

前 言

这本书是为汽轮机专业学生学习“汽轮机自动调节”课程而编写的。它包括三个主要部分：调节元件及其静特性；调节系统的动力学基础；汽轮机调节。

对汽轮机设计方面人员来说，汽轮机调节是一门十分重要的课程，因为调节系统的完善与否是决定汽轮机能否正常安全运行的最基本的因素。本书不仅给予学生基本的结构和设计方面的知识，还着重讨论了如何分析和研究调节系统的方法。书中只论述固定式（发电用）的汽轮机机组的调节问题，至于其他类型的，如运输式、带动鼓风机等的调节问题，由于它们之间基本上是相似的，这里限于篇幅不作详细研究。

第一篇调节元件及其静特性，除了讨论各种调节元件的一般作用原理外，着重介绍各种元件的结构、优缺点及其静特性。为了扩大学生的知识领域，在第六章中还介绍了几种典型的调节系统。

在第二篇调节系统动力学基础中，我们避免过多的数学运算，着重从物理实质上来讨论调节系统的运动过程，使读者对调节系统的动力学问题有较深入的理解。

至于在自动调节中应用十分广泛的“频率法”，这里因为限于课堂时数等原因，没有包括这方面的内容，在工作中如需要这方面的知识时，可以参考任何关于“自动调节原理”的书籍。

第三篇汽轮机调节，主要讲述各种汽轮机调节的特殊问题，其中有：背压式汽轮机，中间抽汽式汽轮机等的调节问题。单机组大功率机组是汽轮机制造业发展的方向，本篇最后一章对此问题略作讨论，由于编者的经验所限，国内外发表的资料也还较缺乏，因此还有待于进一步充实提高。

从1958年教学改革以来，这本教材经过三个年级四次试用（其中一次曾部分地被采用为黑龙江省电业管理局中心试验所举办的调节讲习班的讲义），经过二次修改和补充，在修改过程中，采纳了很多教师和学生们的意见。

编者深感知识水平有限，更缺乏足够的实践经验，一定有不少缺点和错误之处，切望读者及时给予批评和指正。

目次

前 言	3
第一章 緒論	4
§ 1—1 自动学的概念	4
§ 1—2 汽輪机自动調节的任务	5
§ 1—3 汽輪机机组的基本調节方法	6
§ 1—4 直接調节和間接調节	9
§ 1—5 汽輪机机组在电站中 运行的方式	10

第一篇 調节元件及其靜特性

第二章 調速器和調压器	12
§ 2—1 直接調节	12
§ 2—2 調速器的工作原理	13
§ 2—3 調速器的构造	21
§ 2—4 液动調速系統	26
§ 2—5 油泵及射油器設計	30
§ 2—6 压力变换器和調压器	35
第三章 滑閥—油动机机构	37
§ 3—1 間接調节	37
§ 3—2 断流式放大元件	40
§ 3—3 节流式放大元件	45
§ 3—4 調速系統迟緩率	48
§ 3—5 汽輪发电机机组的供油系統	51
§ 3—6 反饋	55
第四章 汽輪机的配汽机构	59
§ 4—1 調节汽閥	59
§ 4—2 調节閥的传动机构	65
第五章 汽輪机調节系統的靜特性	67
§ 5—1 靜特性	67
§ 5—2 运行方式对靜特性的要求	72
§ 5—3 改善靜特性的方法	74
§ 5—4 靜特性的平移及同步器	78
§ 5—5 調节系統的設計	84

§ 6—3 BBC工厂节流滑閥的 調节系統	91
§ 6—4 列宁格勒金属工厂旧系列 汽輪机的調节系統	92
§ 6—5 弹簧片調速器的調速系統	94
§ 6—6 液动調节系統	94

第二篇 調节系統动力学基础

第七章 調节系統动力学問題

的概述

§ 7—1 研究动力学的目的	93
§ 7—2 研究运动过程的方法	100
§ 7—3 工程問題的近似解	101

第八章 調节元件的运动方程式

§ 8—1 汽輪发电机机组轉子的 运动方程式	104
§ 8—2 汽輪机中間容积的运动 方程式	110
§ 8—3 离心調速器的运动方程式	114
§ 8—4 滑閥油动机机构的 运动方程式	117
§ 8—5 液动調速系統中信号泵—— 压力变换器的运动方程式	121
§ 8—6 汽輪机調节系統 的运动方程式	125

