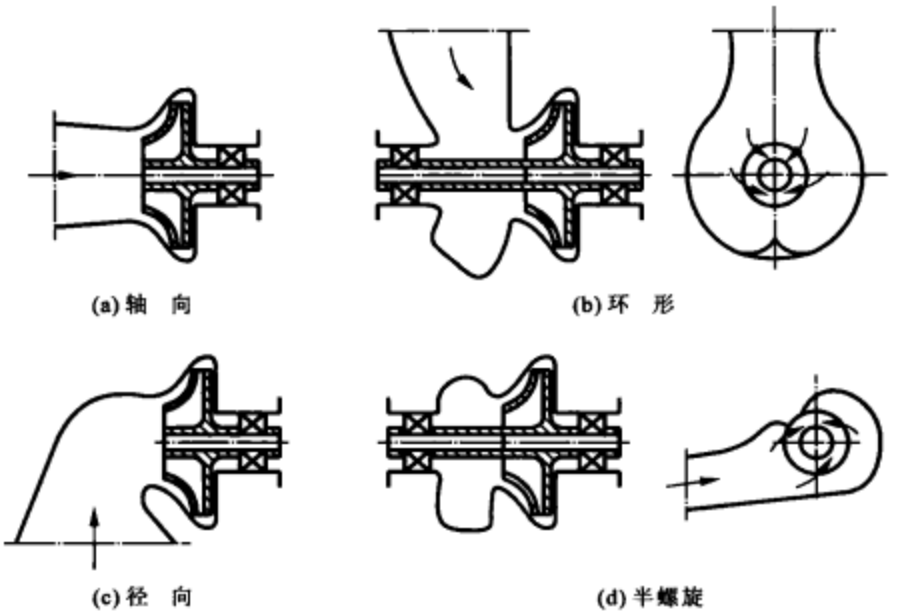
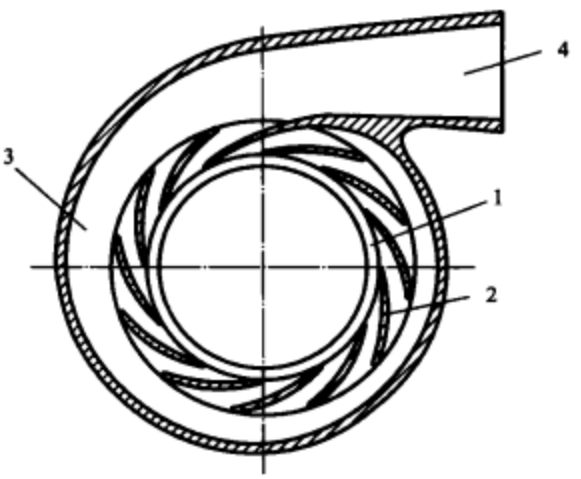


图 5.21　泵的入口形式

进口装置和出口装置的通道形状复杂，多用铝合金铸造。泵体的出口装置在高压液体作用下，其壁厚比进口装置的厚。为了检验强度和密封性，泵的壳体、进口管和泵盖必须进行液压试验，一般用水作为试验介质，试验压力为工作压力的 1.5～2.5 倍。



1　无叶片环形扩压器；2—环列叶片环形扩压器；
3—蜗壳形集液器；4—锥形扩压器

图 5.22　泵的出口装置

2. 诱导轮的结构与设计

诱导轮的叶片是按螺旋表面造型的，所以其叶轮也被称为螺旋叶轮，其叶片被称为螺纹头。诱导轮一般有 2～3 个叶片，这是因为再多的叶片易使进口处产生堵塞，而一个叶片又使出口处的流速不均匀，对离心泵叶轮不利。诱导轮的螺距可以是固定的，也可以是变化的，图 5.17 所示为等螺距诱导轮，图 5.24 所示为变螺距诱导轮。

图 5.23 蜗壳形集液器径向截面

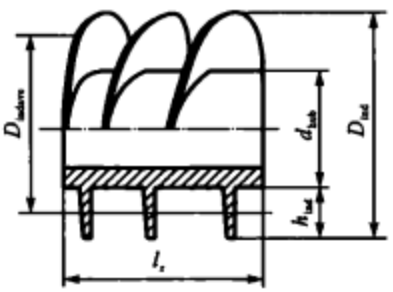


图 5.24 变螺距诱导轮

变螺距诱导轮可产生更高的压头，这要由攻角和叶片型面曲率来保证。变螺距诱导轮也可以设计成入口一段为等螺距的，其余部分为变螺距的，这样就形成了多级诱导轮，多级诱导轮可更大地提高泵的抗汽蚀性能。当诱导轮入口轮毂直径小于出口轮毂直径时，就构成了锥形诱导轮，这种结构具有很强的抽吸能力。随着数控加工技术的发展，离心叶轮与诱导轮可做成一个整体，以减少对诱导轮和离心叶轮精密配合的要求并缩小尺寸。

5.4 涡轮设计

5.4.1 冲击式涡轮的设计计算

冲击式涡轮功率为泵所需的功率，见式(5.15)。涡轮转动的角速度由泵的无汽蚀条件决定，见式(5.8)。增大角速度有利于提高涡轮效率，涡轮的尺寸也会随转速的提高而减小。

液体火箭发动机涡轮工质的物理常数与燃气发生器的组元比有很大关系，绝热指数 $\gamma=1.2\sim1.4$。涡轮的(膨胀)压比 δ 为进口总压 p_0^* 与出口静压 p_2 之比，即 $\delta=p_0^*/p_2$。通常，对于独立涡轮，$\delta=15\sim40$。

在进行冲击式涡轮设计时，涡轮的功率 N_T、角速度 ω、进口总压 p_0^*、进口总温 T_0^*、出口静压 p_2、涡轮工质的绝热指数 γ 和气体常数 R 均为已知。

当 $u/c_{ad}>0.2$ 时，冲击式涡轮设计为单级的。对于冲击式涡轮，最好将圆周速度选取得尽可能大一些。从强度角度来说，$u_{max}=350\sim450$ m/s。在本节计算流程中，给定平均直径处的圆周速度 u，所计算的冲击式涡轮的主要参数如图 5.25 所示。下面介绍单级冲击式涡轮设计计算的主要步骤。

冲击式涡轮基本参数的确定

① 计算涡轮的(膨胀)压比 δ。

② 计算涡轮的绝热功 L_{ad}，见式(5.16)。

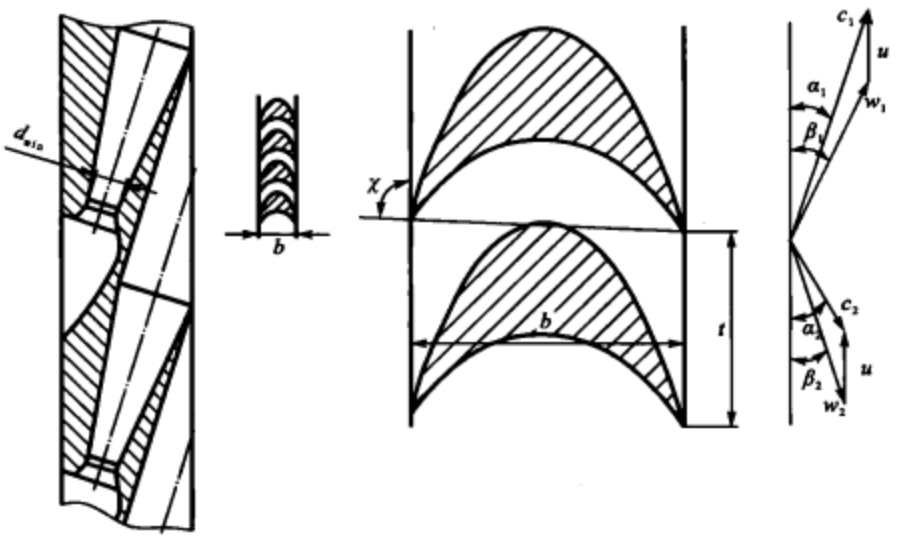


图 5.25　冲击式涡轮主要计算参数

③ 计算喷嘴出口的绝热速度 c_{ad}，见式(5.17)。

④ 计算速度比 u/c_{ad}。

⑤ 根据 u/c_{ad} 值，按同类涡轮预先确定的涡轮效率 η_T 的第一次近似值，计算燃气质量流量 q_{mT}，见式(5.20)。

⑥ 计算涡轮的比转速，即

$$n_{st}=193.3\omega\sqrt{q_{V1ad}}/L_{ad}^{3/4} \tag{5.51}$$

式中，$q_{V1ad}=\dfrac{q_{mT}}{\rho_{1ad}}$，$\rho_{1ad}=\dfrac{p_1}{RT_{1ad}}$，$p_1=p_0^*\left(1-\dfrac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_{1ad}}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$，$T_{1ad}=T_0^*\left(1-\dfrac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_{1ad}}^2\right)$，$\lambda_{c_{1ad}}=\dfrac{c_{1ad}}{a_{cr}}=\dfrac{c_{ad}}{a_{cr}}$，对于冲击式涡轮，$c_{1ad}=c_{ad}$，$a_{cr}$ 为喷嘴出口的临界速度，$a_{cr}=\sqrt{2\dfrac{\gamma}{\gamma+1}RT_0^*}$。

⑦ 计算涡轮的平均直径 D_{ave}，见式(5.19)。

⑧ 计算涡轮的比功，即

$$L_T=\frac{N_T}{q_{mT}} \tag{5.52}$$

喷嘴装置出口、工作叶轮进口处燃气参数的确定

⑨ 选取喷嘴出口角 α_1，在 15°～20°范围内选取。

⑩ 选取喷嘴速度系数 φ，在 0.92～0.96 范围内选取，计算喷嘴装置的出口流速，即

$$c_1=\varphi c_{1ad} \tag{5.53}$$

⑪ 计算喷嘴装置内燃气折合速度，即

$$\lambda_{c_1}=\frac{c_1}{a_{cr}} \tag{5.54}$$

⑫ 计算喷嘴出口的总压，即

$$p_1^*=\sigma_1 p_0^* \tag{5.55}$$

式中，σ_1 为喷嘴出口的总压(恢复)系数，$\sigma_1=\frac{p_1^*}{p_0^*}=\left[\frac{1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi}\right)^2}{1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_1}^2}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$。

⑬ 计算喷嘴出口的静温和静压分别为

$$T_1=T_0^*\left(1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_1}^2\right) \tag{5.56}$$

$$p_1=p_1^*\left(1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{5.57}$$

⑭ 喷嘴出口的马赫数为

$$Ma=\frac{c_1}{c} \tag{5.58}$$

式中，c 为声速，$c=\sqrt{\gamma RT_1}$。

⑮ 燃气在工作叶轮入口处的相对速度为

$$w_1=\sqrt{(c_1\cos\alpha_1-u)^2+(c_1\sin\alpha_1)^2} \tag{5.59}$$

⑯ 燃气在工作叶轮入口处相对运动的总温为

$$T_{w_1}^*=T_0^*\left[1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}(2\lambda_u\lambda_{c_1}\cos\alpha_1-\lambda_u^2)\right] \tag{5.60}$$

式中，$\lambda_u=\frac{u}{a_{cr}}$。

⑰ 燃气在工作叶轮入口处相对运动的折合速度为

$$\lambda_{w_1}=\frac{w_1}{a_{crw_1}} \tag{5.61}$$

式中，a_{crw_1} 为工作叶轮入口处相对运动的临界速度，$a_{crw_1}=\sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma+1}RT_{w_1}^*}$。

⑱ 工作叶轮入口处相对运动的马赫数

$$Ma_{w_1}=\frac{w_1}{c} \tag{5.62}$$

⑲ 工作叶轮入口处相对运动的总压

$$p_{w_1}^*=p_1^*\frac{\pi(\lambda_{c_1})}{\pi(\lambda_{w_1})} \tag{5.63}$$

式中，$\pi(\lambda)=\frac{p}{p^*}=\left(1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$。

喷嘴装置尺寸的确定

冲击式涡轮常采用局部进气的结构，这样能提高工作叶片的高度，减小损失。局部进气度 ε 与多种因素有关，可以根据涡轮的比转速与最佳局部进气度的关系来选定涡轮局部进气度 ε 的初始近似值。

⑳ 计算工作叶片相对高度 $\bar{h}_1$，即

$$\bar{h}_1=h_1/D_{ave}=0.75\times10^{-6}\frac{\bar{\tau}\,n_{st}^2}{\varepsilon(u/c_{ad})^2\varphi\sin\alpha_1} \tag{5.64}$$

式中，$\bar{\tau}=\frac{\tau(\varphi\lambda_{c_{ad}})}{\tau(\lambda_{c_{ad}})}$，$\tau(\lambda_{c_{ad}})=\frac{T_{ad}}{T_0^*}=1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_{ad}}^2$。

㉑ 工作叶片的高度为

$$h_1=\bar{h}_1\times D_{ave} \tag{5.65}$$

㉒ 喷嘴叶片的高度为

$$h_c=h_1-\Delta h_{hub}-\Delta h_{rim} \tag{5.66}$$

式中，Δh_{hub} 为工作叶栅相对于喷嘴叶栅在轮毂处的重叠值，Δh_{rim} 为工作叶栅相对于喷嘴叶栅在轮缘处的重叠值。

在 $\varepsilon>0.5$ 时，可取 $\Delta h_{hub}=1\sim2$ mm，$\Delta h_{rim}=0\sim1$ mm；当局部进气度较小时，Δh_{rim} 应增大。

㉓ 计算喷嘴最小截面的总面积，即

$$A=n_c\times A_{min}=\frac{q_{mT}\sqrt{RT_0^*}}{n\sigma_{1cr}p_0^*} \tag{5.67}$$

式中，n_c 为喷嘴叶片的数量；$n=\sqrt{\gamma\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$；$\sigma_{1cr}$ 为从入口处到临界截面的总压（恢复）系数，$\sigma_{1cr}=\frac{p_{1cr}^*}{p_0^*}$。

式(5.67)由质量流量公式 $q_{mT}=n_cA_{min}n\sigma_{1cr}\frac{p_0^*}{\sqrt{RT_0^*}}$ 导出。

在冲击式涡轮中，燃气只在喷嘴叶栅内膨胀。喷嘴的形状可以是收敛形通道，也可以是收敛-扩张形通道，即拉瓦尔型喷嘴。本节针对拉瓦尔型的圆锥形喷嘴给出计算过程，如图 5.26 所示。

㉔ 图 5.26 中拉瓦尔型圆锥喷嘴有两个特征截面，分别为最小截面（图中 d_{min} 处）和膨胀结束截面（1—1 处）。1—1 截面垂直于喷嘴轴线，其面积与最小面积的比值为喷嘴扩张度，表示为

$$\overline{A}_1=\frac{A_1}{A_{\min}}=\frac{\sigma_{1cr}}{\sigma_1 q(\lambda_{c_1})} \tag{5.68}$$

式中，$q(\lambda_{c_1})$为绝对运动的流量函数，且有

$$q(\lambda_{c_1})=\lambda_{c_1}\left[\frac{\gamma+1}{2}\left(1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_1}^2\right)\right]^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

㉕ 喷嘴的出口截面积为

$$A_{ell}=A_1/\sin\alpha_1 \tag{5.69}$$

式中，$A_1=\overline{A}_1 A_{\min}$，$A_1$ 为图 5.26 中 1—1 截面的面积。

㉖ 喷嘴的高度 h_c 等于喷嘴出口椭圆截面短轴的长度，如图 5.27 所示喷嘴椭圆出口面积为

$$A_{ell}=\frac{\pi}{4}\frac{h_c^2}{\sin\alpha_1} \tag{5.70}$$

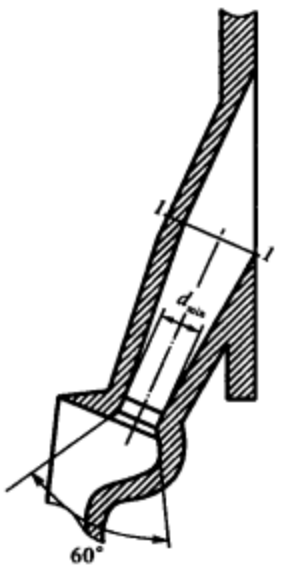


图 5.26 圆锥形喷嘴

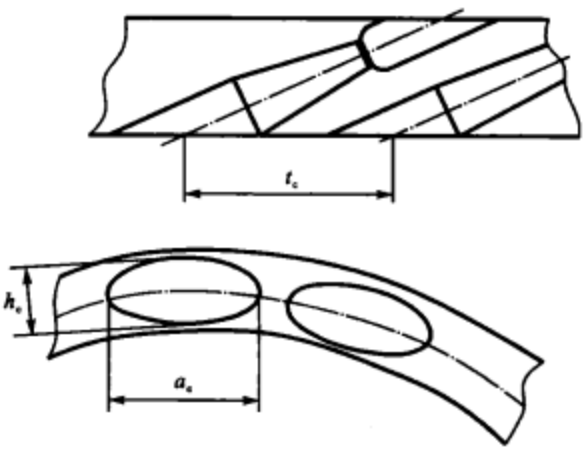


图 5.27 圆锥形喷嘴出口

㉗ 利用式(5.67)～式(5.70)，由喷嘴最小截面的总面积 A 和单个喷嘴的最小截面积 $A_{\min}$ 得到喷嘴数为

$$n_c=\frac{\overline{A}_1 A}{A_{ell}\sin\alpha_1} \tag{5.71}$$

㉘ 单个喷嘴最小截面直径 $d_{\min}$ 为

$$d_{\min}=\sqrt{4A_{\min}/\pi} \tag{5.72}$$

喷嘴出口椭圆的长轴 $a_c=h_c/\sin\alpha_1$，圆锥形喷嘴的间距通常在 $t_c=(1.02\sim0.86)a_c$ 的范

围内选取。

㉙ 圆锥形喷嘴的局部进气度 ε 为

$$\varepsilon=\frac{n_c A_{ell}}{\pi D_{ave} h_c} \tag{5.73}$$

工作叶轮叶栅参数的确定

㉚ 在工作叶轮叶栅入口处，燃气的进气角为

$$\beta_1=\arctan\frac{\sin\alpha_1}{\cos\alpha_1-u/c_1} \tag{5.74}$$

㉛ 燃气在出口处的相对速度为

$$w_2=\psi w_1 \tag{5.75}$$

式中，ψ 为相对运动的速度系数，下标 1 和 2 分别表示工作叶轮的入口处和出口处。这里为预先给定的第一次近似值。

㉜ 燃气相对运动的总压(恢复)系数为

$$\sigma_2=\left[\frac{1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\left(\frac{\lambda_{w_2}}{\psi}\right)^2}{1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{w_2}^2}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{5.76}$$

式中，λ_{w_2} 为燃气在工作叶轮出口相对运动的折合速度，$\lambda_{w_2}=\psi\lambda_{w_1}$。

对于冲击式涡轮的工作叶轮，可以取叶片出口高度 $h_2=h_1$。

㉝ 在工作叶轮叶栅出口处，燃气的气流出口角为

$$\beta_2=\arcsin\frac{q_{mT}\sqrt{RT_{w_1}^*}}{\varepsilon\pi D_{ave} p_{w_1}^* \sigma_2 q(\lambda_{w_2}) n h_2} \tag{5.77}$$

式中，$q(\lambda_{w_2})$ 为相对运动的流量函数，$q(\lambda_{w_2})=\lambda_{w_2}\left[\frac{\gamma+1}{2}\left(1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{w_2}^2\right)\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$。

㉞ 在工作叶轮叶栅出口处，燃气的静温为

$$T_2=T_{w_2}^*-\frac{\gamma-1}{2\gamma R}w_2^2 \tag{5.78}$$

㉟ 在工作叶轮叶栅出口处，燃气的绝对速度为

$$c_2=\sqrt{(w_2\sin\beta_2)^2+(w_2\cos\beta_2-u)^2} \tag{5.79}$$

㊱ 在工作叶轮叶栅出口处，绝对运动的气流出口角为

$$\alpha_2=\arctan\frac{w_2\sin\beta_2}{w_2\cos\beta_2-u} \tag{5.80}$$

㊲ 工作叶轮的出口总温和总压分别为

$$T_2^*=T_1+\frac{\gamma-1}{2\gamma R}c_2^2 \tag{5.81}$$

$$p_2^* = p_2 \Big/ \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_2}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{5.82}$$

式中，λ_{c_2} 为燃气在工作叶轮出口绝对运动的折合速度，$\lambda_{c_2} = c_2/a_{cr}$，$a_{cr} = \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma+1}RT_2^*}$。

有了工作叶轮叶栅的速度三角形后，可以开始确定工作叶轮的尺寸，后面的进一步计算必须先要选择叶型才能进行。叶轮叶栅的宽度 b，在强度和工艺许可的情况下，选取最小值(8～15 mm)。叶栅相对节距 $\bar{t}$ 在第一次计算时给定近似值。在选择叶型时，根据叶型的特点在一定范围内选取某种叶型，同时确定能保证燃气的气流出口角 β_2 的叶片安装角 χ，进而确定叶片弦长 b_{bt}、叶栅节距 t_r 和叶片数 n_r，并且确认 $h_r/b_{bt}>1$。然后根据所选定叶型的型面特性来确定叶栅内的损失系数，修正相对运动的速度系数 ψ。在实际计算中，最终将得到涡轮的功率、比功和效率。如果计算得到的功率值与给定值的差别超过 5%，则应适当改变涡轮的流量并进行重新计算。

5.4.2 反力式涡轮的设计计算

航天冲击式涡轮效率一般是 0.4～0.5，航天反力式涡轮效率一般是 0.7～0.8。航天反力式涡轮设计的着重点是在满足所要求的功率和涡轮尺寸尽量小的前提下，尽量减小损失，提高效率。

闭式循环系统的涡轮常设计成反力式的。反力式涡轮的功率、角速度和工质的物理常数的给定与冲击式涡轮的相同。

涡轮出口压力由燃烧室压力决定。涡轮进口压力和出口压力决定涡轮的(膨胀)压比 δ 和绝热功。航天反力式涡轮压比远小于冲击式涡轮和航空反力式涡轮，RD—120 发动机的涡轮进口压力为 36.3 MPa，出口压力为 19.6 MPa，压比约为 1.8。SSME 发动机的氢涡轮进口压力为 35.8 MPa，出口压力为 24.24 MPa，压比约为 1.5。由于压比小，且都是亚声速涡轮，虽然涡轮比功很高，叶片负荷极大，但通过精心设计，RD—120 和 SSME 的涡轮效率还是可分别达到 0.74 和 0.78，大大高于冲击式涡轮。

对反力式涡轮进行设计计算时，在给定反力度的基础上，首先要确定涡轮圆周速度和平均直径。涡轮的功率 N_T、角速度 ω、涡轮的燃气质量流量 q_{mT}、进口总压 p_0^*、进口总温 T_0^*、出口静压 p_2、涡轮工质的绝热指数 γ 和气体常数 R 为已知。

由于反力式涡轮工作叶轮的圆周速度 u 沿叶高随半径变化而变化，因而叶栅进口和出口速度三角形、气动参数、反力度、比功和叶栅参数都沿着叶高而变化，这里介绍的是单级反力式涡轮中径设计计算的主要步骤，反力式涡轮的主要计算参数如图 5.28 所示。具体计算流程如下。

反力式涡轮基本参数的确定

① 涡轮(膨胀)压比 δ 的计算。

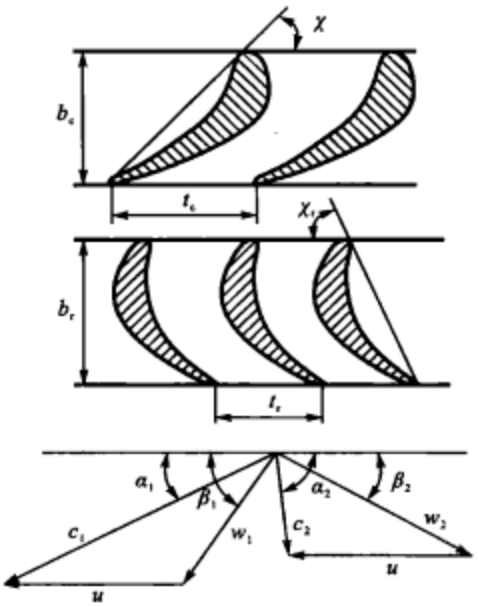


图 5.28　反力式涡轮主要计算参数

② 计算涡轮的等熵绝热功 L_{ad}，见式(5.16)。

③ 计算喷嘴静叶出口绝热速度 c_{ad}，见式(5.17)。

④ 选定反力度 ρ_T。反力度高，在动叶中顺压力梯度大，气流不易分离，效率高；但反力度大，涡轮会产生较大的轴向力，综合考虑航天亚声速反力式涡轮，常采用不大的反力度(0.2～0.3)。

⑤ 利用图 5.29 确定最佳的速度比 u/c_{ad}，计算得到圆周速度 u 和平均直径 D_{ave}。

喷嘴叶栅高度和叶栅参数的确定

所确定的参数将用于叶片造型，对造型设计的主要要求是：ⓐ希望流动损失尽量小，并能保证实现预期的速度三角形。ⓑ叶栅通道应连续收敛。

⑥ 由选定的反力度 ρ_T，可计算得到喷嘴静叶的绝热功和出口的绝热速度，公式为

$$\rho_T=\frac{L_{2ad}}{L_{ad}}=1-\frac{L_{1ad}}{L_{ad}} \tag{5.83}$$

式中，L_{1ad} 为喷嘴静叶的绝热功，L_{2ad} 为喷嘴动叶的绝热功。

$$c_{1ad}=c_{ad}\sqrt{1-\rho_T} \tag{5.84}$$

式中，c_{ad} 为 $\rho_T=0$ 时喷嘴静叶出口的绝热速度。

⑦ 初步近似估算。先选取喷嘴静叶速度系数 φ，在 0.96～0.98 的范围内选取，计算喷嘴静叶的出口流速，见式(5.53)。

⑧ 计算喷嘴静叶内燃气折合速度 λ_{c_1}，见式(5.54)。

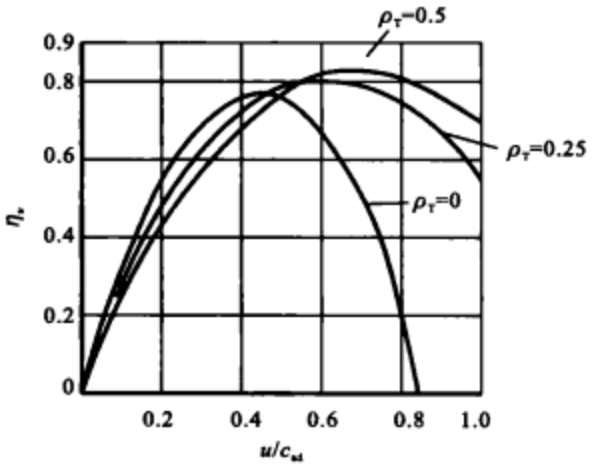


图 5.29 单级涡轮不同反力度下效率随 u/c_{ad} 的变化关系

⑨ 计算喷嘴静叶内流量函数 $q(\lambda_{c_1})$ 和总压(恢复)系数，见式(5.68)中的 $q(\lambda_{c_1})$ 和式(5.55)中的 σ_1。

⑩ 在 15°～25°范围内，初步选取喷嘴静叶的出口角 α_1。

⑪ 计算喷嘴静叶叶片高度 h_c 的第一次近似值，即

$$h_c=\frac{q_{mT}\sqrt{RT_0^*}}{\pi D_{ave}p_0^*\sigma_1 q(\lambda_{c_1})n\sin\alpha_1} \tag{5.85}$$

式中，$n=\sqrt{\gamma\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$。

⑫ 喷嘴静叶出口按绝热速度计算的马赫数为

$$Ma_{c_{1ad}}=\sqrt{\frac{2}{\gamma+1}\frac{\lambda_{c_{1ad}}^2}{1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_{1ad}}^2}} \tag{5.86}$$

式中，$\lambda_{c_{1ad}}=\frac{c_{1ad}}{a_{1cr}}$。

⑬ 计算喷嘴静叶出口的有效叶栅角(或称为出口构造角)为

$$\sin\alpha_{1eff}=\frac{\sin\alpha_1}{k} \tag{5.87}$$

式中，k 为经验系数，其是用来考虑叶栅通道内的粘性、尾缘楔角和尾缘转折角(叶背喉部处切线与尾缘切线的夹角)的影响。当叶栅出口的燃气速度接近声速时，$k=1$；当燃气速度较低时($Ma\leqslant0.5$)，$k=1.08$。

⑭ 选定喷嘴静叶叶片的气流入口角 α_0，对于单级涡轮或多级涡轮的第一级涡轮，一般常取 $\alpha_0=90°$。

⑮ 根据进、出口气流角 α_0 和 α_1 确定最佳相对叶栅节距 $\bar{t}_c$ 为

$$\bar{t}_c = t_c / b_{bc}$$

式中，t_c 为叶栅节距，b_{bc} 为叶片弦长。

令 $K = \sin\alpha_0 / \sin\alpha_1$ 为叶栅通道收敛度，$\theta = 180° - (\alpha_0 + \alpha_1)$ 为燃气流在叶栅通道的气流转折角，则：

· 当 $1 \leqslant K \leqslant 1.5$ 时，

$$\bar{t}_c = \left(\frac{1.727}{K} - 0.869\right)\frac{1}{\sqrt[3]{\theta}} - \frac{1.71}{K} + 1.604$$

· 当 $K \geqslant 1.5$ 时，

$$\bar{t}_c = \frac{0.327}{K^{0.371}\sqrt[3]{\theta}} - \frac{0.994}{K^{0.395}} + 1.314$$

⑯ 计算弦长 b_{bc}、叶轮宽度 b_c 和安装角 χ。

一般来说，如果叶片尾缘较薄（如相当于弦长 b_{bc} 的 2%），则为了提高效率和减小涡轮尺寸和质量，在满足气流在叶栅通道内的转折要求时，应使轴向弦长尽可能为最小。

在初步估算安装角 χ 的大小时，可使用公式

$$\chi = 42° + 40°\frac{\alpha_1}{\alpha_0} - 2°\frac{\alpha_0}{\alpha_1}$$

弦长 b_{bc}、叶轮宽度 b_c 和安装角 χ 之间有近似关系

$$b_{bc} = b_c / \sin\chi \tag{5.88}$$

当得到 $\bar{t}_c$ 和 b_{bc} 后，就可以算出栅距 t_c 为

$$t_c = \bar{t}_c b_{bc} \tag{5.89}$$

⑰ 确定喷嘴静叶叶片数为

$$n_c = \frac{\pi D_{ave}}{t_c} \tag{5.90}$$

求出的 n_c 需要进行圆整化，若是工作叶轮（上面安装动叶），则考虑到转子的平衡，n_c 值应为偶数。

⑱ 叶栅最小通道宽度 a 为

$$a = t_c \sin(\alpha_1 - \delta)$$

式中，δ 为落后角。

涡轮叶栅最小通道宽度 a 如图 5.30 所示。

图 5.30　涡轮叶栅最小通道

航天反力式涡轮压比小，是亚声速涡轮，喷嘴叶栅出口绝对折合速度 λ_{c_1} 和动叶出口相对折合速度 λ_{w_2} 一般都不大于 0.5，叶片型线一般是双圆弧和双抛物线

等，叶背后半截型面型线大多不是直线，故

$$a \neq t_c \sin \alpha_1$$

落后角由叶栅通道内附面层引起的叶型损失与栅后折合速度有关，亚临界流态的落后角 δ 可根据图 5.31 所示的实验曲线查出。

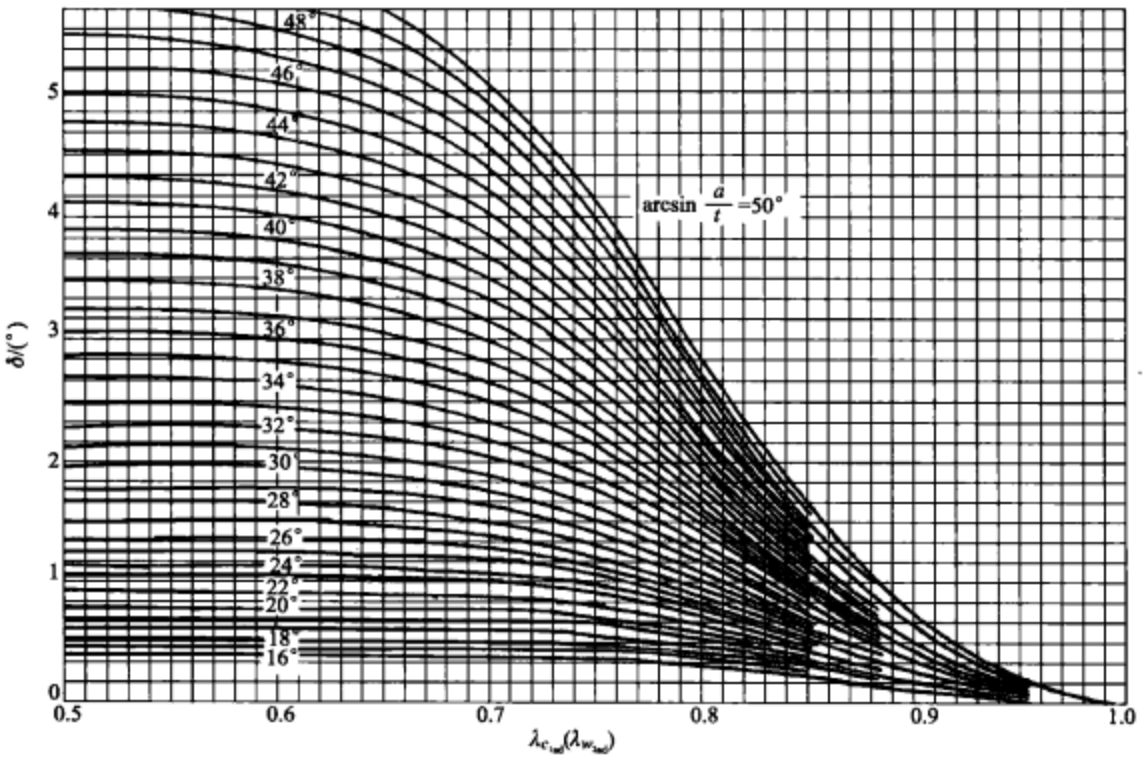


图 5.31 亚临界流态的落后角实验曲线

⑲ 确定叶片前缘半径 r_0 和后缘半径 r_1。

r_0 太大则气流冲击损失增加，太小则对非设计状况的气流变化适应性差，建议范围为 $r_0=(0.025\sim0.4)b_{bc}$，b_{bc} 是弦长。

r_1 太大则叶片后的尾迹损失增加，太小则强度不够，建议范围为 $r_1=(0.015\sim0.035)b_{bc}$。

⑳ 速度系数 φ 为

$$\varphi=\frac{1-\tau(\lambda_{c_1})}{1-\left[\frac{1+Y}{\pi(\lambda_{c_1})}-Y\right]^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

式中，$\tau(\lambda_{c_1})=\frac{T_1}{T_1^*}=1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_1}^2$，即折合速度为 λ_{c_1} 截面的静温、总温比；$\pi(\lambda_{c_1})=\frac{p_1}{p_1^*}=$

$\left(1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{c_1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$，即相对于 λ_{c_1} 的静压、总压比；Y 为叶栅的总压损失系数，即

$$Y=\frac{p_0^*-p_1^*}{p_1^*-p_1}$$

式中，p_0^*，p_1^* 和 p_1 分别为叶栅进、出口总压和出口静压。当叶栅参数和叶栅进、出口气动参数已知时，可根据半理论半经验的损失模型或三维粘性流气动计算方法算出叶栅中的气动损失为

$$Y=Y_p+Y_s+Y_{TC}+Y_T$$

式中各个变量的取值方法如下。

(a)叶型损失系数 Y_p

它是由叶栅通道附面层内的摩擦损失和附面层中的气流分离损失组成，对于航天反力式涡轮，Y_p 在总损失 Y 中约占 10%～20%。

由于航天反力式涡轮功率很大，如 RD—120 涡轮功率为 24 605.5 kW，故静叶气流转折角 $\theta>5.5°$，动叶气流转折角 $\theta=117.3°$。在设计大转折的工作叶轮叶栅时，一定要保证叶栅通道收敛，即叶栅出口角小于进口角，使燃气在叶栅中加速，避免附面层中气流分离，尽量减小叶型损失。

(b)二次流损失系数 Y_s

在涡轮叶栅通道内，除了有沿叶高的径向压力梯度外，还有从叶栅进口到出口的轴向压力梯度，其将导致叶栅通道内严重的三维粘性损失。损失是由区别于叶栅通道内主流的二次流动造成的损失，称其为二次流损失。

对于 RD—120 发动机涡轮静叶，有

$$Y_s/Y=0.096\ 44/0.131\ 8=73.2\%$$

对于 RD—120 发动机涡轮工作叶轮动叶，有

$$Y_s/Y=0.174\ 75/0.527\ 1=33.2\%$$

可见动叶的二次流损失是静叶的 1.812 倍，但由于静叶没有叶顶间隙损失，故静叶二次流损失占总损失的比例相对高些，二次流损失是叶栅中的主要气动损失。

由于

$$Y_s\propto f(h/b_b)\left(\frac{\sin\alpha_2}{\sin\alpha_1}\right)\left(\frac{C_L}{t/b_b}\right)^2$$

式中，

$$f(h/b_b)=\begin{cases}\dfrac{1-0.25\sqrt{2-h/b_b}}{h/b_b}, & h/b_b\leqslant 2\\[2ex] \dfrac{1}{h/b_b}, & h/b_b>2\end{cases}$$

α_1 和 α_2 为叶栅进、出口气流角；C_L 为叶片升力系数，有

$$C_L = 2(\cot\alpha_1 + \cot\alpha_2)\sin\alpha_m$$

式中，

$$\alpha_m = \cot^{-1}\left[\frac{1}{2}(\cot\alpha_1 - \cot\alpha_2)\right]$$

从上面看到：

ⓐ Y_s 反比于展弦比 h/b_b，叶片高度 h 与弦长 b_b 之比越小，二次流损失越大，RD—120 涡轮入口压力为 36.3 MPa，涡轮质量流量为 301.72 kg/s，由于入口压力很高，燃气密度很大，导致静叶叶高只有 32.7 mm，展弦比 $h/b_b = 32.7/56.3 = 0.580\ 8$。动叶展弦比 $h/b_b = 34.2/32.4 = 1.056$。航天反力式涡轮展弦比一般都是小于或接近 1，所以二次流损失都大。

ⓑ $Y_s \propto 1/(\sin\alpha_1/\sin\alpha_2)$。$\sin\alpha_1/\sin\alpha_2$ 表示叶栅通道的收敛度，叶栅收敛度大，气流加速多，二次流损失小。

ⓒ $Y_s \propto C_L^2$。涡轮负荷越大，燃气在叶栅中的气流转折越大；升力系数 C_L 越大，则二次流损失也越大。

综上所述，涡轮叶片 C_L 由要求的涡轮功率决定，叶片高度 h 由质量流量和入口压力决定，但在涡轮设计时，应尽量加大叶栅通道收敛度，使 $\sin\alpha_1/\sin\alpha_2$ 尽量大，更重要的是在满足所要求的气流大转折时，应尽量减小叶片的弦长 b_b，使得 h/b_b 尽可能大，用以减小二次流损失。

(c)叶顶径向间隙损失 Y_{TC}

动叶叶顶与涡轮机匣之间的间隙除了使流经径向间隙的部分燃气不经过气流转折，从而少作功而影响效率外，由于航天涡轮的高负荷和工作叶轮的大气流转折，使得由叶盆和叶背的大压差在叶顶间隙形成严重的由端隙涡和角涡造成的叶顶径向间隙损失 Y_{TC}，且有

$$Y_{TC} \propto \left(\frac{b_{br}}{h_r}\right)^{0.22}\left(\frac{\Delta K}{h_r}\right)^{0.78}\left(\frac{C_L}{t/b_{br}}\right)^2$$

式中，ΔK 为叶顶径向间隙，$\Delta K/h$ 为相对径向间隙。

不带冠叶片由叶盘和叶背间的压力梯度而形成的端隙涡和角涡如图 5.32 所示。除了展弦比 h/b_{br} 和升力系数 C_L 对 Y_{TC} 有影响外，影响 Y_{TC} 很重要的因素就是相对径向间隙 $\Delta K/h_r$。

通过 RD—120 涡轮的燃气是富氧燃气，为了避免工作叶轮动叶叶尖与机匣万一摩擦生热而发生意外，动叶径向间隙值 ΔK 取为 1.5 mm，相对径向间隙 $\Delta K/h_r = 1.5/34.2 = 4.39\%$，此时叶顶径向间隙损失 Y_{TC} 占总损失 Y 的比例为

$$Y_{TC}/Y = 0.278/0.464 = 59.9\%$$

若是氢/氧发动机，则通过涡轮的是富氢燃气，相对径向间隙 $\Delta K/h_r$ 取为 2%，则

$$Y_{TC}/Y = 0.169/0.462 = 36\%$$

如上所述，对于航天反力式涡轮，由于动叶叶高 h_r 不大，故叶顶径向间隙损失总是一项十分严重的气动损失。

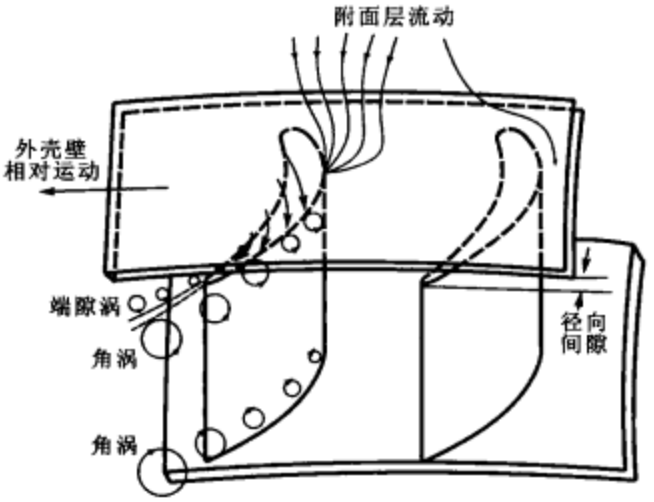


图 5.32　不带冠叶片的径向间隙及端隙涡和角涡

(d) 尾迹损失 Y_T

对于亚声速的航天反力式涡轮，叶型尾缘出口处的附面层会形成脱离，从尾缘内外弧面流出的附面层与栅后外部气流相互作用，形成漩涡，消耗于漩涡的以及掺混的动能耗损组成了尾迹损失。尾迹损失是与尾迹厚度所占叶栅最小通道宽度的百分比成正比的，即

$$Y_T \propto 2r_2/a$$

式中，r_2 是尾缘半径，a 是叶栅最小通道宽度，一般 Y_T 占总损失系数 Y 的 15%左右，在设计叶栅时，在保证尾缘有足够强度的前提下，应尽可能降低尾缘阻塞度 $2r_2/a$。

在进行涡轮设计时，需要先进行初步技术设计，再进行详细设计，包括叶片造型，往往需要多次重复。在初步设计时需要先选取速度系数 φ，由 φ 计算出总压(恢复)系数，得出叶栅进、出口气动参数、速度三角形和叶栅结构参数。用这些参数通过损失模型或三维粘性气动计算方法可算出总压损失系数 Y，由 Y 再算出速度系数 φ，并与先前选取的 φ 比较，若偏差大于设定值，则用新算出的 φ 值再进行计算，直至 φ 值通过迭代满足要求为止，这样设计出的涡轮效率与试验结果偏差可控制在±1.5%之内。

喷嘴静叶出口和工作叶轮入口处的燃气参数的确定

喷嘴静叶出口即工作叶轮入口处的总压 p_1^*、静压 p_1、静温 T_1、声速 c、马赫数 Ma_1、叶轮叶栅入口相对速度 w_1、相对运动总温 $T_{w_1}^*$、折合速度 λ_{w_1} 和相对运动的总压 $p_{w_1}^*$ 的计算同 5.4.1 小节中的步骤⑫～⑰和步骤⑲。

流量函数 $q(\lambda_{w_1})$ 和相对运动的马赫数 Ma_{w_1} 的计算分别参见式(5.68)中的 $q(\lambda_{c_1})$ 和式(5.86)。

工作叶轮叶栅参数的确定

㉑ 工作叶片入口的高度 h_1 根据式(5.66)确定。

㉒ 在工作叶轮叶栅入口处，燃气的进气角 β_1 的计算同式(5.74)。

㉓ 工作叶轮出口的绝热速度为

$$w_{2ad}=\sqrt{2L_{2ad}+w_1^2} \tag{5.91}$$

㉔ 绝热过程中相对折合速度 $\lambda_{w_{2ad}}$ 参见式(5.61)。

㉕ 马赫数 $Ma_{w_{2ad}}$ 为

$$Ma_{w_{2ad}}=\sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}\frac{\lambda_{w_{2ad}}^2}{1-\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda_{w_{2ad}}^2}} \tag{5.92}$$

㉖ 燃气在工作叶轮出口处的相对速度 w_2，同冲击式涡轮的式(5.75)。

㉗ 工作叶轮出口处的相对折合速度 $\lambda_{w_2}=\psi\lambda_{w_1}$，流量函数 $q(\lambda_{w_2})$ 的计算参见式(5.68)中的 $q(\lambda_{c_1})$。