第九章 綫性調节系統的穩定分析

§ 9—1 系統的穩定性及特征 方程式根的分布	123
§ 9—2 代数判別法	131
§ 9—3 米哈依洛夫判別法	133
§ 9—4 穩定区域	134
§ 9—5 运动过程	137

第十章 附加加速度信号

§ 10—1 調节系統动作的快速性	139
-------------------------	-----

第十一章	某些非线性因素对调节系统运动过程的影响及研究 调节系统运动过程的实验方法	154
§ 11—1	干摩擦对调节过程的影响	155
§ 11—2	油动机活塞的极限位移和运动速度的限制	158
§ 11—3	抛负荷试验	159
§ 11—4	调节系统的动态模拟	162

第三篇 汽轮机调节及保护系统

第十二章	背压式汽轮机的调节	167
§ 12—1	背压式汽轮机在系统中工作的情况	167
§ 12—2	背压式汽轮机的调节系统示意图及其工作原理	168
§ 12—3	背压式汽轮机调节系统介绍	170
第十三章	抽汽式汽轮机的调节	170
§ 13—1	一般工作原理	170
§ 13—2	无联系调节	172
§ 13—3	有联系调节及其静力学自整的条件	173
§ 13—4	运动方程式	176

§ 13—5	动力学的自整条件	181
§ 13—6	抽汽式调节系统的介绍	184
第十四章	保护系统	185
§ 14—1	超速保护机构——危急保安器	185
§ 14—2	轴向位移保护设备	189
第十五章	单元制中间再过热式汽轮机机组调节的一些问题	191
§ 15—1	单元制中间再过热式汽轮机机组调节的特点	191
§ 15—2	中间再过热式汽轮机机组的运行方式	192
§ 15—3	中间再过热式汽轮机机组在电网中参加调频时对调节系统的要求	194
§ 15—4	中间再过热式汽轮机机组的调节系统及其运动方程式和中间再过热器的蒸汽容积对稳定性的影响	196
§ 15—5	汽轮机机组调节的发展概述	200
参考文献		201

目 次

前 言	3
第一章 緒論	4
§ 1—1 自动学的概念	4
§ 1—2 汽輪机自动調节的任务	5
§ 1—3 汽輪机机组的基本調节方法	6
§ 1—4 直接調节和間接調节	9
§ 1—5 汽輪机机组在电站中 运行的方式	10

第一篇 調节元件及其靜特性

第二章 調速器和調压器	12
§ 2—1 直接調节	12
§ 2—2 調速器的工作原理	13
§ 2—3 調速器的构造	21
§ 2—4 液动調速系統	26
§ 2—5 油泵及射油器設計	30
§ 2—6 压力变换器和調压器	35
第三章 滑閥—油动机机构	37
§ 3—1 間接調节	37
§ 3—2 断流式放大元件	40
§ 3—3 节流式放大元件	45
§ 3—4 調速系統迟緩率	48
§ 3—5 汽輪发电机机组的供油系統	51
§ 3—6 反饋	55
第四章 汽輪机的配汽机构	59
§ 4—1 調节汽閥	59
§ 4—2 調节閥的传动机构	65
第五章 汽輪机調节系統的靜特性	67
§ 5—1 靜特性	67
§ 5—2 运行方式对靜特性的要求	72
§ 5—3 改善靜特性的方法	74
§ 5—4 靜特性的平移及同步器	78
§ 5—5 調节系統的設計	84

§ 6—3 BBC工厂节流滑閥的 調节系統	91
§ 6—4 列宁格勒金属工厂旧系列 汽輪机的調节系統	92
§ 6—5 弹簧片調速器的調速系統	94
§ 6—6 液动調节系統	94