㉘ 工作叶轮出口处的总压(恢复)系数 σ_2 的计算同式(5.76)。

㉙ 相对运动的燃气出口角 β_2 的计算同式(5.77)。

㉚ 工作叶轮出口处的有效叶栅角同式(5.87)。

㉛ 计算工作叶轮的叶片弦长 b_{br}、叶栅节距 t_r 和叶片相对高度 h_r/b_{br}，确定工作叶轮叶片数 n_r 及计算工作叶轮速度系数 ψ 同本节的步骤⑮～⑳。

㉜ 工作叶轮出口处的相对运动总压 p_2^*、绝对流速 c_2、绝对运动的燃气出口角 α_2、出口静温 T_2、总温 T_2^*、临界速度 a_{2cr}、折合速度 λ_{c_2} 和总压 p_2^* 的计算同冲击式涡轮。

与冲击式涡轮一样，在实际计算中可以得到涡轮的功率、比功和效率。如果计算得到的功率值与给定值的差别超过 5%，则应适当改变涡轮进口压力或进口温度进行重新计算。

5.4.3 涡轮的结构设计

1. 涡轮的结构特点

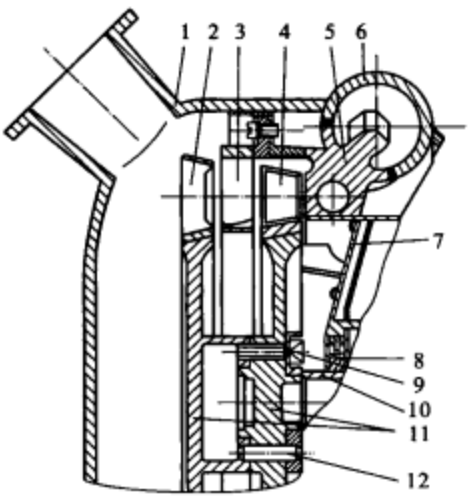
典型的二级冲击式涡轮结构如图 5.33 所示，由转子、静子、导向器、排气总管和密封部件等组成。涡轮转子有两个轮盘 11，其上焊有一级叶片 4 和二级叶片 2。两盘之间及盘与轴 10 的法兰盘之间用螺钉 9 和销钉 12 连接。销钉压入法兰盘和涡轮盘的孔内，用来传递扭矩。

涡轮静子为热应力部件，焊接而成。组成静子的有：喷嘴装置 5 与集气管 6 焊在一起，静子壁 7 为薄壁隔板，密封壳体固定在相邻泵的组件上。喷嘴装置 5 上焊有法兰盘，用以固定导向器 3，它由弓形环和焊在该环上的叶片组成，叶片内径上有轮毂。涡轮所有叶片，包括导向

器叶片，都用耐热钢制造。

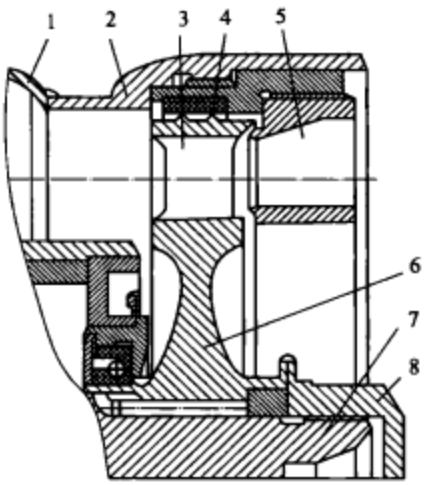
为了提高静子壁 7 和排气总管 1 的刚性，并使其能在高温下具有补偿作用，静子壁 7 的薄壁上做有波纹，排气总管 1 做成椭圆形的。喷嘴装置和集气管都采用耐热不锈钢制造，其材料的选择与燃气参数和性质（富燃燃气或富氧燃气）及其温度等有关。

典型的一级反力式涡轮结构如图 5.34 所示。喷嘴静叶叶栅 5 固定于壳体 2 上。涡轮盘 6 上的叶片 3 后的气体流向燃气导管 1，然后进入燃烧室进行补燃。叶轮围带 4 上的迷宫密封凸起可以减少气体通过径向间隙的泄漏量，以提高涡轮效率。



1—排气总管；2—二级工作叶片；3—导向器；4—一级工作叶片；5—喷嘴装置；6—集气管；7—静子壁；8—密封环；9—螺钉；10—轴；11—涡轮盘；12—销钉

图 5.33　二级冲击式轴流涡轮结构



1—燃气导管；2—壳体；3—工作叶片；4—围带；5—喷嘴叶栅；6—涡轮盘；7—轴；8—螺母

图 5.34　一级反力式涡轮结构

2. 涡轮转子结构设计

涡轮转子是涡轮泵的关键组件，由工作叶片、涡轮盘和轴等零件组成。

(1) 工作叶片

工作叶片一般由叶冠、叶身和叶根组成，称为带冠叶片，如图 5.35(a)所示。对于小功率涡轮转子，一般采用无冠叶片。

对于冲击式涡轮，因其流量不是很大，故叶片高度较小，涡轮转速也不太高，常采用有围带的叶片，即所有叶片的叶冠是一个整体的环带，称为围带，如图 5.35(b)所示。冲击式涡轮常将叶片与轮盘、轴与盘叶做成一体，得到整体转子。

带冠叶片可以减小涡轮中的二次损失，提高涡轮效率；可提高叶片的自振频率，以防止共

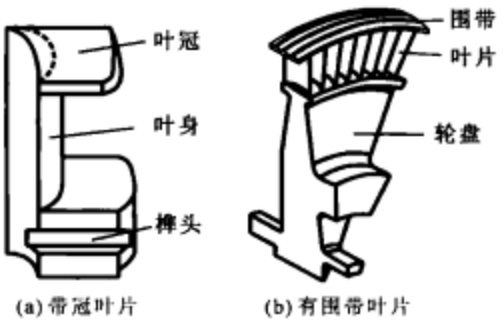


图 5.35 涡轮工作叶片

振的发生；还可以增大叶轮与涡轮壳体的径向间隙，减少与壳体的碰磨。但是，带冠叶片使叶片承受大的离心拉应力，使轮盘的负荷也增加，同时加大了涡轮的质量。

冲击式涡轮的叶片高度不大，气体参数沿叶片高度的变化也不大，叶片的型面不变。在反力式涡轮中，当燃气流量很大时，气体参数沿叶片高度的变化很大，叶片是“扭转”的，由于加工工艺的限制，应尽量将叶片的形状做得简单一些，使扭转小一些。

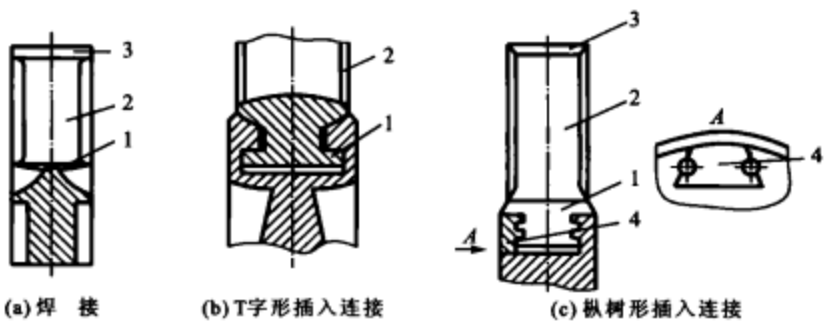
(2) 叶片与轮盘的连接

叶片与轮盘的连接形式，除了图 5.35(b)所示的整体结构外，还有焊接和插入式连接。

叶片与轮盘的连接用焊接法最简单，如图 5.36(a)所示。焊接应从两侧逐渐交替进行。这种结构再加工量少，连接部分的尺寸最小，且质量小，热传导好。

在插入式连接中，最简单的插入连接是 T 字形插入连接，如图 5.36(b)所示。这种结构连接部分的尺寸较大，且承载面积较小，使连接部分做得很厚，从而增大了涡轮盘质量。

图 5.36(c)示出的枞树形插入连接可增大承受载荷的面积，连接部分的尺寸较小，质量较小，有很高的强度，装配和拆卸方便。但在结构和工艺上都较复杂。反力式涡轮较长的工作叶片采用枞树形榫头与轮盘连接。



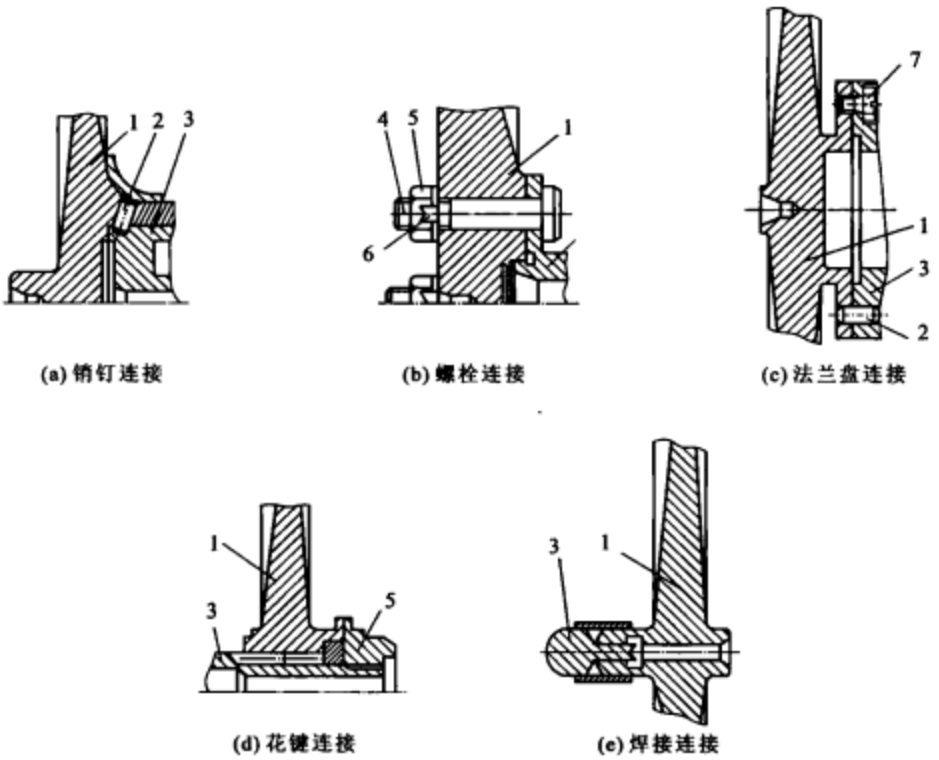
1—叶根；2—叶身；3—叶冠；4—止动填块

图 5.36 叶片与轮盘的连接方式

(3) 涡轮盘及其与轴的连接

涡轮盘在较高温度下工作，将工作叶片传来的扭矩传到涡轮轴上去驱动泵。由于高速旋转，涡轮盘承受较大的离心力，因此必须有足够的强度和刚度。涡轮盘与轴的连接广泛采用销

钉、螺栓、法兰盘、花键和焊接等形式，如图 5.37 所示。



1—涡轮盘；2—销钉；3—轴；4—螺栓；5—螺母；6—止动垫圈；7—螺钉

图 5.37　涡轮盘与轴的连接形式

当涡轮转速高时，应避免在轮盘中心处开孔，以免加大中心处的应力。销钉及螺栓应放在远离旋转中心的位置处，以保证扭矩的传递。轴与轮盘可以采用相同或不同的材料。

(4) 涡轮轴

涡轮轴有空心轴和实心轴两种形式。为了减小质量和提高轴的临界转速，通常将轴做成空心的。轴的长度由涡轮泵的总体构造决定。轴的直径，在传递功率较大时，取决于强度要求；在传递功率较小时，为了保证转子的刚度和临界转速的要求，常取决于刚性。当轴的直径较小时，空心轴对减小质量作用不大，可以做成较易加工的实心轴。轴在与涡轮盘、泵叶轮的连接处和轴承支承面处，不仅要有足够的强度，还应要求有很高的尺寸精度和形位精度，以便保证转子的平衡。

(5) 涡轮静子

涡轮静子由喷嘴、导向器和涡轮壳体组成，它在高温环境下工作，直接接触燃气。

在开式循环发动机涡轮泵中常采用圆锥形喷嘴，如图 5.26 和图 5.27 所示。这种喷嘴的

通道结构简单，质量小，便于机械加工，且工艺简单，能量转换效率高。圆锥形喷嘴通道有临界截面，其后半段是扩张型的。由于只在部分出口弧段上有出口截面，从喷嘴排出的燃气不能全部充满工作叶片的整个通道，从而使涡轮效率下降。

在局部进气的涡轮中，喷嘴会使转子承受一定的径向力，通过将进气段分成对称的弧段进行配置可以减小径向力，但这样做使涡轮的效率降低。对于同样局部进气度($\varepsilon=0.5$)的情况，喷嘴弧段不同的对称配置对涡轮效率的影响如图 5.38 所示。在对局部进气的涡轮进行设计时，局部进气度(ε)如何在全周上进行分配，要依据涡轮设计中的主要矛盾来确定。

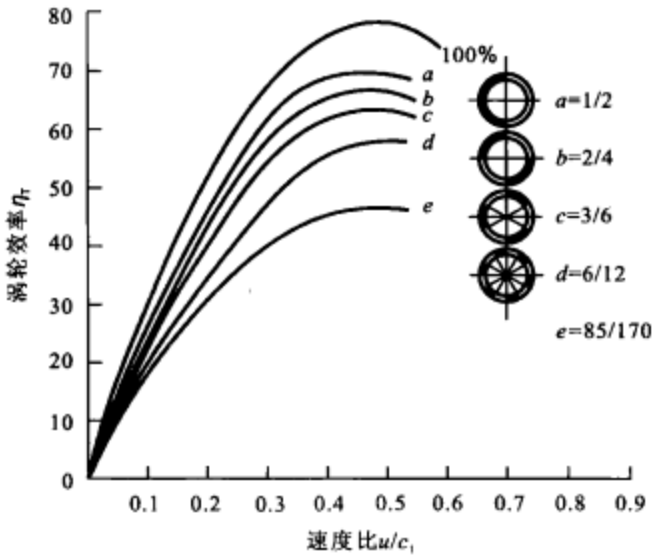


图 5.38 涡轮效率与对称配置的喷嘴弧段的关系

闭式循环涡轮泵常采用全局进气($\varepsilon=1$)的进气方式，其进气通道是由叶片安装在导向圆弧上组成的，叶片采用 T 字形插入与圆弧连接；有时也采用整体结构式的，称之为导向器。在多级涡轮中，级与级之间的导向器也是这种形式的，如图 5.33 所示的导向器 3。导向器结构复杂，加工工艺性差，质量大。但导向器使涡轮效率提高。

涡轮壳体为承压受热零件，质量要小，同时还要有一定的强度和刚度。为了减小质量和保证涡轮壳体刚度，壳体上有加强肋片。当温度变化大时，在涡轮壳体与泵壳体的连接处，由于材料膨胀或冷缩的作用，会产生很大的应力，难以保证支承在壳体上的轴承的同心度及壳体与转子间的径向间隙。为了减小温度应力和热量的传递，往往将泵壳与涡轮壳体分开，其间用螺栓和径向键连接，如图 5.1 所示的涡轮壳体与两个泵壳体之间的连接。有些小型涡轮泵简单地将涡轮壳体与泵壳体铸为一体，局部进行加工。大型涡轮泵可采用耐热合金钢的焊接结构。

5.5　涡轮泵转子的载荷与平衡

5.5.1　涡轮泵转子的载荷

涡轮泵在实际工作时，承受着非常复杂的载荷。这些载荷分为力的载荷与温度的载荷，当其不随时间变化时称为静载荷，随时间变化时称为动载荷。考虑静载荷作用下的强度分析为静强度分析，考虑动载荷作用下的强度分析为振动分析。

涡轮泵承受的静力载荷有：作用在泵、涡轮壳体与转子零件上的液体压力与气体压力；转子旋转时从其零件内产生的离心力；作用在转子构件上的气动力、液动力与力矩；涡轮扭矩传给泵工作叶轮时，转子构件内产生的扭矩；飞行器拐弯时作用在转子构件上的力与力矩。

涡轮泵承受的动力载荷有：不完全平衡的转子在旋转时产生的和由轴振动引起的惯性横向力；作用在涡轮叶片上的、既引起叶片本身也引起转子其他零件（轮盘、叶轮、轴等）振动的、随时间变化的气动力；随时间变化的液压力；由于发动机或其他辅助系统振动而产生的、作用在涡轮泵零件上的惯性力与力矩。

涡轮泵承受的热静载荷为由于零件温度不均匀而在零件内部引起的内力与力矩，以及相互连接的零件因受热不同而产生的力与力矩。

涡轮泵承受的热动载荷（又称热冲击）是指在涡轮泵启动和关机时，或从一个工况向另一个工况过渡时，温度随时间变化而在零件内部产生的内力与力矩。涡轮的工作叶片和轮盘承受很大的热动载荷作用。

涡轮的工作叶片是承受载荷较大的构件，涡轮工作叶片在相应静载荷作用下的应力计算见 5.8.1 小节。涡轮盘也是承受较大载荷的零件，轮盘静强度的计算见 5.8.2 小节。

工作叶片与轮盘所承受的动载荷会导致叶片与轮盘自身的强迫弯曲振动，并传给涡轮泵的其他构件（如轴、壳体等）。叶片与轮盘的弯曲振动产生交变应力，当循环次数很多时，会导致疲劳破坏。当叶片与轮盘的强迫振动频率与其固有振动频率重合时（即达到共振工况时），会出现巨大振动，导致涡轮泵转子的迅速破坏。

作用在涡轮泵转子轴上的复杂载荷系统包括：扭矩、径向力与轴向力、由转子不平衡质量引起的离心力，以及由于改变飞行器速度的大小或方向而产生的惯性力与陀螺力矩。在涡轮泵转子角速度高的情况下，扭矩的数值不大，其相应的应力也小。

在涡轮泵转子内，轴向与径向载荷是最危险的。轴向与径向载荷由泵的叶轮、涡轮、液封轮及其他构件产生，通过轴传给转子的支承。密封设计和轴承设计都需要计算作用在转子及其支承上的力，转子支承轴向力和径向力的平衡计算是长寿命、高转速的泵装置设计的最重要的任务之一。

在部分进气及喷嘴配置不对称的情况下，涡轮内将产生径向力。在非设计流量工况下，在带蜗壳的离心泵内会产生径向力。

轴向力因涡轮、离心泵、诱导轮和液封轮等前后存在压差而产生，每一构件的轴向力皆由静压部分及由工质流动引起的动压部分组成。涡轮泵转子轴向力补偿的方法与计算见 5.5.3 小节。

涡轮泵转子产生的惯性力和力矩与其结构特点、制造精度和平衡精度有关。涡轮泵转子的不平衡性会导致危险共振工况的出现。有关涡轮泵转子的平衡见 5.5.2 小节。

涡轮泵壳体首先要承受液体压力(泵壳内)或气体压力(涡轮壳体与气路管道内)，壳体内的压力可高达 50～60 MPa，其次壳体处在高温(涡轮壳体)或者深冷(低温液体泵壳体)的条件下，壳体材料的机械性能发生改变，给确保壳体可靠工作增加了困难。

涡轮泵壳体应具有高的刚度。壳体刚度不足会导致涡轮泵振动加大以及旋转零件与壳体相碰。此外，壳体还可能因其零件受热不均匀、刚度不对称以及采用不合理的方法对正中心而产生翘曲。涡轮泵壳体还应具有高的气密性。

5.5.2 涡轮泵转子的平衡

涡轮泵振动的主要振源是转子，除了转子的临界转速问题(见 5.6 节)以外，转子的平衡问题也是很重要的，它将直接影响全转速范围内的涡轮泵振动。因此，改善转子的平衡状态对于减小转子在运转时对支承的作用力以及涡轮泵的振动是非常重要的。

1. 转子的平衡与不平衡

在高速旋转的涡轮泵转子系统中，当没有大小和方向改变的离心力或由此产生的力矩外传时，这一转子系统称为平衡；反之，称为不平衡。这些力和力矩就称为不平衡力或不平衡力矩。转子系统的不平衡分为静不平衡、力偶不平衡和动不平衡。

转子的静不平衡是指由如图 5.39 所示的不平衡力引起的，如果将转子放在水平位置的刀架上，则转子质心将会自动位于最低位置的现象，如图 5.40(a)所示。

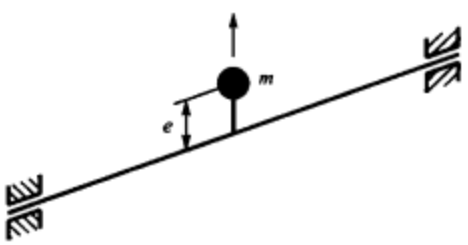
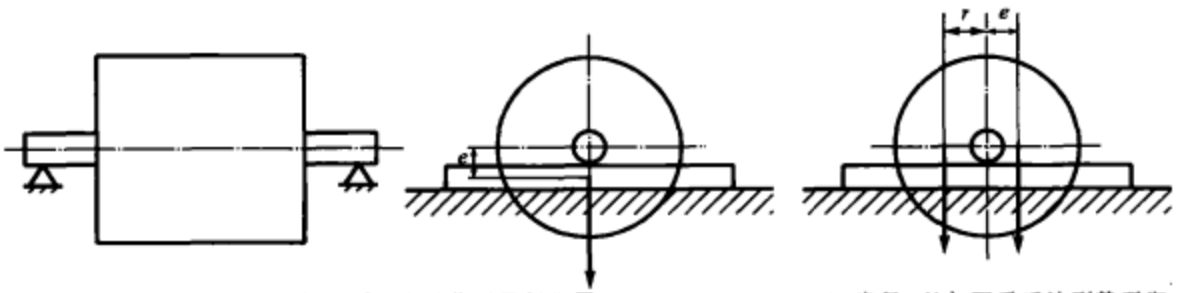


图 5.39 转子的不平衡力

转子的静平衡是指转子在刀架上能实现“随遇平衡”。为了做到这一点，可在质心的同侧，半径为 r 处去除质量为 m_g 的材料；也可在重心的对侧，半径为 r 处加上质量为 m_g 的配重，使得 $me=m_g r$，如图 5.40(b)所示。这时静平衡就完成了。转子质量与偏心距的乘积 me 称为静不平衡度，单位为 g·mm。这种静平衡的方法适用于径向尺寸较大、轴向尺寸较短的转子。



(a) 转子质心自动位于最低位置　　(b) 半径 r 处加配重后达到静平衡

图 5.40　转子位于水平刀架上

较长的转子在旋转时，在相距为 l 的两平面上存在着相对的不平衡质量，从而形成不平衡力矩 $me\omega^2 l$，如图 5.41 所示。不平衡力矩作用在转子上造成力偶不平衡。力偶不平衡引起的左右支承的振动相位相反。

动不平衡是转子的一般不平衡状态，它由静不平衡和力偶不平衡叠加而成。经过静平衡的转子已能“随遇平衡”，但依然可能存在力偶不平衡的作用。动平衡是把转子放在动平衡机上进行旋转，通过在指定位置上添加配重，以消除不平衡力矩，如图 5.42 所示。不平衡力矩在动平衡机上的两个支点轴承处测得，动平衡时应有

$$m_b r L\omega^2 = mel\omega^2$$

$$m_b r L = mel$$

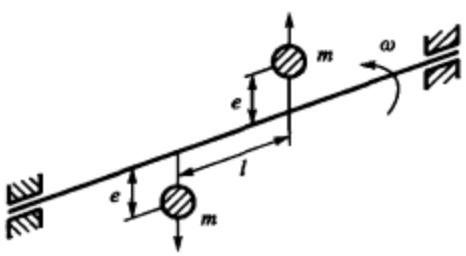


图 5.41　转子的力偶不平衡

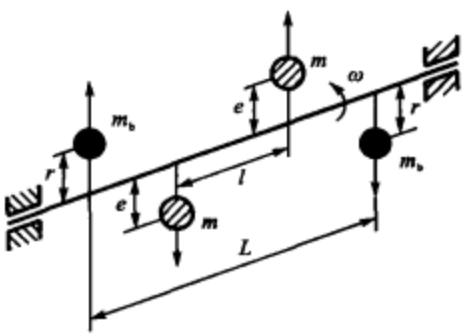


图 5.42　转子的动不平衡

平衡配重所在修正面的间距 L 与位置半径 r 选取得越大越好。由于转子的不平衡力矩是通过两个支点轴承测知的，而其间距又是一定的，因此，动不平衡度的单位仍是 g·mm。

在一般情况下，高速旋转的转子上作用有不平衡力，同时还作用着不平衡力矩，二者又不一定在同一个平面内，如图 5.43 所示，在支承上作用的负荷不仅有不平衡力 $\boldsymbol{F}$ 产生的 $\boldsymbol{F}_1$ 和 $\boldsymbol{F}_2$，而且还有不平衡力矩 $\boldsymbol{M}$ 产生的 $\boldsymbol{F}'_1$ 和 $\boldsymbol{F}'_2$。它们在支点上的合力分别为

$$\boldsymbol{R}_1=\boldsymbol{F}_1+\boldsymbol{F}'_1,\quad \boldsymbol{R}_2=\boldsymbol{F}_2+\boldsymbol{F}'_2$$

$\boldsymbol{R}_1$ 和 $\boldsymbol{R}_2$ 的大小和方向均是不同的。为平衡此合力，需加两个平衡配重 m_{b1} 和 m_{b2}，使得

$$m_{b1}r_1\omega^2=|\boldsymbol{R}_1|,\quad m_{b2}r_2\omega^2=|\boldsymbol{R}_2|$$

$$\delta_1=m_{b1}r_1,\quad \delta_2=m_{b2}r_2$$

式中，δ_1 和 δ_2 分别为两个支承平面内未平衡的不平衡度。

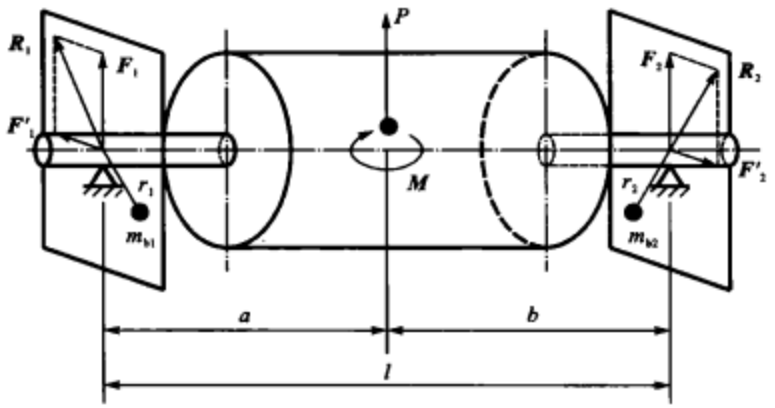


图 5.43 实际转子的不平衡

通常经过动平衡后，不可能达到完全的平衡，在两个支点上仍然存在着剩余的不平衡力及不平衡力矩所产生的合力 $\boldsymbol{R}_1$ 和 $\boldsymbol{R}_2$，这时需要规定允许的动不平衡度，以保证支点上受到的力，允许的动不平衡度为

$$|\boldsymbol{R}_1|\leqslant\delta_{a1}\omega^2$$

$$|\boldsymbol{R}_2|\leqslant\delta_{a2}\omega^2$$

在平衡时，不便在通过支点的两个平面内添加配重或去除质量，而通常都在转子的前、后端面上进行。

2. 保证转子平衡性的方法

影响涡轮泵转子平衡的因素很多，也很复杂。高速旋转的零件，在设计时力求其形状对称于旋转轴线，同时保持必要的精度和较小的形状误差，对轴颈及轴承的要求应更高些。组成转子的各零件的连接应能保持相互良好的定心。

一般转子的动平衡在普通的动平衡机上进行。对于尺寸不大的刚性转子，在装配好之后，平衡工作一次完成，这种方法称为一步平衡。由于动平衡机的转速较低，而实际转子的工作转速较

高，因此作用在实际转子上的离心力和力矩比动平衡时要大很多，转子需要进行多次平衡。

为了减小转子的变形，常采用多步平衡的方法，目的在于消除转子在每个截面上的不平衡力以及在每段上的不平衡力矩。多步平衡是在装配过程中针对组合件，每组合一步就进行一次平衡。多步平衡比一步平衡的工序多，平衡工作量大，但多步平衡可以减小作用在转子内部的弯矩。

3. 刚性转子与柔性转子的平衡

当转子存在如图 5.44(a)所示的不平衡时，转子在工作过程中将会产生变形(即挠度)，如图 5.44(b)所示。如果轴的抗弯刚性较大，而工作转速又不太大，那么产生的少量不平衡弯矩不能导致轴的明显挠曲，所以只需要如图 5.44(c)所示的平衡方法就可以达到减振的目的。这种不考虑转子挠曲影响的平衡方法称为刚性转子平衡。

对实际转子是在某一转速下进行平衡的，当转速改变时，转子上的弯矩将发生变化，转子挠度增加，此时的平衡称为柔性转子平衡。如图 5.44(d)和(e)所示。

为了减小不平衡度，平衡做得越精确越好；但更高的平衡精度受平衡机精度和灵敏度的限制。

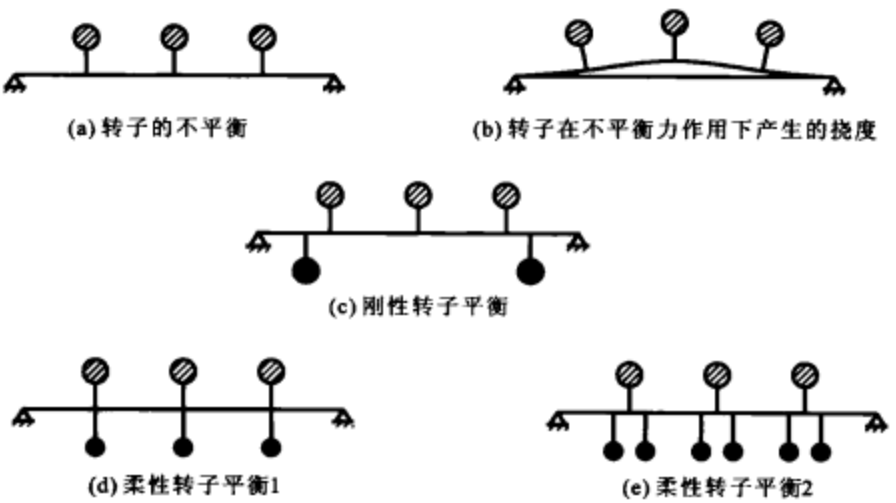


图 5.44　刚性转子平衡与柔性转子平衡

5.5.3　涡轮泵转子轴向力的补偿

在进行涡轮泵转子设计时，必须要对其轴向力进行分析计算，并将其值控制在允许的范围内。转子上的轴向力主要影响轴承的寿命，同时影响轴的拉伸强度。

1. 轴向力的计算

在估算轴向力时，主要考虑作用在带诱导轮的离心泵叶轮和涡轮工作叶轮及液封轮上的轴向力分量。

带诱导轮的离心泵叶轮上作用的轴向力如图 5.45 所示。F_{z1} 为作用在泵入口诱导轮有效面积上的轴向力，F_{z2} 为作用在诱导轮出口处离心泵叶轮盖板端面上的轴向力，F_{z3} 为作用在叶轮盖板表面上的轴向力，F_{z4} 为作用在从外径 D_2 到密封环直径 D_{z2} 间后盖板环形面上的轴向力，F_{z5} 为作用在从密封环直径 D_{z2} 到 D_{z3} 之间环形面上的轴向力。这些力都是通过压力分布对面积进行积分得到的。F_{zR} 为液动力的轴向分力。

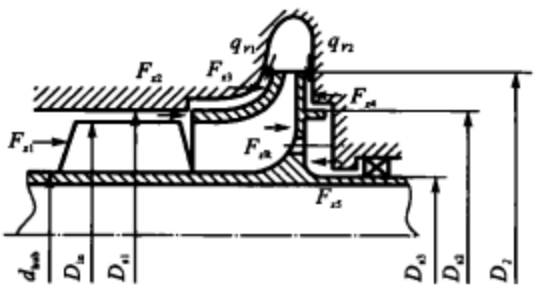


图 5.45 带诱导轮的离心泵叶轮上作用的轴向力

作用在泵上的总轴向力为各分力之和，即

$$F_{zP}=F_{z1}+F_{z2}+F_{z3}+F_{zR}-F_{z4}-F_{z5}$$

要精确计算轴向力 F_{z3}，F_{z4} 和 F_{z5}，就必须考虑介质在泄漏通道里的旋转速度及泄漏量 q_{V1} 和 q_{V2}，以及流动方向对工质泄漏通道压力分布的影响。

轴流涡轮上作用的轴向力如图 5.46 所示。F_{z1} 为工作叶轮入口静压力 p_1 产生的轴向力，F_{z2} 为工作叶轮出口静压力 p_2 产生的轴向力，F_{zR} 为气动力的轴向分力，是流经涡轮工作叶轮叶片通道内的气体的反作用力。

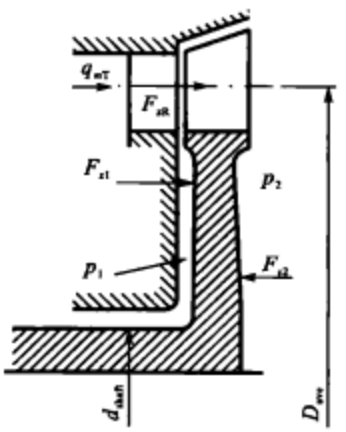


图 5.46 轴流涡轮上作用的轴向力

作用在涡轮工作叶轮上的总轴向力为

$$F_{zT}=F_{z1}-F_{z2}+F_{zR}$$

在泵的泄漏通道中，液体的压力分布与其旋转速度有关，而其旋转速度一般取为涡轮泵转速的一半，所以轴向力的大小与转子的转速有关。这样，在不同工况下，涡轮泵转子的轴向力将不同。作用在涡轮泵转子上的轴向力可以达到很高的数值(大于 100 kN)，而轴承所能承受的力却小很多，这就需要采取措施进行轴向力的补偿。

2. 轴向力的补偿

轴向力补偿的主要任务在于减小总轴向力，使其达到轴承寿命所要求的水平。有时减小某轴段的轴向力是为了满足轴的强度条件。减小轴向力，可以从涡轮泵的自身结构着手，也可以通过改变涡轮泵的配置方案来实现，或者在轴上加装自动平衡装置。一般是综合地应用这几种方法。

采用双面进液的泵叶轮和采用冲击式涡轮可以完全消除轴向力。另外，可以通过选择密封环直径 D_{s1} 和 D_{s2}（见图 5.45）来改变泵叶轮两侧压力的分布，以达到减小轴向力的目的。

改变涡轮泵配置方案，是通过改变泵与涡轮的相对位置和相对朝向等，使沿长度上的轴向力分布发生改变，而这些力的数值是保持不变的，如图 5.47 所示。图中示出两种涡轮泵配置方案沿轴长度上轴向力分布的不同，轴承所受的轴向力也发生了变化。

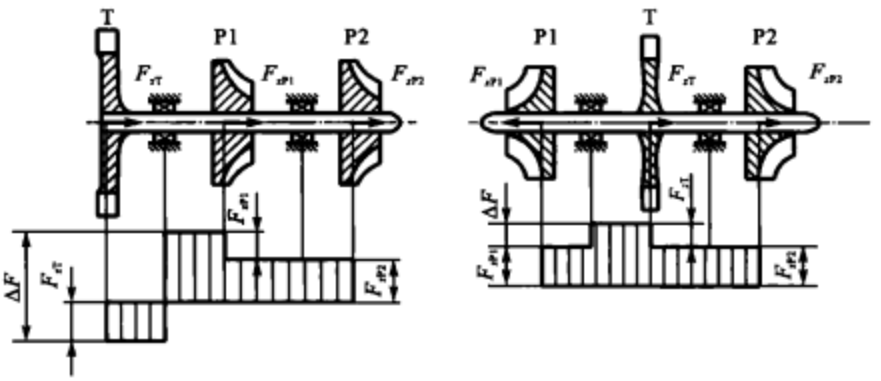
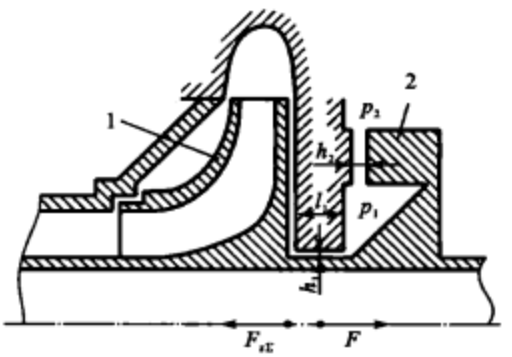


图 5.47　轴向力沿涡轮泵轴的分布

对轴向力进行补偿是针对额定设计状态进行的，为了在涡轮泵所有的工况下都实现轴向力的补偿，可在其结构内设置自动平衡装置，如图 5.48 所示。



1—离心叶轮；2—平衡自动器

图 5.48　轴向力的自动平衡装置

平衡装置是固定在轴上或与轴一体化的圆盘，与壳体具有轴向间隙 h_2。这个间隙分隔出两个腔，一个腔具有较高压力 p_1，另一个具有较低的、不变的压力 p_2。为了保证自动平衡装置能够工作，安置在壳体内的两个球轴承都具有轴向游隙，允许转子有轴向移动。当轴上产生从右向左的轴向力 $F_{s\Sigma}$ 时，轴在这个力的作用下向左移动，间隙 h_2 减小。此时液体流经该间隙的损失加大，

压力 p_1 将加大，这样自然就加大了从左向右作用在平衡装置上的轴向力 F，于是转子回到初始位置。反之，亦然。

自动平衡装置是依靠介质流经间隙 h_2 至低压腔来工作的，这样就增大了泄漏量，降低了泵的效率。可以通过提高间隙 h_2 的流阻来减小泄漏量。

5.6 涡轮泵转子的动力特性和设计

5.6.1 涡轮泵转子的临界转速

1. 临界转速的概念

高速旋转的涡轮泵转子在运转时，在个别转速下会出现强烈振动，低于或高于这个转速，振动明显减弱，如图 5.49 所示。这是由于转子结构受到等于其固有频率的外界激励而发生了共振。转子在此情况下长时间工作，会由于轴承失效、振动的零件与壳体接触、轴的破坏以及其他一些原因而导致整个结构的破坏。转子共振是转子的固有弯曲振动频率与强迫振动频率相重合。与转子共振对应的转子工况称为共振工况。一般来讲，对应于共振工况的转子转速称为临界转速。其中由转子的不平衡力引起的共振工况是特别危险的。因为这种激振力是转子固有的，永远存在的，最容易给涡轮泵造成严重破坏。

为了解临界转速的基本现象与特征，下面针对简单的单盘无质量轴的转子系统进行分析，如图 5.50 所示。先进行如下假设：略去转子系统的阻尼，支承为铰接且是绝对刚性的，盘为一集中质量，只做平移而无摆动，轴无质量，只有刚度。

在图 5.50 中，z 轴为轴旋转的中心线，O_1 为盘的几何中心，O_2 为盘的质心。当转子旋转时，盘上作用的离心力 F_c 为

$$F_c = m(y+e)\omega^2 \tag{5.93}$$

式中，m 为盘的质量，y 为盘位置处轴的挠度，e 为盘的质量偏心距，ω 为轴的角速度。

轴的弹性恢复力 F_e 可表示为

$$F_e = ky \tag{5.94}$$

式中，k 为盘位置处轴的刚度系数。

作用在轴上的两个力 F_c 和 F_e 平衡，即 $m(y+e)\omega^2 = ky$，则挠度 y 为

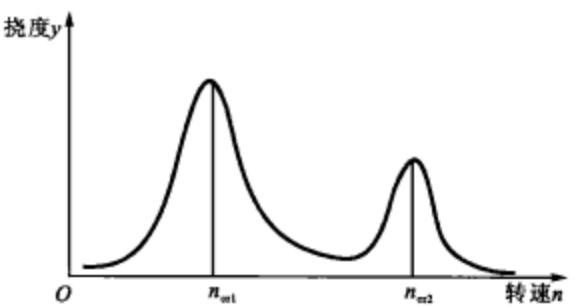


图 5.49 涡轮泵转子振动随转速的变化关系

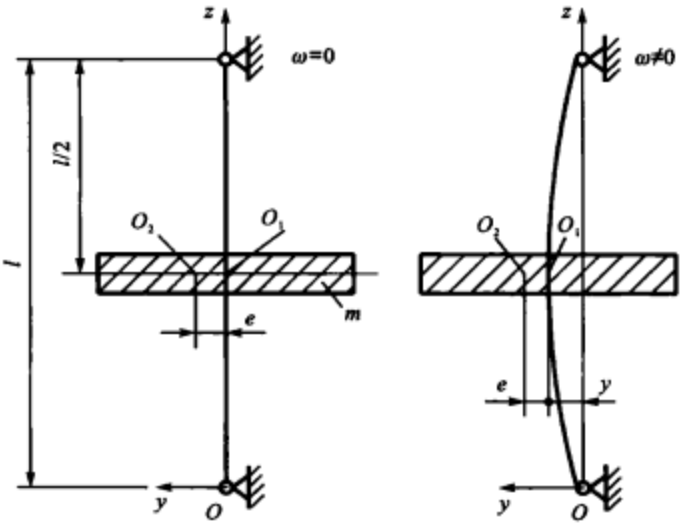


图 5.50　单盘无质量轴的转子

$$y=\frac{me\omega^2}{k-m\omega^2}=\frac{e}{\frac{k}{m\omega^2}-1} \tag{5.95}$$

分析式(5.95)，可得以下结论：

① 当 $\omega=\sqrt{\frac{k}{m}}$ 时，$y\to\infty$。无阻尼转子的临界角速度 ω_{cr} 为

$$\omega_{cr}=\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{5.96}$$

则临界转速 $n_{cr}=\frac{60\omega_{cr}}{2\pi}$。由式(5.96)可以看出，转子的临界转速与轴的刚度系数和盘的质量有关，这表明临界转速是转子的固有特性，不会随工作转速的变化而变化。

② $n<n_{cr}$ 时的转速 n 称为亚临界转速。当转子系统在此转速下工作时，轴朝偏心距 e 的方向弯曲，转子的挠度随转速的增加而增大；当 n 接近 n_{cr} 时，挠度急剧增大，如图 5.51 所示。

③ $n>n_{cr}$ 时的转速 n 称为超临界转速。当转子系统在此转速下工作时，轴朝偏心距 e 的反方向弯曲，轴的挠度方向与亚临界转速时相反，且轴的挠度 y 随转速的增加而减小，随着转速的不断提高，挠度

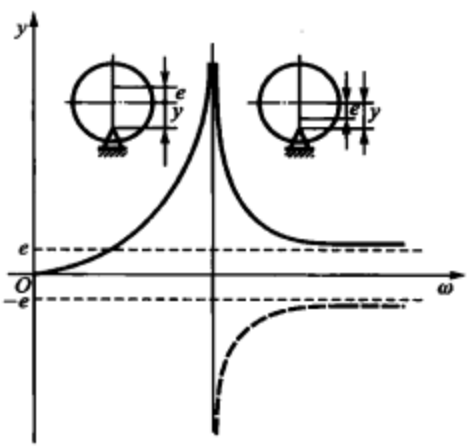


图 5.51　转子挠度与转速的关系

y 将趋近于偏心距 e，这时转子将围绕自身的质心旋转，这种现象称为转子的自动定心。实际上，当转子在超临界转速下工作时，是处于比较平稳的运转状态下的。

在亚临界工况下，轴向偏心距 e 的方向挠曲；而在超临界工况下，轴向反偏心距 e 方向挠曲，所以每过一次临界转速，轴中的材料纤维就受一次拉和压，形成交变应力的作用，这对轴的强度不利。

④ 当 $e=0$ 时，转子完全平衡，称为理想状态。由式(5.95)可知，此时当 $n=n_{cr}$ 时，有 $y=\frac{0}{0}$ 为不定值。其物理意义为，转子系统处于不稳定的平衡状态，因而任何微小外力作用都足以破坏这种平衡，使转子的挠度剧增，形成失稳。由式(5.96)知，临界转速与转子系统的刚度与质量有关，与有无偏心距无关，是转子系统的固有特性。

转子有无偏心距的不同点是：当有偏心距时，转子在任何情况下皆有挠度 y 存在；当无偏心距时，转子只有在处于临界转速下才有挠度。因此，在设计转子时尽量减小偏心距 e，可以减小涡轮泵转子的振动程度。

⑤ 如果在涡轮泵设计时，使其转子的设计转速小于其转子的临界转速，即 $n<n_{cr}$，那么此时的涡轮泵转子称为刚性转子，轴称为刚轴。如果使涡轮泵转子的设计转速大于其转子的临界转速，即 $n>n_{cr}$，则此时的转子称为柔性转子，轴称为柔轴。随着涡轮泵设计转速的提高，柔性转子应用日渐广泛。柔性转子有自动定心的作用，转子在设计转速下运转平稳，振动小。实际转子是存在阻尼的，转子在通过临界转速时的振动较大，但其挠度为有限值。

临界转速的计算方法很多，能量法、变分法、迦辽金法和积分法等在没有使用计算机之前经常采用。传递矩阵法是一种比较简单的好的计算方法，随着与计算机应用的结合，是目前最为通用的计算转子动力特性的方法。有限元法也用于解决转子动力问题，但编程复杂。

2. 均质轴的临界转速

对于两端铰接的均质、等截面轴，如果略去阻尼，并且不计轴质量的转动惯量，则轴的临界转速与轴横向弯曲振动的固有频率相等。

等截面轴横向弯曲振动的基本方程为

$$EI\frac{\partial^4 y}{\partial x^4}+A\rho\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}=0 \tag{5.97}$$

式中，E 为轴的弹性模量，I 为轴的截面惯性矩，A 为轴的横截面积，ρ 为轴的密度。

假设等截面轴横向弯曲振动是简谐振动，则其通解形式为

$$y(x,t)=y_0(x)\cos\omega t \tag{5.98}$$

将式(5.98)代入式(5.97)得

$$\frac{\mathrm{d}^4 y_0}{\mathrm{d}x^4}-a^4 y_0=0 \tag{5.99}$$

式中，$a^4=\frac{A\rho\omega^2}{EI}$。

方程的通解为

$$y_0=C_1\sin ax+C_2\cos ax+C_3\sinh ax+C_4\cosh ax \tag{5.100}$$

如果轴处于铰接状态，那么对于两个铰支处的边界条件为

$x=0, y=0$ 时
$$\frac{d^2y}{dx^2}=0 \tag{5.101}$$

$x=l, y=0$ 时
$$\frac{d^2y}{dx^2}=0 \tag{5.102}$$

则得特征方程

$$\sin al=0$$

当 $al=k\pi$ 时，有

$$\omega_{cr}=\left(\frac{k\pi}{l}\right)^2\sqrt{\frac{EI}{A\rho}},\quad k=1,2,3,\cdots \tag{5.103}$$

各阶临界转速之比为

$$n_{cr1}:n_{cr2}:n_{cr3}:\cdots=\omega_{cr1}:\omega_{cr2}:\omega_{cr3}:\cdots=1^2:2^2:3^2:\cdots \tag{5.104}$$

振型为

$$y=C\sin ax \tag{5.105}$$

均质轴为分布质量，其结构具有无限多个临界转速和振型，图 5.50 所示的单盘无质量轴就只有一阶临界转速和振型。

3. 传递矩阵法简介

传递矩阵法是解决转子动力学问题的有效方法，其最大优点是传递矩阵的维数不随转子系统自由度的增加而增大，所以可以在感兴趣的范围内求临界转速。

(1) 传递矩阵法思路

涡轮泵转子结构简图如图 5.52 所示，由轴、诱导轮、泵叶轮、涡轮盘和支承组成。涡轮泵转子传递矩阵法计算模型如图 5.53 所示，用 13 个截面把转子分成 12 个单元，每一截面均有四个参数：M, Q, y, θ，即弯矩、剪力、挠度和转角。两个截面之间的参数可以通过传递矩阵来传递，即

$$\begin{bmatrix}M\\Q\\y\\\theta\end{bmatrix}_2=\begin{bmatrix}a_{11}&\cdots&\cdots&a_{14}\\\vdots&&&\vdots\\\vdots&&&\vdots\\a_{41}&\cdots&\cdots&a_{44}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}M\\Q\\y\\\theta\end{bmatrix}_1 \tag{5.106}$$

或

$$[Z]_2=[T_{2,1}][Z]_1$$

图 5.52 涡轮泵转子结构简图

对轴段 1～2，$[T_{2,1}]$与轴的截面惯性矩 I、截面积 A、长度 l、密度 ρ、弹性模量 E、角速度 ω 有关。认为每个轴段皆为等截面轴，对于截面积变化大的轴段，可以多分段，取其平均半径。

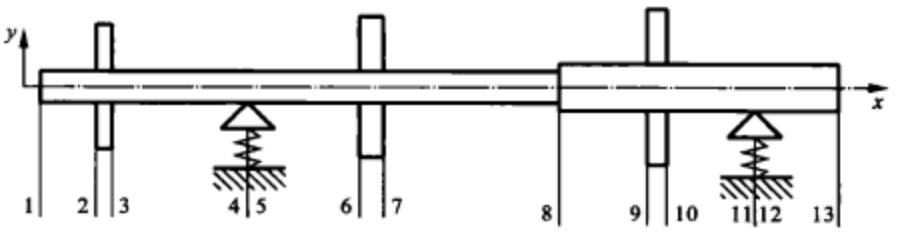


图 5.53 涡轮泵转子传递矩阵法计算模型

对轴段 2～3，有

$$[Z]_3=[T_{3,2}][Z]_2=[T_{3,2}][T_{2,1}][Z]_1$$

以此类推，对轴段 12～13，有

$$[Z]_{13}=[T_{13,12}][T_{12,11}]\cdots[T_{3,2}][T_{2,1}][Z]_1 \tag{5.107}$$

由于截面 1 是自由端，故有

$$M_1=0,\quad Q_1=0 \tag{5.108}$$

由于截面 13 也是自由端，故同样有

$$M_{13}=0,\quad Q_{13}=0 \tag{5.109}$$

将式(5.108)和式(5.109)代入式(5.107)，得

$$\begin{bmatrix}0\\0\\y\\\theta\end{bmatrix}_{13}=\begin{bmatrix}t_{11} & \cdots & \cdots & t_{14}\\ \vdots & & & \vdots\\ \vdots & & & \vdots\\ t_{41} & \cdots & \cdots & t_{44}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}0\\0\\y\\\theta\end{bmatrix}_1$$

或

$$\begin{cases} M_{13}=t_{13}y_1+t_{14}\theta_1=0 \\ Q_{13}=t_{23}y_1+t_{24}\theta_1=0 \end{cases} \tag{5.110}$$

式(5.110)中的 t_{13}，t_{14}，t_{23} 和 t_{24} 与转子轴、泵叶轮、涡轮盘和支承的尺寸和材料等有关，也与转子的角速度有关。齐次方程(5.110)有非零解的条件为

$$\Delta=\begin{vmatrix} t_{13} & t_{14} \\ t_{23} & t_{24} \end{vmatrix}=0 \tag{5.111}$$

由式(5.111)可解得转子的临界转速。

(2) 基元传递矩阵的建立

下面以无质量轴单元为例介绍传递矩阵的建立。如图 5.54 所示，轴单元的左、右两端分别为 i 截面和 $i+1$ 截面。单位长度轴单元所受的离心力与弹性恢复力相等，得

$$my\omega^2=\rho Ay\omega^2=EI\frac{\mathrm{d}^4y}{\mathrm{d}x^4} \tag{5.112}$$

式(5.112)的解与式(5.100)的相同。为了表示上的方便，引入

$$\begin{cases} S(ax)=\frac{1}{2}(\cosh ax+\cos ax) \\ T(ax)=\frac{1}{2}(\sinh ax+\sin ax) \\ U(ax)=\frac{1}{2}(\cosh ax-\cos ax) \\ V(ax)=\frac{1}{2}(\sinh ax-\sin ax) \end{cases}$$

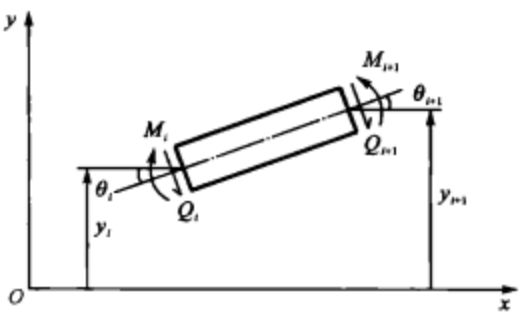


图 5.54　轴单元

则式(5.100)变为

$$y=C_1S(ax)+C_2T(ax)+C_3U(ax)+C_4V(ax) \tag{5.113}$$

则有

$$\theta=\frac{\partial y}{\partial x}=a[C_1V(ax)+C_2S(ax)+C_3T(ax)+C_4U(ax)] \tag{5.114}$$

$$M=EIa^2[C_1U(ax)+C_2V(ax)+C_3S(ax)+C_4T(ax)] \tag{5.115}$$

$$Q=EIa^3[C_1T(ax)+C_2U(ax)+C_3V(ax)+C_4S(ax)] \tag{5.116}$$

在 i 截面上，$x=0$，有

$$C_1=y_i,\quad C_2=\frac{1}{a}\theta_i,\quad C_3=\frac{1}{EIa^2}M_i,\quad C_4=\frac{1}{EIa^3}Q_i$$

在 $i+1$ 截面上，$x=l$，有

$$\begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} S(al) & \dfrac{T(al)}{a} & \dfrac{U(al)}{EIa^2} & \dfrac{V(al)}{EIa^3} \\ aV(al) & S(al) & \dfrac{T(al)}{EIa} & \dfrac{U(al)}{EIa^2} \\ EIa^2U(al) & EIaV(al) & S(al) & \dfrac{T(al)}{a} \\ EIa^3T(al) & EIa^2U(al) & aV(al) & S(al) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_i \tag{5.117}$$

式(5.117)中的 4×4 阶矩阵就是无质量轴单元的传递矩阵。上面以无质量轴单元为例介绍了传递矩阵的建立，另外还有点质量、转动盘、弹性支承和弹性铰支等常用的传递矩阵。

4. 影响临界转速的因素

(1) 转子质量的影响

由式(5.96)可知，转子质量越大，临界转速越低。转子的质量已由转子结构决定，一般不能通过改变转子质量来调整临界转速。

(2) 轴刚度的影响

由式(5.96)同样可知，轴的刚度越大，临界转速越大。因此，改变轴的刚度即可改变转子的临界转速。参见图 5.55，轴的刚度系数 k 与轴的直径、盘在轴上的位置和支点的形式有关。

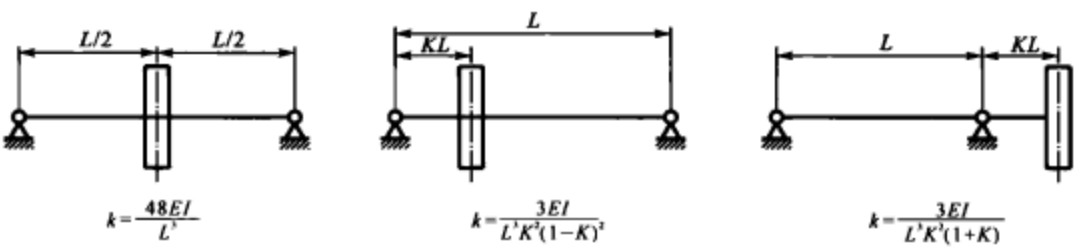


图 5.55 几种支承下轴的刚度

(3) 阻尼力的影响

转子在实际工作中受到多种阻尼力的作用，如轴承的摩擦力、润滑及密封的阻尼力、轴的内阻尼和转子表面与气体间的摩擦阻尼力等。阻尼的存在使转子的临界转速增高。

由于阻尼的存在，当转子通过临界转速时，其挠度不可能达到无穷大，而是随着阻尼系数的增大而减小。阻尼对转子可产生反向扭矩作用，阻碍转子旋转。因此，转子在通过临界转速时，必须提供足够大的输入扭矩，以克服这个反向扭矩。否则，将造成通过临界转速的时间过长，或通不过去，使转子处于危险的共振工况。

(4) 支承弹性的影响

实际上，涡轮泵转子的支承并不能达到绝对刚性，而是有一定弹性的。利用支承弹性可以控制转子的临界转速和振动特性。

以如图 5.56 所示的单盘双支承转子为例，在弹性支承条件下，轴产生的挠度 y_e 为

$$y_e = y_1 + y_2$$

则轴的折合刚度 k_e 为

$$k_e = \frac{F}{y_1 + y_2}$$

此时的临界转速 ω_{ecr} 为

$$\omega_{ecr} = \sqrt{\frac{k_e}{m}} = \sqrt{\frac{F}{m(y_1 + y_2)}}$$

与刚性支承相比，当支承有弹性时，转子的临界转速降低。

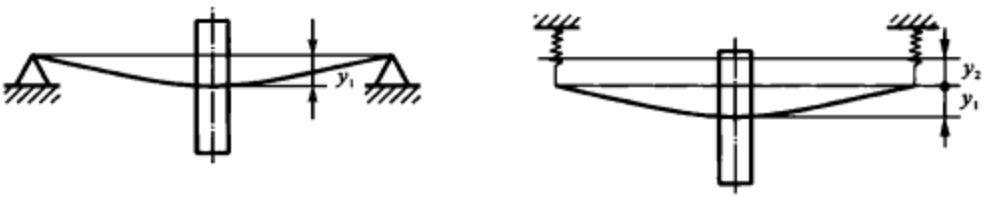


图 5.56　单盘双支承转子

(5) 陀螺力矩的影响

对于前面几节的分析，严格地说只适用于轮盘质量集中于一点，或轮盘在转轴弯曲时不发生倾斜的情况。但在实际转子中，轮盘旋转时处于倾斜状态，旋转时产生的离心力还将引起附加的陀螺效应。

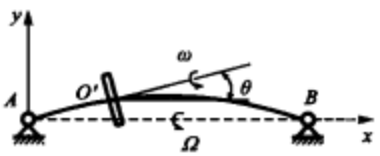


图 5.57　单盘刚体转子的陀螺效应

如图 5.57 所示的转子系统，轮盘以角速度 ω 绕自身的轴线转动，同时弯曲的轴线又以角速度 Ω 绕 AB 轴转动。前一种转动称为自转，后一种转动称为进动；相应地，将 ω 称为自转角速度，将 Ω 称为进动角速度。转子的进动可分为正进动和反进动。如果转子的进动角速度 Ω 与自转角速度 ω 的旋转方向相同，则这种进动称为正进动；反之，则称为反进动。

假设转子的质量为 m，直径转动惯量为 J_d，极转动惯量为 J_p，则当不计转子阻尼和自重的影响时，轮盘的运动方程为

$$\begin{bmatrix} k_{11} - m\Omega^2 & k_{12} \\ k_{21} & J_p\omega\Omega - J_d\Omega^2 + k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_c \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

由此可见，使弹性轴发生弯曲的不仅有离心力 $my_c\Omega^2$，而且还有陀螺力矩 $(J_p\omega\Omega - J_d\Omega^2)\theta$，它相当于改变了轴的刚度。在 $\omega > \frac{J_d}{J_p}\Omega$ 的正进动区内，陀螺力矩使转轴的变形减小，好像提高了

转轴的弹性刚度，即提高了转子的临界转速；在任意反进动情况下以及 $0\leqslant\omega<\frac{J_d}{J_p}\Omega$ 范围内的正进动情况下，陀螺力矩使转轴的变形增大，就好像降低了转轴的弹性刚度，即降低了转子的临界转速。

此外，作用在转子上的轴向力、扭矩、非圆截面轴和盘以及叶片的柔性等，对转子的临界转速都有影响。

5.6.2 涡轮泵转子的设计

1. 刚性转子与柔性转子

在采用刚性转子设计时，由于转子不通过临界转速，故转子在运行中将不会出现较大的振动，但为了保证转子运行安全，就必须在转子的临界转速与其工作转速之间留有足够的裕度。一般是设法提高转子的设计临界转速，以防转子在运转中由于各种因素的影响而导致临界转速与工作转速接近。

随着现代涡轮泵设计转速的提高，使其转子临界转速高于其工作转速且留有一定裕度是极其困难的，甚至是不可能实现的。因此，现代高转速涡轮泵的设计已不采用刚性转子，而采用柔性转子。

在采用柔性转子设计时，转子在超临界区工作。由于有自动定心作用，故转子在超临界区工作时运行平稳，振动较小；转子只有在通过临界转速时才会产生较大振动，而且每启动或关机一次，转子都会经受一次较大的振动，且由于重心转向作用而使转子承受一次交变应力的作用。这是采用柔性转子设计的主要缺点。

2. 柔性转子的结构设计

(1) 弹性支承对转子变形的影响

图 5.58 给出了三种支承情况下轴的挠度形状。图(a)为绝对刚性支承的转子，在一、二、三阶临界转速下，轴的挠曲均为弯曲变形，轴的应力较大，振动较大，这些变形都称为临界弯曲变形。图(b)为单弹性支承的情况，在一阶临界转速下，轴没有太大弯曲的变形，仅在支承点处的弹性支承产生较大的变形，这种现象称为刚性临界。在二阶、三阶临界转速下均为弯曲变形。

图 5.58(c)为双弹性支承的情况，由于支承是弹性的，临界转速减小。在一阶和二阶临界转速下，轴没有太大弯曲的变形，为刚性临界。在三阶临界转速下，轴出现弯曲变形，此时支承的变形较小，轴的变形较大，应力也较大。所以一般在采用双弹性支承时，不希望出现三阶临界转速。

利用弹性支承的特点，在设计时可以使转子的刚性临界转速低于工作转速，这样不仅使转

子通过临界转速时不出现大的振动，而且又实现了柔性转子的设计。

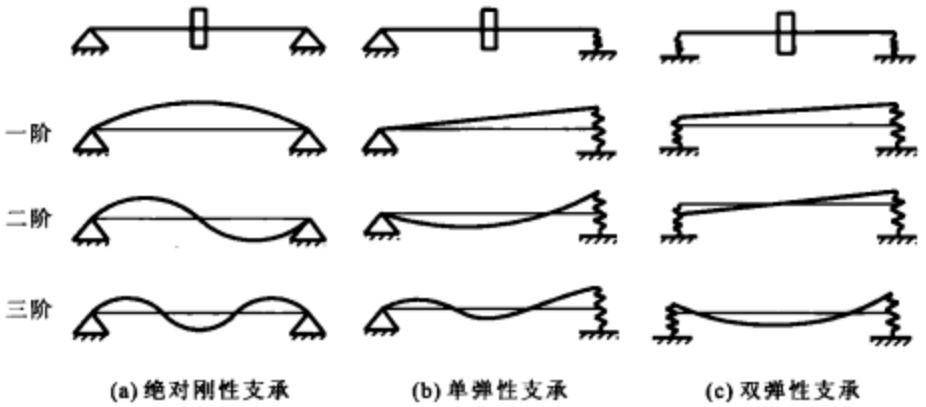


图 5.58　三种支承的轴挠度曲线

(2) 弹性支承结构

目前采用的弹性支承结构基本上有鼠笼式、钢环式和拉杆式。带金属橡胶阻尼器的鼠笼式弹性支承如图 5.59 所示。钢环式弹性支承如图 5.60 所示，它由一个内、外围各带许多小凸台的弹性环和止动环组成。具有弹性的钢环厚度，加上内、外圈小凸台的厚度，总厚度一般仅为 1 mm 左右。可用改变小凸台的数目和钢环厚度来改变支承的刚度。由于钢环为薄壁且形状复杂的精密零件，故采用一般机械加工方法容易产生变形，很难满足精度要求，因此多采用精密化学铣工艺进行加工。

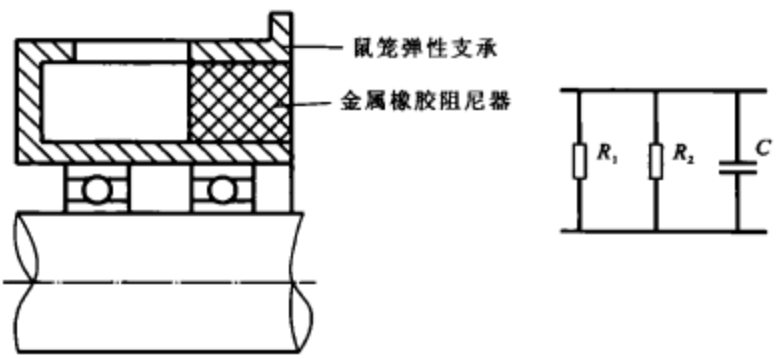


图 5.59　带金属橡胶阻尼器的鼠笼式弹性支承

(3) 其他形式的支承

挤压油膜轴承又称为挤压油膜减振器，其工作原理与流体动力轴承一样。如图 5.61 所示，当轴颈绕其轴心 O_j 自转时，因滑油粘性，轴颈表面滑油的旋转速度与轴颈表面相同，轴承上滑油的旋转速度与轴承内表面相同，是静止不动的，油腔中滑油以平均速度为轴颈表面转速

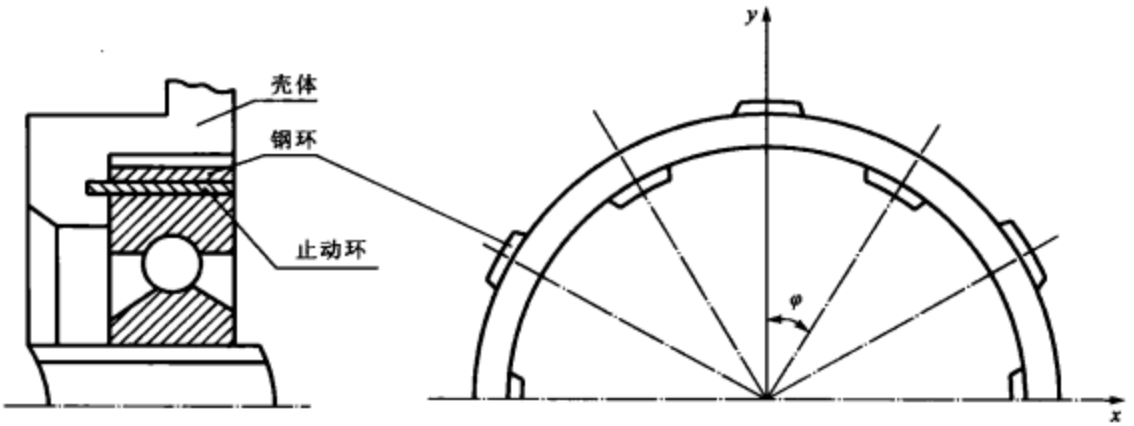


图 5.60 钢环式弹性支承

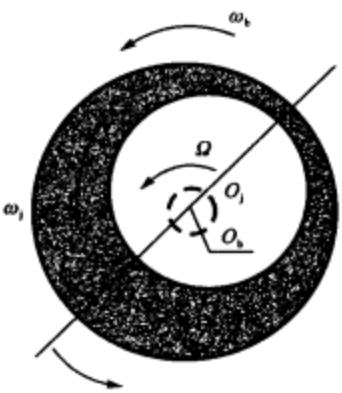


图 5.61 挤压油膜轴承

一半的转速旋转。同时，转子的偏心造成油腔间隙不均匀，当滑油由大间隙流向小间隙时，压力升高；当由小间隙流向大间隙时，压力减小，其合力正好促进正进动，为激振力。图 5.61 中 O_b 为轴承的中心，ω_b 和 ω_j 分别为粘在轴承和轴颈上的滑油的旋转速度，Ω 为公转速度。当转子振动时，轴承的径向振动造成压力很高的挤压油膜，支持转子运转，并起到阻尼和减振作用，从而可使柔性转子平稳地通过临界转速。挤压油膜的油膜力也会引起自激振动，导致转子失稳。

转子系统的自激振动不同于转子的自由振动和由不平衡力激起的强迫振动。它不是由交变外力引起的，而是由自身结构和工作条件等原因引起的，多为次同步进动，引起的使转子振动的横向激振力大小和振幅相互促进，即振动越大，则激振力越大。对于实际转子，自激振动表现为在某种条件(转速或流体动力等)下，突然发生很大振动，振幅不随转速的增大而减小，这种不同于转子的临界转速的现象叫转子系统失稳，开始出现失稳现象的转速叫失稳转速。发生失稳时的转速多大于转子的临界转速，而小于转子的工作转速，所以此类激振也叫次同步进动。

自激振动和失稳多数与柔性转子的应用有关，刚性转子少有转子失稳问题。由于涡轮泵工作速度和压力水平大大提高，使得其上的环形密封(见图 5.62)也将产生类似挤压油膜力的流体诱导力而使转子失稳。美国 SSME 发动机的高压燃料涡轮泵(HPFTP)在研制过程中就发生了明显的次同步进动现象。

转子的稳定性要通过在设计中保证失稳转速与工作转速保留足够的裕度来控制，避免转子的工作转速位于计算得到的稳定临界转速的 20%的范围内。在工作转速下提供足够的阻

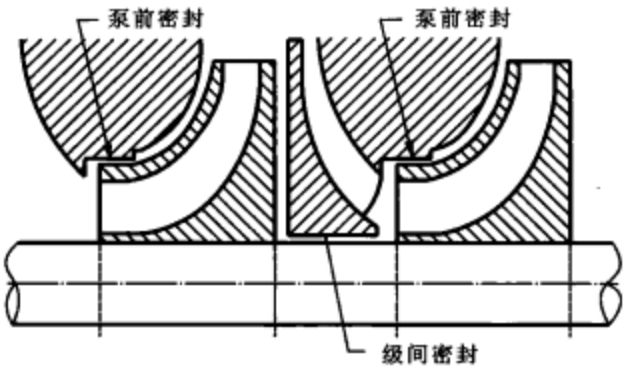


图 5.62　环形密封的应用

尼，可以保证在扰动后振动迅速衰减。

5.7　涡轮泵的密封和轴承

5.7.1　涡轮泵的密封

涡轮泵的密封件起着隔绝不同介质和不同压力腔的作用。密封结构的密封效果好，可以提高涡轮泵的容积效率和改善涡轮泵的总动力平衡，所以涡轮泵的性能、寿命和可靠性在很大程度上取决于其密封装置的完善程度。

涡轮泵的组元种类多，物性各不相同，组元相遇会起化学反应。在同一根轴上，液氢的温度可低至 20 K，而涡轮燃气的温度可超过 1 000 K。所以，涡轮泵要求“绝对”密封，零泄漏，这给密封结构的设计带来极大困难。实际上，很难有一种密封结构可以完全满足涡轮泵对密封的要求，所以往往选用几种密封装置组合使用，另外还要采用排泄管等补充结构来确保密封性能。因此，涡轮泵密封装置的构造是十分复杂的。

用于静止件间密封的静密封常采用弹性密封件。弹性密封件置于被密封处的槽内，接触位置靠压力压紧，这样就能保证必要的密封性。静密封能适应很大范围的介质温度的变化和压力的变化，但弹性密封件的寿命受到保存期的限制。涡轮泵一般不采用弹性密封方式，而采用不可拆卸的焊接连接形式。

在涡轮泵中，旋转的转子与静止的壳体间以及两个相互旋转的平面间的密封形成动态密封。动态密封因工作形式不同，其结构形式也不同。在液体火箭发动机涡轮泵中常用的动态密封装置分为三类：接触式密封、非接触式密封和组合密封。

接触式密封为有相对运动的密封面紧贴在一起的密封形式，非接触式密封为有相对运动

的密封面间存在间隙的密封形式，组合密封为接触式密封和非接触式密封组合在一起的密封形式。

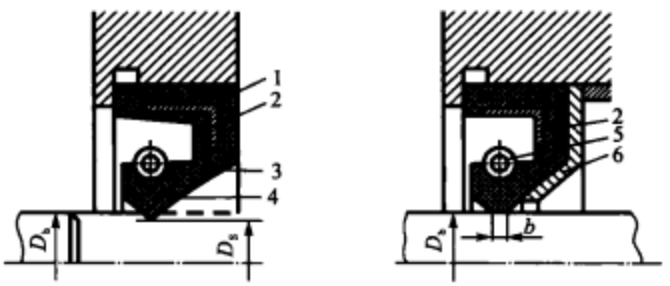
1. 接触式密封

在接触式密封中，预压力和被密封的工作介质的压力共同作用在密封零件表面上，使其相互紧贴在一起，由于两个密封表面间存在相互运动，所以工作时密封表面间存在接触摩擦。从密封功能考虑，接触式密封的密封效果最好，因此应用极广。但因有磨损，故寿命受到限制，而且耗能大。当连接处的密封只允许有极少泄漏甚至零泄漏时，必须使用接触式密封。

广泛用于液体火箭发动机涡轮泵轴上的接触式密封结构形式有唇式密封、端面密封、弹性开口环密封和分瓣式弹性环密封。

(1) 唇式密封

唇式密封也称皮碗密封，如图 5.63 所示，图(a)中为将密封圈 1 轴向固定并安装在壳体内。为保持密封圈的形状，其内有金属骨架 2。密封圈与轴接触的部分称为密封唇 4，与其相连的是腰部 3。密封唇朝向工作介质的高压侧，其外缘有弹簧环抱。密封圈加在密封面上的预压力为由唇部和弹簧产生的压紧力。当工作介质的压力更高时，在紧靠密封圈锥形部分要安装起支持作用的支承垫圈 6，如图 5.63(b)所示。涡轮泵轴上常依次安装两个唇式密封，以保证密封性和可靠性。



(a) 有骨架的唇式密封　　(b) 加支撑垫圈的有骨架唇式密封

1—密封圈；2—骨架；3—腰部；4—密封唇；5—弹簧；6—支撑垫圈

图 5.63 唇式密封结构

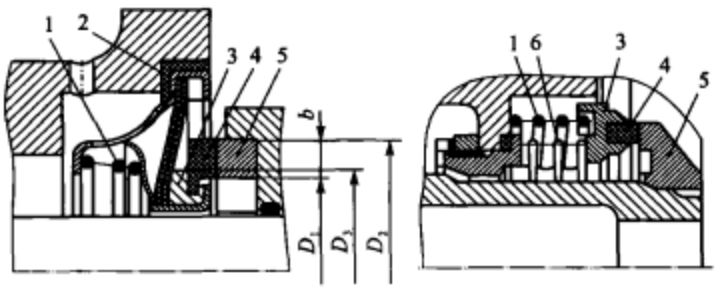
唇式密封圈的材料主要用特殊的合成橡胶和氟塑料制成。唇式密封对于介质温度为 220～480 K、圆周速度不超过 25 m/s、压差不大于 2 MPa 的工作条件，可收到满意的密封效果。此种密封的使用范围较广，有较成熟的设计、制造和使用规范。

(2) 端面密封

端面密封又称为机械密封。可在 40 MPa 的压差、60 m/s 的圆周速度和 200～800 K 温度范围内正常工作。根据作用在端面上的压力关系，可分为卸荷端面密封和加荷端面密封。当密封件的接触压力大于工作介质的压力时，称为加荷密封。当密封件的接触压力小于工作介

质的压力时，称为卸荷密封。当压差不大于 1.5 MPa 时，采用加荷型端面密封。一般涡轮泵中组元间的密封压差很大，所以普遍采用卸荷型端面密封。

两种用于密封轴的端面密封形式如图 5.64 所示。图中，由静环 4 与动环 5 形成的端面密封面与旋转轴垂直，由弹簧 1、弹性元件（膜片 2 或波纹管 6）及静环座 3 将其压紧，并构成轴向磨损补偿机构。在图(a)中，膜片保证静环座和静环的轴向移动，但轴向行程小，故对寿命长和工作条件复杂的涡轮泵不适用。在图(b)中，波纹管使静环座和静环的轴向行程较大，延长了密封件的寿命。



(a) 膜片端面密封　　(b) 波纹管端面密封

1—弹簧；2—膜片；3—静环座；4—静环；5—动环；6—波纹管

图 5.64　端面密封结构

静环材料多用复合石墨并渗铜或银等金属，也使用金属陶瓷或玻璃纤维氟塑料等；密封动环一般用高铬不锈钢制造，并对其表面进行镀硬铬或进行硬质合金表面硬化处理（如等离子喷涂氧化铬等），使其硬度达到 50～60HRC。

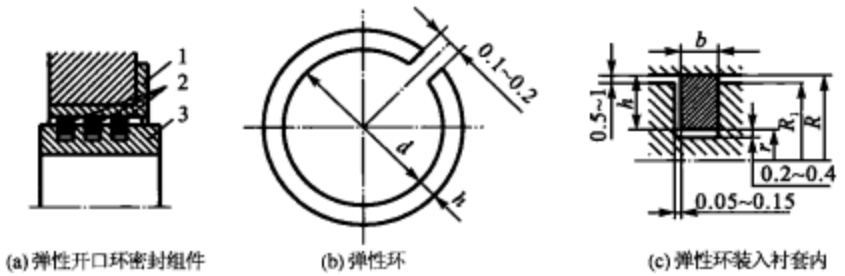
端面密封结构复杂，外廓尺寸大，加工工艺较特殊，装配要求高，但因其能在工作时间长和重复启动情况下保证高度密封，故这种密封在液体火箭发动机涡轮泵中得到了最广泛的应用。

(3) 弹性开口环密封

为使燃气腔与液体隔开，当接触处的圆周速度为 80 m/s、压差达 5 MPa 时，可采用弹性开口环密封，如图 5.65(a)所示。图(b)示出弹性环 2 处于自由状态时，其开口处有 0.1～0.2 mm 的缝隙，将其装入轴上衬套时，由环产生的弹力将其外表面紧压在壳体或壳体衬套 1 上，在轴转动时，环不转动。工作时除弹力外，介质的压力使环在端面上压紧，如图 5.65(c)所示。弹性开口环用合金钢制造，其表面硬度采用热处理或化学热处理的办法达到 58 HRC 以上。

(4) 分瓣式弹性环密封

高温涡轮腔或低温泵腔的密封，普遍采用具有三个弧段的密封环进行密封，如图 5.66 所示。各弧段间的间隙为 0.3～0.6 mm。弧段 3 置于壳体槽内，轴向间隙为 0.02～0.06 mm，并被环形弹簧 2 压到轴面上。环形弹簧置于弧段外圆的槽内。销钉 4 固定在弧段上，并插入支承环 1 壳体的槽内，以防止弧段转动。弧段环与轴磨配，并被密封腔压力将其侧面压在槽壁

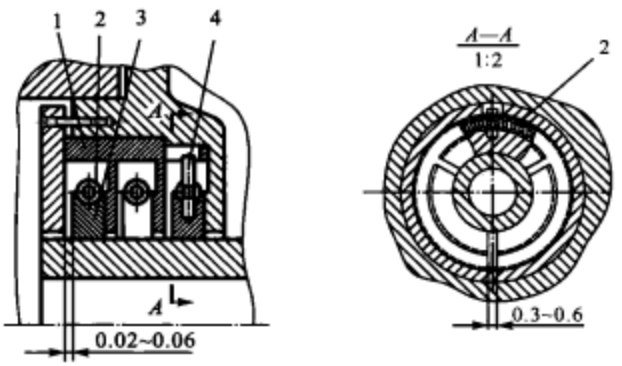


(a) 弹性开口环密封组件　(b) 弹性环　(c) 弹性环装入衬套内

1—支承衬套；2—弹性开口环；3—衬套

图 5.65　弹性开口环密封

上，造成圆柱面和端面同时密封。为提高密封性，这种密封部件可有两个或三个串装的弧段环。此时这些弧段环相对于壳体的位置，应使两相邻弧段的端面间隙相互错开。若密封的轴径不变，则随着弧段的磨损，弧段间的端面间隙会减小。弧段环用石墨或石墨化铸铁制造。



1—支撑环；2—环形弹簧；3—弧段环；4—销钉

图 5.66　分瓣式弹性环密封

2. 非接触式密封

非接触式密封是有间隙的，介质直接参与建立密封效应。在涡轮泵中普遍采用非接触式间隙密封和非接触式流体动力密封。

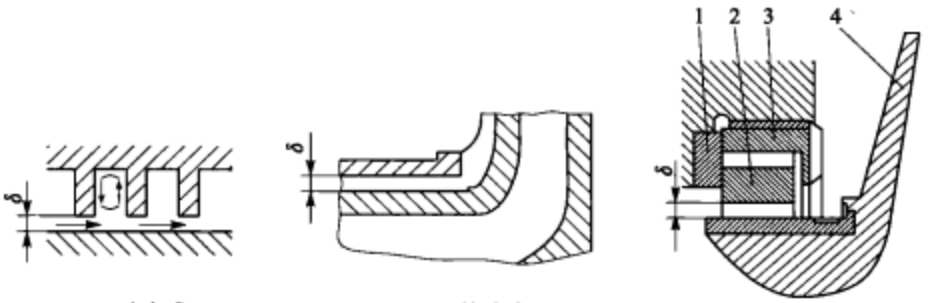
(1) 间隙密封

在间隙密封中，小的间隙及密封面与流体之间的摩擦可以阻止液体的泄漏，实际上并无功率消耗。间隙越小，密封介质粘度越大，间隙密封的效果越好。由于在静止时间隙密封的泄漏量大，而且泄漏量随密封处径向间隙的增大而增加，所以主要用于涡轮腔和泵腔的预密封。间隙密封主要有迷宫式和缝隙式。

迷宫式密封由多个串在一起的环形腔和梳状体构成，如图 5.67(a)所示。流道的突然收

缩和扩张增加了流体的压力损失，因而阻止了介质的泄漏。缝隙式间隙密封主要用于叶轮前后的密封，如图 5.67(b)所示。

还有一种无接触缝隙式密封和带环的接触式密封的组合式密封，称为浮动环密封，如图 5.67(c)所示。浮动环 2 套于轴上，当轴不旋转时，浮动环由于重力的作用下垂，图(c)中所示环的内表面与轴之间的间隙 δ 为零；当轴旋转时，环受流体动压作用而上浮，产生间隙 δ。浮动环向离心轮 4 的轴向移动受固定螺母 3 的限制，工作时，其端面被介质压力压到支承环 1 上。浮动环密封可将间隙减到最小。



(a) 迷宫式　　(b) 缝隙式　　(c) 浮动环

1—支承环；2—浮动环；3—固定螺母；4—离心轮

图 5.67　间隙密封简图

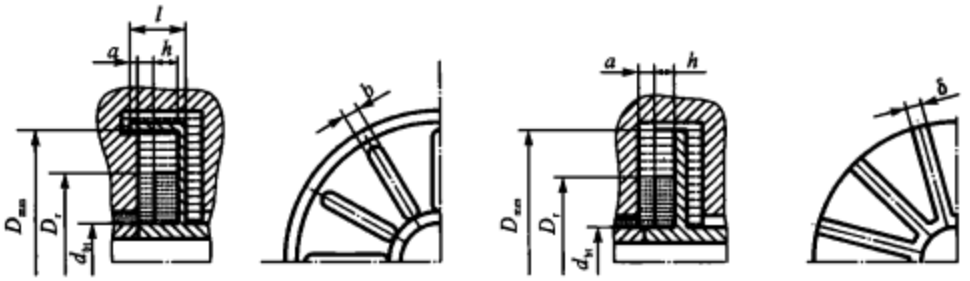
(2) 流体动力密封

流体动力密封的主要零件是装入密封腔内的盘，也称为“液封轮”，如图 5.68 所示。液封轮结构一侧是平的，另一侧有宽度为 b 的径向槽(图(a))或宽度为 δ 的径向叶片(图(b))。装在轴上的液封轮，其平滑面朝向高压腔一侧。液体沿转子的轴流向低压侧，并充填液封轮腔。当液封轮高速转动时，液体在叶片的作用下也将转动。在液封轮流道内的每一液体微元上，都存在离心力与向心压力的作用，当两个力达到平衡时，液体便停止向中心流动。由图 5.68 可以看出，当液体平衡的最小直径小于液封轮的轮毂直径($D_r \leqslant d_{bt}$)时，液封轮将失去密封作用。液封轮阻止气体由涡轮腔(或排泄腔)进入泵腔。液封轮中转动着的液体起着密封剂的作用，当其高度($D_{mm}-D_r$)小于一定值时，气体将经转动着的液体渗入，同样失去密封性。

液封轮在液体火箭发动机上应用很广。但液封轮在关机状态下不能起到密封作用，并在较低转速下密封效果不佳，所以必须将其与接触式的辅助密封组合使用。

3. 组合密封

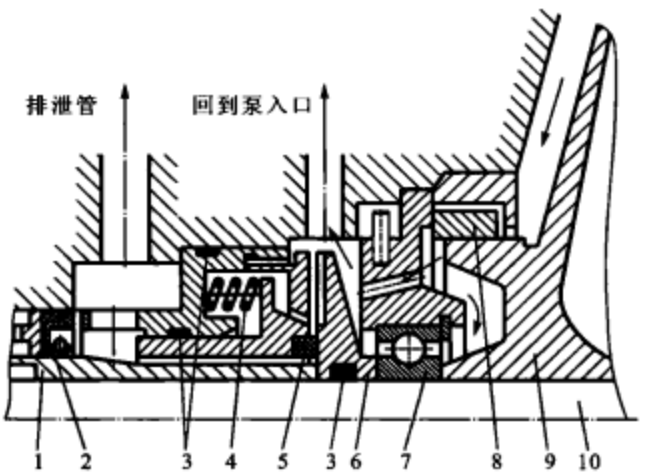
设计现代涡轮泵的密封系统，必须组合使用各种类型的密封。多工况条件下泵的组合密封如图 5.69 所示。带有离心泵轮 9 和缝隙式浮动环 8 的泵，其轴 10 装在滚动轴承上，其中一个轴承 7 用流经浮动环 8 缝隙的组元来冷却。轴承后装有液封轮 6，弹簧 4 将端面密封静环 5



(a) 带扩圈和槽的液封轮　　(b) 带叶片的开式液封轮

图 5.68　流体动力密封——液封轮

压在该液封轮叶片一侧的端面上，静环 5 可防止组元继续沿轴向流动，衬套 1 与端面密封壳体之间有排泄腔，起保险作用的唇式密封件 2 安装在此排泄腔的缝隙后面。



1—衬套；2—唇式密封件；3—密封环；4—弹簧；5—密封静环；6—液封轮；7—轴承；8—浮动环；9—离心泵轮；10—轴

图 5.69　多工况泵的组合密封

上述结构的特点是依次安装不同类型的密封件，在运转中组元的泄漏量依次降低，而其密封性能则依次提高，这样可使高压腔的密封可靠。启动前起主要密封作用的是加荷型端面密封，其所需的密封压力由弹簧 4 保证。在额定工况下，高压腔组元自离心泵轮 9 经浮动环 8 缝隙密封泄漏，进入轴承 7。为减小通过轴承的液体流量，减小轴向力，并保证液体在液封轮 6 的空腔与离心泵轮 9 之间的循环，所以在安装轴承的外套上钻有一些孔。液封轮 6 将液体甩向周边，使其从回流导管回到泵入口，以阻止液体继续沿轴流动。在液封轮叶片一侧形成了液-气分界面，而微量液体则受到处于半湿摩擦状态的端面密封静环 5 的阻拦。经端面密封渗

漏出的液体及其蒸气沿衬套上面的缝隙进入排泄腔，引至排泄管，以改善起保险作用的唇式密封 2 的工作条件。

5.7.2　涡轮泵的轴承

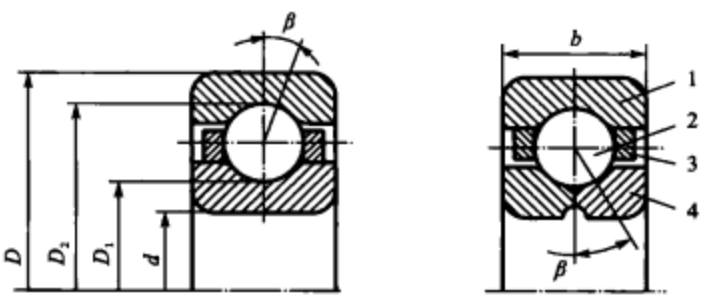
液体火箭发动机涡轮泵中大都使用滚动轴承，主要是滚珠轴承。滚棒轴承不能承受轴向力，现已较少采用。也可以选用滑动轴承，即流体静力轴承和流体动力轴承等，这取决于涡轮泵的寿命、密封系统结构和允许的轴向外廓尺寸等。

涡轮泵转子在高转速条件下工作，因此，对轴承提出的要求首先就是轴承应绝对可靠，并满足所要求的寿命期；其次是在承受大的轴向载荷条件下，有承受很大径向载荷的能力，并有较小的尺寸；同时轴承在涡轮泵所有工况下的摩擦损失小，并有高的加速性；在使用的高、低温介质或腐蚀性介质中，轴承材料稳定可靠。

滚珠轴承最能完全满足上述要求。同滑动轴承相比，滚珠轴承装配简单，且具有较小的摩擦系数，足够高的承载能力和较小的尺寸。

1. 滚珠轴承

滚珠轴承由内环、外环、保持架和滚珠组成。用于涡轮泵的滚珠轴承常选用高精度或较高精度等级，且轴承的保持架要经过很好的平衡。一般滚珠轴承的滚珠是两点接触的，可以承受径向载荷与轴向载荷，如图 5.70(a)所示。装有更多滚珠的轴承，其承载能力也大大提高。可将轴承的内环或外环分成两半，同时内环或外环的滚道曲率加大，使其滚道变深，以保证滚珠三点接触和提高 β 值，如图 5.70(b)所示。三点接触的滚珠轴承具有承受很大轴向力的能力。



(a) 两点接触轴承(内环定位)　　(b) 三点接触轴承(外环定位)

1—外环；2—滚珠；3—保持架；4—内环

图 5.70　滚珠轴承结构

轴承的保持架能将滚珠均匀分开，使滚珠不相互摩擦，从而减小摩擦系数和摩擦生热，提高轴承寿命。但它同时是高速滚珠轴承中的最薄弱零件。为了在高速运转中保证轴承稳定工

作和减小由不平衡引起的离心力，保持架必须很好地在轴承中定位。保持架有在滚珠上定位、在外环上定位和在内环上定位三种定位方法。

对于保持架在滚珠上定位，由于保持架与滚珠间的摩擦面较大，从而使摩擦系数增大，同时滚珠的运动也受到限制，因此只在小载荷和小周向速度时才应用。

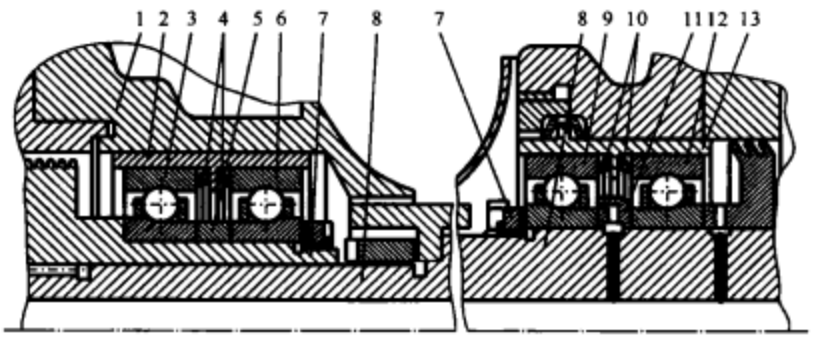
保持架在外环上定位，加大了与内环的间隙，从而降低了轴承腔内液体流动的阻力，这对于有强迫冷却的轴承是有利的。同时腔内的液体在离心力的作用下被甩到周边定位处，可润滑保持架的外表面，并可通过较冷的外环将热量散发出去，使轴承具有良好的工作性能。反之如果保持架被加热，则将会产生变形，并有可能被外环卡住，这时损坏将不可避免。另外，这种定位方法还可借助离心力的作用，研磨由于不平衡产生的偏心，能够自动改善保持架的平衡性。