第二篇 調节系統动力学基础

第七章 調节系統动力学問題

的概述

§ 7—1 研究动力学的目的	93
§ 7—2 研究运动过程的方法	100
§ 7—3 工程問題的近似解	101

第八章 調节元件的运动方程式

§ 8—1 汽輪发电机机组轉子的 运动方程式	104
§ 8—2 汽輪机中間容积的运动 方程式	110
§ 8—3 离心調速器的运动方程式	114
§ 8—4 滑閥油动机机构的 运动方程式	117
§ 8—5 液动調速系統中信号泵—— 压力变换器的运动方程式	121
§ 8—6 汽輪机調节系統 的运动方程式	125

第九章 綫性調节系統的穩定分析

§ 9—1 系統的穩定性及特征 方程式根的分布	123
§ 9—2 代数判別法	131
§ 9—3 米哈依洛夫判別法	133
§ 9—4 穩定区域	134
§ 9—5 运动过程	137

第十章 附加加速度信号

§ 10—1 調节系統动作的快速性	139
-------------------------	-----

第十一章	某些非线性因素对调节系统运动过程的影响及研究 调节系统运动过程的实验方法	154
§ 11—1	干摩擦对调节过程的影响	155
§ 11—2	油动机活塞的极限位移和运动速度的限制	158
§ 11—3	抛负荷试验	159
§ 11—4	调节系统的动态模拟	162

第三篇 汽轮机调节及保护系统

第十二章	背压式汽轮机的调节	167
§ 12—1	背压式汽轮机在系统中工作的情况	167
§ 12—2	背压式汽轮机的调节系统示意图及其工作原理	168
§ 12—3	背压式汽轮机调节系统介绍	170
第十三章	抽汽式汽轮机的调节	170
§ 13—1	一般工作原理	170
§ 13—2	无联系调节	172
§ 13—3	有联系调节及其静力学自整的条件	173
§ 13—4	运动方程式	176

§ 13—5	动力学的自整条件	181
§ 13—6	抽汽式调节系统的介绍	184
第十四章	保护系统	185
§ 14—1	超速保护机构——危急保安器	185
§ 14—2	轴向位移保护设备	189
第十五章	单元制中间再过热式汽轮机机组调节的一些问题	191
§ 15—1	单元制中间再过热式汽轮机机组调节的特点	191
§ 15—2	中间再过热式汽轮机机组的运行方式	192
§ 15—3	中间再过热式汽轮机机组在电网中参加调频时对调节系统的要求	194
§ 15—4	中间再过热式汽轮机机组的调节系统及其运动方程式和中间再过热器的蒸汽容积对稳定性的影响	196
§ 15—5	汽轮机机组调节的发展概述	200
参考文献		201

前 言

这本书是为汽轮机专业学生学习“汽轮机自动调节”课程而编写的。它包括三个主要部分：调节元件及其静特性；调节系统的动力学基础；汽轮机调节。

对汽轮机设计方面人员来说，汽轮机调节是一门十分重要的课程，因为调节系统的完善与否是决定汽轮机能否正常安全运行的最基本的因素。本书不仅给予学生基本的结构和设计方面的知识，还着重讨论了如何分析和研究调节系统的方法。书中只论述固定式（发电用）的汽轮机机组的调节问题，至于其他类型的，如运输式、带动鼓风机等的调节问题，由于它们之间基本上是相似的，这里限于篇幅不作详细研究。

第一篇调节元件及其静特性，除了讨论各种调节元件的一般作用原理外，着重介绍各种元件的结构、优缺点及其静特性。为了扩大学生的知识领域，在第六章中还介绍了几种典型的调节系统。

在第二篇调节系统动力学基础中，我们避免过多的数学运算，着重从物理实质上来讨论调节系统的运动过程，使读者对调节系统的动力学问题有较深入的理解。

至于在自动调节中应用十分广泛的“频率法”，这里因为限于课堂时数等原因，没有包括这方面的内容，在工作中如需要这方面的知识时，可以参考任何关于“自动调节原理”的书籍。

第三篇汽轮机调节，主要讲述各种汽轮机调节的特殊问题，其中有：背压式汽轮机，中间抽汽式汽轮机等的调节问题。单机组大功率机组是汽轮机制造业发展的方向，本篇最后一章对此问题略作讨论，由于编者的经验所限，国内外发表的资料也还较缺乏，因此还有待于进一步充实提高。