保持架在内环上定位，离心力使保持架与内环之间的间隙随转速的增加而增大，这样就不会使保持架卡住。这对在低温组元中工作的轴承是很有利的。

一般轴承的内环、外环和滚珠都用专用合金钢制成，保持架多用铜、铝或树脂等材料制造。保持架应有足够的刚度和强度，材料的密度要小。为减小摩擦系数，可在铜的保持架上镀银，或采用非金属的自润滑材料。轴承是通用性很强的产品，在设计时可根据需要选用。

在轴承与轴配合时，既要保证定心精度，又要便于装拆。当内环不会产生大的变形而卡死滚珠时，应选择最小的径向间隙；在高温条件下，要适当增大配合的间隙，以防内环因受热胀大卡死滚珠。轴承外环与壳体的配合，最好使外环在涡轮泵工作时稍有转动，以便使外环内表面的磨损比较均匀。如果轴与内环的配合较紧，则外环与壳体的配合应有一定的间隙；如果轴与内环的配合较松，则外环与壳体的配合应有一定的紧度。

涡轮泵轴装到轴承上的方案，取决于作用在轴承上的负荷、支座间的距离及寿命等。例如在 SSME 发动机的液氧涡轮泵中，由于涡轮泵工作时间相对较长，转子的支座为成对的单列滚珠轴承，如图 5.71 所示。两对轴承皆靠内环定位，用螺母 7 压紧，以防轴向位移。外环则靠



1—泵体；2，13—支座衬套；3，6，9，12—轴承；4，10—定距弹簧圈；5，11—衬套；7—螺母；8—轴

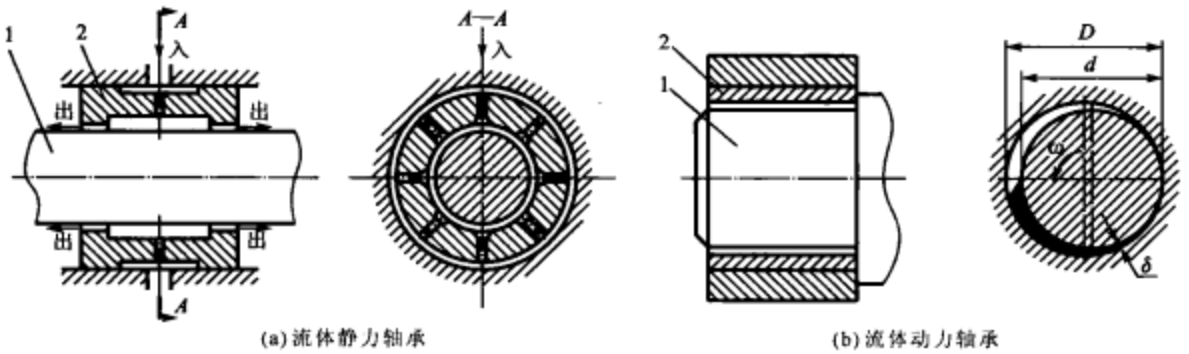
图 5.71 SSME 发动机液氧涡轮泵轴承的安装

滑配合装在衬套 2 和 13 内，这是由于轴向位移总是发生在轴承滑动配合表面上，当工作中零件产生温度变形时，滑动配合面的轴向移动使轴向力不会作用在该轴承上。在轴向上，轴承靠定距弹簧圈 4 和 10 定位，可保证在它们之间均匀地分配载荷。由于轴向压紧力被均匀地分配给外环，故消除了支座内的偏斜，并提高了支座的刚性。

滚珠轴承的工作条件苛刻，装配精度高，噪声大。其寿命取决于材料能够承受的加载循环次数，随着轴向和径向载荷的加大，其寿命会急剧减小。对于高转速、长寿命涡轮泵，如果启动和停车次数很多，则应使用滑动轴承。

2. 滑动轴承

滑动轴承可分为流体静力轴承和流体动力轴承，如图 5.72 所示。滑动轴承可以保证支承的承载能力。



(a) 流体静力轴承　　(b) 流体动力轴承

1—轴颈；2—轴瓦

图 5.72　滑动轴承

流体静力轴承的承载能力主要取决于所供应滑油的压力值。在角速度变化的情况下，流体静力轴承的承载能力实际上是不变的。流体静力轴承可以在很宽的载荷范围内使用，转子的角速度受滑油温度的限制。

流体静力轴承的工作原理如图 5.72(a)所示。具有一定压力的液体经轴瓦上的一圈孔进入，从轴与轴瓦间的间隙流出，在间隙中形成液膜。由于轴承上部的间隙比下部的大，间隙大的上部液体泄漏量大，压力小；反过来，间隙小的下部液体压力大，因此形成液体压差，使轴浮起产生承载能力。轴转动时不与轴瓦接触，装配时要选配轴瓦以高精度保持间隙。流体静力轴承的结构形式较多。

流体动力轴承的工作原理如图 5.72(b)所示。当轴颈转动时，因滑油的粘性，轴颈表面的滑油随轴颈转动，与轴承壳体接触的滑油是静止的。转子偏心造成油腔间隙不均匀，当滑油由大间隙流向小间隙时，压力升高；当由小间隙流向大间隙时，压力减小。大、小间隙的压差产生流体动力轴承的承载能力。其承载能力随转子速度的增加而增加。当轴静止时，轴承的承载

能力为零。滑油温度升高，其粘度降低，轴承的承载能力将下降。流体动力滑动轴承的正常工作依赖间隙 δ（亦称油楔厚度）的大小，与支承的直径差、转子角速度和滑油介质的粘度等有关。

由于采用低温推进剂，故涡轮泵的轴承在低温条件下工作。当应用低温组元冷却和润滑轴承时，要保证流动中无滞止区域出现，以防因蒸气堵塞破坏轴承的局部散热，造成局部过热而破坏轴承。滚珠轴承按过盈配合装在低温轴上，按间隙配合装在壳体内，当轴承腔变冷时，此间隙将因壳体材料和轴承材料的不同收缩而减小。在低温条件下，轴承常采用韧性好的不锈钢材料，以避免可能出现的脆性断裂。

在真空条件下，由于真空效应、低散热率和材料性能改变等的影响，轴承工作变得复杂。这时，轴承应采用以石墨、氟塑料或二硫化钼等为基体的固体润滑剂和重分子金属（金、银、铅、镍）镀层来保证其可靠工作。在宇宙空间工作的涡轮泵，被置于有人工气候的容器内，轴承腔与外界真空隔开，免受环境的影响。

5.8 涡轮的强度计算

5.8.1 涡轮工作叶片的强度计算

零件的强度计算通常包括静强度计算和振动计算。计算方法可分为传统计算法和有限元法两种。本节主要介绍涡轮泵主要零件——涡轮叶片和涡轮盘静强度的传统计算方法和其所承受的应力的一般分布规律。对实际零件的更为精确的计算要利用有限元法进行。

涡轮工作叶片所承受的负荷由其工作条件决定。一般，高速旋转的叶片受离心力作用，可引起拉伸应力、弯曲应力及扭转应力；受气动力作用，可引起弯曲应力及扭转应力；沿叶高或沿剖面方向受热不均，可产生热应力；由于叶片振动，可产生振动应力等。以下着重考虑由离心力引起的离心拉伸应力以及由离心力和气动力引起的弯曲应力。离心拉伸应力计算是基于杆件单向受力进行的；弯曲应力计算是基于梁弯曲进行的。计算中考虑了气动弯矩及为抵消气动弯矩而人为造成的离心弯矩，即弯曲补偿。经合成后得到总应力。

1. 离心拉伸应力计算

高速旋转的涡轮工作叶片在其自身质量离心力作用下将产生拉伸应力。假设在叶身同一截面上的离心拉伸应力处处相同，则在该截面上的离心拉伸应力等于该截面上部叶片质量所产生的沿该截面法线方向的离心力与该截面面积之比。

在计算应力时，将叶片视为固定在盘上的弹性悬臂杆。建立直角坐标系 Oxy 如图 5.73 所示，取 x 轴与旋转轴重合并与气流同一方向；令 z 轴通过叶片根部截面的质心，并垂直于旋

转轴 x；y 轴垂直于平面 Oxz。当 y 轴沿叶片旋转方向旋转时，其正向与 z 轴的正向重合。

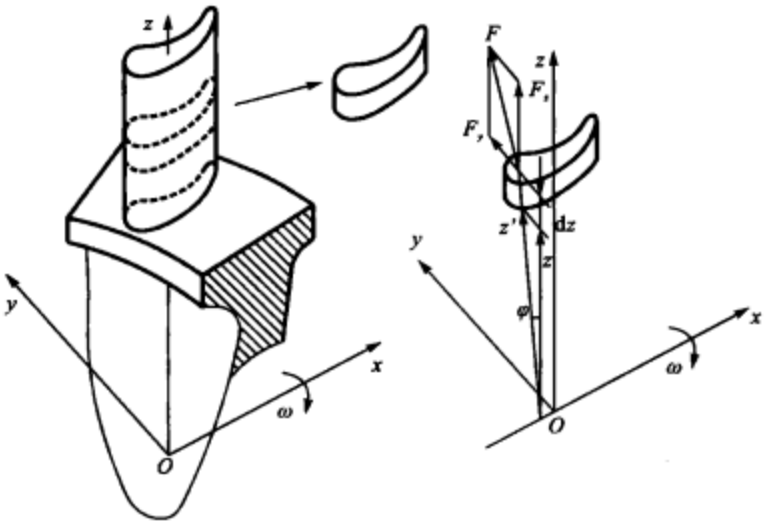


图 5.73　叶片微元体所产生的离心力

在叶片上坐标为 z 处取一微元体 $\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$，$\mathrm{d}A=\mathrm{d}x\mathrm{d}y$ 为微元体在 z 处的微元截面积，则微元体的离心力 $\mathrm{d}F$ 为

$$\mathrm{d}F=\rho\omega^2 z'\mathrm{d}A\mathrm{d}z$$

式中，ρ 为叶片材料的密度，ω 为叶片旋转角速度，z' 为微元体质心到旋转轴 x 的距离。

考虑到 $\cos\varphi=\frac{z}{z'}$，则离心力 $\mathrm{d}F$ 沿 z 轴方向的分量为

$$\mathrm{d}F_z=\mathrm{d}F\cos\varphi=\rho\omega^2 z\mathrm{d}A\mathrm{d}z$$

截面积为 $A(z)$、高度为 $\mathrm{d}z$ 的叶片微元段所产生的沿 z 轴方向的离心力为

$$\int_{A(z)}\mathrm{d}F_z=\rho\omega^2 z\mathrm{d}z\int_{A(z)}\mathrm{d}A=\rho\omega^2 A(z)z\mathrm{d}z$$

作用在叶片 $z=z_i$ 截面上沿 z 轴方向的离心力为

$$F_{ic}=\int_{z_i}^{z_T}\rho\omega^2 A(z)z\mathrm{d}z=\rho\omega^2\int_{z_i}^{z_T}A(z)z\mathrm{d}z$$

式中，z_T 为叶尖处的 z 坐标值。

叶片横截面积 $A(z)$ 一般是随 z 变化的函数，叶片在 $z=z_i$ 截面上的离心拉伸应力为

$$\sigma_{ic}=\rho\omega^2\frac{\int_{z_i}^{z_T}A(z)z\mathrm{d}z}{A(z_i)}\tag{5.118}$$

由式(5.118)可以看出，只要知道叶片横截面积沿叶高的变化规律，就可以求出 σ_{ic}。对于等截面叶片，即 $A(z)=A(z_i)$ 为常数，式(5.118)可写为

$$\sigma_{ic}=\frac{1}{2}\rho\omega^2(z_T^2-z_i^2) \tag{5.119}$$

由式(5.119)可知，截面所在处的坐标 z_i 越小，则该截面上的离心拉伸应力越大。可见叶根截面上的离心拉伸应力最大，叶尖处为零。

如果在叶片外缘安装围带，则由其质量引起的加到一个叶片上的离心力为

$$F_{mc}=\frac{mz_T\omega^2}{Q}$$

式中，m 为围带的质量，Q 为叶片的个数。

考虑围带质量离心力的等截面叶片在 $z=z_i$ 处的拉伸应力为

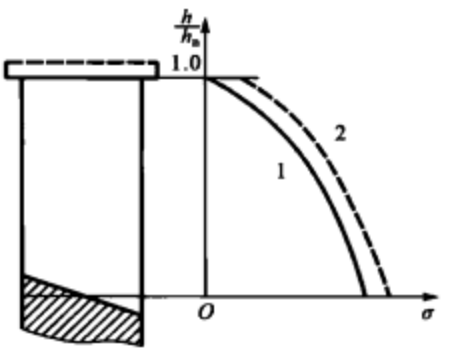
$$\sigma_{ic}=\frac{1}{2}\rho\omega^2(z_T^2-z_i^2)+\frac{mz_T\omega^2}{QA} \tag{5.120}$$

式中，A 为叶片的截面积。

由式(5.119)可知，在没有围带时，等截面叶片内的应力 σ_{ic} 与横截面积无关。围带产生的离心拉应力在每一截面都是相同的。无论有无围带，等截面叶片的最大应力都位于根部截面上。等截面叶片沿高度的应力分布如图 5.74 所示。

在叶片高度相对小($h_B/R_s\leqslant 1/3$，R_s 为轮盘外缘)的情况下使用等截面的叶片是合适的，这种短叶片通常在部分进气的冲击式涡轮中应用。随着叶高加大，根部应力可能大到不允许的程度，这就需要沿叶高进行专门的叶片截面的型面设计。

在大流量的反力式涡轮中，工作叶片的高度较大，叶片一般做成沿高度是变截面的。



1—无叶冠(围带)叶片；2—带叶冠(围带)叶片

图 5.74 叶片微元体所产生的离心力

叶片截面沿高度的变化可用幂函数来近似计算，即

$$A_i=A_R-\alpha h^q \tag{5.121}$$

式中，A_i 为叶片的某一截面积，A_R 为叶根的截面积，h 为由叶根计起、对应 A_i 的叶高，q 为确定面积沿叶高变化特性的幂指数，$\alpha=\frac{A_R-A_T}{h_B^q}$。

当考虑围带的影响和截面积沿叶高按幂规律变化时，叶片某一截面的总离心力为

$$F_{ic}=\rho\omega^2\int_0^{h_B}(A_R-\alpha h^q)(z_R+h)\mathrm{d}h+\frac{mz_T\omega^2}{Q}=\rho\omega^2A_Rh_BR_{ave}\beta+\frac{mz_T\omega^2}{Q} \tag{5.122}$$

式中，z_R 为叶根截面的坐标，$\beta=1-\frac{1}{R_s}\left(1-\frac{A_T}{A_R}\right)\left(\frac{z_R}{q+1}+\frac{h_B}{q+2}\right)$。

图 5.75 示出了不计围带时不同型面设计规律下，拉伸应力沿叶片高度的变化情况。由图中看出，当 $q \geqslant 1$ 时，最大应力作用在根部截面上；而当 $q<1$ 时，最大应力则作用在高于根部的截面上。

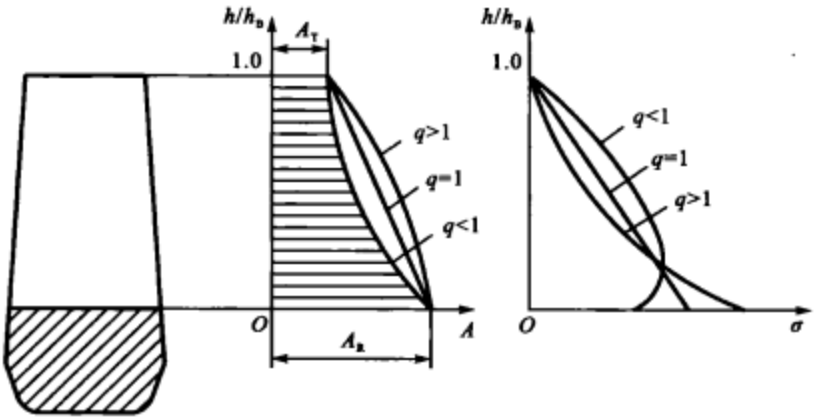


图 5.75　不同幂指数 q 情况下叶片截面积与应力的分布

当叶片截面积为已知，其随高度变化的规律又较复杂而不便用数学式表达时，就要采用数值积分法来计算。

2. 弯曲应力计算

在气动力和离心力作用下，叶片将产生弯曲应力。计算时，将叶片视为一端固定的悬臂梁，求出作用在叶片上的气动力弯矩和离心力弯矩及叶片截面主惯性矩后，就可按材料力学中梁弯曲应力公式计算。

(1) 气动弯矩

气流流经叶栅时，其速度沿轴向及周向均发生变化，即气流的动量发生了变化；此外，气流在叶栅进、出口处的压力亦不相同。因此，气流必将受到来自叶片的轴向力及周向力的作用；同时，叶片必然受到大小相等、方向相反的气流给予叶片的反作用力的作用，且在叶片上将产生气动弯矩。燃气流经叶栅的情况如图 5.76 所示。工作叶片的弯曲应力是按最大工质流量工况计算的。

作用在叶片上的气动力，用单位叶片长度上在相应轴线方向上的载荷强度 F_x 与 F_y 的形式来表示，如图 5.77 所示。单位叶高承受的气流作用力为

$$\begin{cases} F_x = \dfrac{2\pi z}{Q\varepsilon}\rho_1 c_{1a}(c_{1a}-c_{2a}) + \dfrac{2\pi z}{Q}(p_1-p_2) \\ F_y = \dfrac{2\pi z}{Q\varepsilon}\rho_1 c_{1a}(c_{1u}-c_{2u}) \end{cases} \tag{5.123}$$

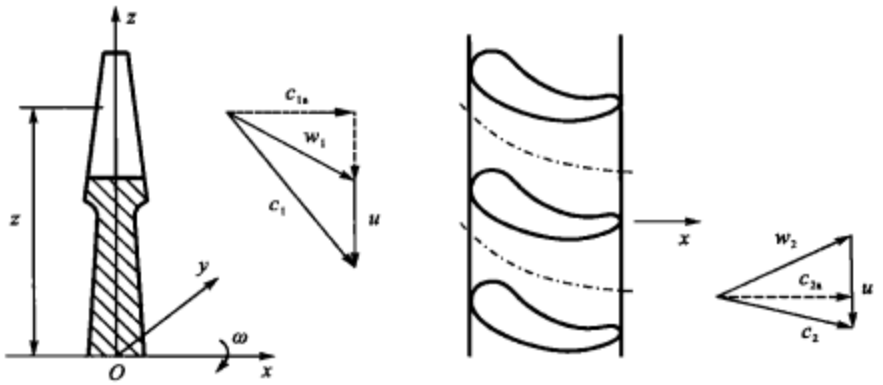


图 5.76 流经叶栅的气体情况

式中，z 为截面所在处的径向位置，c_{1a} 和 c_{2a} 分别为叶栅进、出口处的气流轴向速度，c_{1u} 和 c_{2u} 分别为叶栅进、出口处的气流周向速度，ρ_1 和 ρ_2 分别为叶栅进、出口处的气流质量密度，p_1 和 p_2 分别为叶栅进、出口处的气流压力，Q 为该级转子的叶片个数，ε 为局部进气度。

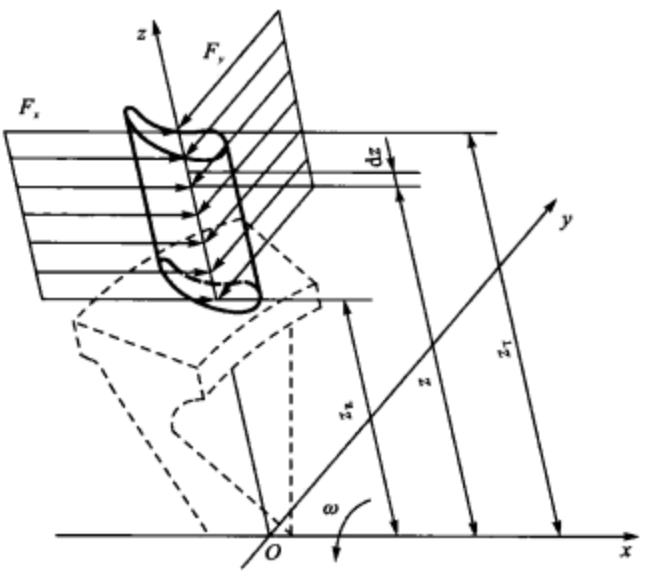


图 5.77 气体力的分布

叶片任意截面 z_i 处的气动弯矩等于 z_i 截面以上部分所受到的气动力对 z_i 截面关于 x 和 y 轴的力矩，其表达式为

$$\begin{cases} M_{xig} = -\int_{z_i}^{z_T} F_y(z)(z - z_i)\mathrm{d}z \\ M_{yig} = \int_{z_i}^{z_T} F_x(z)(z - z_i)\mathrm{d}z \end{cases} \tag{5.124}$$

对涡轮泵涡轮中的短叶片，近似地可以认为叶片平均半径上的载荷强度为

$$F_{xz_{ave}} = \pi \frac{z_R + z_T}{2Q}(p_1 - p_2) + \frac{q_{mT}}{Q\varepsilon h_B}(c_{1u\,ave} - c_{2u\,ave}) \tag{5.125}$$

$$F_{yz_{ave}} = \frac{q_{mT}}{Q\varepsilon h_B}(c_{1u\,ave} - c_{2u\,ave}) \tag{5.126}$$

式中，q_{mT} 为涡轮的燃气质量流量。

对于冲击式涡轮，有 $p_1 \approx p_2$，式(5.125)简化为

$$F_{xz_{ave}} = \frac{q_{mT}}{Q\varepsilon h_B}(c_{1u\,ave} - c_{2u\,ave}) \tag{5.127}$$

利用在平均半径 z_{ave} 处的 $F_{xz_{ave}}$ 和 $F_{yz_{ave}}$ 的表达式式(5.125)和式(5.126)，在短叶片任一半径 z 处叶片截面上的气动弯矩为

$$\begin{cases} M_{xg}(z) = \frac{1}{2}F_{yz_{ave}}(z_T - z)^2 \\ M_{yg}(z) = \frac{1}{2}F_{xz_{ave}}(z_T - z)^2 \end{cases} \tag{5.128}$$

(2) 离心力弯矩

当叶片各截面质心连线不与 z 轴重合时，叶片旋转质量离心力将产生离心力弯矩。如图 5.78 所示，在任意截面 z 处取微段叶片 $\mathrm{d}z$，则当叶片以角速度 ω 旋转时，微段叶片将产生离心力

$$\mathrm{d}F = \rho\omega^2 z' A(z)\mathrm{d}z$$

$\mathrm{d}F$ 沿 y 轴和 z 轴两个方向的分力对叶片 z_i 截面产生的弯矩为

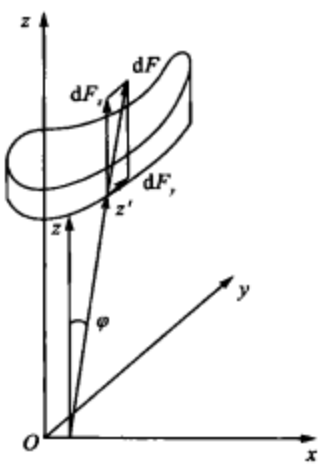


图 5.78　离心力弯矩的计算坐标系

$$\begin{cases} \mathrm{d}M_{xic} = \mathrm{d}F\cos\varphi(y - y_i) - \mathrm{d}F\sin\varphi(z - z_i) \\ \mathrm{d}M_{yic} = -\mathrm{d}F\cos\varphi(x - x_i) \end{cases}$$

考虑到 $\sin\varphi = y/z'$，$\cos\varphi = z/z'$，则上式可写为

$$\begin{cases} \mathrm{d}M_{xic} = \rho\omega^2 A(z)[z(y - y_i) - y(z - z_i)]\mathrm{d}z = \rho\omega^2 A(z)(yz_i - zy_i)\mathrm{d}z \\ \mathrm{d}M_{yic} = -\rho\omega^2 A(z)z(x - x_i)\mathrm{d}z = \rho\omega^2 A(z)z(x_i - x)\mathrm{d}z \end{cases} \tag{5.129}$$

叶片 i 截面上所承受的离心力弯矩为

$$\begin{cases} M_{xic} = \rho\omega^2 \int_{z_i}^{z_T} A(z)(yz_i - zy_i)\mathrm{d}z \\ M_{yic} = \rho\omega^2 \int_{z_i}^{z_T} A(z)z(x_i - x)\mathrm{d}z \end{cases} \tag{5.130}$$

(3) 弯矩的合成与补偿

作用在叶片任一截面上的总弯矩，亦称合成弯矩，应为作用在叶片该截面上的气动力弯矩与离心力弯矩之和，即

$$\begin{cases} M_{xi} = M_{xig} + M_{xic} \\ M_{yi} = M_{yig} + M_{yic} \end{cases} \tag{5.131}$$

考察式(5.131)，如果认为 M_{xig} 和 M_{yig} 在既定的气动设计条件下不能改变，则适当地设计叶片各截面的质心位置，就可改变 M_{xic} 和 M_{yic}。理论上可以使离心力弯矩与气动力弯矩相互抵消，也就是使 M_{xi} 和 M_{yi} 适当减少，甚至为零。实际中，在利用离心力弯矩补偿气动力弯矩时，调整质心位置既要照顾到各个截面上都要有合适的补偿，又要照顾到各种飞行状态，同时还要考虑到加工的要求等。

有下述两种减小叶片内弯曲应力的结构措施：

① 截面质心偏移线为直线，并且与气动力方向相同，这个方法在结构上简单，工艺上方便，常用于平衡短叶片的载荷。将冲击式涡轮叶片设计成截面质心在 Oyz 平面上直线偏移并与轮盘旋转同一方向，可产生与气动力矩方向相反的力矩，如图 5.79 所示。此方法是平衡涡轮泵涡轮叶片载荷的主要方法。

② 设计截面质心线为专门的曲线。这种方法使得应力不仅在根部截面内，而且在叶片其他截面内也得到补偿。此方法适用于长叶片，且工艺较复杂。

(4) 弯曲应力

在按前述方法确定叶片各截面上的合成弯矩后，下一步将计算弯曲应力。首先考察如图 5.80所示的叶片截面，这种剖面的抗弯能力在各个方向上是不一样的。通过截面质心有两个惯性主轴 ξ 和 η，对 ξ 轴的惯性矩最小，对 η 轴的惯性矩最大。在计算弯曲变形时，应先分别对两个主惯性轴计算各自的变形，然后再进行叠加。因此，要想计算在弯矩 M_x 和 M_y 作用下叶片截面上的弯曲应力，就必须先将 M_x 和 M_y 分解为 M_ξ 和 M_η 后才能进行计算。

设叶片截面主惯性轴 ξ 与 x 轴的夹角为 α，则合成弯矩 M_x 和 M_y 在 ξ 和 η 方向分量的代数和为 M_ξ 和 M_η，其转换公式为

$$\begin{cases} M_\xi = M_x\cos\alpha - M_y\sin\alpha \\ M_\eta = M_x\sin\alpha + M_y\cos\alpha \end{cases} \tag{5.132}$$

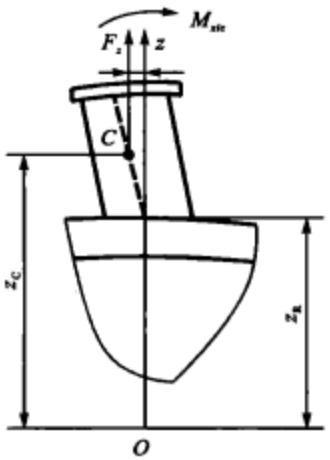


图 5.79　叶片质心的直线偏移

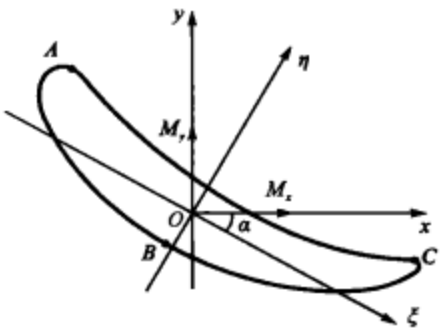


图 5.80　叶片截面上的弯曲应力最大点

有了合成弯矩 M_ξ 和 M_η 后，并且已知叶片截面的主惯性矩 I_ξ 和 I_η 及截面上任一点的位置(ξ,η)，就可按照材料力学中求弯曲应力的公式进行计算。计算应力的目的是为了校核强度，需要计算截面上最大的弯曲应力。一般在距离 ξ 轴最远的三点 A,B,C 上的弯曲应力最大，因此通常只需计算这三个点在 M_ξ 和 M_η 作用下的弯曲应力

$$\begin{cases}\sigma_{Ab}=\dfrac{M_\xi}{I_\xi}\eta_A-\dfrac{M_\eta}{I_\eta}\xi_A\\[2ex]\sigma_{Bb}=\dfrac{M_\xi}{I_\xi}\eta_B-\dfrac{M_\eta}{I_\eta}\xi_B\\[2ex]\sigma_{Cb}=\dfrac{M_\xi}{I_\xi}\eta_C-\dfrac{M_\eta}{I_\eta}\xi_C\end{cases}\tag{5.133}$$

式中，(ξ_A,η_A)，(ξ_B,η_B)，(ξ_C,η_C)分别为 A,B,C 三点的坐标，计算时带正负号；I_ξ 和 I_η 为叶片截面主惯性矩，恒为正值。式中负号是为了使所得应力与应力符号（拉应力为正，压应力为负）规定一致。

3. 总应力与安全系数

在叶片静强度（不考虑振动应力）计算中，任意截面 i 上的总应力是指离心拉伸应力 σ_{ic} 与气动弯曲应力 σ_{ig} 的代数和，即

$$\sigma=\sigma_{ic}+\sigma_{ig}\tag{5.134}$$

假设截面上离心拉伸应力是均匀分布的，则弯曲应力最大的点必然也是总应力最大的点。因此，一般只需计算叶片截面上三点 A,B,C 的总应力。

考虑到许多其他因素的影响，在设计叶片时，要在应力计算的基础上给以适当的安全系数。被忽略的离心力所引起的弯曲就计入了安全系数。如果叶片是用除了铸造以外的其他方

法加工的，则叶片安全系数取 $n_s=1.4\sim1.5$；在叶片为铸造的情况下，叶片安全系数 n_s 需加大 20%。

工作叶片身部的强度安全条件为

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_{max}}\geqslant n_s \tag{5.135}$$

式中，σ_b 为叶片材料在工作温度下的强度极限，σ_{max} 为叶片危险截面上的最大总应力。

在沿叶高等截面的叶片内，最大应力值 σ_{max} 位于根部截面，并且温度沿高度变化不大。在这种情况下，主要确定叶片根部截面的安全系数。

安全系数本身的意义在于它考虑了那些难以估计的因素所造成的影响，上述的强度计算都是在理想化的条件下进行的，简化了的强度计算与实际情况有相当大的差别。在一定条件下，把那些复杂的因素笼统地以安全系数的形式予以考虑是较常用的方法。但应注意，强度计算方法是在不断进步的，当一项计算能够精确地解决或对某一问题有了新的认识后（如有限元法可精确地计算应力集中等），安全系数不是一成不变的，而将有所改变。

4. 影响叶片强度的其他因素

(1) 扭转应力的影响

当作用在叶片截面上的横向力不通过叶片截面的刚心时，不但产生弯曲，还将引起叶片扭转并产生扭转应力；当横向力通过截面刚心时，则只引起叶片弯曲，而不引起扭转。

作用在叶片上的横向力有气动力和离心力沿 y 轴的分力。由于叶片微元段的气动力合力未通过截面的刚心而产生气动力扭矩，如图 5.81 所示，刚度中心 E 与迎风面中心 G（气动力合力的作用点）不重合，则在气动力作用下产生扭矩 T。微元段上的离心力周向（沿 y 轴）分力的合力不通过截面刚心而引起离心力扭矩。作用在叶片任一截面 z_i 上的总扭矩为该截面以上部分所承受的离心力扭矩与气动力扭矩之和。

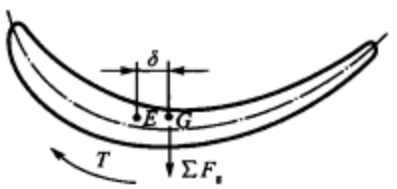


图 5.81 气体力引起扭矩示意图

由于气动力扭矩和离心力扭矩的绝对值通常较小（前者也难以测量与计算），且它们的方向常常相反，因此对叶片强度的影响很小，所以在计算叶片应力时往往不考虑扭转应力；但对于弦长较大的叶片，其影响通常不可忽略。

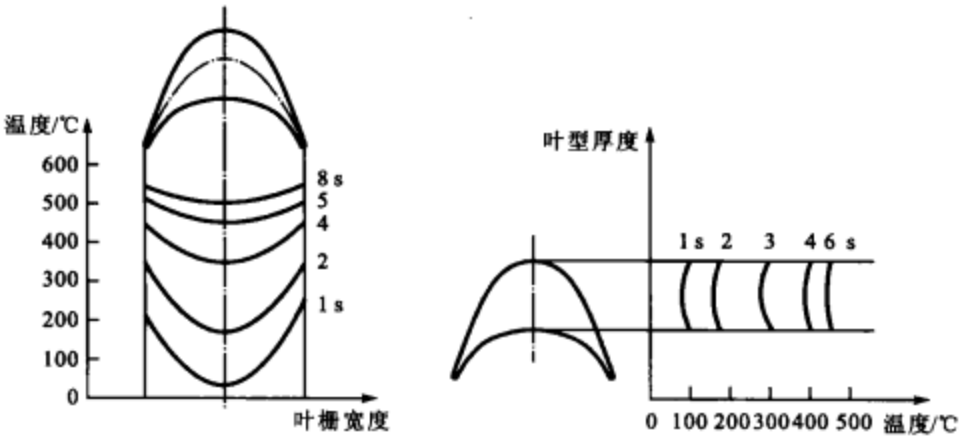
(2) 热应力的影响

物体受热不均或受到约束，其内部将产生应力。工程上称物体因温度变化而产生的应力为热应力。涡轮叶片通常在炽热的燃气中工作，其上的温度分布通常并不均匀，且工作状态变化使叶片的温度也随之变化，因此应重视叶片的热应力问题。

当工作状态变化时，由于涡轮叶片横截面厚薄相差较大，叶片上的温差变化也较大，因而

可能产生相当大的热应力。这在启动和关机过程中最为明显。

涡轮泵在启动过程中，不同时间沿叶型中心线的温度分布和沿叶型厚度的温度分布如图5.82 所示。



(a) 沿叶型中心线的温度分布　　(b) 沿叶型厚度的温度分布

图 5.82　沿叶片型面中心线和厚度的温度分布

由图 5.82 看出，涡轮泵启动后，叶片加热较快，历时 8～10 s，然后温度梯度趋于稳定，温差沿中心线不超过 60 ℃，沿叶型厚度不超过 30 ℃。

细长叶片在同一截面上的温度梯度通常较小，但沿叶高方向可有较大温差。由于叶片沿叶高方向可以自由膨胀，不受约束，所以热应力一般并不很大。

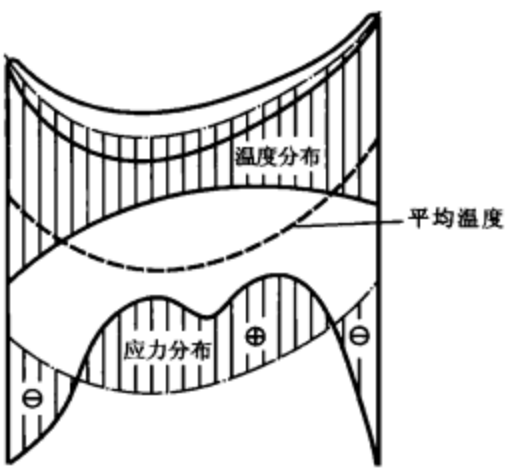


图 5.83　沿叶型中心线的温度和应力分布

如图 5.83 所示，在涡轮叶片的同一截面上，一般进气、出气边的温度比中心部分的温度高。由于温度较高部分的膨胀大于温度较低部分的膨胀，所以在叶片的前缘和尾缘部分产生压应力，在叶片的中心部分产生拉应力。在叶片的横截面内，热应力是自我平衡的。

此外，影响叶片强度的还有振动等因素。

5.8.2 涡轮盘的强度计算

在涡轮盘上面装有叶片，涡轮盘高速旋转和传递扭矩，并且轮盘的工作温度沿其半径和厚度方向还存在着较大温差。一般轮盘的旋转速度较高，正常工作时所传递的扭矩并不很大，通常在分析旋转轮盘的强度时主要考虑如下两种载荷：

① 轮盘本身和安装在盘上的叶片在高速旋转时产生的质量离心力。

② 轮盘沿半径方向受热不均产生的热应力(传统计算一般不考虑轮盘厚度方向存在的温差，并认为同一半径上的温度沿圆周相同)。

此外轮盘工作时可能还承受如下载荷：

① 由叶片传来的(轴向和周向的)气动力以及轮盘前、后的气体压力。

② 飞行器转弯时产生的陀螺力矩。

③ 叶片及轮盘振动时产生的动负荷。

④ 盘与轴或盘与盘连接处的装配应力，以及在某种工作条件下由于变形不协调而产生的附加应力等。

通常分析轮盘强度的计算方法主要有传统计算法和有限元素法两种。传统计算法从力学的基本方程式出发，对轮盘的实际形状及载荷条件进行简化，建立计算模型，从而进行强度计算。这种算法比较简单，但精度较低，不能计算局部应力集中等的影响。有限元素法能够计算轮盘强度的各种复杂情况，且精度较高。目前有限元素法在轮盘强度计算中已经广泛采用。尽管如此，传统计算法物理概念清晰，且简便易行，所以仍是分析轮盘强度的一种重要的基本手段。

1. 轮盘强度计算的基本公式

(1) 基本假设

在建立弹性状态下旋转轮盘的基本力学方程时，必须作适当的假设以减轻计算工作量，同时又要求对计算精确度不能有很大影响。通常作如下假设：

① 轮盘处于轴对称应力状态，即轮盘的几何形状是轴对称的(除去轮盘偏心孔等局部结构及盘身一些安装边以外)，旋转时叶片和轮盘自身的离心力及只沿径向变化的热负荷也是轴对称的。

② 平面应力状态，即轮盘可视为薄盘(轮盘的厚度小于其直径的 1/4)，轮盘沿厚度方向不产生正应力，当轮盘侧表面对中间平面的倾斜度不太大以及轮盘的厚度没有突变时，这种假设可以推广到变厚度盘。

③ 外载荷沿轮缘圆周及轮缘宽度均匀分布，即由叶片及榫头引起的质量离心力所造成的轮缘处径向外载荷均布，大小为 σ_n。

根据上述假设，采用弹性力学中处理问题的方法，建立轮盘强度计算的基本方程。其中包括力平衡方程、几何方程、物理方程以及引入适当的力或位移的边界条件。

(2) 建立基本方程

取图 5.84 所示的微元体进行分析，由上述假设(轴对称应力状态有 $\tau_{r\theta}=\tau_{z\theta}=0$，平面应力状态有 $\tau_{rz}=0,\sigma_z=0$)知，此时微元体的内、外圆柱面上仅有正应力，分别为 σ_r 和 $\sigma_r+\mathrm{d}\sigma_r$，微元体的两个夹角为 $\mathrm{d}\theta$ 的径向侧面上仅有正应力 σ_θ，并假设 σ_θ 在微元体侧面上是均布的。

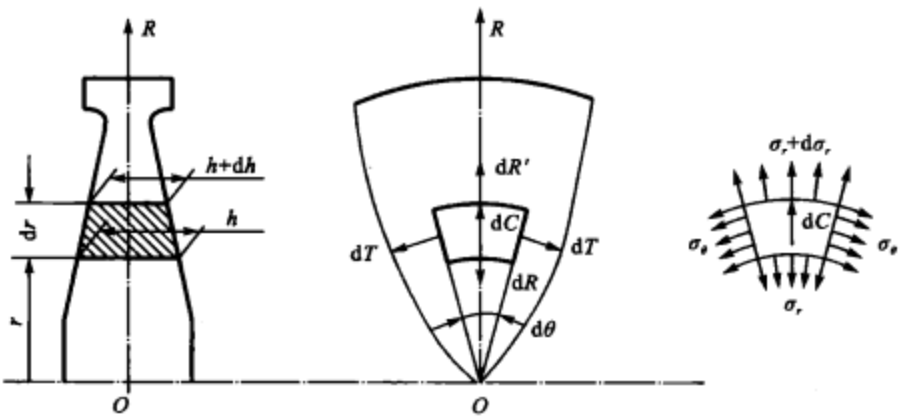


图 5.84　轮盘计算用的微元体简图

1)力平衡方程

作用在微元体内、外圆柱面上的径向力分别为

$$\mathrm{d}R=\sigma_r hr\,\mathrm{d}\theta$$

$$\mathrm{d}R'=(\sigma_r+\mathrm{d}\sigma_r)(h+\mathrm{d}h)(r+\mathrm{d}r)\mathrm{d}\theta$$

作用在微元体侧面上的周向力为

$$\mathrm{d}T=\sigma_\theta h\,\mathrm{d}r$$

微元体的离心力为

$$\mathrm{d}C=\rho\omega^2 rhr\,\mathrm{d}\theta\mathrm{d}r$$

式中，ρ 为轮盘材料质量密度，ω 为轮盘的旋转角速度。

微元体的径向平衡方程为

$$\mathrm{d}R'-\mathrm{d}R-2\mathrm{d}T\sin\frac{\mathrm{d}\theta}{2}+\mathrm{d}C=0$$

考虑到 $\mathrm{d}\theta$ 为微量，取 $\sin\frac{\mathrm{d}\theta}{2}\approx\frac{\mathrm{d}\theta}{2}$，则上式变为

$$(\sigma_r+\mathrm{d}\sigma_r)(h+\mathrm{d}h)(r+\mathrm{d}r)\mathrm{d}\theta-\sigma_r hr\,\mathrm{d}\theta-\sigma_\theta h\,\mathrm{d}r\mathrm{d}\theta+\rho\omega^2 hr^2\,\mathrm{d}r\mathrm{d}\theta=0$$

消去 $\mathrm{d}\theta$，并略去高阶微量，整理得

$$\mathrm{d}(\sigma_r hr)-\sigma_\theta h\,\mathrm{d}r+Ahr^2\,\mathrm{d}r=0 \tag{5.136}$$

式中，$A=\rho\omega^2$。如果轮盘剖面形状即 $h=h(r)$ 已知，则上式中还有两个未知量 σ_r 和 σ_θ，为了确定应力，需要根据变形条件建立几何方程。

2)几何方程

轮盘工作时，在各种载荷作用下产生应力的同时亦产生变形，图 5.85 示出了微元体的变形(虚线为变形后)。设在半径 r 处微元体的径向位移为 u，在 $r+\mathrm{d}r$ 处的位移为 $u+\mathrm{d}u$，微元体本身的变形为 $\mathrm{d}u$，因此微元体的径向应变为

$$\varepsilon_r=\frac{(u+\mathrm{d}u)-u}{\mathrm{d}r}=\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}r} \tag{5.137}$$

变形前后 $\mathrm{d}\theta$ 不变，在半径 r 处由径向位移 u 所引起的周向应变 ε_θ 为

$$\varepsilon_\theta=\frac{(r+u)\mathrm{d}\theta-r\mathrm{d}\theta}{r\mathrm{d}\theta}=\frac{u}{r} \tag{5.138}$$

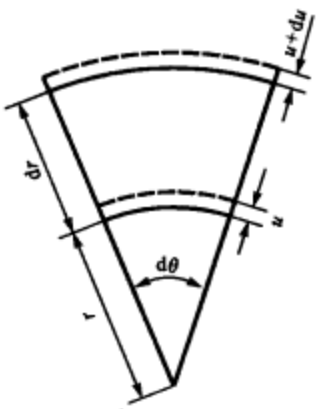


图 5.85 微元体变形图

现在两个几何方程中共有三个未知量，为了求解应力，还须建立物理方程。

3)物理方程

在平面应力状态下，应变与应力的线性关系，即胡克定律可表示为

$$\begin{cases}\varepsilon_r'=\dfrac{1}{E}(\sigma_r-\mu\sigma_\theta)\\ \varepsilon_\theta'=\dfrac{1}{E}(\sigma_\theta-\mu\sigma_r)\end{cases}$$