从1958年教学改革以来，这本教材经过三个年级四次试用（其中一次曾部分地被采用为黑龙江省电业管理局中心试验所举办的调节讲习班的讲义），经过二次修改和补充，在修改过程中，采纳了很多教师和学生们的意见。

编者深感知识水平有限，更缺乏足够的实践经验，一定有不少缺点和错误之处，切望读者及时给予批评和指正。

第一章 緒 論

§1—1 自动学的概念

随着社会的发展，造福人类所需要的生产品，不仅在数量上要求不断地增加，并且在质量上也需要不断提高。因此，对各种生产过程提出了新的要求，即进一步向自动化方向发展。更应指出，近代有不少生产过程很复杂，而且过程非常迅速，所以人們就需設法利用机械或电气设备来部分或全部控制这些生产过程，这样就产生了自动学这门科学。自动学的出現又进一步推动了生产向前发展。

例如，由于近代科学技术中需要大量而又复杂的数学运算，而且这些运算必须在相当短的时间內进行完毕，所以应用一般人工运算或机械计算机运算已经远不能满足这个要求，这样就出现了近代的自动快速电子计算机。它大大地节省了人的劳动力和縮短了运算时间，并且使一些过去不能得到解决的問題得到解决，对促进科学技术迅速发展起了积极的作用。

我国社会主义建設的飞跃发展，必然引起更深入的技术革新、技术革命。生产过程的自动化是提高生产率和减轻工人劳动强度的最重要的手段之一，因此自动学这门科学在今后社会主义建設中将得到充分的应用和完善，同时它将越来越促进国民经济各个部門的发展。

自动学应用在各个技术部門，近几十年来发展也很快。本书只研究汽輪机自动調节方面的問題。

自动調节是自动技术中一个重要的組成部分，它应用在各个科学技术部門，下面我們先来研究一个常見的水位自动調节装置。图 1—1 是这个装置的示意图。它由水箱 1、浮子 2、杠杆 3 和調节閥門 4 組成。調节的任务是要水箱 1 中的水位 H 保持不变（或基本上不变）。当用水（出水）增加时（出水口的閥門开大），水箱 1 中的水位 H 开始下落，通过浮子 2 使杠杆 3 动作，开大进水的調节閥門 4，相应地增加进水量，使进出水量保持平衡。反之，当出水量减少时，其作用原理完全相同。

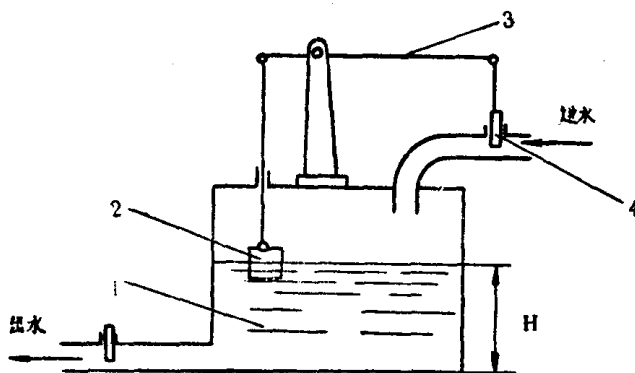


图 1—1 水位自动調节装置示意图

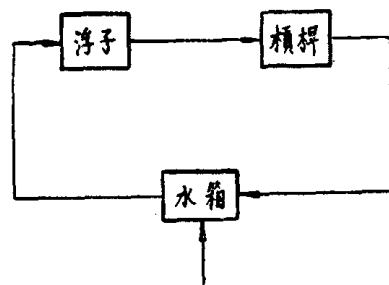


图 1—2 水位自动調节系統作用示意图

調節系統的作用原理往往可以用動作示意圖來表示。這種示意圖通常又稱方塊圖或結構圖。它可以幫助我們更清楚地分析調節系統的動作原理。圖1—2是水位自動調節系統的作用示意圖。從圖上很明顯地可以看到，當出水量變化時，水箱的水位 H 就發生變化，水位的變化就使浮子位置變化，後者通過杠桿使進水量變化，而進水量的變化又作用在水箱中，使進出水量保持平衡，因而水位就可以保持基本不變。

由上述最簡單的調節系統中可以看到，組成自動調節系統至少應有兩個元件：

(1) 調節對象，這裡是指水箱，而水箱中的水位 H 又稱調節量。

(2) 測量元件，這裡是指浮子，它不斷地測量調節量的變化，並及時發出信號，通過變換或放大作用在調節對象的調節機構上（上述例子中是水箱上的進水調節閥門）。

作用於調節系統的外界因素（如出水量變化），在調節原理中稱外部干擾。由此可見自動調節系統的基本任務是：當干擾（有時外部干擾，有時也可能是調節系統的內部干擾）作用時，調節系統應使調節對象中的調節量保持不變或基本上不變。

§1—2 汽輪機自動調節的任務

汽輪機在運行中需要進行調節和監視的參數很多，根據對電能和熱能生產的影響，這些參數基本上可分成兩大類：

(一) 需要經常加以調節的參數有：

(1) 汽輪機所發出的功率 N 。根據用戶的需要，汽輪發電機組的負荷是經常變動的，因此必須經常不斷地調節汽輪機的功率，以滿足用戶的要求。

(2) 汽輪機轉子的轉速 n 或發電機發出電的周波 f 。我們知道，過高的轉速會威脅汽輪機轉子強度的安全。應該着重指出，電的周波變化是衡量電質量好壞的重要指標之一，周波過高或過低都會直接影響用戶的正常工作。所以汽輪機自動調節系統的首要任務是把汽輪機的轉速 n 始終保持在額定值 n_H 的左右，不應有過大的變化。

(3) 抽汽式汽輪機供熱抽汽的壓力 P_{ot} 。有些汽輪機是電熱聯合生產的，這樣可以提高電熱生產的經濟性。供熱抽汽一般分為兩種：第一種是工業動力用的抽汽，它的壓力一般為5~13大氣壓。通常供鍛壓設備、制糖、造紙以及化學工業用戶。抽汽壓力的改變會使熱用戶的工作受到影響。如抽汽壓力降低，會使壓力加工設備（汽錘）的工作能力達不到額定值，直接影響鍛件的質量。另一種是供暖抽汽，其壓力一般在0.8~2.5大氣壓左右，汽壓的改變也會影響供暖的質量。因此抽汽式汽輪機的調節任務除了要保证轉速不變以外，還應該保证抽汽壓力在一定範圍之內。

(4) 背壓式汽輪機的背壓 P_n 。如常見的高壓前置式汽輪機，它的背壓的改變將直接影響中壓汽輪機的工作，所以它和抽汽壓力一樣，要在運行中保持不變或在較小的範圍內變化。

(5) 端軸封中間壓力 P_{yn} 。近代大功率汽輪機中，為了及時地自動檢查和控制端軸封的工作，採用了端軸封中間壓力的自動調節。

總之，對於這類物理量，或稱調節量，由於和汽輪機安全運行和發電及供熱質量有直接影響，必須經常地（或連續地）使它們保持不變，或在較小的範圍內變化。控制這些參數的機構（包括調節對象在內）稱為汽輪機自動調節系統。

(二) 需要经常监视, 但是不必经常调节的参数有:

(1) 轉子最高允許轉速, 或称危急轉速 n_{ps} 。汽輪机轉子的强度是按一定轉速計算的。因此从强度出发, 汽輪机的最高安全工作轉数称为危急轉速, 它一般为額定轉数的 $1.10 \sim 1.12$ 倍。根据这个要求, 在調節系統中还需安装一些装置, 当汽輪机的轉速低于危急轉速时, 它不起任何作用。一旦轉数达到或超过这个值, 这些装置立刻动作, 切断进入汽輪机的主蒸汽来源, 迫使紧急停机。这些装置称为危急保安装置, 或称超速保护装置。