式中，E 为轮盘材料(各向同性)的弹性模量，μ 为泊松比。

当微元体受热膨胀时，上述关系可表示为

$$\begin{cases}\varepsilon_r=\dfrac{1}{E}(\sigma_r-\mu\sigma_\theta)+\alpha t\\ \varepsilon_\theta=\dfrac{1}{E}(\sigma_\theta-\mu\sigma_r)+\alpha t\end{cases} \tag{5.139}$$

式中，α 为轮盘(各向同性)材料的线膨胀系数，t 为轮盘径向 r 处的温升。

到此，共有五个方程和五个未知量，结合具体的边界条件，在理论上即可求出位移、应变及应力。

由两个几何方程消去位移 u，可得变形协调方程

$$\varepsilon_r=\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(r\varepsilon_\theta)$$

将物理方程(5.139)代入上式，得用应力分量表示的变形协调方程

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}\left(\frac{r\sigma_\theta}{E}\right)+\frac{\mu}{r}\left(\frac{r\sigma_\theta}{E}\right)=\frac{\sigma_r}{E}+\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}\left(\frac{\mu r\sigma_r}{E}\right)-r\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(\alpha t)$$

将此式与平衡方程式联立并结合应力(分量)边界条件，即可算出应力 σ_r 和 σ_θ。这种求解

方法通常称为力法。

将几何方程代入物理方程，可得到 σ_r 和 σ_θ 的表达式为

$$\begin{cases}\sigma_r=\dfrac{E}{1-\mu^2}\left[\left(\dfrac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}r}-\alpha t\right)+\mu\left(\dfrac{u}{r}-\alpha t\right)\right]\\ \sigma_\theta=\dfrac{E}{1-\mu^2}\left[\left(\dfrac{u}{r}-\alpha t\right)+\mu\left(\dfrac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}r}-\alpha t\right)\right]\end{cases}\tag{5.140}$$

将式(5.140)代入平衡方程式，得到以位移分量 u 表示的微分方程

$$\frac{\mathrm{d}^2u}{\mathrm{d}r^2}+\left[\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(\ln h)+\frac{1}{r}\right]\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}r}+\left[\frac{\mu}{r}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(\ln h)-\frac{1}{r^2}\right]u-$$
$$(1+\mu)\alpha\left[t\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(\ln h)+\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r}\right]+\frac{1-\mu^2}{E}Ar=0\tag{5.141}$$

式中，E，μ 和 α 为常量，实际上是温度的函数，得到温度分布以后，即可把 E，μ 和 α 表示为 r 的函数，然后求微分。通过式(5.141)，结合适当的位移边界条件即可求出位移、应变和应力，此方法通常称为位移法。

由上可知，力法是求解两个一阶微分方程，而位移法是求解一个二阶微分方程，它们均有两个积分常数需要确定。只要存在两个边界条件，不论哪种方法都可用来求解。一般情况下，可根据表示边界条件的应力或位移分量来确定选用哪种解法。显然，对于应力边界，适宜采用力法，对于位移边界，适宜采用位移法。由于应力边界可以用位移分量的微分显式表示，故应力边界问题可用位移法求解；而位移边界通常很难用应力分量显式表示，但对于轴对称问题，可消去 ε_θ，从而得到用应力分量显式表示的位移为

$$u=\frac{r}{E}(\sigma_\theta-\mu\sigma_r)+r\alpha t$$

也就是说，对于具有位移边界的轮盘问题，力法亦适用。因此，在轮盘强度计算中，力法和位移法均可采用。同时还可看出，必须要已知轮盘的剖面形状(即 $h=h(r)$)后问题才能解决。但是，如果轮盘剖面形状比较复杂，通常求解 u 的二阶微分方程比较困难，因此位移法通常只适用于简单剖面形状轮盘的校核设计与强度计算。反过来，如果给定应力(或位移)沿半径的变化规律，并进行轮盘剖面的造型设计，则位移法一般是不可解的。但采用力法却可以实现，不过在一般情况下，力法仍然只用于校核设计。

2. 等厚盘的强度计算

利用前述基本公式，讨论等厚盘在几种典型载荷及边界条件下的应力分布，以说明有关轮盘强度的一些基本概念和规律。

对于等厚盘，有 $\dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(\ln h)=0$，并假设轮盘沿径向温差不大，则 E，μ 和 α 可看做常量，此时，关于位移 u 的二阶微分方程(5.141)可简化为

$$\frac{d^2u}{dr^2}+\frac{1}{r}\frac{du}{dr}-\frac{u}{r^2}-(1+\mu)\alpha\frac{dt}{dr}+A\frac{1-\mu^2}{E}r=0$$

进一步整理成

$$\frac{d}{dr}\left[\frac{1}{r}\frac{d}{dr}(ru)\right]=(1+\mu)\alpha\frac{dt}{dr}-A\frac{1-\mu^2}{E}r$$

对上式进行积分，得

$$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}(ru)=(1+\mu)\alpha t-\frac{1}{2}\frac{1-\mu^2}{E}Ar^2+2C_1$$

或

$$\frac{d}{dr}(ru)=(1+\mu)\alpha tr-\frac{1-\mu^2}{E}A\frac{r^3}{2}+2C_1r$$

式中，$2C_1$ 为积分常数，再次积分，有

$$ru=(1+\mu)\alpha\int_{r_0}^{r}tr\,dr-\frac{1-\mu^2}{8E}Ar^4+C_1r^2+C_2$$

或

$$u=\frac{\alpha(1+\mu)}{r}\int_{r_0}^{r}tr\,dr-\frac{1-\mu^2}{8E}Ar^3+C_1r+\frac{C_2}{r} \tag{5.142}$$

式中，C_2 亦为积分常数。对上式微分，有

$$\frac{du}{dr}=(1+\mu)\alpha t-\frac{\alpha(1+\mu)}{r^2}\int_{r_0}^{r}tr\,dr-\frac{3(1-\mu^2)}{8E}Ar^2+C_1-\frac{C_2}{r^2} \tag{5.143}$$

将式(5.142)和式(5.143)代入式(5.140)，整理后得

$$\begin{cases}\sigma_r=K_1-\dfrac{K_2}{r^2}-\dfrac{3+\mu}{8}Ar^2-\dfrac{\alpha E}{r^2}\displaystyle\int_{r_0}^{r}tr\,dr\\ \sigma_\theta=K_1+\dfrac{K_2}{r^2}-\dfrac{3+\mu}{8}Ar^2+\dfrac{\alpha E}{r^2}\displaystyle\int_{r_0}^{r}tr\,dr-E\alpha t\end{cases} \tag{5.144}$$

式中，常数 $K_1=\dfrac{C_1E}{1-\mu}$，$K_2=\dfrac{C_2E}{1+\mu}$，由轮盘的边界条件确定；积分 $\int_{r_0}^{r}tr\,dr$ 由 $t=t(r)$ 用解析法或图解法确定。

由式(5.144)可以看出，应力 σ_r 和 σ_θ 由如下三部分组成：

① 由应力和位移等边界条件决定的部分，通过常数 K_1 和 K_2 表示。

② 轮盘以角速度 ω 旋转时引起的离心应力。

③ 由径向温差引起的热压力。

在线弹性范围内，轮盘的应力由上述三部分叠加而成，相互之间没有影响，可以单独研究。当温度沿径向变化较大时，为了减小由于 E，μ 和 α 为常量而引起的误差，可把轮盘分成若干个同心环，并按照每一环的平均温度确定 E，μ 和 α 的值。这样，仍可采用上述公式进行计算。

为了说明轮盘结构、轮缘载荷及温度等因素对轮盘强度的影响，现按下述几种情况分析等厚盘中应力的分布。

(1) 等温实心等厚盘

设轮盘的温升为 t_0 且沿径向为常数，其边界条件为

在盘心 $r=0$ 处　　$\sigma_r=\sigma_\theta$

在轮缘 $r=r_a$ 处　　$\sigma_r=\sigma_a$

式中，r_a 是轮缘榫槽底部的半径，σ_a 是由叶片质量离心力及轮缘榫槽凸块离心力引起的、在半径 r_a 处沿圆周及轴向均布的径向应力。这样做对盘身的强度计算并不带来明显的误差，但在轮缘处，其真实应力状态很复杂，不过这里仅讨论盘身的应力分布。

将边界条件代入式(5.144)，得

$$\begin{cases} K_1=\sigma_a+\dfrac{3+\mu}{8}Ar_a^2+\dfrac{\alpha Et_0}{2} \\ K_2=0 \end{cases}$$

再将 K_1 和 K_2 代入式(5.144)，得等温实心等厚盘中的应力分布为

$$\begin{cases} \sigma_r=\sigma_a+\dfrac{3+\mu}{8}A(r_a^2-r^2) \\ \sigma_\theta=\sigma_a+\dfrac{A}{8}[(3+\mu)r_a^2-(1+3\mu)r^2] \end{cases} \tag{5.145}$$

由式(5.145)得应力 σ_r 和 σ_θ 沿轮盘径向的分布，如图 5.86 所示。由此可以得出如下结论：

① 轮盘均匀加热，即温度均匀分布对轮盘的应力无影响；

② 轮盘上的应力是由轮缘径向外载 σ_a 和盘身质量离心力引起的，并由两者引起的应力线性叠加而成。σ_a 直接影响整个轮盘的应力水平，一般应设法减小 σ_a 以有效减小盘身上的应力水平。当 σ_a 一定时，盘身应力与轮盘厚度无关，即增加盘厚并不能减小应力。盘身质量离心力引起的应力与其材料的质量密度 ρ 及旋转角速度的平方 ω^2 成正比。

③ 如果弹性模量 E 沿径向不变，则应力与 E 无关。

④ 等温实心等厚盘上的应力分布不均，材料未能得到充分利用，轮缘处应力最小，盘心处应力最大，其值为

$$\sigma_r=\sigma_\theta=\sigma_a+\frac{3+\mu}{8}Ar_a^2$$

(2) 等温空心等厚盘

现将轮缘分为没有和有外载 σ_a 两种情况进行讨论。先来讨论轮缘没有外载 σ_a 的情况，仅考虑旋转时由盘身离心力引起的应力。此时如果中心孔边是自由的，则该处的径向应力亦为零，即

在轮缘 $r=r_a$ 处　　$\sigma_r=0$

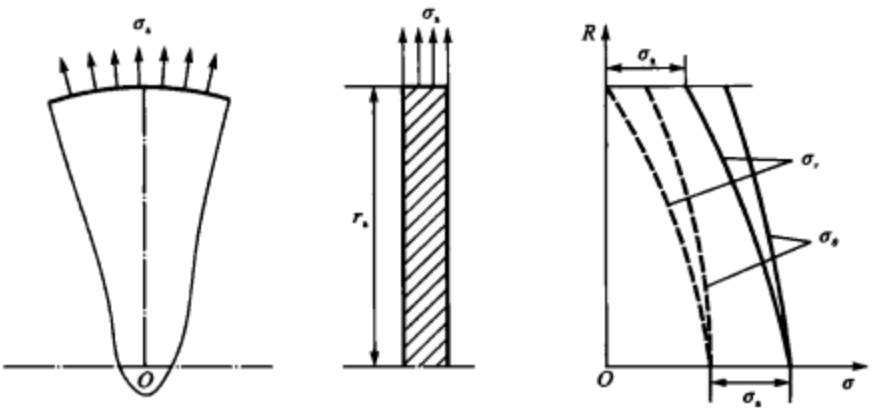


图 5.86 等温实心等厚盘的应力分布

在中心孔边 $r=r_0$ 处 $\sigma_r=0$

将上式边界条件代入式(5.144)，得

$$\begin{cases} K_1=\dfrac{3+\mu}{8}A(r_a^2+r_0^2)+\dfrac{\alpha E t_0}{2} \\ K_2=\left(\dfrac{3+\mu}{8}Ar_a^2+\dfrac{\alpha E t_0}{2}\right)r_0^2 \end{cases}$$

将 K_1 和 K_2 代入式(5.144)，得

$$\begin{cases} \sigma_r=\dfrac{3+\mu}{8}A\left(r_a^2+r_0^2-\dfrac{r_a^2r_0^2}{r^2}-r^2\right) \\ \sigma_\theta=\dfrac{3+\mu}{8}A\left(r_a^2+r_0^2+\dfrac{r_a^2r_0^2}{r^2}-\dfrac{1+3\mu}{3+\mu}r^2\right) \end{cases} \tag{5.146}$$

由式(5.146)得应力 σ_r 和 σ_θ 沿轮盘径向的分布，如图 5.87 所示。由此可以得出如下结论：

① 中心孔边的周向应力随 r_0 增大而增大，在极限情况下，即 $r\approx r_a$ 时，有

$$\sigma_\theta=Ar_a^2=\rho V_a^2$$

式中，V_a 为轮缘的切线速度，ρV_a^2 为薄圆环(鼓筒)的周向应力，其受力情况如图 5.88 所示。

② 当中心孔无限小，即 $r_0\approx 0$ 时，孔边周向应力为

$$\sigma_\theta=\frac{3+\mu}{4}Ar_a^2$$

与实心盘比较，即使中心孔无限小，有孔盘孔边周向应力亦是实心盘中心应力的两倍。从图 5.87 可以看出，中心孔使盘应力水平加大，且孔边处为最大，所以在设计时，常将孔边附近局部加厚以避免过大的应力。但是随着中心孔的加大，应力分布反而趋于均匀，加厚作用相对减小。

③ 中心孔边与轮缘径向应力均为零，其最大值发生在 $r=\sqrt{r_a r_0}$ 处，其值为

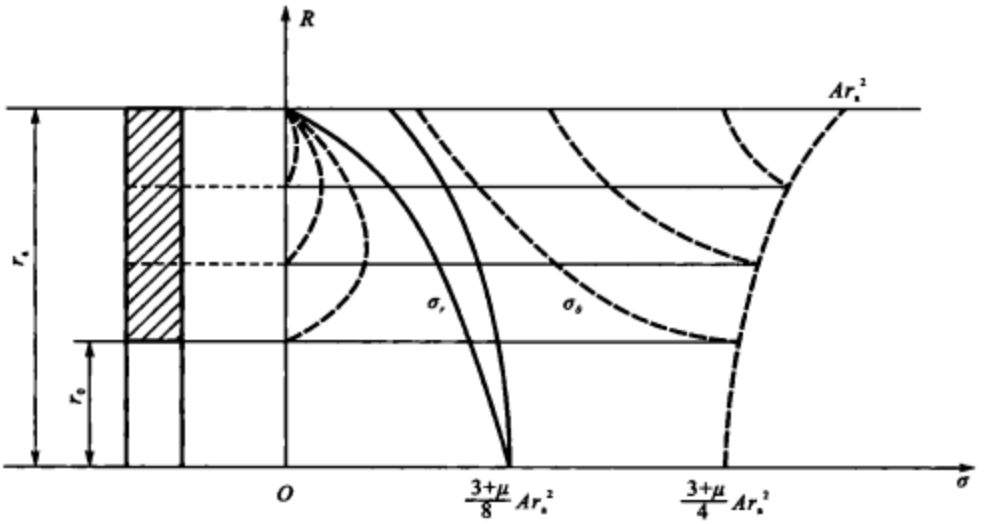


图 5.87　等温空心等厚盘的应力分布

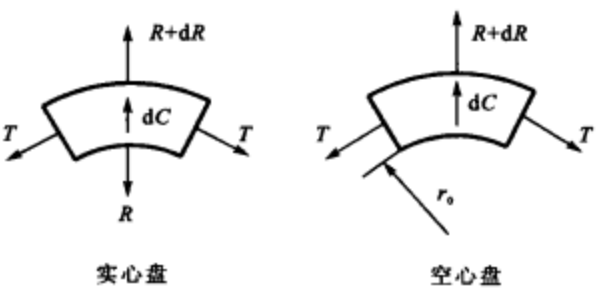


图 5.88　中心孔对轮盘强度的影响

$$\sigma_{r\max}=\frac{3+\mu}{8}A(r_a^2-r_0^2)$$

现在讨论轮缘有外载 σ_a 时等温空心等厚盘的应力分布。为了说明 σ_a 的单独影响，暂视轮盘静止，即 $A=0$。此时边界条件为

在轮缘 $r=r_a$ 处　　$\sigma_r=\sigma_a$

在中心孔边 $r=r_0$ 处　　$\sigma_r=0$

将边界条件代入式(5.144)，得

$$\begin{cases}\sigma_r=\sigma_a\dfrac{r_a^2(r^2-r_0^2)}{r^2(r_a^2-r_0^2)}\\[2ex]\sigma_\theta=\sigma_a\dfrac{r_a^2(r^2+r_0^2)}{r^2(r_a^2-r_0^2)}\end{cases}\tag{5.147}$$

其应力分布如图 5.89 所示。当中心孔增大时，孔边 σ_θ 随着增大。在极限情况下，即 $r_0=r_a$

时，$\sigma_\theta \to \infty$，这是由于当空心盘接近于圆环时，轮缘处外载 σ_a 几乎全靠周向应力承受的缘故。对于中心孔有装配应力（$r=r_0$，$\sigma_r \neq 0$）的情况，也可按上述方法求出应力分布。

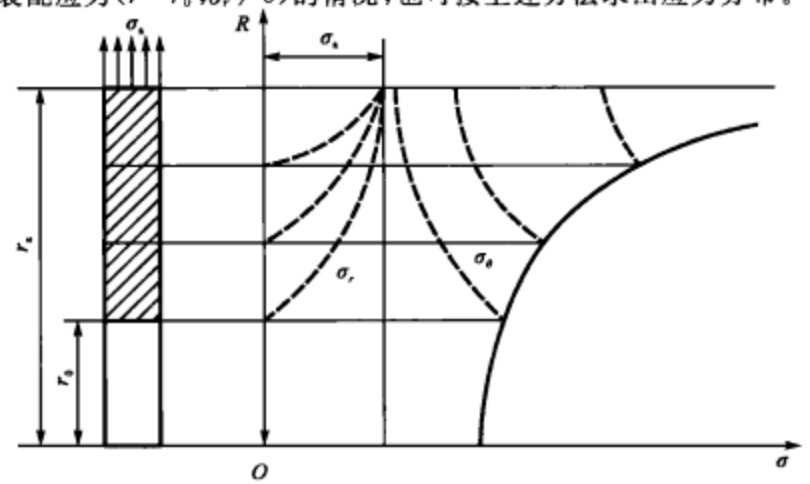


图 5.89 等温空心等厚盘仅受 σ_a 时的应力分布

当考虑外载 σ_a 和盘自身离心力共同作用时，将二者单独作用引起的应力线性叠加即可得公式

$$\begin{cases} \sigma_r = \sigma_a \dfrac{r_a^2(r^2-r_0^2)}{r^2(r_a^2-r_0^2)} + \dfrac{3+\mu}{8}A\left(r_a^2+r_0^2-\dfrac{r_a^2 r_0^2}{r^2}-r^2\right) \\ \sigma_\theta = \sigma_a \dfrac{r_a^2(r^2+r_0^2)}{r^2(r_a^2-r_0^2)} + \dfrac{3+\mu}{8}A\left(r_a^2+r_0^2+\dfrac{r_a^2 r_0^2}{r^2}-\dfrac{1+3\mu}{3+\mu}r^2\right) \end{cases} \tag{5.148}$$

(3) 等厚盘的热应力

根据线性叠加原理，可视轮盘静止且不受外载 σ_a，而单独讨论非均匀受热时的应力分布，此时 $A=\rho\omega^2=0$，式(5.144)可简化为

$$\begin{cases} \sigma_r = K_1 - \dfrac{K_2}{r^2} - \dfrac{\alpha E}{r^2}\displaystyle\int_{r_0}^{r} tr\,\mathrm{d}r \\ \sigma_\theta = K_1 + \dfrac{K_2}{r^2} + \dfrac{\alpha E}{r^2}\displaystyle\int_{r_0}^{r} tr\,\mathrm{d}r - E\alpha t \end{cases} \tag{5.149}$$

对于实心盘，轮缘不受外载时的边界条件为

在盘心 $r=0$ 处 $\sigma_r=\sigma_\theta$

在轮缘 $r=r_a$ 处 $\sigma_r=0$

将边界条件代入式(5.149)，得

$$\begin{cases} K_1 = \dfrac{\alpha E}{r_a^2}\displaystyle\int_{r_0}^{r_a} tr\,\mathrm{d}r \\ K_2 = 0 \end{cases}$$

将所得的 K_1 和 K_2 代回式(5.149)，得实心等厚盘的热应力分布的表达式

$$\begin{cases}\sigma_r = \dfrac{\alpha E}{r_a^2}\displaystyle\int_0^{r_a} tr\,\mathrm{d}r - \dfrac{\alpha E}{r^2}\displaystyle\int_0^{r} tr\,\mathrm{d}r \\ \sigma_\theta = \dfrac{\alpha E}{r_a^2}\displaystyle\int_0^{r_a} tr\,\mathrm{d}r + \dfrac{\alpha E}{r^2}\displaystyle\int_0^{r} tr\,\mathrm{d}r - E\alpha t\end{cases} \tag{5.150}$$

对于空心盘，在轮缘无外载时的边界条件为

在盘心 $r=r_0$ 处　　$\sigma_r=0$

在轮缘 $r=r_a$ 处　　$\sigma_r=0$

将边界条件代入式(5.149)，得

$$\begin{cases}K_1 = \dfrac{\alpha E}{r_a^2 - r_0^2}\displaystyle\int_{r_0}^{r_a} tr\,\mathrm{d}r \\ K_2 = \dfrac{\alpha E r_0^2}{r_a^2 - r_0^2}\displaystyle\int_{r_0}^{r_a} tr\,\mathrm{d}r\end{cases}$$

将所得的 K_1 和 K_2 代回式(5.149)，得空心等厚盘的热应力分布的表达式

$$\begin{cases}\sigma_r = \dfrac{\alpha E}{r^2}\left(\dfrac{r^2 - r_0^2}{r_a^2 - r_0^2}\displaystyle\int_{r_0}^{r_a} tr\,\mathrm{d}r - \int_{r_0}^{r} tr\,\mathrm{d}r\right) \\ \sigma_\theta = \dfrac{\alpha E}{r^2}\left(\dfrac{r^2 + r_0^2}{r_a^2 - r_0^2}\displaystyle\int_{r_0}^{r_a} tr\,\mathrm{d}r + \int_{r_0}^{r} tr\,\mathrm{d}r\right) - E\alpha t\end{cases} \tag{5.151}$$

由式(5.150)和式(5.151)可以得出关于等厚盘(适用于任意剖面轮盘)的以下结论：

① 整个轮盘均温，不会引起热应力。

② 热应力与沿半径的温升 t 成正比。

③ 热应力与弹性模量 E 成正比。

可以看出，热应力取决于温度分布 $t(r)$。如果温度分布呈如下规律变化，即

$$t=t_0+c_m(r^m-r_0^m)$$

式中，t_0 为 r_0 处的温度，m 为状态参数，一般可取 1，2，3 等。下面分实心盘与空心盘两种情形进行讨论。

对于实心盘，温度分布为 $t=t_0+c_m r^m$，有以下三种状态。

当 $m=1$ 时，应力分布为

$$\begin{cases}\sigma_r=\dfrac{c_1}{3}(r_a-r)E\alpha \\ \sigma_\theta=\dfrac{c_1}{3}(r_a-2r)E\alpha\end{cases}$$

可见，与温度变化规律一样，热应力沿径向也呈线性变化，其应力分布如图 5.90 虚线所示。

当 $m=2$ 时，应力分布为

$$\begin{cases}\sigma_r=\dfrac{c_2}{4}(r_a^2-r^2)E\alpha\\ \sigma_\theta=\dfrac{c_2}{4}(r_a^2-3r^2)E\alpha\end{cases}$$

可见热应力也与温度一样，呈二次曲线规律变化，其应力分布如图 5.90 实线所示。

对于空心盘在温度分布为 $t=t_0+c_m r^m$ 的情况下，有以下两种状态。

当 $m=1$ 时，应力分布为

$$\begin{cases}\sigma_r=\dfrac{c_1}{3}\left[\dfrac{r_a^2+r_a r_0+r_0^2}{r_a+r_0}-\dfrac{r_a^2 r_0^2}{(r_a+r_0)r^2}-r\right]E\alpha\\ \sigma_\theta=\dfrac{c_1}{3}\left[\dfrac{r_a^2+r_a r_0+r_0^2}{r_a+r_0}-\dfrac{r_a^2 r_0^2}{(r_a+r_0)r^2}-2r\right]E\alpha\end{cases}$$

可见应力不再按线性变化，其分布如图 5.91 所示。

当 $m=2$ 时，应力分布为

$$\begin{cases}\sigma_r=\dfrac{c_2}{4}\left(r_a^2+r_0^2-\dfrac{r_a^2 r_0^2}{r^2}-r^2\right)E\alpha\\ \sigma_\theta=\dfrac{c_2}{4}\left(r_a^2+r_0^2+\dfrac{r_a^2+r_0^2}{r^2}-3r^2\right)E\alpha\end{cases}$$

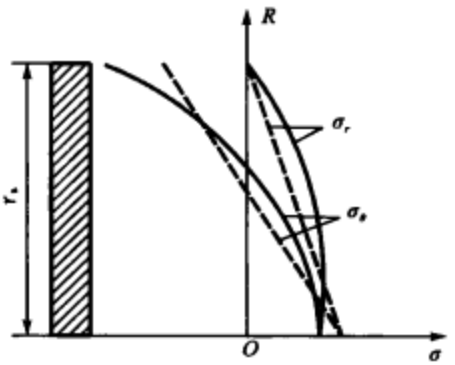


图 5.90 实心盘热应力分布

综上所述，对于热应力值必须指出的是：不论是实心盘还是空心盘，在轮盘的子午面上由周向应力 σ_θ 引起的总的拉力和压力的代数和为零。同时还应指出以下两点：

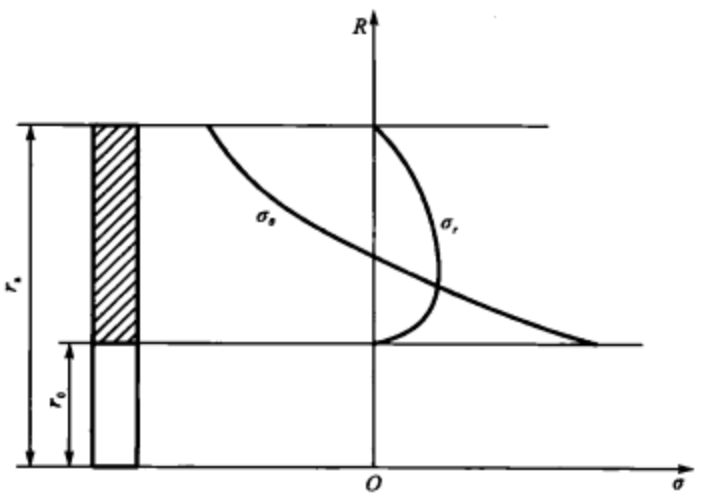


图 5.91 空心盘热应力分布(温度按线性规律变化)

① 总应力可以由各种因素(如质量离心力、外载荷及温度等)单独引起的应力叠加而成，例如，若温度按二次曲线规律($m=2$)变化，则轮缘承受由叶片等引起的径向应力 σ_a 的旋转等厚实心盘的总应力为

$$\begin{cases}\sigma_r=\sigma_a+\dfrac{3+\mu}{8}A(r_a^2-r^2)+\dfrac{c_2}{4}(r_a^2-r^2)E\alpha\\ \sigma_\theta=\sigma_a+\dfrac{1}{8}A[(3+\mu)r_a^2-(1+3\mu)r^2]+\dfrac{c_2}{4}(r_a^2-3r^2)E\alpha\end{cases}$$

② 这里所讨论的问题虽只限于等厚盘，但其中许多结论对于其他变厚盘亦适用。

变厚度轮盘应力可以用近似的分段等厚圆环计算法得到。

3. 等强度轮盘的型面设计

为了充分发挥材料的承载潜力，减小质量，故希望实现等强度轮盘设计，即在所设计的轮盘子午面上各点的径向应力 σ_r 和周向应力 σ_θ 各等于某一个常量。现在讨论如何实现等强度轮盘设计。

对于前面由几何方程和物理方程得到的用应力分量表示的变形协调方程，视其中的 E，μ 和 α 为常量，则可将其写为

$$(\sigma_r-\sigma_\theta)(1+\mu)=\left(\frac{\mathrm{d}\sigma_\theta}{\mathrm{d}r}-\mu\frac{\mathrm{d}\sigma_r}{\mathrm{d}r}\right)r+E\alpha r\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}r}\tag{5.152}$$

对于等强度轮盘，可令 $\sigma_r=a_1$ 和 $\sigma_\theta=a_2$(a_1 和 a_2 均为常量)，则式(5.152)变为

$$\mathrm{d}t=\frac{1+\mu}{E\alpha}(a_1-a_2)\frac{\mathrm{d}r}{r}$$

积分后，可得

$$t=B\ln rC$$

式中，$B=\dfrac{1+\mu}{E\alpha}(a_1-a_2)$，$C$ 为积分常数。

由上式可见，如果要求 σ_r 及 σ_θ 沿径向不变(两者不相等)，则温度沿径向应按对数规律变化。如果要求 $\sigma_r=\sigma_\theta=\sigma$，则 $B=0$，即 $t=C$，亦即整个轮盘均温。这就是实现等强度轮盘设计的温度条件。

现以均温轮盘 $\sigma_r=\sigma_\theta=\sigma$ 为例来讨论等强度轮盘的型面设计，如图 5.92 所示。此时力平衡方程(5.136)可写为

$$\frac{\mathrm{d}h}{h}=-\frac{\rho\omega^2}{\sigma}r\mathrm{d}r$$

积分后，可得

$$\ln h=-\frac{\rho\omega^2r^2}{2\sigma}+C_1$$

或写为

$$h=C_2\exp\left(-\frac{\rho\omega^2}{2\sigma}r^2\right)$$

式中，C_1 和 C_2 为积分常数。

如果令轮盘中心($r=0$)处的厚度为 h_0，则有 $C_2=h_0$，即可得

$$h=h_0\exp\left(-\frac{\rho\omega^2}{2\sigma}r^2\right)$$

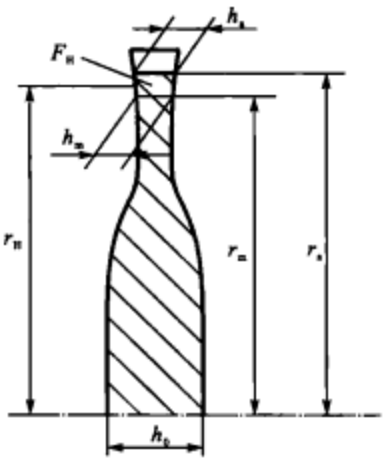


图 5.92 等强度轮盘示意图

如果令轮缘 $r=r_m$ 处的轮盘最小厚度为 h_m，如图 5.92 所示，则有

$$h_m=h_0\exp\left(-\frac{\rho\omega^2}{2\sigma}r_m^2\right)$$

进一步有

$$h=h_m\exp\left[\frac{\rho\omega^2}{2\sigma}(r_m^2-r^2)\right]$$

此式为实现等强度轮盘设计的剖面条件。一般最小厚度 h_m 由轮缘及向轮盘传递径向负荷的叶片榫头确定。最小厚度 h_m 确定后就可对等温实心轮盘进行等强度的轮盘剖面的初步设计。对于温度为一般分布或带中心孔的轮盘也可进行剖面设计，但一般不可能达到等强度设计。

4. 轮盘的安全系数

轮盘强度的计算状态通常取其最大转速状态，因为此时叶片与轮盘本身的离心力最大。判断轮盘能否安全可靠工作的方法通常有如下三种，设计时可综合使用。

(1) 比较应力法

把对轮盘计算所得的最大应力与许用应力相比，可初步判断轮盘是否能安全可靠地工作。前面假设轮盘呈平面应力状态，由第四强度理论可知，平面应力状态下的当量应力为

$$\sigma_{eq4}=\sqrt{\sigma_r^2+\sigma_\theta^2-\sigma_r\sigma_\theta}$$

将轮盘中的最大应力与许用应力相比，一般就可判断轮盘是否安全。

对于空心盘，由于孔边的应力较大，所以当应力超过材料的屈服极限以后，应力将会重新分布，一般按弹性状态计算的空心盘孔边的许用应力值可以比实心盘的大一些。

(2) 局部安全系数法

这种方法是将轮盘材料的极限应力与盘中最大当量应力 σ_{emax} 比较。对于温度不太高的轮盘，极限应力可取材料的强度极限 σ_b 或屈服极限 σ_s，此时局部安全系数为

$$n_b=\frac{\sigma_b}{\sigma_{emax}}$$

或

$$n_s=\frac{\sigma_s}{\sigma_{c\max}}$$

轴流涡轮的局部安全系数大于 1.3。

(3) 总安全系数法

总安全系数是指轮盘破坏转速或变形达到不允许程度时的转速 n_P 与最大工作转速之比，即

$$k_P=\frac{n_P}{n_{\max}}\geqslant 1.3\sim 1.4$$

式中，破坏转速 n_P 由轮盘的材料和几何尺寸等因素确定，与轮盘的承载能力有关，是确定轮盘可否提高转速的重要依据。一般需经全尺寸轮盘的超转试验测定。

复习思考题

5－1　涡轮泵的配置有哪些方案？应用最广的方案是哪一种？

5－2　离心叶轮的结构按进液方式分为几种？按自身的构造又分为几种？各种结构有何特点？叶轮与轴有哪些连接方式？

5－3　泵壳体包括入口装置和出口装置，泵的入口装置有哪几种形式？泵的出口装置有哪几种形式？

5－4　诱导轮的结构有何特点？

5－5　冲击式涡轮的设计内容有哪些？反力式涡轮的设计内容有哪些？试对比两者的相同点与不同点。

5－6　涡轮工作叶片与轮盘有哪几种连接方式？涡轮盘与轴有哪些连接方式？试以简图表示并指出其优缺点。

5－7　什么是转子的平衡与不平衡？如何对涡轮泵转子进行平衡？

5－8　什么是涡轮泵转子轴向力的补偿？请介绍轴向力自动平衡装置的工作原理。

5－9　何谓涡轮泵转子的临界转速？试以单盘无质量轴的转子为例导出挠度公式，并加以讨论。指出何谓“刚轴”？何谓“柔轴”？

5－10　采用刚性转子应注意哪些问题？为什么在现代液体火箭发动机涡轮泵设计中要采用柔性转子？采用柔性转子设计的最大问题是什么？有哪些有效方法可以解决这个问题？

5－11　涡轮泵动密封有哪几种形式？各种密封的结构特点与密封原理是什么？

5－12　请介绍“液封轮”的结构特点和密封原理。

5－13　涡轮泵上应用的轴承有哪几种？各有何特点和应用条件？

5－14　在涡轮工作叶片、涡轮盘和离心泵叶轮的强度计算中，都应考虑哪些载荷？试分别叙述。

5－15 试推导带冠和不带冠涡轮工作叶片某一截面上所受的离心拉伸应力公式。

5－16 试推导涡轮工作叶片某一截面上所受的气动力弯矩公式和离心力弯矩公式。

5－17 涡轮工作叶片任意截面上的总应力如何计算？安全系数如何选取？

5－18 试导出等厚涡轮盘的径向应力 σ_r 和周向应力 σ_θ 的计算公式。

5－19 等温实心等厚涡轮盘和等温空心等厚涡轮盘的离心应力是如何分布的？实心和空心涡轮盘的热应力又是如何分布的？

5－20 何谓等强度涡轮盘？实现等强度设计的剖面条件是什么？

习 题

5－1 液氧泵的质量流量 $q_m=7.07$ kg/s，出口压力 $p_e=1.7$ MPa，进口压力 $p_{in}=0.2$ MPa，饱和蒸气压 $p_v=0.098$ MPa(－183 ℃)，液氧密度 $\rho=1\ 140$ kg/m³。试求：

(1) 此液氧泵的压头是多少？

(2) 如果泵入口流速为 10 m/s，则此液氧泵的有效净正吸压头是多少？

(3) 如果泵的角速度为 400 rad/s，则此液氧泵的汽蚀比转速是多少？

(4) 泵的比转速是多少？

5－2 已知泵的体积流量 $q_V=0.09$ m³/s，许用净正吸压头 $[H_{net}]=94$ J/kg，诱导轮轮毂相对直径 $\bar{d}_{hub}=0.3$。求泵的角速度 ω。

5－3 涡轮功率入口总压 $p_0^*=6$ MPa，出口压力 $p_2=0.25$ MPa，入口滞止温度 $T_0^*=1\ 000$ K，气体常数 $R=400$ J/(kg·K)，绝热指数 $\gamma=1.33$。求：(膨胀)压比 δ，绝热功 L_{ad} 和喷嘴出口绝热速度 c_{1ad}。

5－4 如图 5.93 所示，有一等截面叶片固装在轮盘上，叶片长度 $h=100$ mm，厚度 $t=5$ mm，宽度 $b=30$ mm，材料密度 $\rho=5\ 000$ kg/m³，叶根截面旋转半径 $r=500$ mm，一侧受有均布气体载荷 $p=3\times10^4$ Pa，转子的旋转角速度 $\omega=1\ 000$ rad/s。若叶片材料的许用应力为 400 MPa，试计算并判断该叶片能否安全工作。

5－5 有一实心均温等厚轮盘，轮缘半径为 0.25 m，材料密度为 8 000 kg/m³，泊松比为 0.3，许用应力为 800 MPa。转子工作转速为 12 000 r/min，且轮缘受有 200 MPa 的外载荷。问该轮盘能否安全工作？

5－6 有一转速为 8 800 r/min 的试验转子，两端刚性简支；等截面轴的长度为 0.4 m，惯性矩为 2×10^{-8} m⁴，其材料弹性模量为 200 GPa，不计轴的质量；等厚薄盘的质量为 3 kg。

(1) 当盘位于两支点的正中间时，试计算转子的临界转速，并说明该转子能否安全运转？

(2) 若允许改变盘在轴上的位置，使其距一端 0.1 m、距另一端 0.3 m，则转子临界转速会发生什么变化？其原因是什么？此时转子能否安全运转？

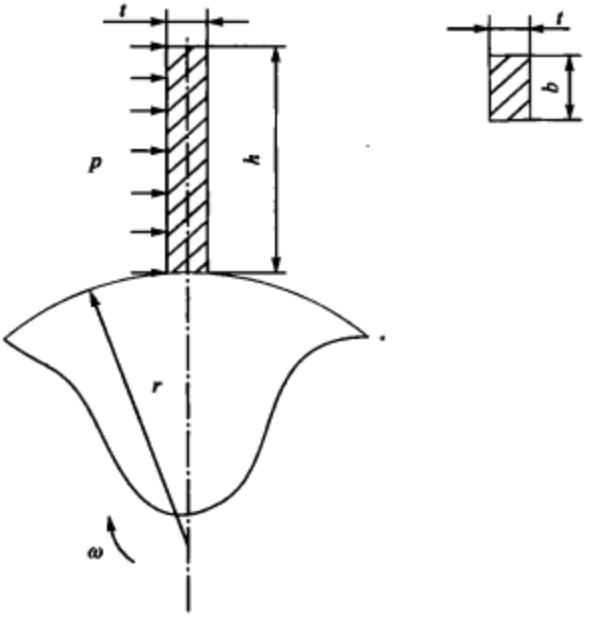


图 5.93　习题 5－4 图

第6章　阀门和调节器设计

6.1　概　述

在液体火箭发动机系统中，将控制工质流动或调节工质参数的组件称为阀门（简称阀），其主要作用是保障发动机启动前的准备工作、过渡过程（启动、转级、关机）和调节过程等都能顺利进行。阀门是任何一种液体火箭发动机都必不可少的组成部分。

液体火箭发动机上使用的阀门就其功能可分为：用来控制发动机工作过程，具有导流、截止、止回、溢流和卸压等作用的阀门，如启动阀、断流阀、单向阀、泄出阀和卸压阀等；用来调节发动机主要性能参数的阀门，通常称为调节器或调节阀，如减压器、压力调节器和节流圈等。这种划分并不是绝对的，有时，在发动机上也采用集控制和调节功能为一体的阀门。

在发动机控制系统中，数量最多的是各种阀门和调节器，还有各种气压、液压和电路系统，以及各种压力、流量和温度等传感器及测量仪表等。此外，在现代液体火箭发动机中，其控制系统还有专用的计算元件、微处理器及电子计算机控制器。通常，在发动机中，阀门组件可能多达数十个，其总的结构质量约占发动机质量的20%～25%，有时可能还要更多一些。

在发动机工作过程中，对阀门控制和调节的基本要求是：工作可靠、调节精度高和动态品质好。在设计发动机控制和调节系统时，除了选择控制系统的主要方法和具体调节方案外，最重要的是必须按照相关的设计准则，选择设计控制系统的基本组件，包括阀门组件结构类型、作动器形式（电、液压或气动的）、传动装置以及特殊控制装置的操作机构等。

发动机控制系统设计的基本步骤为：

① 选择控制方法。包括开环控制和闭环控制。

② 选择具体的调节方案。根据要求选择几个方案进行综合比较，包括可靠性、调节精度、动态品质和结构复杂性等。

③ 确定阀门参数。在额定条件和极限工况下，确定流量和压力等参数。

④ 确定阀门组件。包括结构类型、控制方式和动力源等。

⑤ 进行系统和组件的静动态特性分析。

⑥ 进行结构设计。

⑦ 进行生产和试验。

下面着重介绍发动机中常用阀门和调节器的相关设计内容。

6.1.1　阀门和调节器的分类

1. 阀门的分类

(1) 按用途及功能分类

启动阀门：安装在泵前管路中，控制推进剂组元进入泵组件，保证发动机工作之前泵中不积存推进剂。

主阀门：安装在泵后到推力室之前的管路中，控制推进剂组元进入推力室。

副阀门：安装在燃气发生器供应管路中，控制推进剂组元进入燃气发生器。

单向阀门：只允许推进剂按规定的方向流动。

卸压阀门(安全阀门)：当容器中的压力超过允许值时，将排出部分流体，以保证容器不超压。

加注阀门、充气阀门和泄出阀门等：用在贮箱和压力容器等处。

(2)按阀门使用次数分类

一次作用式：用于一次启动-关机的发动机中，结构简单，工作可靠，质量较小，如蝶形阀门；但不宜用于发射前的测试操作。

多次作用式：既可用于多次启动-关机的发动机，也可用于一次使用的发动机。在一次使用的发动机中采用多次使用的阀门，可明显缩短调整试验过程，减少物资消耗。

(3)按作动器能源分类

阀门启闭件(或称阀芯)按系统要求应保持在所需的工作位置上，需要用作动器来控制其动作。作动器是一种利用气体、液体、火药、电或其他能源产生机械运动的装置。

气动式阀门：靠压缩空气进入控制腔，推动膜片或膜盒等运动，从而带动与其相连接的启闭件打开或关闭。此类阀门在多次工作的阀门中使用最广泛。向气动式阀门供入压缩气体需借助另一阀门，即实施控制的电磁阀门。气动式阀门有两类：一类是在压缩气体作用下只完成一个动作——开启或关闭，相应的另一个动作是关闭或开启，这是在回位弹簧的作用力下进行的；另一类是在压缩气体作用下可完成开启和关闭两种动作，称为双向作用的气动阀门。

电动式阀门：如电磁阀，通电时线圈产生磁力吸引作动杆，从而带动阀芯动作；断电后，由回位弹簧作用力使其复位。还有由电机带动阀芯动作的，这种阀门在地面上用得多，在上天飞行时用得少。

液压式阀门：在地面上可用液压系统控制，在飞行时通常利用液体推进剂本身的压力来控制阀门。

爆破式阀门：用火药的燃气将阀门打开或关闭，也可将管路中的膜片冲破，这种阀门的动作时间特别短，而且可靠性很高。但是阀门的快速动作会使管路中出现强烈的水击现象，且过

大的水击压力可能导致管路及组件的破坏，因此需要采取专门的保护措施。

(4)按阀门正常或初始位置分类

常开式阀门：没有对阀门施加任何操作，在回位弹簧力或其他力作用下，阀芯处于打开状态，当工作时给阀门施加某种控制力，该作用力能克服弹簧力或其他力使阀芯关闭，而且在额定的入口压力下可保证关闭后的密封性。这种阀门或在撤除控制力时开启，或在推进剂组元的入口压力高于额定值时开启。

常闭式阀门：没有对阀门施加任何操作，在回位弹簧力或其他力作用下，阀芯处于关闭状态，在此状态下，对于额定的入口压力，阀芯应具有密封性能，当工作时给阀门施加某种作用力后，该作用力能克服弹簧力或其他力使阀芯打开。

多数阀门可以作为常开式阀门，也可以作为常闭式阀门，这主要取决于阀门在系统中的安装方式以及工作前阀芯所处的位置。

(5)按密封原理分类

正向阀门：被封的工质压力作用在阀门启闭件上的作用力使密封变好。

逆向阀门：被封的工质压力作用在阀门启闭件上的作用力使密封变坏。

(6)按阀门结构类型分类

蝶形阀门：具有流阻小和安装尺寸小的优点，多在大推力和中等推力液体火箭发动机关机时使用，在液氧/煤油、液氧/液氢和可贮存推进剂发动机中均有使用。

球形阀门：具有压力损失小、球形密封面易于成形制造的特点，常在低温推进剂、某些可贮存推进剂的推力室和大流量燃气发生器的供应管路中使用。

菌形阀门：结构简单，但是液体在阀门通道中转弯，压力损失较大，适用于高压力、可贮存和低温推进剂的供应系统。

文氏管式阀门：光滑的文氏管通道能减少压力损失，可使阀门名义尺寸比主管路还小，但轴向尺寸较大，已成功地应用在低温和可贮存的推进剂供应系统中。

2. 调节器的分类

(1)按用途分类

定值调节器：出口压力在发动机稳态工作期间保持定值。

定比调节器：出口压力与某个参考压力保持一定的比例。

定差调节器：出口压力与某个参考压力保持一定的压力差。

(2)按被调参数分类

压力调节器：保持出口压力恒定或按预定规律变化。

流量调节器：保持出口流量恒定或按预定规律变化。

(3)按工作流体的不同分类

气体调节器：以气体作为工质的调节器。

液体调节器：以液体作为工质的调节器。

(4)按结构的不同分类

直接作用式调节器：由敏感元件、比较元件和节流阀门组成，阀门在敏感-比较元件的直接作用下动作。

间接作用式调节器(或称先导式调节器)：由主阀门和先导阀门组成，先导阀在敏感-比较元件的直接作用下动作，将被调参数的偏差放大后控制主阀，即主阀受先导阀控制对工质起调节作用。