(2) 汽輪机轉子的軸向位移 (轉子和定子的相对位置的变化)。它的最大許可值取决于汽輪机各級动叶和靜叶之間的軸向間隙和汽封軸向間隙中的最小值。如果軸向位移在較小范围内变化 (远沒有超过軸向間隙的最小值), 可能会引起汽輪机內效率的暫時变化, 但是对电热生产並沒有直接影响。如果止推轴承烧坏, 軸向位移增大到相当程度, 以致接近或超过級的軸向間隙的最小值, 就可能使轉子和定子相碰, 引起更大的破坏事故。所以也必須安装保护装置来監視軸向位移的变化, 一旦超出額定允許值时, 和上述一样, 使汽輪机停止工作。

(3) 油系統的保护。調節用油的油压, 潤滑用油的油压和油温在一定范围内变化是不会影响整个电热生产的正常进行的。但是潤滑用油油压和油温过高或过低, 都会引起机組运行的故障。因此对油系統來說, 也須安装一些保护装置, 它在一定范围内是不动作的, 只有当油温或油压超出一定允許值时才开始动作。

(4) 汽水系統的保护。主蒸汽的压力和温度、真空、回热抽汽的压力等物理量在一定范围内的变化不会影响电热生产的安全和质量。所以对于这些量來說不必进行連續調節, 只要安装相应的保护設備就够了。

其他需要保护的量很多, 具体要視汽輪机的功率大小, 处于电网中的地位 and 运行方式来决定。一般來說, 汽輪发电机組的功率愈大, 担负电网中的負荷愈大, 那么保护装置也就愈多。

本課程将研究汽輪机一些主要参数的調節和保护問題, 首先是汽輪机功率和轉速的自动調節, 其次是抽汽压力和背压的自动調節。在保护装置方面只介紹一些超速保护及防止軸向位移过大的保护装置。

§1—3 汽輪机机組的基本調節方法

图 1—3 是汽輪发电机組的示意图。

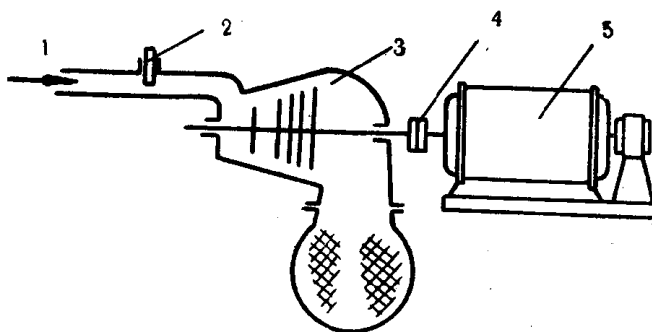


图 1—3 汽輪发电机組示意图

新蒸汽 1 自鍋炉来, 经过調節汽閥 2, 通入汽輪机 3 作功, 汽輪机通过联轴节 4 直接带动发电机 5 发电。

从理論力学中知道, 对于迴轉运动的刚体來說, 如果不計摩擦轉矩的作用, 其运动方程式可表示为:

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_R, \quad (1-1)$$

式中 M_T 表示联轴节左端蒸汽所产生的转矩；

M_R 表示联轴节右端发电机的抵抗转矩；

I 表示汽轮机发电机组转动部分的转动惯量；

ω 为汽轮机转子的角速度。

很明显，汽轮机发电机组处在平衡状态时，其转矩是相等的，即

$$M_T = M_R,$$

那末式 (1-1) 可以表示为：

$$I \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad \text{或} \quad \frac{d\omega}{dt} = 0,$$

也就是说汽轮机转子的转速保持不变，即：

$$\omega = \text{常数}。$$

如果在某一瞬时，外界电负荷 N_r 突然增加，这时发电机抵抗转矩也立时增加，因为

$$M_R = 96200 \frac{N_r}{n}。$$

这样，汽轮机所发出来的蒸汽转矩已经不足以克服发电机的抵抗转矩，根据运动方程式 (1-1) 知道，汽轮机的转速就开始下降，因为

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_R < 0,$$

或

$$\frac{d\omega}{dt} < 0。$$

为了使转速不变，必须设法达到新的平衡，即 $M_T = M_R$ ，因此应该相应增加蒸汽转矩 M_T 。

我们知道，汽轮机功率可以表为：

$$N_T = \frac{G_T H_0 \eta_{oi}}{860},$$

而其转矩又和功率成正比，所以蒸汽转矩可以认为和汽轮机的蒸汽流量 G_T 和实际利用焓降 $h_{oi} = H_0 \eta_{oi}$ 的乘积成正比，即

$$M_T = \frac{G_T h_{oi}}{860}。$$

这样，要增加蒸汽转矩 M_T ，只要相应地增加汽轮机的蒸汽流量 G_T 和实际利用焓降 h_{oi} 。从图 1-3 中知道，当调节阀开度增大时，除了增加流量 G_T 外，由于阀门开大后蒸汽节流损失减少，所以汽轮机的内效率也有所增加，即 h_{oi} 随之增加。

从上述简单的例子中可以得出这样的结论：汽轮机调速系统的任务是：当外界负荷增加时，迅速地相应开大调节汽阀。而当外界负荷减少时，迅速地相应关小调节汽阀，以便很快地建立起新的功率平衡。

汽轮机的功率一般有下列几种调节方法，至于每种调节方法的热力过程，已经在“汽轮机变动工况”课程中详细讨论过，这里不再介绍。

(1) 节流调节。

图 1—4 是节流调节的汽轮机机组的示意图。

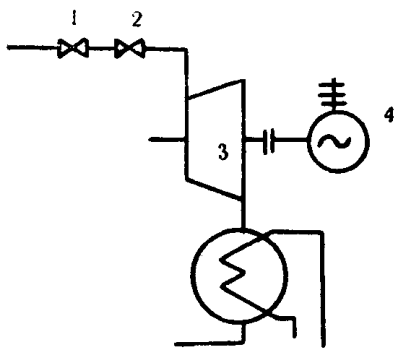


图 1—4 节流调节的汽轮机机组的示意图

在节流调节的汽轮机中，从锅炉来的新蒸汽经过全开的主汽阀 1 和一只调节阀 2 通入汽轮机 3。也就是说，汽轮机 3 和发电机 4 的转矩（或功率）平衡只靠一只调节汽阀 2 的开度大小来完成。

从汽轮机原理中知道，节流调节阀的开大，一方面增大流量，另一方面减少节流损失。

节流调节的最大优点是结构简单，并且汽轮机在满负荷时（节流损失很小）汽轮机的内效率较高。但是当汽轮机在低负荷工况下，由于节流损失，必然引起内效率的显著下降，影响电站的经济性。

因此，节流调节常被应用在很小功率辅机上，因为对小功率辅机来说，热经济性不是主要的。对大功率的机组来说，由于它在电站中经常是在满负荷或在接近满负荷的工况下运行的。这样，节流调节会增加其热经济性；另一方面，由于大型机组蒸汽流量大，用喷嘴调节（下面讲）时，调节级叶片在第一调节阀全开时受力很大，可能使叶片弯曲应力超出允许的范围。

为了克服节流调节在部分负荷时内效率降低的缺点，一般采用喷嘴调节。

（2）喷嘴调节。

喷嘴调节区别于节流调节主要在于前者具有几个逐次开启的节流调节汽阀，每个节流阀独立地和一部分喷嘴组相连。图 1—5 表示具有四个调节汽阀的喷嘴调节的汽轮机机组。调节汽阀的开启次序为 I—II—III—IV，而其中阀门 II 的开启是在阀门 I 基本上全开后才开始的，对于阀门 III 和 IV 也相同。因此在部分负荷时，一部分调节汽阀是全开的，而另一部分是全闭的，只有一只阀门是部分开启的，这样，节流过程只在一个调节汽阀中产生。所以采用喷嘴调节后，汽轮机虽然在部分负荷下运行，其内效率仍旧可以保持一定的水平。由于这个优点，到目前为止，汽轮机上广泛地应用着喷嘴调节。

（3）旁通调节。

首先应指出一点，旁通调节不是一种独立的调节方法，而是上述两种调节方法的一种辅助的调节方法。

有些汽轮机，为了超出经济工况（经济负荷）运行，并不是仅仅通过调节汽阀的继续开大来实现，而是另将新蒸汽绕过汽轮机前几级，旁通到中间级去做功，这样能更有效地增加功率。