(5)按敏感元件的不同分类

膜片式调节器：用膜片组件作为敏感元件的调节器。

柱塞式调节器：用柱塞组件作为敏感元件的调节器。

波纹管式调节器：用波纹管组件作为敏感元件的调节器。

6.1.2　阀门的设计原则

1. 工作条件

在液体火箭发动机上，阀门的工作条件基本可分为三类：运输、贮存条件以及环境条件和发动机工作条件。

在运输过程中，阀门要经受振动和冲击的作用；在地面贮存时，阀门要经受地面环境如温度和湿度等的影响；在航天器飞行期间，阀门还要经历外界环境温度和压力变化的影响；在发动机工作期间，阀门受到发动机本身的振动条件和推力室热回侵所造成的急剧温度梯度的影响。此外，在发动机贮存和工作期间，阀门还会受到推进剂的腐蚀或工质的压力和温度的影响。

2. 设计要求

液体火箭发动机阀门的结构设计必须考虑下列基本要求。

在性能方面主要的要求如下。

(1)密封性

阀门启闭件与阀座间必须可靠地密封，以确保推进剂通路的切断。作动器控制腔与液体推进剂腔之间必须隔开，否则可能造成失效，甚至发生爆炸事件。

必须保证在技术要求所规定的环境条件下，所有密封组件的允许泄漏率均满足设计要求。应该根据实际要求确定允许泄漏率，过高的要求将加大研制周期和提高阀门成本。

(2)介质相容性

不论是腐蚀介质还是低温推进剂，都存在一个适当的材料选择问题。为减小推进剂对组

件破坏的影响，在结构设计中应考虑尽量减少与推进剂接触的组件数量和接触时间。当发动机工作时，腐蚀性介质与发动机各种阀门的有关腔道相接触；当发动机关机后，介质与其蒸气仍残留在阀门腔内直到发动机完成任务为止，因此在此期间要保证组件正常工作。在低温推进剂中使用的材料应具有良好的低温性能。

(3)动作响应时间

动作响应时间指从发出指令信号到启闭件完成动作的时间间隔。一般来说，要求阀门动作迅速，动作响应时间短。对于小推力姿态控制发动机，阀门响应时间甚至要求仅为几毫秒。但对于大推力发动机，由于流量大，如果快速关闭会带来水击问题。因此，要采取适当措施或选择适当的响应时间，以避免发生过大水击而导致发动机管路的破坏。

(4)工作稳定性和重复性

为保证发动机的正常启动和关机、稳态工作时的工作稳定性和再次工作的重复性，要求阀门的工作性能具有足够的稳定性和重复性。调节器所调节的压力或流量精度应满足系统要求，否则会造成发动机工作的不稳定。

阀门的工作可靠性和工作寿命以及贮存期限、环境和工作的适应性，也是极其重要的基本要求。

此外还应考虑能耗、维护使用性能、尺寸、质量和成本等。液体火箭发动机阀门作动器的能源都是运载火箭或航天器自带的，在结构设计中应考虑尽量减少能耗。任何一个阀门在发动机管路中都是一种局部阻力装置，因此在阀门类型选择上和具体结构设计中都应采取措施，以尽量减小局部阻力。阀门的尺寸应紧凑，质量尽量小，制造成本要降低，这样有利于发动机的总体安排、提高有效载荷和节省经费。

3. 阀门设计的主要因素

阀门结构设计的主要因素有：流动介质、压降和流通能力、流量特性、工作温度、工作压力、泄漏率、响应速度、工作寿命和安装尺寸等。这些因素并非是独立的，在研究任何一项设计因素时，都必须考虑各因素之间的相互影响。

对于给定的阀门，当压降确定时，流通能力也就确定了。可根据所需的流通能力和允许的最大压降来选择阀门类型，并确定其结构尺寸。表 6.1 给出常用阀门在阀芯全开时的局部损失系数值。从表中可以看出，菌形阀门的局部损失系数最大，球形阀门的局部损失系数最小。

表 6.1 典型阀门局部损失系数

结构类型	局部损失系数	结构类型	局部损失系数
球形阀门	<0.3	菌形阀门	2～7
蝶形阀门	0.5～1	膜片阀门	<0.5

可将上述因素分为以下两类：规定因素，即包括流动介质、工作压力、工作温度和流量特性等；设计指标，即包括压降、泄漏率、响应时间、工作寿命和安装尺寸等。为满足关键的设计要求，有时需要适当放松某种设计因素的指标，但也不会影响阀门的工作性能。例如，在设计阀门时，如对阀门压降没有严格限制，则可采用高压降较小通径的菌形阀门结构，这样就很容易满足泄漏率、作动力、质量和尺寸的要求。

6.1.3　阀门结构类型的选择

作动器用来控制阀门启闭件按系统程序要求保持在所需的工作位置上。选择适当的作动器形式并进行统一的结构安排，能得到减小尺寸和质量的最佳组合。在选择和设计作动器时应考虑的主要设计因素有：能源、力和行程及响应时间等。除此之外，在作动器的设计中，还要保证给定环境条件下的工作寿命和可靠性要求。

在满足阀门使用要求的条件下，往往同时有几种作动器形式可供选择，这时需要对作动器的类型进行综合分析和评价，表 6.2 给出几种线性作动器的主要设计因素的综合评价。

表 6.2　线性作动器形式的综合评价

设计因素 / 作动器形式		行　程	输出力	响应速度	稳定性	闭锁能力	尺　寸
气　动		好	好	中	差	中	中
液　压		好	中	中	中	好	中
电　动	电磁线圈	差	差	好	中	中	好
	电机(带丝杠)	中	差	差	中	中	差
电　爆		中	中	好	好	中	好

传动装置是将作动器的运动传递或转换成阀门启闭件运动的机械装置，可采用的装置形式有：将直线运动传递到阀门启闭件的柱塞，将直线运动转换成旋转运动的曲柄、齿轮齿条和偏心轮，直接给阀门启闭件传递旋转运动的旋转轴和联轴器等。

为了满足发动机对阀门的设计要求，往往同时有几种阀门结构类型可供参考，这就需要对不同结构形式的阀门进行综合分析和评价。但到目前为止，还没有一种完善的评价方法和指标。在具体应用中，可根据设计要求对某些设计因素规定加权系数，对主要设计因素采用综合评价方法。表 6.3 给出了不同结构类型阀门的主要性能的对比。

表 6.3 阀门主要性能的综合评价

设计因素 \ 阀门类型	蘑形阀门	球形阀门	蝶形阀门	膜片阀门
流 阻	差	好	好	好
流通能力	中	好	好	好
流量特性	好	中	中	—
工作温度	好	中	中	中
工作压力	好	中	中	差
密封性	好	中	中	好
响应速度	好	中	中	好
工作寿命	好	中	中	—
作动力	好	中	中	中
抗污染能力	好	差	中	—
节流特性	好	中	差	—
质量和尺寸	中	差	好	好

6.2 常用阀门设计

阀门在液体火箭发动机系统中用来控制推进剂的供应，通常有打开和关闭两个位置。有时为满足专门程序的要求，如调节推力和混合比，或者实现分级启动和关机等，阀门设计也可提供中间开启位置。一般有很多不同类型的阀门可供选用，但每种阀门的设计都有其各自的特点，使其适用于某种特殊的使用要求。

6.2.1 断流阀门的设计

断流阀门用于截断流动着的推进剂，其类型较多，主要用于发动机的关机。对于断流阀门，除了应满足基本设计要求外，其特殊或需要强调的设计要求是：响应要快；关闭时的水击压力尽量小，以免过高的水击压力造成发动机管路及系统组件的破坏；断流后的阀门密封性要好。

1. 蝶形阀门

蝶形阀门是指阀芯为圆盘，能随传递旋转运动的轴旋转以达到开启与关闭作用的一种阀门，可分一次使用和多次使用两种。蝶形阀门具有较低的流体阻力，结构紧凑，质量小，使用方

便。蝶形阀门关闭的速度较小，对管路冲击也小，因此是大推力液体火箭发动机中使用最广泛的阀门类型之一。

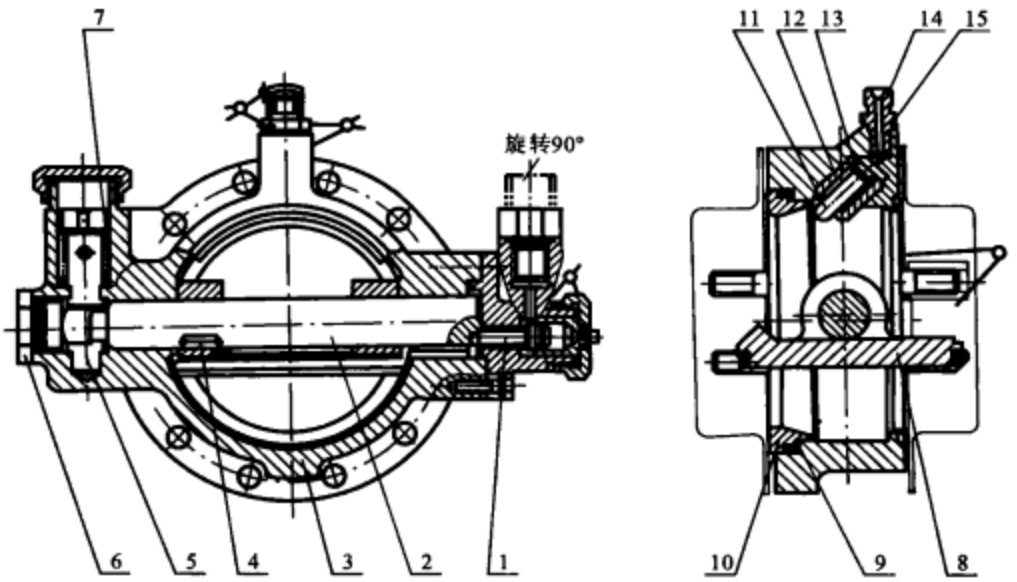
(1)结构分析

图 6.1 所示的蝶形阀门为一次性使用，位于泵后推进剂供应管路中，平时常开，在发动机关机时用来切断推进剂的流路。该阀门由阀门本体、电爆组件和开启组件三个部分组成。

1)阀门本体

阀门本体由阀芯 8、阀座 10、壳体 3、轴 2、齿条 5、弹簧 7、键 4 和堵盖 6 等组成。

圆盘状的阀芯 8 外侧压铸有氟塑料密封圈，当阀门关闭时，氟塑料密封圈与阀座紧紧贴合，起到密封作用。阀芯一面有两个耳环，使阀芯套在轴 2 上，其中一个耳环内的内圆有一直槽，通过键 4 与轴 2 配合，以使阀芯能随轴一起转动；阀芯同一面的边缘还有一个挡块，用于在发射未成功时紧急关机后，需要泄出推进剂，此时由挡销 11 推着该挡块，使阀芯打开一定角度。为使阀芯能迅速可靠地关闭，阀芯上安放轴的两个耳环中心连接线偏离阀芯盘中心线，如图 6.1 右侧图所示；同时阀芯安装时有一个 0°～5°的初始倾斜角，以便利用液压冲击形成的力矩关闭阀门。



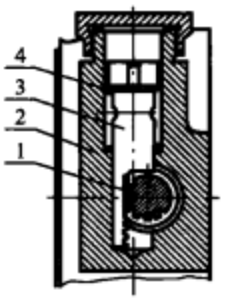
1—柱塞；2—轴；3—壳体；4—键；5—齿条；6—堵盖；7—弹簧；8—阀芯；9,13—调整垫圈；10—阀座；11—挡销；12—套筒；14—接管嘴；15—密封圈

图 6.1　蝶形阀门

阀座 10 外圆侧面有一环形槽，槽内放一橡胶 O 形圈，实现阀座 10 与壳体 3 之间的密封。调整垫圈 9 用来调整阀座 10 与壳体 3 的轴向位置，以保证阀芯 8 在关闭时与阀座 10 的可靠

接触而密封。

两头端面均为球形的轴 2 与堵盖 6 及电爆组件壳体为点接触，整个轴的表面采用电抛光，这些措施用以减小运动摩擦力，使阀芯关闭灵活。轴的右端侧面沿轴线有一个半圆形缺口，用以插入电爆组件的柱塞 1，轴的左端圆柱面上铣有 23 个齿，以便与齿条 5 上的齿啮合。



1—轴；2—壳体；3—齿条；4—弹簧

图 6.2 齿条与齿啮合图

图 6.2 所示的齿条 3 下段有平面齿，便于与轴 1 左端上的齿啮合，中段是光滑的圆柱形，外面套有弹簧 4，上段呈十字形花瓣状，作为上弹簧座。齿条中段有一个穿通的径向孔，还有一个与此径向孔相通的轴向孔，用以沟通液路，使阀芯关闭灵活。

2)电爆组件

电爆组件是用来控制阀门关闭的机构，它位于阀门壳体的右端，由电爆组件壳体、柱塞、压套、外套螺母、压环、塑料碗和 O 形圈等组成。

如图 6.1 所示，电爆组件壳体的左端是方形法兰盘，有四个孔用四个螺栓安装在阀门本体部分壳体上的相应孔内。壳体的右端有安装柱塞和压套的通孔，与通孔垂直方向有安装电爆管的螺纹孔以及与通孔相通的火药燃气孔。

柱塞 1 安放在电爆组件壳体的通孔里，圆柱状的一端插入轴 2 右端的半圆形缺口内，利用 O 形圈、氟塑料碗和压环使推进剂腔与火药燃气腔隔离。另一端圆柱直径较粗，并有一个环形凸肩，依靠压套和外套螺母将凸肩压紧，使火药燃气腔与大气隔绝。壳体上的火药燃气孔将安装电爆管螺纹孔与柱塞的火药燃气腔沟通。

3)开启组件

开启组件使关闭后的蝶形阀门打开一个角度，以便泄出推进剂或清洗液。如图 6.1 所示，它由挡销 11、套筒 12、调整垫圈 13、接管嘴 14 和密封圈 15 等组成。

圆柱形挡销 11 一端为球形，另一端有一环形槽，槽内安放一个橡胶圈，用以防止推进剂漏出，选择调整垫圈 13，使阀门在正常关闭后，挡销球头与阀门上挡块之间的间隙为±0.1 mm。

接管嘴 14 一头拧在壳体 3 上，并用密封圈 15 进行密封，另一端与地面来的控制气源管路相连，便于供给控制气体，以推动挡销 11，从而打开阀门。

(2)工作过程

如图 6.3 所示，平时齿条处在下死点位置，弹簧被压缩，获得预压紧力，齿条与轴的齿啮合。电爆组件的柱塞插入轴的右端半圆形槽内，将常开的阀芯锁死并保持弹簧有一定的预紧力，不能释放。此时弹簧要伸张，而柱塞阻止它伸张，阀门处于开启状态，这样可使推进剂流经阀门到推力室去。

当系统发出关机指令时，装在电爆组件上的电爆管通电起爆，产生高压燃气，通过电爆组件壳体上的火药燃气小孔，进入柱塞和压环之间的环形燃气腔内。此燃气压力作用在柱塞上，

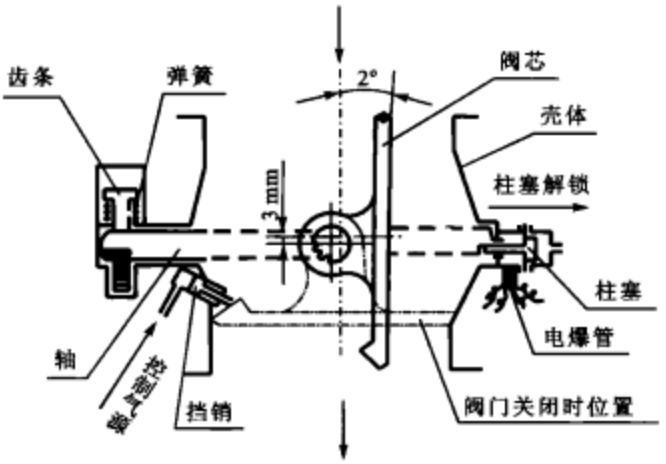


图 6.3　蝶形阀门工作原理图

使柱塞上的凸肩撕裂，随着柱塞向右迅速移动，从而使柱塞从轴的右端半圆形槽内拔出。这时弹簧解除了锁紧状态，立即伸张，把齿条向上推动，直线运动的齿条带动轴和阀芯转动。由于阀芯与轴有 3 mm 偏心，阀芯装配时有 0°～5°的初始角，故在液体冲击力的作用下，阀芯与阀座迅速贴合，阀门关闭。阀芯关闭后，弹簧仍有一定预紧力，使关闭的阀芯不会自动打开，以确保阀门工作的可靠性。

当发动机紧急关机后，需要泄出启动阀门以下的推进剂组元或清洗液时，地面送来 150～200 大气压(即 15～20 MPa)的控制气体，经由接管嘴推动挡销，挡销顶到阀芯的挡块上，使阀芯打开一定的角度，组元或清洗液就可以由此泄出。

(3)阀门的计算

阀门的计算主要包括燃气腔压力、柱塞凸肩、柱塞安全系数、密封比压、阀芯关闭和开启时的力矩以及阀门流阻特性的计算。

1)燃气腔压力

根据电爆组件的结构设计可得到电爆管工作初期和末期燃气腔的容积 V_s 和 V_e，则有

$$\begin{cases} p_{s\,max} = \dfrac{p_{max} \cdot V}{V_s} \\ p_{s\,min} = \dfrac{p_{min} \cdot V}{V_s} \\ p_{e\,max} = \dfrac{p_{max} \cdot V}{V_e} \\ p_{e\,min} = \dfrac{p_{min} \cdot V}{V_e} \end{cases} \tag{6.1}$$

式中，p_{max} 和 p_{min} 分别为电爆管在标准容积 V 内起爆后所产生的最大和最小压力，$p_{s\,max}$ 和 $p_{s\,min}$

分别为电爆管工作开始时燃气腔中的最大和最小压力，$p_{c\,max}$和 $p_{c\,min}$分别为电爆管工作结束时燃气腔中的最大和最小压力。

2)柱塞凸肩

在电爆管没有工作时，柱塞凸肩应保证不破坏，并有一定的安全系数。在电爆管工作时，燃气压力和推进剂压力共同作用迅速剪破凸肩，并有相当的剪破裕度。故可根据凸肩剪破裕度和凸肩安全系数的计算，选取阀门的相关参数。也可在阀门设计完成后，对柱塞凸肩的剪破裕度和柱塞凸肩的安全系数进行校核计算。柱塞凸肩受到的最小剪破力(忽略摩擦阻力)$F_{c\,min}$为

$$F_{c\,min}=p_{s\,min}A_c+p_{ep\,min}A_b$$

式中，$p_{ep\,min}$为发动机停止工作时泵后的最小压力，A_c 为凸肩受燃气压力作用的面积，A_b 为柱塞端部受介质压力作用的面积。

利用试验方法得到的剪破凸肩的最大力为$[F_{c\,max}]$，则可求出凸肩的剪破裕度 n 为

$$n=\frac{F_{c\,min}}{[F_{c\,max}]} \tag{6.2}$$

用试验方法得到的剪破凸肩的最小力为$[F_{c\,min}]$，当电爆管未工作时，在推进剂压力的作用下，凸肩工作的可靠性可用安全系数 n'表示，即

$$n'=\frac{[F_{c\,min}]}{p_{ep\,max}A_b} \tag{6.3}$$

式中，$p_{ep\,max}$为发动机工作时泵后的最大压力。

3)柱　塞

柱塞受有扭矩的作用，即弹簧扭矩和液压作用在阀芯上的不平衡扭矩之和。由扭矩 M 所产生的作用于柱塞上的剪力为

$$F=\frac{M}{L}$$

式中，L 为力臂，即由柱塞中心到转轴中心的距离。

柱塞工作时的实际剪应力为

$$\tau=\frac{F}{A}$$

则柱塞安全系数为

$$n''=\frac{[\tau]}{\tau} \tag{6.4}$$

式中，A 为柱塞截面积，$[\tau]$为柱塞材料的许用剪应力。

根据实际工作时得到的柱塞剪应力和安全系数值，与许用值进行对比，可设计选取与柱塞相关的参数。

4)密封比压

阀芯与阀座的密封采用锥面形式，而且是阀芯的软材料与阀座的金属配合。为了保证阀芯关闭后有良好的密封，密封面沿轴向要有一定的压缩量，因此要有一定的使材料变形的轴向密封力 F，则阀芯的密封比压为

$$p=\frac{F}{A_q\left(1+\frac{f_m}{\tan\varphi}\right)} \tag{6.5}$$

式中，A_q 为锥面在活门座通孔平面上的投影面积，φ 为阀门锥角，f_m 为摩擦系数。

设阀芯关闭时所需的密封比压为 p_m，则当 $p>p_m$ 时才满足密封要求。

5)阀芯关闭、开启时的力矩

阀芯关闭时，锁紧力矩为

$$M_B=M_n+M_m+M_t \tag{6.6}$$

式中，M_B 为锁紧力矩，M_n 为介质作用在阀芯上的不平衡力矩，M_m 为阀芯与阀座之间的不平衡力矩，M_t 为弹簧作用力产生的力矩。

开启阀芯时所需的最大力矩即为式(6.6)中各力矩的最大值之和，则有

$$M_{k\,max}=M_{n\,max}+M_{m\,max}+M_{t\,max}$$

设开启阀芯的控制力矩为

$$M'_k=p_yA_yL_y \tag{6.7}$$

式中，p_y 为控制气体压力，A_y 为气体作用于挡销上的面积，L_y 为挡销轴线到阀芯转轴的距离。

当开启阀芯的控制力矩大于阀芯开启时所需的最大力矩时，满足开启要求，即$M'_k>M_{k\,max}$。

6)阀门流阻特性

一般用水力实验方法测出质量流量与阀门流阻的数量值，绘出阀门的流阻特性曲线 $\Delta p_w=f(q_{mw})$，然后再换算成推进剂的 $\Delta p_i=f(q_{mi})$曲线。质量流量、密度对压降的换算关系为

$$\Delta p_i=\Delta p_w\frac{q_{mi}^2\rho_w}{q_{mw}^2\rho_i} \tag{6.8}$$

式中，q_{mw}和 q_{mi}分别为水和推进剂的质量流量，Δp_w 为水在液流试验时的压降，Δp_i 为推进剂的压降，ρ_w 和 ρ_i 分别为水和推进剂的密度。

2. 菌形阀门

菌形阀门是用气压控制的常闭式阀门。阀门做往复运动，可以直接与作动器连接，菌形阀门结构较简单，使用广泛，如在“土星”5 号火箭的第一级 F—1 发动机和长征运载火箭上面级发动机上的使用等。但是，由于这种阀门的结构使液体在内部通道中转弯，因而压力损失较大。

一种低温推进剂系统使用的波纹管式菌形阀门如图 6.4 所示，该阀门位于泵后主系统管路上，用来控制对推力室的推进剂供给。

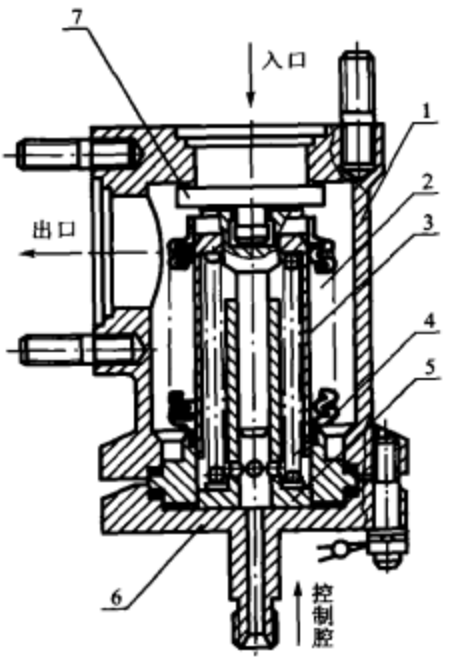
开始工作前，控制腔通以高压气体使阀芯和阀座紧密配合，达到密封，阀门是常闭的。当

发动机启动时，撤去控制腔内的气体，泵后推进剂随着自身压力的增加，克服弹簧和波纹管组件的作用力，使阀芯逐步开启到完全打开，推进剂流向推力室。当需要关机时，控制腔通入压缩气体，加之弹性组件的作用，使阀门迅速关闭，从而切断了推进剂的供给。

3. 电爆阀门

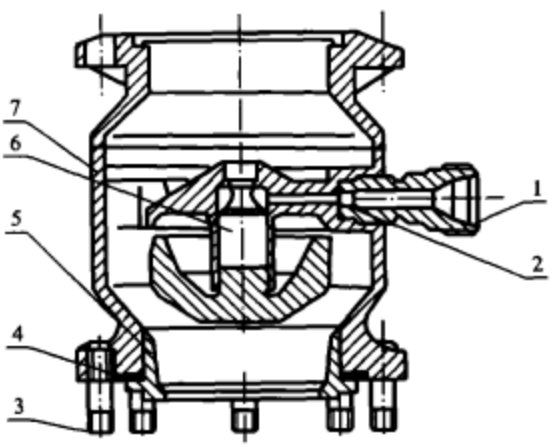
电爆阀门装有质量小、能量高的能源，如电爆管，在给定指令下发生爆燃，将潜在的化学能转变为机械能，实现阀门的打开或关闭。液体火箭发动机中常用的电爆阀门有常开式和常闭式，这种阀门与一般阀门相比，具有结构简单、反应速度快、可靠性高和制造成本低等优点。其主要缺点是：当装到发动机上之后，不能对阀门的动作协调情况进行检验，从而使可靠性降低。此外，在每一次调整试车后都必须把发动机从试车台上卸下来，以便给电爆阀门重新安装电爆管，这使得发动机的重复启动试车过程复杂化。

图 6.5 所示是一种常开式一次使用的电爆阀门，它安装在泵后推进剂供应管路中，由壳体、阀芯、阀座和电爆管壳等组成。在发动机关机时，电爆管通电工作，高温高压燃气冲破隔膜进入导向筒，产生拉力将颈部拉断，并和液体压力共同作用下，将阀芯压入阀座内，切断推进剂流路，使发动机关机。



1—壳体；2—波纹管组件；3—护套；4—弹簧；5—套筒；6—法兰；7—阀芯

图 6.4 菌形阀门



1—电爆管壳；2—膜片；3—双头螺栓；4—保护垫圈；5—阀座；6—阀芯；7—壳体

图 6.5 电爆阀门

6.2.2　隔离阀门的设计

隔离阀门通常安装在发动机入口管路系统中，其主要作用是：将发动机管路与箭体供应管路隔开；在自燃推进剂发动机中，起到启动阀门的作用；泻出贮箱到隔离阀门间的推进剂，起到组合阀门的作用；作为箭体贮箱和推进剂供应管路密封试验的密封装置。因此，隔离阀门多数为一次工作的膜片式阀，其主要类型有膜片式蝶形阀门、膜片阀门和球形阀门等。

根据隔离阀的特点，除基本设计要求外，还有下述特殊设计要求：

① 隔离阀在管路中的密封作用要绝对可靠，不允许推进剂出现任何泄漏，尤其对于自燃推进剂，其泄漏会造成严重后果。因此，许多隔离阀都采用可达到零泄漏要求的膜片式结构。

② 隔离阀选择的材料应与推进剂长期相容。有时推进剂加注后处于待命阶段的时间可能相当长，在这期间，阀门前可能有数次推进剂的加注和泄出，以致使其经受推进剂液相、气相以及环境中潮气的综合影响。

③ 隔离阀的膜片应有一定的正、反向承压能力，以便承受箭体供应管路或发动机管路的密封试验压力。同时，应考虑到腐蚀性介质的长期作用和管路压力波动可能引起的疲劳而导致膜片过早地破裂等。

④ 应从结构上采取措施防止隔离阀膜片破裂时的掉屑，防止碎屑影响发动机的正常工作。

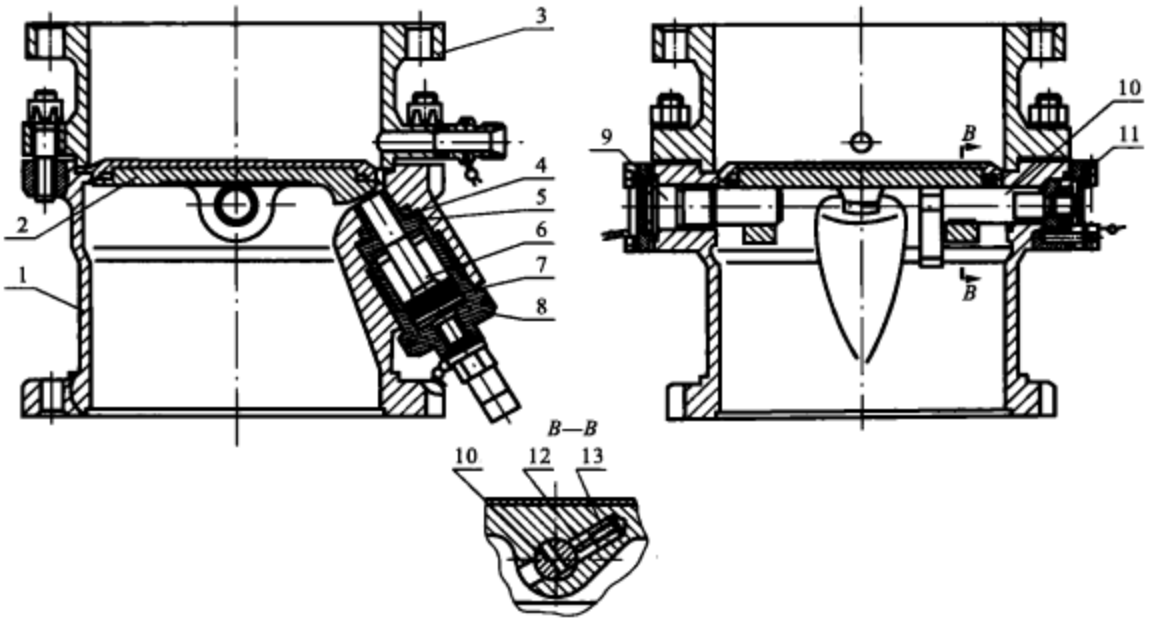
⑤ 隔离阀上的推进剂泄出阀，应结构简单、可靠，使用方便，特别要防止推进剂泄出时污染其他系统或伤害操作人员。

1. 膜片式蝶形阀门

(1)结构分析

图 6.6 所示是一种常闭的膜片式蝶形阀门，它安装在泵前推进剂供应管路上，在启动前用来隔开贮箱到泵的通路。该阀门的结构由上壳体、下壳体、膜片式阀门盘、阀门打开机构和闭锁装置等组成。

膜片式阀门盘 2 由上阀盘和下阀盘构成，上阀盘下端面加工有圆形凹槽与下阀盘上端面的圆形凸台相配合，并焊为一体，上阀盘的周边加工成 1.5 mm 左右厚度。上壳体 3 在与下壳体 1 配合的端面上有两道凸环，用来将上阀盘的周边压紧在下壳体 1 端面上的两道凹槽内，以保证结合面绝对可靠地密封。在上阀盘周边非压合处加工有一圈刻痕，深度约为 0.85 mm，以便当开启阀门盘时，能从刻痕处(厚度约为 0.65 mm)迅速断开。下阀盘的下端面有两个耳环，分别用以插入轴 9 和止动轴 10，还有一个凸台作为活塞 6 顶开阀门盘时的撞击点。轴 9 靠自身的螺纹拧在下壳体 1 左面的孔内，右端插入下阀盘耳环的轴孔内。止动轴 10 穿过下阀



1—下壳体;2—阀门盘;3—上壳体;4—调整垫圈;5—套筒;6—活塞;7—挡圈;8—接管嘴;
9—轴;10—止动轴;11—螺母;12—限位销;13—弹簧

图 6.6 膜片式蝶形阀门

盘的另一个耳环孔,并伸到下壳体 1 右面的孔内,然后用螺母 11 拧在止动轴右端的螺纹上,以达到轴向固定止动轴的作用。止动轴 10 的右边侧面有两个削面,靠键与下壳体右边孔的两个平面配合,限制了止动轴相对下壳体做旋转运动;它的左边有个凸块,并有两个削面,用来限制阀门盘的最大开度;它的中部铣有一个凹槽,在阀门盘打开时与限位销 12 配合,以防止阀门盘的再次关闭。

电爆组件是膜片式蝶形阀门开启的执行机构,主要由电爆管接管嘴 8、活塞 6、套筒 5、挡圈 7 和调整垫圈 4 等组成。

弹簧 13 与限位销 12 构成了锁紧装置,止动轴左端凸块有止动面,用以保证阀门盘绕其轴旋转 90°。当阀门开度为 90°时,限位销 12 在弹簧 13 的作用下,恰好落入止动轴的限位槽内,将阀门盘锁死,以防止阀门盘再关闭。

(2)工作过程

如图 6.7 所示,当发动机启动时,安装在电爆管安装座上的电爆管通电工作,瞬间产生的高压火药燃气作用在活塞上,活塞在高压燃气的作用下迅速猛烈地撞击在下阀盘的凸块上,使上阀盘从圆周一圈的刻痕处(此处强度最差)撕开,于是整个阀门盘在活塞撞击力作用下迅速打开,当阀门转到 90°位置时被止动轴上边的凸块挡住,此时限位销也随阀门盘转动,且恰好

落入止动轴中部的限位槽内，从而将阀门盘锁死，使阀门盘不能来回摆动，也不能复原关闭。

(3)阀门的计算

1)计算膜片刻痕处的厚度

发动机启动前作用在阀门盘膜片上侧的液体压力有推进剂的液柱静压和贮箱的增压压力，其值为

$$F_i=\frac{\pi}{4}D_m^2 p_i$$

式中，D_m 为膜片刻痕处的直径，p_i 为膜片上作用的液体压力。

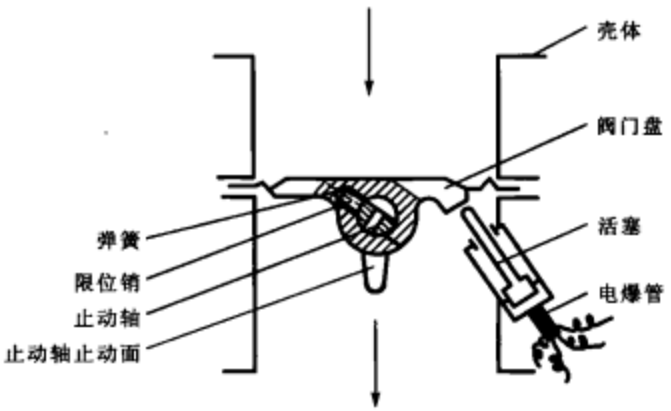


图 6.7　膜片式蝶形阀门工作原理图

切破膜片时所需的最小力为

$$F_g=\pi D_m \delta C_1 \sigma_{b\,min}$$

式中，δ 为膜片刻痕处厚度，C_1 为剪切换算系数，$\sigma_{b\,min}$ 为膜片材料的强度极限。

n' 为膜片刻痕在液体压力作用下不应破坏的安全系数，其值应大于 1，由以上两式得到

$$\delta=\frac{n' D_m p_i}{4C_1 \sigma_{b\,min}} \tag{6.9}$$

可由设计要求先选择安全系数 n' 的值，然后再求出膜片刻痕处的厚度 δ。

2)计算膜片的撕裂力矩和撕裂力

当整个膜片撕裂时对阀门转轴的力矩为

$$M_m=\tau\delta D_m^2$$

式中，M_m 为整个膜片对转轴的撕裂力矩，τ 为作用在膜片上的剪应力。

设在电爆管工作时，通过活塞作用在膜片上的力的作用线到阀门转轴的距离为 L_m，则膜片撕裂时需要活塞产生的撕裂力为

$$F_m=\frac{M_m}{L_m} \tag{6.10}$$

3)计算电爆管工作的安全系数

活塞撕破膜片需要火药燃气产生的力为

$$F_z=F_m+F_f$$

式中，F_f 为活塞的摩擦力。

燃气对活塞的实际作用力为

$$F_{zR}=\frac{\pi}{4}D_z^2 p_z$$

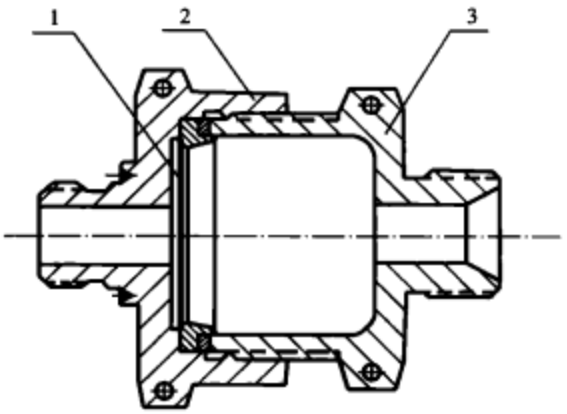
式中，D_z 为活塞的直径，p_z 为活塞腔燃气的压力。

电爆管产生的能量撕裂膜片的安全系数为

$$n_z = \frac{F_{zR}}{F_z} \tag{6.11}$$

2. 膜片阀门

当有效而又严密密封是主要要求时，就可在液路系统中采用膜片阀门，这在可贮存推进剂的发动机系统中是很有用的。



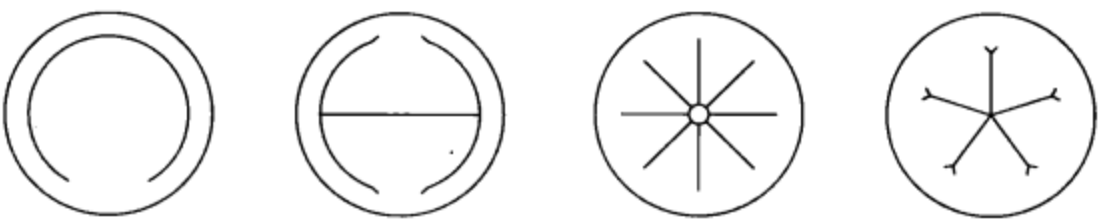
1—膜片；2—接管嘴；3—壳体

图 6.8 平板式膜片阀门

膜片阀门主要由上、下壳体夹住一个膜片所组成，当上游压力达到预定值时膜片破裂的称为自然破裂膜片。为控制膜片的破裂压力值和破裂部位，一般均在膜片上用冲压方法预制一定形状的刻痕，这也起到防止膜片破裂处掉屑的作用。

图 6.8 就是一个平板式膜片阀门，在膜片上有刻痕，痕深决定破裂压力，夹住部分在破裂时作为铰链而留在原处。

膜片破裂处的刻痕有如图 6.9 所示的几种形式。由于膜片破裂不是纯剪切，故存在拉伸和弯曲作用，加上膜片材料性能的偏差以及刻痕工艺因素的影响，所以膜片刻痕深度的计算是不精确的。在实际应用中主要由试验同批膜片的破裂压力值来最后确定膜片的刻痕深度。



(a) 单铰型　(b) 双铰型　(c) 辐射型　(d) 开花型

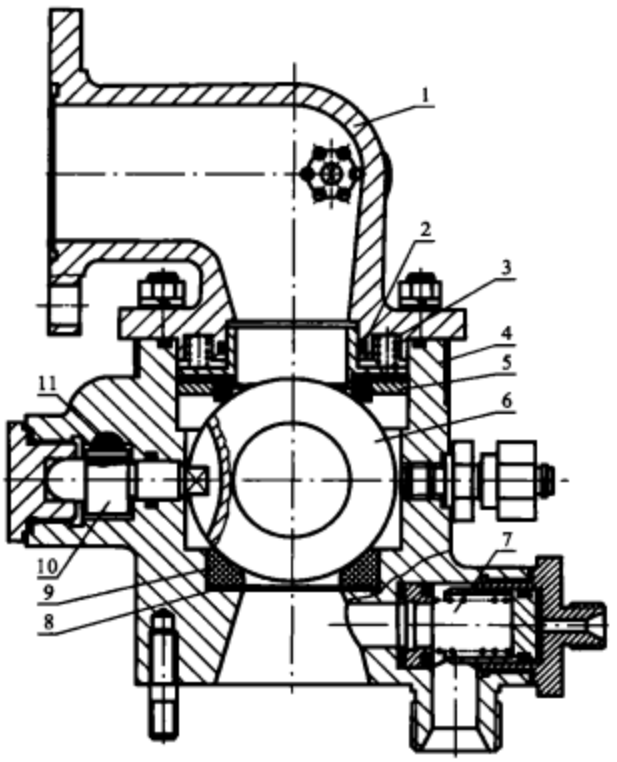
图 6.9 膜片刻痕形式

3. 球形阀门

由于球形阀门可装入导管内，不限制液体流动，故一般压力损失很小，同时还可以增加高

压装置结构的坚固性，如美国航天飞机主发动机采用的液氧球形阀门。对于大直径的阀门，由于它难以满足飞行质量和外形要求，故应用并不普遍。但对于地面上的使用设备，由于对阀门的质量和尺寸要求并不很严，因此，多种多样的球形阀门还是经常采用的。

图 6.10 所示的球形阀门位于推进剂泵入口管上端，进、出口分别由螺栓固定在泵前及管路中，用来接通或切断贮箱对发动机推进剂的供给。该阀门采用球阀结构，由主通道、传动装置、作动器和排空阀门等部分组成。



1—上壳体；2—密封环；3—小弹簧；4—下壳体；5—弹性阀座；6—球形阀芯；
7—排空阀门；8—调整垫片；9—固定阀座；10—齿轮；11—齿条

图 6.10　球形阀门

球形阀芯 6 装在弹性阀座 5 和固定阀座 9 之间，弹性阀座 5 借助于多个小弹簧 3 和流体静压力来保证球阀的密封。为便于球形阀芯的对中，在固定阀座处设有调整垫片 8。为使结构紧凑，球中心孔径略小于管路直径，以保证流阻较小。球形阀门上装有接头，通过齿轮 10 和齿条 11 将球体转动，控制阀芯的开启和关闭。

开始时阀门处在关闭位置，当需要打开阀门时，高压气体进入球阀作动器的控制腔，推动

活塞式齿条，带动齿轮转动，从而使球阀开启。当需要关闭时，作动器控制腔内的气体泄出，在作动器回位弹簧的作用下阀门关闭，这是单向气压控制式作动器机构。

这种球阀可多次工作，流体阻力小，但结构较复杂。该阀门既可作隔离阀使用，又可作断流阀使用。其上的排空阀门可以在发动机多次工作期间(从关机到下一次启动之间)排空管路中的推进剂。

6.2.3 其他阀门

1. 电动气阀门

电动气阀门用来接通或切断控制气体的通路，从而控制发动机上各气动阀门的打开和关闭。图 6.11 所示的电动气阀门由阀门本体和电磁阀两部分组成。

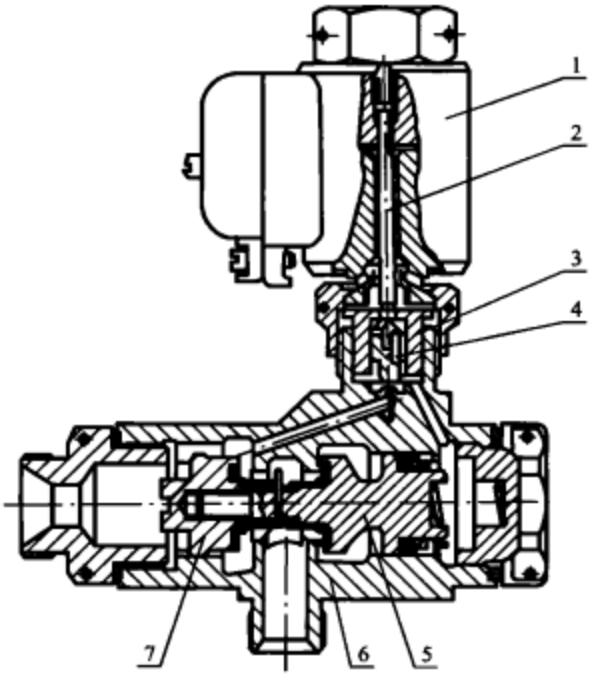
阀门本体主要有壳体 6、主阀芯 5 和 7 等，两阀芯连成一体，通常若一个阀芯打开，则另一个阀芯关闭。电磁阀部分主要有电磁铁 1、顶杆 2 和副阀芯 4 等。

电动气阀门的工作原理如图 6.12 所示，阀门本体上有一个进气口 B，一个出气口 C 和一个排气口 D。当电磁铁断电时，由进气口 B 进入压缩气体，通过开启的副阀芯，经流道 H 进入 M 腔，使主阀芯 7 打开，另一主阀芯 5 关闭，压缩气体由进气口 B 沿出气口 C 流出，给其他气动阀门提供高压气体。当电磁铁通电时，电磁力通过顶杆传给副阀芯，使副阀芯关闭，同时打开排气孔，M 腔中的压缩气体沿流道 H 流到排气孔排出，电动气阀门主阀芯 7 关闭，另一主阀芯 5 打开，接通出气口 C 和排气口 D，气动阀门中的压缩气体通过排气口 D 泄出。

2. 电磁阀门

电磁阀门是某些液体火箭发动机和地面附属设备中的一个重要组件，是一种由电磁线圈作动器控制的阀门。液体火箭发动机工作时间长，容易实现变推力，能够多次启动，可实现较高频率的脉冲工作。目前，大多数姿轨控发动机均采用液体火箭发动机，其系统方案多采用挤压式，为了实现多次反复启动或高频脉冲工作，系统中多采用电磁阀门来控制流量。

图 6.13 所示的电磁阀门为直接作动式电磁阀，主要由线圈组件、阀芯、阀座、弹簧和壳体等组成，阀芯与衔铁为一体式结构。当线圈组件 3 通电后产生电磁感应，磁铁产生吸力吸引衔铁，从而克服弹簧 5 的作用力，驱动阀芯 6 运动，实现开启。当断电时，在弹簧 5 和流体作用下使阀芯 6 关闭。



1—电磁铁；2—顶杆；3—阀座；4—副阀芯；5，7—主阀芯；6—壳体

图 6.11　电动气阀门

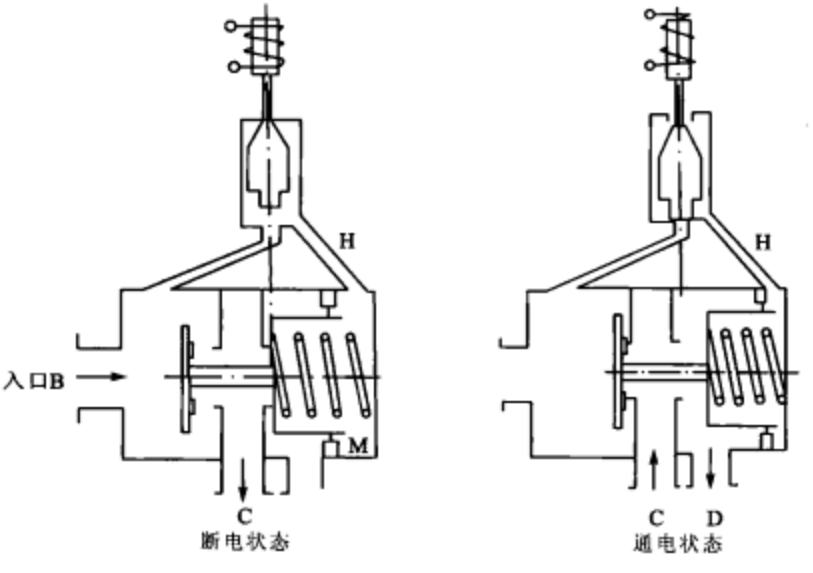
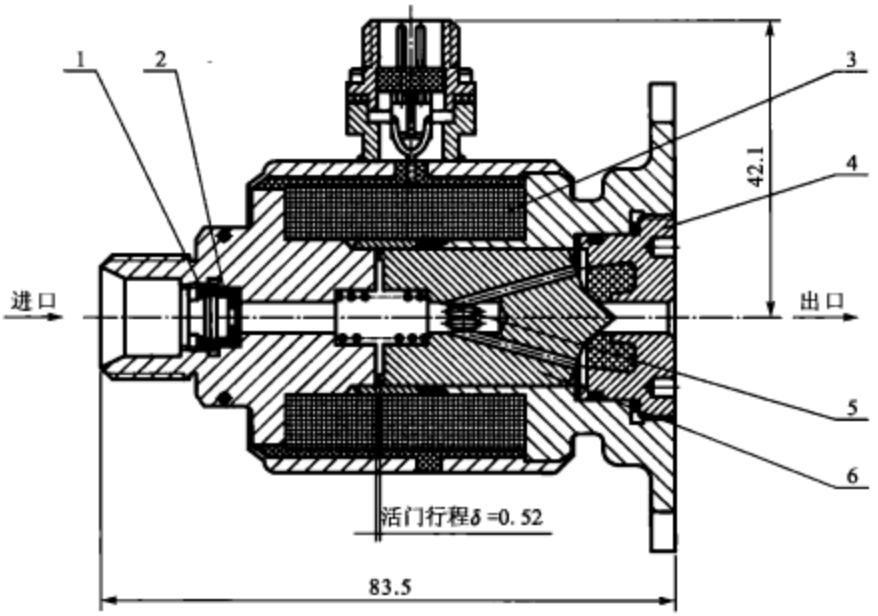


图 6.12　电动气阀门工作原理图



1—过滤器;2—节流圈;3—线圈组件;4—阀座;5—弹簧;6—阀芯

图 6.13 电磁阀门

6.3 调节器设计

液体火箭发动机中的调节器,按工作流体的不同可分为气体减压器和液体调节器。调节器通常包含两个基本部分:控制器部分和执行机构部分。控制器感受被调参数与参考值之间的差别,并输出误差信号来控制执行机构的动作,以达到调节压力或流量的目的。控制器主要包括敏感元件和比较元件。常用做执行机构的阀门结构类型有:菌形阀门、蝶形阀门、球形阀门以及可调汽蚀管等。

除阀门的一般设计原则外,对于液体调节器还应考虑下述几个主要设计要求:

① 流量特性应满足设计要求,其流量特性可通过节流元件的几何形状和位置来实现,一般要求其固有的流量特性为线性,即被调参数与控制信号之间呈线性关系。

② 要求被调参数的进、回程特性偏差(即滞后)尽量小。

③ 增益或灵敏度要高,即要求流量变化与相应阀芯行程变化的比值要适当大些。

④ 调节比大,即调节器的最大与最小可调流量之比(即节流能力)要大,这对于变推力发动机尤其重要。

⑤ 尽量减少干扰因素对调节器的影响,如减少进口压力的波动和减小运动件的摩擦等。

⑥ 合理设计流道,使压降尽量集中在节流部位,并尽量降低节流部位的最小压降。

在调节器设计中，要计算调节器的静态特性，以保证其静态偏差不超过设计要求。下面主要介绍气体减压器和几种液体调节器的结构及其静态特性。

6.3.1　气体减压器

气体减压器是将高压气体经阀芯节流减压为恒定的较低的输出压力，当进口压力变化很大时，要求出口压力在给定的精度范围内变化。

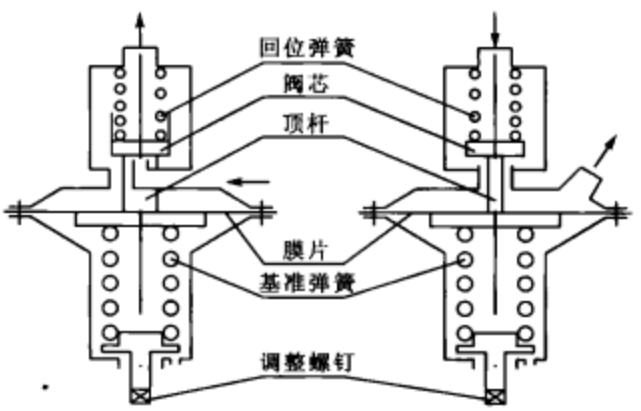
减压器(见图 6.14(b))工作前，阀芯处在全开位置，当高压气体经阀芯节流后进入低压腔时，逐步建立起低压压力，并作用在膜片上，使阀芯开度下降。当向下的合力等于向上的合力时，阀芯处于静止状态，出口低压压力也即稳定。

随着进口压力下降，流过阀芯节流的气体流量减少，减压器低压腔压力下降，使作用在膜片上的力减少，阀芯受力不平衡，向上的合力大于向下的合力，阀芯开度加大，气体流量增大，低压腔压力上升，直至恢复到接近原来的压力。当系统组件受力达到平衡时，阀芯处于新的平衡状态。

如果减压器输出气量减少(如下游阀门关小，阻力加大)，则引起低压腔压力升高，作用在膜片上的力加大，阀芯就会下移关小，进气量减少，直至低压腔恢复到接近原来的压力。这时阀芯停止运动，处于新的平衡位置。由于减压器阀芯的开度是随气瓶内气体压力的降低而不断增大，故当达到最大开度时，出口压力将随着入口压力的下降而显著下降，这时减压器已不能正常工作。

气体通过阀芯节流，压力下降的机理是不可逆的节流膨胀过程。当高压气体经过相对很小的通气面积时，气体压力下降，流速增加，部分压力势能转变为动能，极少量因摩擦和涡流等损失变为热能。

当到达低压腔后，气体膨胀，流通截面突然扩大，高速气体滞止，发生撞击和涡流，甚至激波，气体的一部分动能变成热能，基本上被气体吸收。同时气体进入低压腔后体积膨胀，密度减小，气体分子间的位能增加。所以，滞止过程中只有少部分动能又转变为压力能，而大部分动能则变为气体分子间的位能和热能，减压器出口的气体压力下降。



(a) 正　向　　(b) 逆　向

图 6.14　膜片式减压器原理图

节流后气体温度是上升还是下降，由气体的特性和温度决定，每种气体都有一个转变温

度。如果气体节流时的温度大于转变温度，则节流后温度上升，反之温度下降。如氢气的转变温度约为－80.5 ℃，而大多数气体的转变温度大于 600 ℃，所以室温下当节流压差为 0.1 MPa(1 atm)时，空气、氧气或氮气的温度降低约 0.25 ℃，二氧化碳降低约 0.75 ℃，而氢气却升高约 0.03 ℃。

1. 减压器的分类

(1)按敏感元件分

包括：

① 膜片式减压器，如图 6.14 所示。其结构简单，密封可靠，加工方便，但阀芯行程小，适用于低压力和小流量系统。在地面上使用时也用于较大出口压力和流量的情况，但这时膜片的有效面积大。

② 膜盒式减压器，如图 6.15 所示。其行程较大，密封可靠，但膜盒承压能力低，结构复杂，适用于低出口压力和大流量系统。

③ 柱塞式减压器，如图 6.16 所示。其承压能力高，行程大，但结构复杂，加工困难，密封困难，适用于高压力和大流量系统。

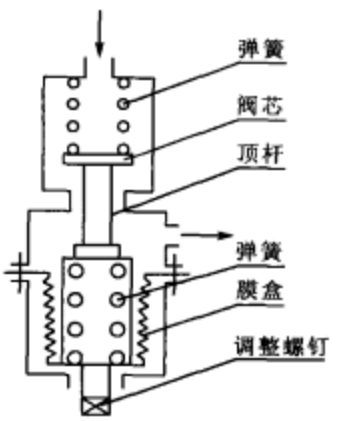


图 6.15 膜盒式减压器原理图

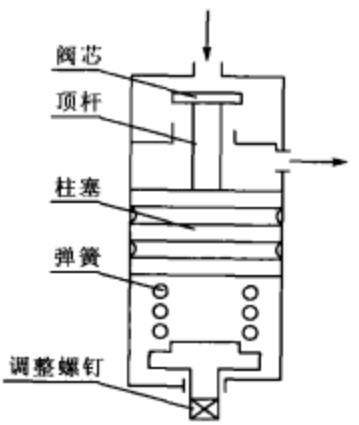


图 6.16 柱塞式减压器原理图

(2)按用途分

包括：

① 流量减压器，工作时要求有一定的气体流量，如挤压推进剂和增压推进剂贮箱等。

② 指挥减压器，工作时减压器没有流量输出，阀门在回位弹簧力和高压气体压力作用下关闭，要求给出准确的出口气体压力，以用来控制其他各种气动阀门和调节器。

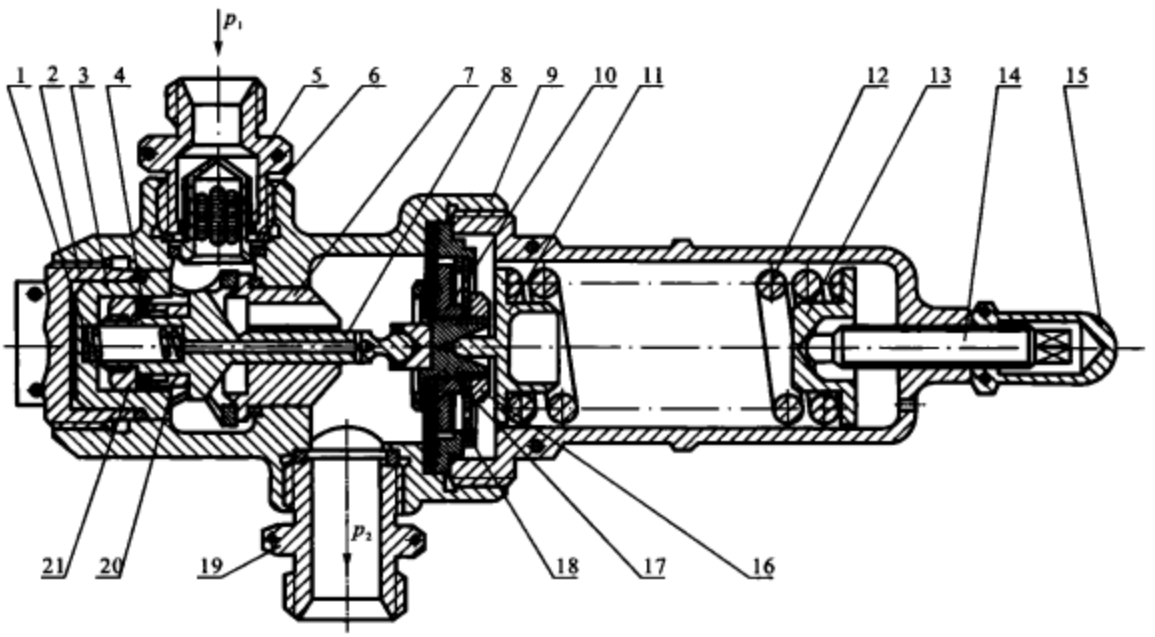
(3)按性能分

包括：

① 不卸荷的正向减压器，如图 6.14(a)所示。正向减压器是指高压气体在阀座处的流动方向与阀芯开启方向一致。由于此类减压器无高低压卸荷装置，阀芯上作用着高低压压力，所以在进口压力变化大时出口压力偏差大。适用于出口压力较低、稳压精度要求不高的小流量系统。又由于进气结构复杂，所以极少采用。

② 不卸荷的逆向减压器，如图 6.14(b)所示。逆向减压器是指高压气体在阀座处的流动方向与阀芯开启方向相反。这种减压器结构简单，使用较多，适用于中等流量和出口压力精度要求不高的情况。但当阀座孔面积与敏感元件面积之比很小时，也可保证一定的出口压力精度。故地面和指挥减压器用得较普遍。

③ 卸荷式逆向减压器，如图 6.17 所示。由于此类减压器有高低压卸荷装置，进口压力变化对出口压力影响小，故精度高，敏感元件尺寸可减小。该减压器能做到流量大、精度高、尺寸小，但结构复杂，因此广泛用于上天的发动机系统中。此外，由于工艺水平的提高，目前也广泛用于要求精度高和流量大的地面系统中。



1—回位弹簧；2，15—螺帽；3—衬套；4—橡皮碗；5，19—接管嘴；6—过滤器组件；7—阀座；8—阀芯；9—壳体；10—膜片组件；11，13—弹簧座；12—基准弹簧；14—调整螺杆；16，21—螺母；17—安装盘；18—隔栅弹片；20—支承环

图 6.17　卸荷式逆向减压器

(4)按有无基准弹簧分

包括：

① 有基准弹簧减压器，采用基准弹簧调节减压器的出口压力。

② 无基准弹簧减压器，用指挥减压器的准确出口压力代替基准弹簧，来调节流量减压器的出口压力。当要求基准弹簧力很大时可采用此方案，其出口压力调节方便，减压器静特性好，但系统复杂。

2. 减压器的结构

如图 6.17 所示，高压气体由进口接管嘴 5 经过滤器组件 6 到壳体 9 的环形高压腔内，又经过衬套 3 的孔进入衬套内，再经阀芯节流后变为低压气体。低压气体经出口接管嘴 19 流出减压器，且低压腔经阀芯 8 的中心小孔与封闭的卸荷装置的左腔连通。

卸荷装置由螺母 21、支承环 20 和橡皮碗 4 组成，并与阀芯 8 用螺纹连接为一体。阀座 7 和衬套 3 用螺帽 2 压紧，用垫片保证高压腔和低压腔与大气的密封。高压腔与卸荷装置左边的低压腔之间用橡皮碗密封，阀芯由阀座导向。

敏感元件是膜片组件 10，为保证膜片的强度和有效面积，膜片组件由安装盘 17 和刚性盘通过螺母 16 夹紧，为增强膜片组合件的刚性，增加了隔栅弹片 18。

比较元件是基准弹簧 12，它产生的弹簧力与膜片上的气压力及其他力平衡，以保持出口压力恒定，调节基准弹簧的压缩量可改变出口压力的稳态值。为使弹簧正确安装定位且保持其作用力位于减压器轴线上，可采用 11 和 13 形状的弹簧座，螺帽 15 用来锁紧调整螺杆 14。

回位弹簧 1 用来保证阀芯顺利关小直到关闭。

过滤器组件 6 由开了很多纵向槽（为了增大流通面积）的空心圆柱体组成，上面包以细的不锈钢滤网，气体由外进入中心部分。

这种减压器的结构特点是阀芯与阀座之间没有密封件，而是金属与金属的连接，阀芯有导向。采用高低压卸荷装置，回位弹簧力很小，高压压力作用在阀芯上的力也很小，大大改善了减压器的静态特性。采用螺帽盖住并锁紧调整螺杆的结构不够好，因为在拧紧螺帽时，调整螺杆很可能要有较小的转动，从而影响调整精度。用橡皮碗可以做到很好的密封，但不耐久，且摩擦力较大，对动态特性有好处，但对静态特性很不利。该减压器结构复杂；但流量大，出口压力高，精度高，出口压力偏差不大于出口额定压力的 1%。

3. 静态特性

减压器的静态特性是指在稳定流动状态下，减压器出口压力与进口压力或流量等参数之间的函数关系。这里主要介绍当流量不变时，出口压力 p_2 与进口压力 p_1 的关系，即 $p_2=f(p_1)$。现以膜片式卸荷逆向减压器为例，并简化锥形阀芯为平板阀芯进行介绍。

(1)力平衡方程

如图 6.18 所示，取带卸荷装置的阀芯组件为分离体，略去活动部分的摩擦力和稳态气动力，则作用在阀芯分离体上的力有：

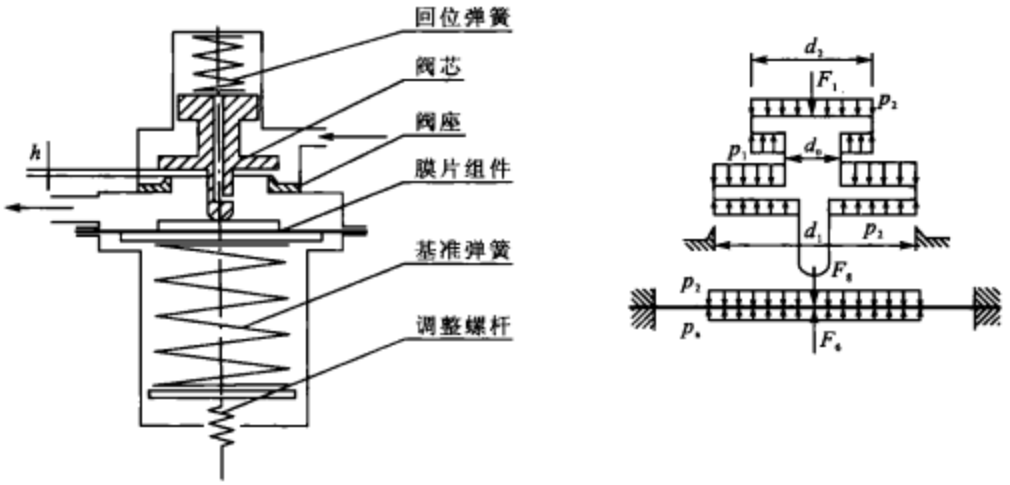


图 6.18　减压器原理及计算图

① 回位弹簧力

$$F_1 = C_1(x_1 + h) \tag{6.12}$$

式中，C_1 为回位弹簧刚度，x_1 为回位弹簧预压缩量，h 为阀芯开度。

② 低压气体作用在卸荷环上的力

$$F_2 = A_2 p_2 \tag{6.13}$$

式中，A_2 为直径是 d_2 的卸荷环面积，p_2 为减压器出口(低压腔)压力。

③ 低压气体作用在阀芯上的力

$$F_3 = A_1 p_2 \tag{6.14}$$

式中，A_1 为直径是 d_1 的阀座孔面积。

④ 高压气体作用在阀芯上的力

$$F_4 = (A_1' - A_2')p_1$$

式中，A_1' 为高压气体作用在阀芯上的有效面积，A_2' 为高压气体作用在卸荷环上的有效面积，p_1 为减压器进口(高压腔)压力。

设 A_0 为直径是 d_0 的阀芯截面面积，则有

$$A_1' = A_1 - A_0, \quad A_2' = A_2 - A_0$$

代入上式并化简得

$$F_4 = (A_1 - A_2)p_1 \tag{6.15}$$

⑤ 低压气体作用在膜片上的力

$$F_5 = A_3 p_2 \tag{6.16}$$

式中，A_3 为膜片的有效面积，$A_3 = 0.33\left[1 + \frac{d_g}{d_m} + \left(\frac{d_g}{d_m}\right)^2\right]\frac{\pi d_m^2}{4}$，$d_g$ 为刚性盘直径，d_m 为膜片

直径。

⑥ 基准弹簧力

$$F_6 = C_2(x_2 - h) \tag{6.17}$$

式中，C_2 为基准弹簧刚度，x_2 为基准弹簧的预压缩量。

⑦ 环境气体作用在膜片上的力

$$F_7 = A_3 p_a \tag{6.18}$$

式中，p_a 为环境压力。

⑧ 膜片的弹力

$$F_8 = C_m h \tag{6.19}$$

式中，C_m 为膜片组件刚度。根据组件的装配关系，确定膜片的弹力方向向下。

设向上的力为正方向，故阀芯运动件的力平衡方程为

$$F_3 + F_6 + F_7 - F_1 - F_2 - F_4 - F_5 - F_8 = 0 \tag{6.20}$$

将式(6.12)～式(6.19)代入式(6.20)，整理后得

$$p_2 = \frac{C_2 x_2 - C_1 x_1 - C_\Sigma h - (A_1 - A_2) p_1 + A_3 p_a}{A_3 + A_2 - A_1} \tag{6.21}$$

式中，$C_\Sigma = C_1 + C_2 + C_m$ 为弹性元件的刚度之和。

(2)质量流量方程

减压器出口体积流量 q_{V2} 为已知，流过阀芯节流面积的质量流量为

$$q_m = \mu_1 \pi d_1 h \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} K \tag{6.22}$$

式中，q_m 为质量流量，d_1 为阀座孔直径，h 为阀芯开度，T_1 为减压器进口温度，μ_1 为流量系数。

在亚临界流动状态下，即当 $p_2/p_1 > (p_2/p_1)_{cr}$ 时，系数 K 为

$$K = \sqrt{\frac{2}{R}\frac{\gamma}{\gamma-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}$$

式中，$(p_2/p_1)_{cr}$ 为临界压力比；γ 为比热比。

在超临界流动状态下，即当 $p_2/p_1 \leqslant (p_2/p_1)_{cr}$ 时，系数 K 为

$$K = \sqrt{\frac{2}{R}\frac{\gamma}{\gamma+1}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{2}{\gamma-1}}}$$

这时，K 值与 p_2/p_1 的数值无关，而只与气体的性质有关，对于给定的气体，K 为常数。

根据流体连续方程

$$q_m = q_{V2}\rho_2$$

和气体状态方程

$$\frac{p_2}{\rho_2} = RT_2$$

则有

$$q_m = q_{V2}\frac{p_2}{RT_2} \tag{6.23}$$

式中，T_2 为减压器出口温度。

将式(6.23)代入式(6.22)，得到阀芯开度为

$$h = \frac{q_{V2}\,p_2\,\sqrt{T_1}}{RT_2\mu_1\pi d_1 p_1 K} \tag{6.24}$$

(3)温度关系

T_1 是气体压力为 p_1 时减压器高压气体的入口温度，可近似认为是气瓶内气体压力 p_{1s} 膨胀到 p_1 时的温度，这里忽略了管路传热。通常将气瓶内的气体膨胀看做是多变过程，其关系式为

$$\frac{T_{1s}}{T_1} = \left(\frac{p_{1s}}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \tag{6.25}$$

式中，T_{1s} 是气瓶内气体压力为 p_{1s} 时的温度，n 为多变指数。

阀芯节流后的气体温度 T_2 可假设不变，即与阀芯节流前的气体温度 T_1 相等，也可简化为

$$T_2 = T_1 + k_t(p_1 - p_2) \tag{6.26}$$

对于不同的气体，在室温下系数 k_t 不同。

(4)静特性计算

在减压器参数已初步确定后，可利用式(6.21)和式(6.24)～式(6.26)计算减压器的静态特性，以检验减压器静态特性是否满足设计要求。如果最大出口压力偏差小于许用出口压力偏差值，则满足设计要求。

卸荷式逆向减压器的静态特性曲线如图 6.19 所示。从图中可以看到，随着减压器入口压力的下降，出口压力是增加的，并在某一入口压力时达到最大值，然后开始急剧下降。可见，为保证减压器的调节精度，对其入口压力是有一定要求的。

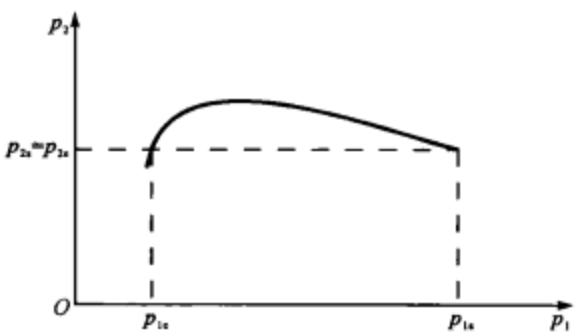


图 6.19　减压器静态特性曲线

4. 减压器设计

(1)原始数据和设计要求

减压器设计的原始数据包括减压器工质、体积流量、减压器进口的最大和最小工作压力以及减压器的进口温度等。

设计要求一般有：减压器出口压力由系统要求的额定工作压力及其偏差确定，出口压力偏差通常在1%～2.5%的额定压力范围内；减压器进口的最大工作压力为35 MPa；减压器进口的最小工作压力要求大于2倍的出口额定压力，在精度要求不高时可大于1.25倍的出口额定压力；工作环境条件的确定，包括大气压力、环境温度、振动和过载等。

(2)方案论证

减压器的结构形式较多，可根据对减压器的用途、使用条件和原始数据的分析，来选择合适的减压器结构方案。应在满足使用要求的前提下，综合考虑制造成本、工艺性和研制周期等。

几种减压器的性能比较如表6.4所列。先导式减压器通常用于工作流量大，以及进、出口压力和流量经常变化，且要求精度较高的情况，而在一般情况下则尽量不选择这种结构，因其结构复杂性会在一定程度上影响工作可靠性。

当方案确定以后，在进行主要结构参数的具体设计计算以前，要初步选定一些结构参数，如阀座孔径、阀芯与阀座的密封形式、敏感元件的有效面积和弹性系统刚度等。

当阀芯及阀座的结构形式和尺寸确定以后，由式(6.24)～式(6.26)可计算阀芯的最大行程为 $h_{max}=h_e$(出现在减压器入口压力最小时，即 $p_{1min}=p_{1e}$)，且阀芯的最大行程应满足 $h_{max}=(1/30\sim1/6)d_1$(d_1 为阀座孔有效直径)，因为当 $h>d_1/6$ 时，阀芯行程增加，流量上升很少，减压器失去了调节作用。

表6.4 减压器性能比较

结构 \ 性能		调节精度	出口压力	流量	结构复杂程度	可靠性
不卸荷	正向	低	较低	较小	较低	较高
	逆向	较低	较高	较大	低	高
卸荷	正向	较高	较低	较小	较高	较高
	逆向	较高	较高	较大	较高	较高
间接作用式(先导式)		高	高	大	高	较低

(3) 结构设计

结构设计主要包括设计阀芯、计算密封力、设计回位弹簧、选择膜片和刚性盘的直径、设计基准弹簧、计算卸荷环以及其他结构，另外要保证除阀芯节流外，其他流动通道应具有很小的阻力损失。

从式(6.21)可知，当大气压力不变时，对于减压器来说只有 h 和 p_1 是变量，气瓶气体消耗使 p_1 不断下降，而阀芯开度 h 则相应开大。所以，若能使 $C_\Sigma h+(A_1-A_2)p_1\equiv$ 常数，就可在 p_1 下降时 h 增加，以保持 p_2 不变。但在实际过程中，由于各种因素的影响，这种条件是无法实现的。设计时可选取两个不同的进口压力，通过阀芯开度的相应变化来保证出口压力相等。

设减压器工作开始时和结束时的出口压力相等，即 $p_{2s}=p_{2e}$。以此为依据，设计减压器卸荷环的面积，由式(6.21)得到

$$C_\Sigma h_s+(A_1-A_2)p_{1s}=C_\Sigma h_e+(A_1-A_2)p_{1e}$$

式中，下标 s 和 e 分别为减压器开始时和结束时的工作点。

将上式化简后为

$$A_2=A_1-C_\Sigma\frac{h_e-h_s}{p_{1s}-p_{1e}}$$

显然有 $C_\Sigma\dfrac{h_e-h_s}{p_{1s}-p_{1e}}>0$，这是一较小值。最终得到 $A_2<A_1$，但两面积相差不多，这种设计称为部分卸荷。

(4)减压器静态特性计算

将计算得到的减压器出口压力偏差最大值与原始数据中的允许值比较，如不满足要求则调整设计，调整时可从阀座孔直径、敏感元件有效面积、弹性系统刚度和卸荷要求等方面考虑。

(5)动态特性分析

动态特性就是在有一定变化规律的入口参数作用下出口参数随时间的变化特性，其描述方程是微分方程。一般在飞行器发动机系统上使用的减压器需要进行动态特性计算，如检验其响应时间和超调量等，以判断是否满足减压器的动态性能要求；而在地面上使用的减压器则可不进行计算，可直接通过实验验证解决。

6.3.2　燃烧室压力调节器

燃烧室压力调节器(简称压调器)也就是推力调节器。作用在发动机系统上的全部干扰最终使燃烧室压力偏离设计值，并引起推力偏差，这些会影响推力室的强度和飞行器的飞行，同时燃烧室的压力振荡也会影响系统的稳定和引起飞行器振动。因此，必须保证燃烧室的压力为额定值，并通过调节燃烧室的压力来调节推力。

燃烧室压力的调节主要是通过调节进入推力室的推进剂流量，并保持所需要的组元混合比来实现的。对泵压式系统通常是调节驱动涡轮的燃气发生器流量（即涡轮工质流量），通过涡轮工质流量的变化，使涡轮功率和涡轮泵转速发生变化，导致泵后压力和推力室的推进剂流量发生变化，从而调节燃烧室压力。

1. 功　能

(1)保持燃烧室压力稳定

感受燃烧室的压力变化，自动改变燃气发生器氧化剂供给管路的流阻，调节进入燃气发生器的氧化剂流量，并控制稳定器，通过稳定器来调节进入燃气发生器的燃料的流量，保持燃烧室压力不变。

(2)转为末级工作状态

利用压调器上的转级装置将发动机由主级工作状态转为末级工作状态。

2. 结　构

以图 6.20 为例，氧化剂从左上方过滤器罩 5 的管嘴流入，进口压力为 p_1，经过滤器组件 4 到达壳体的环形槽内，由导向筒 3 的径向孔流入，经阀芯 2 节流降压后，出口压力为 p_2，流出压调器。根据具体结构压调器可分为四部分：调节器主体部分、过滤器组件、油脂供给装置和转级装置。

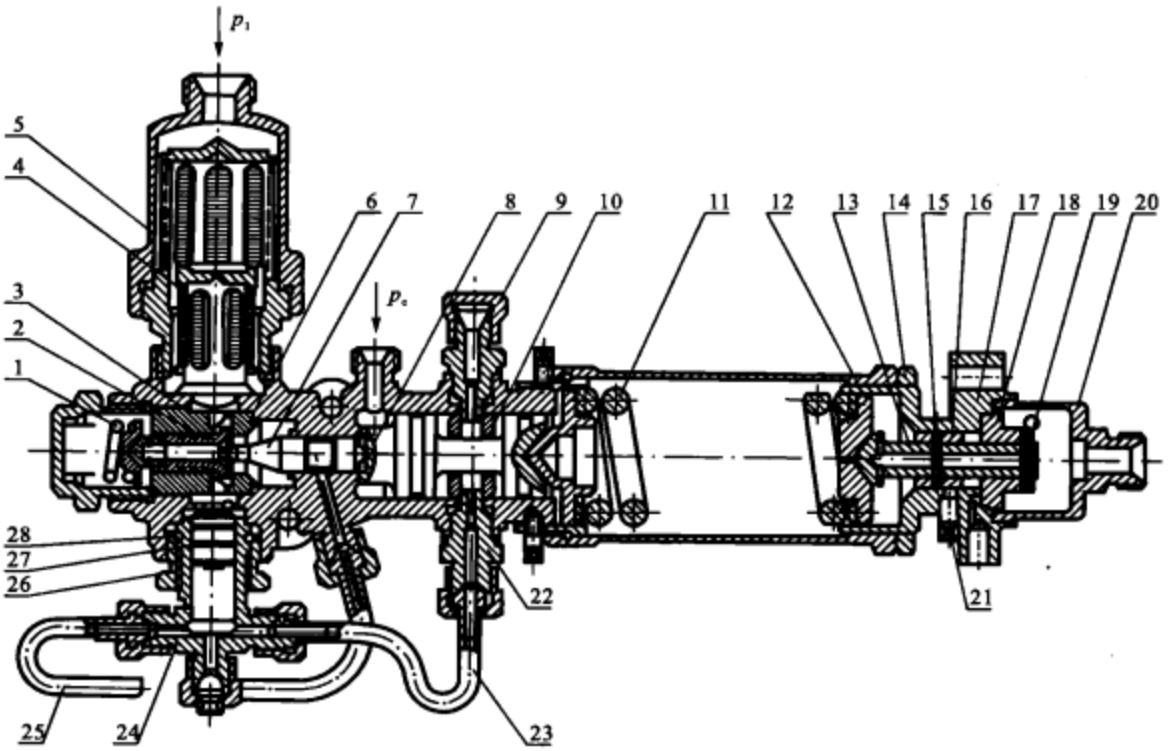
(1)调节器主体部分

平板形阀芯 2 由导向筒 3 定位导向，开密封槽加密封圈达到密封，导向筒 3 的孔径和阀座 6 的孔径几乎相等，达到进口压力卸荷。阀芯中间开轴向孔和两斜孔，使出口液体流入阀芯左边回位弹簧 1 的腔体内，达到出口压力卸荷。顶杆 7 和柱塞 8 均与接触表面高精度配合，配合间隙为 0.01～0.02 mm。顶杆 7 和柱塞 8 与壳体间有密封槽并在槽中注满润滑脂，以保证良好的润滑和密封。柱塞中间有两半圆环组合成的阻尼环 10，它由接管嘴 9 和 22 固定，阻尼环孔与柱塞中间颈部的间隙大小用来控制阻尼的强弱。当柱塞轴向运动时，由于阻尼环不动，所以必须把油脂由一个腔通过间隙挤压至另一个腔，速度越大阻尼力越大；当柱塞静止时，阻尼力不存在。整个运动部分的静摩擦力很小，从而保证压调器具有良好的静特性。柱塞左边受由壳体中部管嘴进入的燃烧室压力 p_c 的作用，右边受基准弹簧力的作用。

(2)过滤器组件和油脂供给装置

压调器的过滤器组件由内、外两个过滤器组成，氧化剂先经过外过滤器再经过内过滤器，内、外过滤器都是在带椭圆形孔的过滤器壳体上缠绕直径为 0.3 mm 的钢丝制成。

油脂供给装置由油壶壳体 24、活塞 27 及导管 23 和 25 组成。在油壶壳体空腔内及导管 23 中装有润滑脂，供给柱塞 8 的阻尼环 10，起到润滑、密封和阻尼作用；导管 25 装有油膏，供给顶杆 7，起到润滑和密封作用。工作时入口氧化剂推动活塞 27 挤压油脂，确保供给。油壶



1—回位弹簧；2—阀芯；3—导向筒；4—过滤器组件；5—过滤器罩；6—阀座；7—顶杆；8—柱塞；9，20，22—接管嘴；10—阻尼环；11—基准弹簧；12—弹簧座；13—调整螺杆；14—锁紧螺母；15—转级销；16—螺母；17—调整壳体；18—转级活塞；19—开口销；21—螺钉；23，25—导管；24—油壶壳体；26—外套螺母；27—活塞；28—卡环

图 6.20　压力调节器

壳体 24 用外套螺母 26 通过卡环 28 压紧在壳体上以保证所需方位。

(3)转级装置

转级装置是将发动机的主级工作状态转为末级工作状态。由调整壳体 17、转级活塞 18、转级销 15、螺母 16、调整螺杆 13、开口销 19 和接管嘴 20 等组成。调整壳体 17 调节基准弹簧 11 到末级状态，用螺纹与弹簧罩连接，并用螺母 14 锁紧。组装好的调整螺杆 13、转级销 15 和螺母 16 拧在调整壳体 17 上。转动螺母 16 通过调整螺杆 13、弹簧座 12 来调整基准弹簧 11 的压缩量，以满足主级工作要求，并用螺钉 21 锁紧，以保证基准弹簧的主级位置不变。转级活塞 18 用螺纹固接在调整螺杆上，用开口销 19 防松。

当转级工作时，给调整壳体上安装的两个电爆管通电，电爆管产生的高温高压燃气冲击转级活塞，带动调整螺杆拉断转级销，使基准弹簧伸长，基准弹簧处于末级工作给定状态。通过

调节器与稳定器的协同工作，使发动机转到末级工作状态。

3. 工作过程

在工作开始时，压调器阀芯在基准弹簧力的作用下处在全开位置，氧化剂经过阀门时节流较少，出口压力建立较快，发动机迅速启动。当发动机燃烧室建立起压力 p_c 后，反馈给压调器，作用在柱塞上，与基准弹簧比较，逐步使阀芯关小，节流加大。当燃烧室压力 p_c 达到额定值时，阀芯在弹簧力、液体压力和燃气压力作用下处于平衡状态，阀芯开度为额定值，出口压力 p_2 和氧化剂流量也为额定值。

若有干扰使 p_c 上升，柱塞向右移动，在回位弹簧力的作用下阀芯也随之右移，氧化剂节流加大，出口压力下降，流量减少。同时，由 p_2 控制稳定器使稳定器出口的燃料压力和流量也下降，因而使 p_c 恢复到额定值，系统组件又处于新的平衡位置。因此，燃烧室压力始终能稳定在基准弹簧所调定的主级额定工作状态。

转级时，通过转级装置将基准弹簧放松到末级工作状态，与之平衡的燃烧室压力也通过调节器的作用迅速下降，直到下降为预定的末级燃烧室压力，阀芯等可移动件重新平衡在小的开度位置(同样控制稳定器使其出口压力为末级的额定值)。

4. 静态特性

压调器的静态特性包括两方面内容：一方面当燃烧室压力偏差 $\Delta p_c=0$ 时，压调器出口压力偏差与入口压力偏差关系的数学表达式为 $\Delta p_2=f(\Delta p_1)$；另一方面当压调器入口压力偏差 $\Delta p_1=0$ 时，压调器出口压力偏差与燃烧室压力偏差关系的数学表达式为 $\Delta p_2=f(\Delta p_c)$。

(1) 力平衡方程

如图 6.21 所示，取阀芯等可移动组件为分离体，略去活动部分的摩擦力和流体稳态液动力。根据图中给出的各截面直径，设向左的力的方向为正方向，建立系统力平衡方程为

$$-p_1\left[\frac{\pi}{4}(d_0^2-d_1^2)\right]-p_2\left[\frac{\pi}{4}(d_1^2+d_2^2-d_0^2)\right]-p_c\left[\frac{\pi}{4}(d_c^2-d_2^2)\right]+ p_a\left(\frac{\pi}{4}d_c^2\right)-C_1(x_1+h)+C_2(x_2-h)=0 \tag{6.27}$$

令 $A_1=\frac{\pi}{4}(d_0^2-d_1^2)$，$A_2=\frac{\pi}{4}(d_1^2+d_2^2-d_0^2)$，$A_c=\frac{\pi}{4}(d_c^2-d_2)$，$A_a=\frac{\pi}{4}d_c^2$，$C_\Sigma=C_1+C_2$，$\Delta F=C_2x_2-C_1x_1$，代入上式，得

$$-p_1A_1-p_2A_2-p_cA_c+p_aA_a+\Delta F-C_\Sigma h=0 \tag{6.28}$$

式中，p_1，p_2，p_c 和 h 分别为任意工况时的入口压力、出口压力、燃烧室压力和阀芯开度。

现设 p_{1H}，p_{2H}，p_{cH} 和 h_H 分别为额定工况时的入口压力、出口压力、燃烧室压力和阀芯开度，将式(6.28)变换成相对额定工况的偏差量方程，整理后得

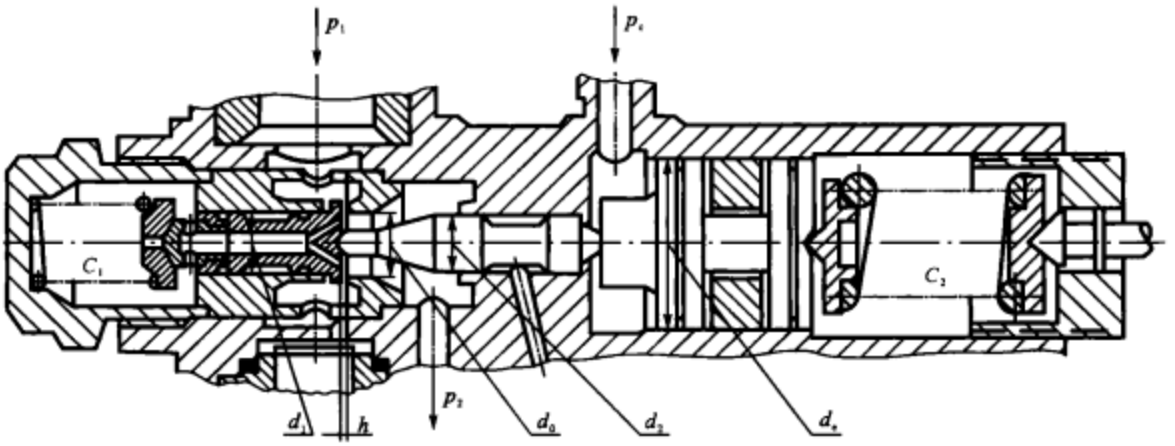


图 6.21　压调器计算图

$$\Delta p_2=\frac{-(\Delta p_1 A_1+\Delta p_c A_c+C_\Sigma \Delta h)}{A_2} \tag{6.29}$$

式中，$\Delta p_2=p_2-p_{2H}$，$\Delta p_1=p_1-p_{1H}$，$\Delta p_c=p_c-p_{cH}$ 和 $\Delta h=h-h_H$ 分别为任意工况时入口压力、出口压力、燃烧室压力和阀芯开度相对其额定值的偏差量。

若设 $\Delta p_c=0$，则得到压调器的静特性关系为

$$\Delta p_2=-(C_\Sigma \Delta h+\Delta p_1 A_1)/A_2 \tag{6.30}$$

若设 $\Delta p_1=0$，则得到压调器的另一静特性关系为

$$\Delta p_2=-(C_\Sigma \Delta h+\Delta p_c A_c)/A_2 \tag{6.31}$$

(2) 阀芯开度

阀芯开度为

$$h=\frac{q_m}{\mu \pi d_0 \sqrt{2\rho(p_1-p_2)}} \tag{6.32}$$

式中，q_m 为氧化剂质量流量，μ 为流量系数，d_0 为阀座孔直径，ρ 为氧化剂密度。

任意工况时阀芯开度相对其额定值的偏差量为

$$\Delta h=\frac{q_m}{\mu \pi d_0 \sqrt{2\rho(p_1-p_2)}}-h_H \tag{6.33}$$

(3) 静特性计算

当 $\Delta p_c=0$ 时，要求压调器出口压力受入口压力变化的影响小，所以出口质量流量变化很小。因此，为方便计算，可用额定的质量流量和出口压力值代入式(6.33)来计算阀芯开度，再由式(6.30)得到如图 6.22(a)所示的出口压力偏差与入口压力偏差的静特性曲线。

当 $\Delta p_1=0$ 时，要求燃烧室压力的任何变化都能使压调器出口压力变化较大，质量流量也相应变化较大。这时，需要计算流过调节器的质量流量，根据压力平衡，压调器的出口压力为

$$p_2 = \Delta p_g + p_g$$

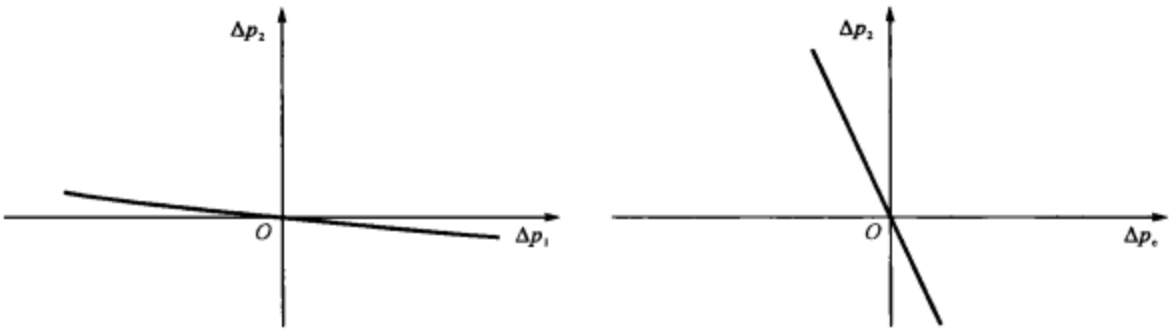
式中，Δp_g 为压调器出口至燃气发生器的管路压力损失，p_g 为燃气发生器的压力。

压调器出口至燃气发生器的管路压力损失与质量流量的平方成正比，燃气发生器的燃气压力与质量流量的一次方成正比，则上式的出口压力用质量流量表示为

$$p_2 = aq_m^2 + bq_m \tag{6.34}$$

式中，a 和 b 为常数，可通过实验或计算得出。

这样，由式(6.31)、式(6.33)和式(6.34)得到如图 6.22(b)所示的出口压力偏差与燃烧室压力偏差的静特性曲线。



(a) 出口压力偏差与入口压力偏差　　(b) 出口压力偏差与燃烧室压力偏差

图 6.22　压调器静特性曲线

该压力调节器入口压力偏差量 Δp_1 的允许变化范围为 $-0.4 \sim +0.6$ MPa，其出口压力的最大偏差量为 ± 0.1 MPa。

6.3.3　混合比调节器

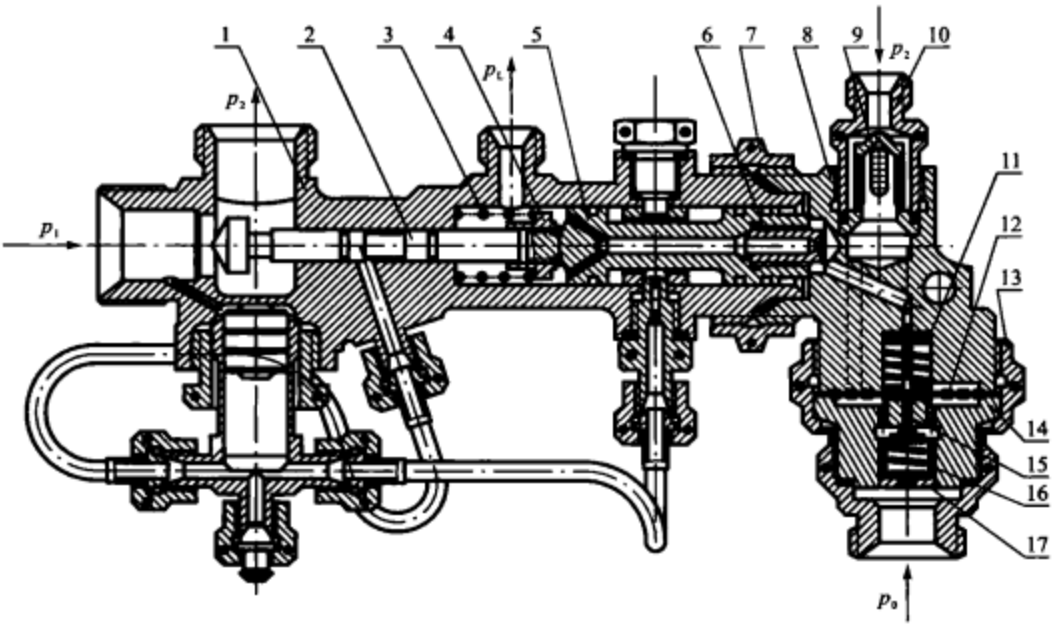
在飞行过程中，由于各种因素的影响，必然使实际工作的推进剂混合比偏离所选择的值，这样会对发动机比冲和箭体飞行速度造成不良影响。对于使用主推进剂的燃气发生器循环，由于混合比的变化，直接影响着涡轮叶片工作的安全性，因此，保证推进剂混合比不变对发动机和飞行器的正常工作十分必要。

1. 功　能

由于混合比调节器安装在燃气发生器的燃料供应管路上，故也称为燃气发生器稳定器，简称稳定器。其作用是根据压调器出口氧化剂压力的大小，自动改变燃气发生器燃料供应管路的流体阻力，调节进入燃气发生器的燃料压力和流量的大小，以保证该调节器出口压力总是等于压调器的出口压力，从而保证燃气发生器的混合比恒定。

2. 结　构

图 6.23 所示为一种先导式混合比调节器，由左半部分主阀和右半部分导阀组成，通过连接螺母 7 保证导阀壳体 8 连接到主阀壳体 1 后有固定方位。



1—壳体；2—阀芯；3—主弹簧；4—弹簧座；5—柱塞；6—限流嘴；7，13—螺母；
8—导阀壳体；9—过滤器组件；10—接管嘴；11，16—弹簧；12—膜片；14—支座；15—顶杆；17—调整螺母

图 6.23　混合比调节器

主阀壳体 1 的左边是燃料的进口管嘴，左上方是出口管嘴，中间为低压回流管嘴，阀芯 2 为锥形。阀芯导杆部分与壳体的配合间隙为 0.008～0.014 mm，柱塞 5 与壳体的配合间隙为 0.006～0.012 mm，其间隙中充满润滑油脂，摩擦力很小，以保证良好的润滑和密封。柱塞的一端用螺纹连接限流嘴 6，柱塞的中心孔和斜孔用于回流燃料。主弹簧 3 的一端支撑在壳体上，另一端支撑在弹簧座 4 上，弹簧座用螺纹与阀门顶杆一端连接，在弹簧力作用下使阀门紧靠在柱塞上。过滤器组件、油脂供给装置和阻尼环结构与压调器相同。

导阀壳体 8 右上方是燃料出口压力回流管嘴，右下方为压调器出口的氧化剂压力输入管嘴。敏感元件是膜片 12，两边均匀地作用着压调器出口氧化剂压力和稳定器出口燃料压力，装入支座 14 和导阀壳体 8 之间，再用外套螺母 13 连成整体。在支座 14 与膜片 12 接触的端面上有四道宽 1 mm 的环形凸台和四个径向椭圆槽，凸台高度由外向内逐渐降低，椭圆槽与环形槽相互沟通，并通过四个轴向孔与弹簧腔相通，如图 6.24 所示。顶杆 15 装于支座 14 的中

心孔内，弹簧 16 一端压在顶杆上，通过顶杆传力给膜片，另一端由调整螺母 17 支承，并调整弹簧的力。导阀壳体 8 的端面上也有四道宽 1 mm 的环形凸台和三个径向椭圆槽，如图 6.25 所示，椭圆槽与环形槽相互沟通，环形凸台与支座的凸台相对应，以加强膜片的刚度。弹簧 11 装入导阀壳体中央的环形槽内，用于支撑膜片。导阀壳体有中心孔和斜孔，使膜片腔与主阀壳体腔相通，中心孔与膜片组成一可变的节流嘴，另外通过一个轴向孔使膜片腔与过滤器组件相通。

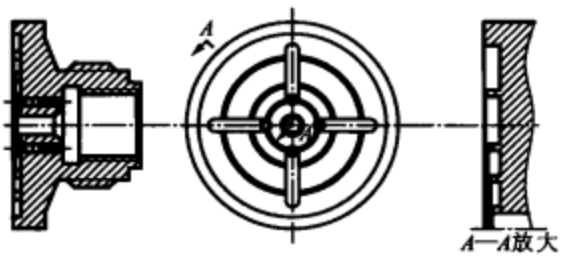


图 6.24 支 座

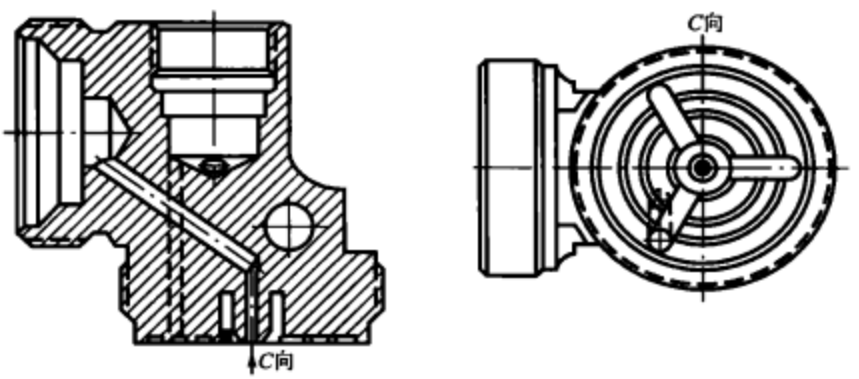


图 6.25 导阀壳体

3. 工作过程

稳定器工作前，在主弹簧力的作用下，主阀阀芯处于全开状态。

在发动机工作时，压调器出口的氧化剂经过导管、接管嘴和支座上的四个小孔至径向椭圆槽和环形槽，进入膜片下腔，均匀地作用于膜片下表面，构成了稳定器的控制压力。泵后燃料进入稳定器经阀芯节流后绝大部分直接进入燃气发生器，有一小部分进入稳定器的导阀，经过滤器和导阀壳体上的轴向孔至壳体端面的径向椭圆槽和环形槽，进入膜片的上腔，均匀地作用于膜片上表面，与控制压力进行比较，以决定稳定器是否需要调节。这部分燃料经导阀节流减压后进入柱塞的右腔，再经限流嘴降压后，通过柱塞上的中心孔及斜孔进入柱塞的左腔，最后

通过中间管嘴返回到燃料泵前。柱塞左右的压力差与主弹簧力进行比较，构成稳定器的调节压力，以调节主阀阀芯的开度，从而控制稳定器出口燃料压力与压调器出口氧化剂压力相等，即保持组元混合比不变。

当发动机在额定状态工作时，稳定器的出口压力（被调参数 p_2）与控制压力（压调器氧化剂出口压力 p_0）相等，膜片处于平衡状态。柱塞左右压差所产生的力与主弹簧力比较后，使主阀阀芯保持额定开度，稳定器出口的压力和流量为额定值。

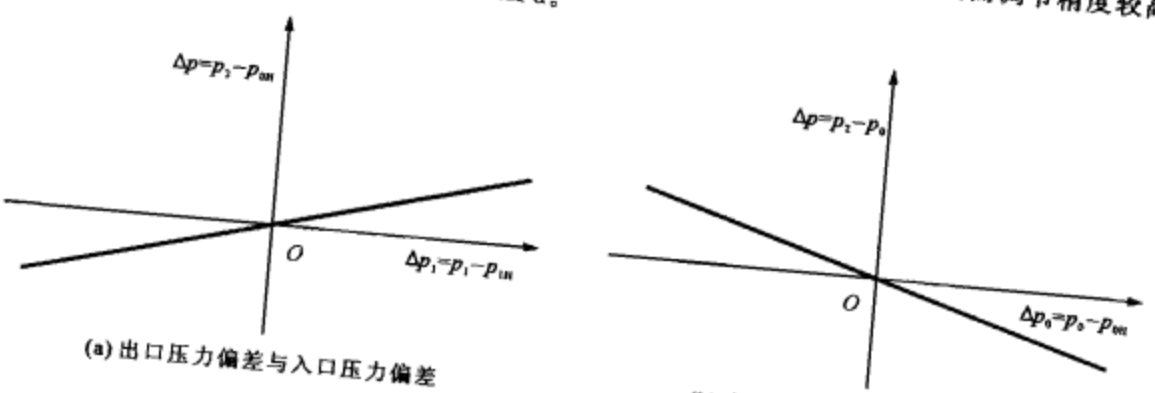
当发动机推力大于额定值时，压调器调节使其出口氧化剂压力减小，从而使膜片下腔液体的控制压力减小，膜片向下变形，加大了膜片与导阀阀嘴的间隙，增大了节流面积；这时柱塞右腔的压力增大，柱塞和阀芯向左移动，压缩弹簧使阀芯开度减小；稳定器的出口燃料压力和流量减小，直到稳定器的出口压力与压调器的出口压力相等时，导阀膜片又处在新的平衡位置，主阀柱塞和阀芯停止运动，也处于新的平衡位置。

4. 静态特性

稳定器的静态特性包括两方面内容：一方面当控制压力 p_0 不变时，稳定器出口压力 p_2 同控制压力 p_{0H} 之差与其入口压力偏差的关系式为 $\Delta p = p_2 - p_{0H} = f(p_1 - p_{1H})$；另一方面当稳定器入口压力 p_1 不变时，稳定器出口压力 p_2 同控制压力 p_0 之差与控制压力偏差的关系式为 $\Delta p = p_2 - p_0 = f(p_0 - p_{0H})$。其中，$p_{1H}$ 和 p_{0H} 分别为入口压力和控制压力的额定值。

与压调器一样，可分别建立稳定器主阀和导阀的力平衡方程和流量方程，以得到稳定器的静特性曲线，如图 6.26 所示。

这种稳定器是间接作用式调节器，放大器可放大误差信号 10～17 倍，因而调节精度较高，出口压力与控制压力之差小于±0.03 MPa。



(a) 出口压力偏差与入口压力偏差　　(b) 出口压力偏差与控制压力偏差

图 6.26　稳定器静特性曲线

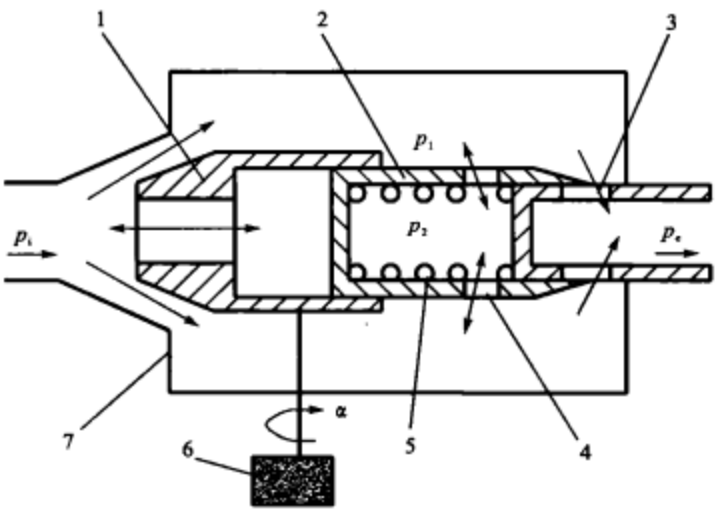
6.3.4 流量调节器

流量调节器在现代液体火箭发动机中得到广泛应用。其主要功能是在内、外干扰因素作用下，保持或按照一定规律来改变推进剂组元的流量。通常将其安装在燃气发生器或推力室的推进剂供应管路上，用于满足发动机在整个工作过程中对流量的稳定和调节的要求。

发动机系统采用流量调节器可使调节精度和工况的保持精度提高至±(1.5%～3%)，在较窄范围调节时甚至可达±(0.2%～0.5%)。因此，在系统设计过程中，可以放宽某些组件的加工公差及调整的允许偏差，以降低发动机的成本。

流量调节器同样由控制器部分和执行机构组成，可分为直接作用式和间接作用式两大类。直接作用式流量调节器由节流阀、滑阀、滑阀调节孔、阻尼孔、弹簧、节流阀驱动装置和壳体等组成，如图 6.27 所示。该调节器位于燃气发生器的推进剂供应管路上，用于稳定和调节进入燃气发生器的推进剂流量，实现稳定和调节燃气发生器组元的混合比，从而控制涡轮的燃气参数，达到稳定和调节发动机推力的作用。

该流量调节器主要由流量调节和流量稳定两部分组成。流量调节部分由节流阀 1 和节流阀驱动装置 6 组成，稳流部分由滑阀 2、滑阀调节孔 3、阻尼孔 4 和弹簧 5 等组成。通过节流阀驱动装置 6 可以调节节流阀的流通面积，改变流量调节器的稳态流量；通过弹簧 5 和节流阀前后压差的作用，滑阀 2 可做往复运动，调整调节孔 3 的节流面积，使节流阀前后压差基本保持为常数，从而维持流量的稳定。



1—节流阀；2—滑阀；3—滑阀调节孔；4—阻尼孔；5—弹簧；6—节流阀驱动装置；7—壳体

图 6.27 流量调节器示意图

当有干扰作用时，节流阀前后恒定的压差被破坏，引起调节器流量的变化，这时作用在滑阀上力的平衡关系也被破坏，滑阀开始移动，使被滑阀遮盖的调节孔的节流面积改变，直到滑阀所受的力达到新的平衡为止。这时，节流阀前后的压差恢复原状，系统保持流量不变。

6.3.5　汽蚀文氏管

文氏管是先收敛后扩散的管子，在其中流动的是液体，一般液体流动时，在喉部不产生汽蚀。若在工作时喉部截面以后产生稳定的汽蚀区，则称为汽蚀文氏管（简称汽蚀管）。所谓汽蚀就是在液体流动时，当其压力低于液体当地温度下的饱和蒸气压时，液体汽化出现大量的气泡，此时为气液混合流动。

1. 工作原理

由于文氏管尺寸不大，当液体在文氏管内流动时，一般可认为进口、喉部和出口截面的位能相等。如图 6.28 所示，根据伯努利方程，对 1—1、C—C 和 2—2 截面可表示为

$$\frac{p_0}{\rho}=\frac{p_1}{\rho}+\frac{w_1^2}{2}=\frac{p_C}{\rho}+\frac{w_C^2}{2}+\xi_{1-C}\frac{w_C^2}{2}=\frac{p_2}{\rho}+\frac{w_2^2}{2}+\xi_{1-2}\frac{w_2^2}{2} \tag{6.35}$$

式中，p_0 为液体的滞止压力，p_1 和 w_1 分别为进口截面的静压和流速，p_C 和 w_C 分别为喉部截面的静压和流速，p_2 和 w_2 分别为出口截面的静压和流速，ξ_{1-C}和 ξ_{1-2}分别为 1—1 至 C—C 截面间和 1—1 至 2—2 截面间的流阻系数，ρ 为液体的密度。

对于给定的文氏管，当液体滞止压力 p_0 一定时，降低出口压力 p_2，则流速 w_2 上升，而出口截面是不变的，因此通过文氏管的流量增加。文氏管的喉部面积也是不变的，流量的增加必然导致喉部流速的增大，这样就造成喉部压力 p_C 的下降。当 p_C 下降到等于液体当地温度下的饱和蒸气压 p_s 时，液体就开始汽化，喉部发生汽蚀现象。这时如果 p_2 继续下降，p_C 也不再降低，且始终等于饱和蒸气压力 p_s，只是汽蚀区进一步扩大，使从喉部到出口的压力损失增大，同时保持喉部流速 w_C 不变，流量也不变。

图 6.28 给出汽蚀文氏管的压力分布，在收敛段压力很快下降，从喉部后有一较小的恒压区，恒压区的大小随着进、出口压力差的大小而变化，该区是液体和均匀气泡的混合物，且压力始终保持在当地温度下的饱和蒸气压。此后压力开始上升到扩压区，有少量气泡凝为液体，混合物不均匀，故有冲击和流体分离现象。恒压区和扩压区一起称为汽蚀区。混合流动到汽蚀区末端进入高压区，压力很快上升，发生急剧的气泡凝结，有强烈的冲击作用。

对一定的汽蚀文氏管，在发生汽蚀的条件下，入口压力和出口压力对其参数的影响是：

① 入口压力的变化影响收敛段压力的分布和恒压区的大小，同时液体流量随入口压力的增加而增大；

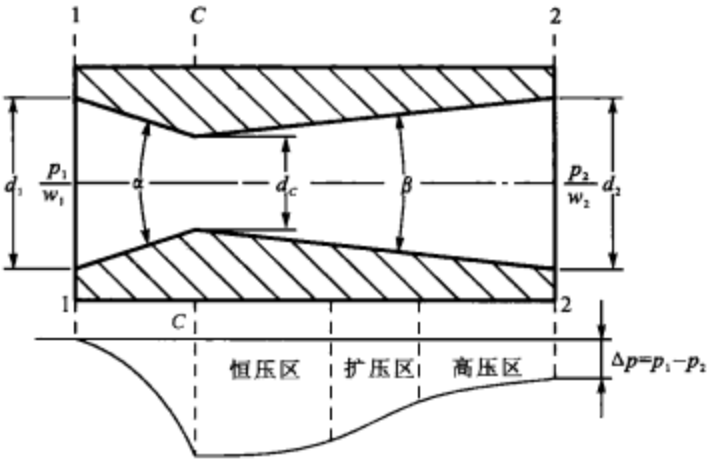


图 6.28 汽蚀文氏管及其压力分布

② 出口压力的变化影响扩散段的压力分布和恒压区的大小，但对流量没有影响；

③ 这两者的变化都不影响恒压区压力的大小。

大量的实验证明，汽蚀文氏管有如图 6.29 所示的流量特性。在进口压力 p_1 保持不变的条件下，产生汽蚀时的出口压力 $p_2'=(0.85\sim0.90)p_1$。当出口压力 $p_2>p_2'$ 时，流量 q_m 随 p_2 的减小而增加；当 $p_2\leqslant p_2'$ 时，流量 q_m 则不随 p_2 的下降发生变化，而是保持不变，这时汽蚀文氏管工作在充分汽蚀的条件下。

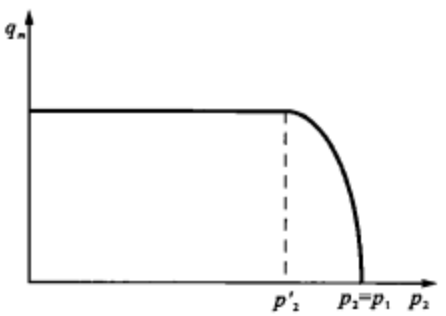


图 6.29 流量特性

2. 汽蚀文氏管的设计

(1) 固定喉部截面的汽蚀文氏管

已知条件是：汽蚀文氏管内液体的质量流量 q_m，汽蚀文氏管入口滞止压力 p_0 和出口压力 p_2。下面确定汽蚀文氏管的喉部参数。

在充分汽蚀的条件下，根据入口压力和流量条件，由式(6.35)可得

$$\frac{p_0}{\rho}=\frac{p_s}{\rho}+\frac{w_C^2}{2}+\xi_{1-C}\frac{w_C^2}{2}$$

则喉部流速为

$$w_C=\sqrt{\frac{2(p_0-p_s)}{\rho(1+\xi_{1-C})}}=\phi w_C' \tag{6.36}$$

式中，$w'_C=\sqrt{\frac{2(p_0-p_s)}{\rho}}$为理想速度，即无损失时达到的速度，$\phi=\frac{1}{\sqrt{1+\xi_{1-C}}}$为流速系数。

从实验可知，液体在通过喉部截面时还要发生收缩现象，不是整个喉部面积都是有效流通面积，实际的有效流通面积 A'_C小于喉部的几何面积 A_C，为此引入面积收缩系数

$$\varepsilon=\frac{A'_C}{A_C} \tag{6.37}$$

实际通过汽蚀管的流量为

$$q_m=\rho w_C A'_C=\rho\phi\varepsilon A_C\sqrt{\frac{2(p_0-p_s)}{\rho}}=\mu A_C\sqrt{2\rho(p_0-p_s)} \tag{6.38}$$

式中，$\mu=\phi\varepsilon$ 为流量系数，在发动机上使用的一般为 0.89～0.97。

由式(6.38)可求出喉部直径

$$d_C=\sqrt{\frac{4q_m}{\pi\mu\sqrt{2\rho(p_0-p_s)}}} \tag{6.39}$$

(2) 结构尺寸的确定

内容包括：

① 进、出口直径 d_1 和 d_2 的确定。为了减小收缩与扩散造成的压力损失，通常选取汽蚀文氏管进、出口直径与进、出口管径相同。

② 入口收敛角 α 的确定。进口损失主要是摩擦(沿程)损失和分离(局部)损失。α 过小会使进口锥面长度增加，摩擦损失加大；而 α 过大则造成进口液流分离损失增大。通常选取 $\alpha=20°\sim60°$(必要时可达 75°)。进口压力损失较小，实验统计损失为(1%～2%)p_1。

③ 出口扩散角 β 的确定。扩散段压力损失有汽蚀损失、摩擦损失和分离损失。β 小则扩散段长度增加，摩擦损失加大；而 β 过大会造成旋涡分离损失增大。一般取 $\beta=6°\sim8°$为宜(必要时可达 12°)。扩散角对汽蚀文氏管的压力损失起主要作用。

(3) 可调汽蚀文氏管

变推力液体火箭发动机需要调节推力和混合比，采用流量可调汽蚀文氏管，结构较简单，精度较高，可靠性好。如图 6.30 所示，流量可调汽蚀文氏管是由在其喉部中心同心安装一个锥面或特定型面的可移锥形针所组成。设计时需要计算喉部截面积与锥形针轴向位移的关系，并由流量公式可知，改变流通面积就可改变流量。这样通过控制锥形针的轴向位移，就控制了发动机的流量，从而可以实现变推力的要求。

3. 汽蚀文氏管的应用

(1) 主要优缺点

优点：结构十分简单，工作非常稳定可靠，控制流量比较准确，可隔断燃烧室的振荡，使其不传到供应系统。

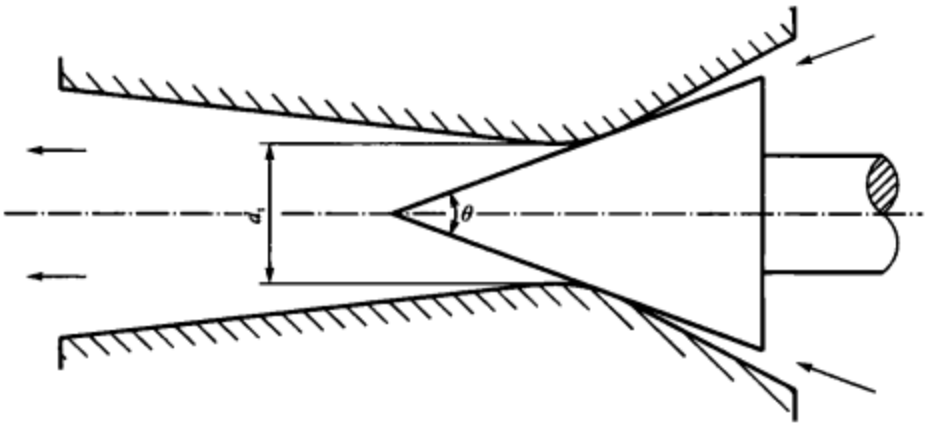


图 6.30 可调汽蚀文氏管

缺点：压力损失大，损失可达 10%～20%的入口压力值，有时甚至更大，这样加大了涡轮泵装置的负荷，入口压力的波动对流量有影响。

(2) 应 用

根据汽蚀文氏管的特性，在液体火箭发动机上有如下的用途：作为流量控制元件，用来控制推进剂流量和混合比；作为系统管路中的稳定元件，用来有效隔离燃烧室和推进剂供应系统的振荡，提高系统工作的可靠性；用可调汽蚀文氏管调节流量，以达到改变推力和混合比的要求。

6.3.6 节流圈

节流圈或称节流孔板是液体火箭发动机系统中的重要组件，准确地设计和计算其压力损失或流阻系数是发动机系统调整计算的关键，也是控制和调节发动机性能参数的主要手段之一。由于节流圈结构简单、工作可靠，故其在发动机系统中得到广泛应用。

图 6.31 为发动机液体管路节流圈结构示意图，该节流圈的压降与其结构和流速有关，根据流体力学公式有

$$\Delta p=\xi\frac{\rho w^2}{2} \tag{6.40}$$

式中，Δp 为压降，w 为管路中的流体流速，ξ 为节流圈流阻系数。

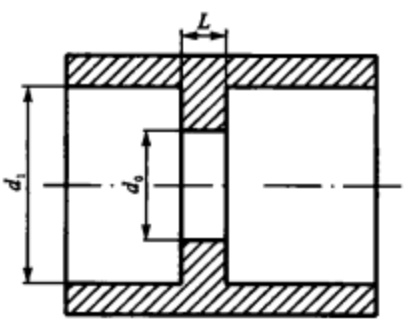


图 6.31 节流圈示意图

一般来说，节流圈流阻系数与几何尺寸和流动状态有关，可由下式确定，即

$$\xi=\left[\left(0.5+\tau\sqrt{1-\frac{A_0}{A_1}}\right)\left(1-\frac{A_0}{A_1}\right)+\left(1-\frac{A_0}{A_1}\right)^2+\lambda\frac{L}{d_0}\right]\left(\frac{A_1}{A_0}\right)^2 \tag{6.41}$$

式中，A_0 和 A_1 分别为节流孔径为 d_0 和入口管径为 d_1 的截面面积，τ 为修正系数，λ 为沿程损失系数，L 为节流孔长度。

在发动机气体管路系统中也使用节流圈，在计算气路系统节流圈流阻系数时，要充分考虑气体的压缩性对节流孔内流动状态的影响。为简化起见，在亚声速工作状态下可采用液路节流圈流阻系数加修正因子的方法，得到气路节流圈流阻系数为

$$\xi_g=k_g\left[\left(0.5+\tau\sqrt{1-\frac{A_0}{A_1}}\right)\left(1-\frac{A_0}{A_1}\right)+\left(1-\frac{A_0}{A_1}\right)^2+\lambda_g\frac{L}{d_0}\right]\left(\frac{A_1}{A_0}\right)^2 \tag{6.42}$$

式中，k_g 为考虑压缩性影响的修正系数，λ_g 为修正后的沿程损失系数。

复习思考题

6－1　发动机阀门的定义及其功能是什么？

6－2　阀门按功能可分为哪几类？

6－3　简述发动机控制系统设计的基本步骤。

6－4　阀门和调节器的分类方式有哪些？

6－5　简述阀门的工作条件。

6－6　简述阀门的基本设计要求。

6－7　阀门设计的主要因素有哪些？

6－8　试分析断流阀门（蝶形阀、菌形阀、电爆阀）的功能、结构和工作过程。

6－9　试分析隔离阀门（膜片式蝶形阀、球形阀等）的功能、结构和工作过程。

6－10　试分析其他阀门（电动气阀和电磁阀）的功能、结构和工作过程。

6－11　调节器的主要设计要求有哪些？

6－12　减压器有哪些分类？

6－13　试分析减压器的功能、结构和工作过程。

6－14　试建立减压器静态特性方程，并进行静特性分析。

6－15　试分析压力调节器的功能、结构和工作过程

6－16　试建立压力调节器的静态特性方程，并进行静特性分析。

6－17　试分析混合比调节器的功能、结构和工作过程。

6－18　试分析流量调节器的功能、结构和工作过程。

6－19　什么是汽蚀文氏管？试分析其工作原理，并进行设计计算。

6－20　如何确定节流圈的压降？

习 题

6－1 已知气瓶内气体为空气，初始压力为 15 MPa，初始温度为 293 K，膜片式卸荷逆向减压器（见图 6.18）入口压力工作范围为 15～4 MPa，减压器出口额定压力为 1.6 MPa，出口体积流量为 0.162 m^3/s，流量系数为 0.70，回位弹簧刚度为 31.6 N/mm，回位弹簧预压缩量为 6 mm，基准弹簧刚度为 882.6 N/mm，阀座孔直径为 10 mm，卸荷环直径为 7 mm，膜片的有效面积为 660 mm^2，膜片组件刚度为 107 N/mm，环境压力为 0.101 33 MPa。忽略摩擦力和流体流动力等因素的影响，试计算减压器的静特性。

6－2 在室温条件下，流进汽蚀文氏管的水的质量流量为 4.6 kg/s，汽蚀文氏管入口压力为 0.9 MPa（计算时可近似为入口滞止压力），流量系数为 0.90。试设计计算汽蚀文氏管喉部直径。

参考文献

[1] 朱宁昌主编. 液体火箭发动机设计. 北京：宇航出版社，1994.

[2] 张贵田. 高压补燃液氧煤油发动机. 北京：国防工业出版社，2005.

[3] 朱森元. 氢氧火箭及其低温技术. 北京：国防工业出版社，1995.

[4] 刘国球. 液体火箭发动机原理. 北京：宇航出版社，1993.

[5] 宋忠保主编. 探空火箭设计. 北京：宇航出版社，1993.

[6] 中国人民解放军总装备部军事训练教材编辑工作委员会. 运载火箭推进系统. 北京：国防工业出版社，2002.

[7] 中国航天工业总公司《世界导弹与航天发动机大全》编辑委员会. 世界导弹与航天发动机大全. 北京：军事科学出版社，1999.

[8] 高思秘主编. 液体推进剂. 北京：宇航出版社，1989.

[9] 毛根旺，等. 航天器推进系统及其应用. 西安：西北工业大学出版社，2009.

[10] [苏]加洪，等. 液体火箭发动机结构设计. 任汉芬，颜之初，等译. 北京：宇航出版社，1992.

[11] [美]休泽尔，等. 液体火箭发动机现代工程设计. 朱宁昌，等译. 北京：中国宇航出版社，2003.

[12] [苏]阿列玛索夫，等. 火箭发动机原理. 张中钦，庄逢辰，等译. 北京：宇航出版社，1993.

[13] 华绍曾，杨学宁，等编译. 实用流体阻力手册. 北京：国防工业出版社，1972.

[14] 张远君，王普光，刘竹莹，等. 液体火箭发动机涡轮泵设计. 北京：北京航空航天大学出版社，1995.

[15] [苏]奥夫相尼科夫 БВ，博罗夫斯基 БИ. 液体火箭发动机涡轮泵装置原理与计算. 任汉芬，夏德新，译. 北京：宇航出版社，1999.

[16] [苏]奥夫相尼科夫 БВ. 液体火箭发动机泵的原理与计算. 朱才根，译. 北京：国防工业出版社，1965.

[17] 吕文林. 航空发动机强度计算. 北京：国防工业出版社，1988.

[18] 关醒凡. 泵的理论与设计. 北京：机械工业出版社，1987.

[19] 宋兆泓主编. 航空燃气轮发动机强度计算. 北京：北京航空学院出版社，1988.

[20] 关醒凡，姚兆生. 泵零件强度计算. 北京：机械工业出版社，1981.

[21] Васильев А П，Кудрявцев В М，Кузнецов В А. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей. М.：Высшая школа，1993.

[22] Добровольский М В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования. М.：Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана，2005.

[23] Курпатенков В Д，Кесаев Х В. Расчет камеры жидкостного ракетного двигателя：Учебное пособие. М.：Изд-во МАИ，1993.

[24] Козлов А А，Абашев В М. Расчет и проектирование жидкостного ракетного двигателя малой тяги：Учебное пособие. М.：Изд-во МАИ，2003.

[25] Козлов А А，Новиков В Н.，Соловьев Е В. Системы питания и управления жидкостных ракетных двигательных установок. Москва：Машиностроение，1988.

[26] Беляев Е Н，Чванов В К. Черваков В В. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей. М.：Изд-во МАИ，1999.

[27] 查理.液体火箭发动机技术.国防科技,2004(08).
[28] 孙纪国.膨胀循环发动机技术现状及其进展.导弹与航天运载技术,2001(02).
[29] 李斌,谭永华.液氧/煤油富氧补燃发动机.火箭推进,2003(2).
[30] 孙宏明.液氧/煤油发动机发展.火箭推进,1997(3).
[31] 孙宏明.液氧/甲烷发动机评述.火箭推进,2006(2).
[32] 王少鹏,杜天恩.高性能的俄罗斯液氧/煤油发动机 NK—33.火箭推进,1995(6).
[33] 张贵田.液氧/煤油液体火箭发动机的应用与发展前景.中国航天,1994(8).
[34] 才满瑞.运载火箭发动机技术的最新进展.中国航天,2003(8).
[35] 顾明初.液体火箭发动机研制情况的一些回顾.导弹与航天运载技术,1997(05).
[36] 顾明初.国外氢氧发动机研制的一些近况.导弹与航天运载技术,2001(01).
[37] 刘国球,胡平信.液体火箭发动机技术的回顾与展望.推进技术,1998(04).
[38] 程圣清.新型无毒无污染液体火箭发动机研制进展.导弹与航天运载技术,2001(04).
[39] 贺芳,方涛,等.新型绿色液体推进剂研究进展.火炸药学报,2009(4).
[40] 孙国庆.国外氢/氧发动机系统述评.导弹与航天运载技术,1983(03).
[41] 张宝炯.过氧化氢推进技术的复苏.火箭推进,2002(1).
[42] 杨宝娥.无毒推进剂在先进运载火箭中的应用.火箭推进,2002(4).
[43] [美]萨顿 G P,比布拉兹 O.火箭发动机基础.洪鑫,张宝炯,等译.北京:科学出版社,2003.
[44] 航天工业部科技委员会液体火箭发动机专业组.液体火箭发动机手册.航空工业部 707 研究所,1986.
[45] 谭建国,王振国.三组元液体火箭发动机系统方案设计与比较.推进技术.2003(5).
[46] 张黎辉,凌桂龙,等.基于遗传算法的液体火箭发动机参数优化.航空动力学报,2008(5).
[47] 张黎辉,凌桂龙,等.氢氧全流量补燃循环发动机主要参数优化分析.航空动力学报,2006(5).
[48] 袁泉,朴龙奎.气体减压阀特性曲线的计算.阀门,2002(04).
[49] 邢耀国.火箭发动机控制工程.大连:海军航空工程学院,1997.
[50] 俞南嘉,张国舟,宋雅娜,等.同轴氢氧谐振点火器试验研究.推进技术,2004(3).
[51] 金平,蔡国飙.全流量补燃循环发动机及其特点.火箭推进,2003(4).
[52] 刘宇,张正科,程显辰,等.气动塞式喷管实验与数值模拟研究.北京航空航天大学学报,1999(6).
[53] 郭红杰,梁国柱,马彬,等.液体火箭发动机爆震波点火技术初步研究.北京航空航天大学学报,2005(4).
[54] 郭红杰,梁国柱,马彬,等.爆震波点火器在氢氧塞式喷管的工程应用.火箭推进,2006(6).
[55] 陈建华,张贵田,夏开红,等.液氧煤油发动机高压推力室冷却技术.宇航学报,2008(1).
[56] 纵苏.液氧/煤油燃气发生器的试验研究.推进技术,1994(4).
[57] 洪流.未来运载器液体火箭发动机推力室技术研究.火箭推进,2003,29(3).
[58] 葛明龙,田昌叉,孙纪国.碳纤维增强复合材料在国外液体火箭发动机上的应用.导弹与航天运载技术,2003,264(4).
[59] 陈济轮.特种加工技术在航天发动机制造中的应用.电加工与模具,2003,2:13-15.
[60] 黄智勇,胡钟兵.纳米技术在液体火箭发动机上的应用.火箭推进,2004,30(5).
[61] 张义文.热等静压技术新进展.粉末冶金工业,2009,19(4).

[62] 刘纯波，林锋，蒋显亮. 热障涂层的研究现状与发展趋势. 中国有色金属学报，2007，17(1).

[63] 郭洪波，彭立全，宫声凯，等. 电子束物理气相沉积热障涂层技术研究进展，2009，1(2)：8-14.

[64] 闫联生，王涛，邹武，等. 国外复合材料推力室技术研究进展. 固体火箭技术，2003，26(1)：64-70.

[65] 朱祖超，王乐勤. 变螺距诱导轮结构设计与理论分析. 浙江大学学报，1998，32(2)：198-200.

[66] 苗旭升，李斌，黄智勇. 发动机涡轮泵流体动静压轴承应用分析. 火箭推进，2004，30(6)：1-4.

[67] 庄毓南，张国舟，等. 液体火箭发动机高效率反力式涡轮的设计. 北京航空航天大学学报，1999，25(6)：696-699.

[68] 庄毓南，赵玉琦，石靖，等. 低展弦比高负荷跨音速冷却涡轮特性的计算方法. 航空学报，1983，4(2)：83-93.

[69] 田爱梅，朱梓根. 涡轮泵转子稳定性计算. 推进技术，2000，21(3)：43-45.

[70] Davis J A, Campbell R L. Advantages of a full-flow staged combustion cycle engine system. AIAA 97-3318, 1997.

[71] Jones J Mathew, Sack William F. Integrated power head demonstration: full flow cycle development, 1997.

[72] Hearn H C. Design and Development of a large Bipropellant Blowdown Propulsion System. Journal of Propulsion and Power, 1995, 11(5): 986-991.

[73] Grosdemange H, Schaeffer G. The SEPR 844 Reuseable Liquid Rocket Engine for Mirage Combat Aircraft. AIAA 90-1835, 1990.

[74] Manski D, Goertz C, Sa-oslash H D, et al. Cycles for Earth-to-Orbit Propulsion. Journal of Propulsion and Power, 1998, 14(5): 588-604.

[75] G Mingchu, L Guoqui, The Oxygen/Hydrogen rocket engine for Long March vehicle. AIAA 95-2838, 1995.

[76] Fukushima Y, Lmoto T. Lessons Learned in the Development of the LE—5 and LE—7 Engines. AIAA 94-3375, 1994.

[77] Fujita M, Fukushima Y. Improvement of the LE—5A and LE—7 Engines. AIAA 96-2847, 1996.

[78] Iffly R. Performance Model of the Vulcain Ariane 5 Main Engine. AIAA 99-2472, 1999.

[79] Rachuk V S, Shostak A V, Dmitrenko A I, et al. Benchmark Testing of an Enhanced Operability LO2/LH2 RD—0120 Engine. AIAA 96-2609, 1996.

[80] Knab O, Wennerberg D, Haslinger W. Advanced Cooling Circuit Layout for the VINCI Expander Cycle Thrust Chamber, 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. AIAA 2002-4005, 2002.

[81] Bullock J R, Santiago J R. RL60—The Next Step in the Evolution of Upperstage Engines, 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2004-3529, 2004.

[82] Goetz Andreas, Hagemann Gerald, Kretschmer Joachim. Advanced Upper Stage Propulsion Concept—The Expansion-Deflection Upper Stage, 41th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. AIAA 2005-3752, 2005.

[83] Rachuk V, Titkov N. The First Russian LOX-LH2 Expander Cycle LRE: RD0146, 42th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. AIAA 2006-4904, 2006.

[84] Douglas G Thorpe. Design of an Expander Cycle Engine with J—2 Equivalent Thrust, 45th AIAA/

ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. AIAA 2009-4908,2009.

[85] George P Sutton. History of Liquid Propellant Rocket Engines in the United States. Journal of Propulsion and Power,2003,19(6):978-1007.

[86] Gerald Hagemann,Dieter Preclik,Ludwig Brummer. TEKAN 2010—Thrust Chamber Technologies for Liquid Rocket Propulsion, 42th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. AIAA 2006-4362,2006.

[87] Preclik D, Hagemann G, Kretschmer J. Technology Efforts Towards Low-Cost Thrust Chambers, 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. AIAA 2003-4616,2003.

[88] Hagemann G,Preuss A,Grauer F,et al. Technology Investigation for High Area Ratio Nozzle Concepts,39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. AIAA 2003-4912, 2003.

[89] Preclik D, Hagemann G, Knab O. LOX/Hydrocarbon Preparatory Thrust Chamber Technology Activities in Germany,41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. AIAA 2005-4555,2005.

[90] Ramon L Chase, Tang Ming. The Quest for a Robust, Responsive, Reliable, Efficient and Low Cost Space Access Capability. AIAA 2009-7238,2009.

[91] Dimitrenko A I, Ivanov A V, Kravchenko A G. Advanced Liquid Oxygen Turbopump Design and Develement. AIAA 2000-3878,2000.

[92] Demiyanenko Yu V, Dmitrenko A I, Pershin V K. Boost Turbopump Assemblies for Hydrogen-Oxygen Liquid Propellant Rocket Engines. AIAA 2004-3685,2004.

[93] Crease G, Lyda R, Park J, et al. Design and Test Results of an Advanced Liquid Hydrogen Turbopump. AIAA 99-2190,1999.

[94] Pattison W W,Cooley C B, Carek T. Design of an Oxygen Turbopump for Use in an Advanced Expander Test Bed Engine. AIAA 93-2137,1993.

[95] Kamijo K,Ymada H,Sakarume N,et al. Fuel Component Feed System for a Liquid Fuel Thrust Engine and Liquid Fuel Rocket Engine Construction. AIAA 2000-3157,200.

[96] Demyanenko Y,Dmitrenko A,Rachuk V,et al. Single-Shaft Turbopumps in Liquid Rocket Engines. AIAA 2006-4377,2006.

[97] Alliot P, Marchal N, Goirand B. The VINCI Hydrogen Turbopump Development Status. AIAA 2002-4007,2002.

[98] Kamijo K,Okayasu A. The Development of Small Liquid Oxygen and Liquid Hydrogen Turbopumps of a LE—5 Rocket Engine. AIAA 81-1375,1981.

[99] Childs D W. The Space Shuttle Main Engine High-Pressure Fuel Turbopump Rotordynamic Instability Problem. J. of Engineering for Power, 1978, 100(1): 48-57.

[100] Childs D W,Moyer D S. Vibration Characteristic of the HPOTP(High-Pressure Oxygen Turbopump)of the SSME(Space Shuttle Main Engine). J. of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(1): 152-159.