旁通调节一般分两种：即外旁通和内旁通。

外旁通调节一般用在冷凝式汽轮机上。图 1—

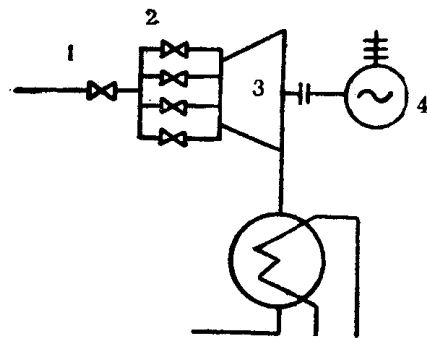


图 1—5 具有四个调节汽阀喷嘴的汽轮机机组

6 表示外旁通调节汽轮机机组的示意图。新蒸汽经过全开的主汽阀后，分别通向调节阀 2 和旁通阀 3。旁通阀 3 只在调节阀 2 开大到经济功率后才开始开启。这时功率的继续增加主要依靠旁通阀的开大来完成。所以旁通调节不是独立的调节方法。

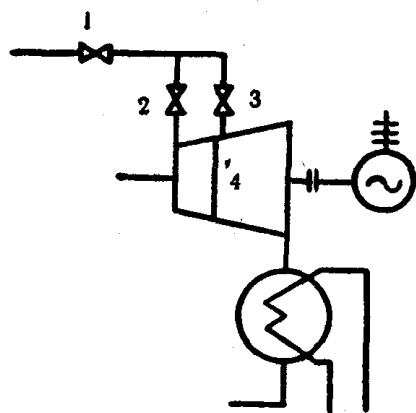


图 1—6 外旁通调节的汽轮机机组示意图

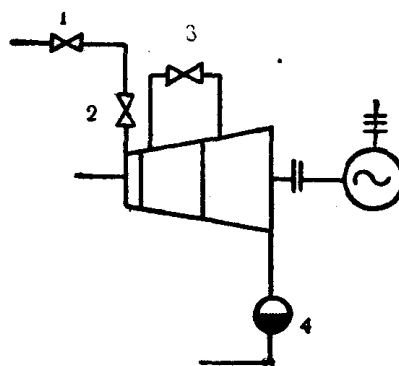


图 1—7 内旁通调节的汽轮机的蒸汽路线示意图

在背式汽轮机中，尤其是前置式汽轮机，由于背压的影响，在超经济负荷工况运行时，调节级后面的压力达到很高的数值。这种现象在单列调节级时更为严重，以致按原来的喷嘴面积流不过更大的流量。为了使背压汽轮机，尤其是单列调节级的前置式汽轮机能在超经济工况下运行，必须在超经济工况运行时，保持调节级后的压力不变。为此将调节级后一部分蒸汽抽出来，绕过几个中间级，旁通到后面中间级。

图 1—7 为内旁通调节的汽轮机的蒸汽路线示意图。

图中 2 表示调节汽阀，3 为旁通阀，4 为热用户。苏联 BP—25—31 为内旁通背压式汽轮机。

§1—4 直接调节和间接调节

汽轮机的功率调节可以通过对转速的调节来实现。在上一节中已经谈过，当外界负荷变化时，首先会引起汽轮机转子转速的改变。当负荷加大，转速则降低，反之当负荷减少，则转速升高。调节系统的任务就是利用这个转速的变化，通过调速器的作用来改变汽轮机的进汽量，使汽轮机的功率也相应地改变，重新和外界负荷建立起平衡关系。

完成这个任务可以通过不同的方法，最简单的是采用直接调节系统。

图 1—8 是直接调节系统的示意图。我们来说明一下直接调节系统的动作原理。当外界负荷减少时，汽轮机发出的功率就大于电负荷，根据公式(1—1)知道，这时 $\frac{d\omega}{dt} > 0$ ，也就是转速将开始上升，通过齿轮 7 的传动，使调速器 6 的转速也随之升高，因此重锤的离心力增大，克服弹簧的张力向外移动，同时带动滑环 a 向上移动，通过杠杆 8 的传动关小调节汽阀 3，

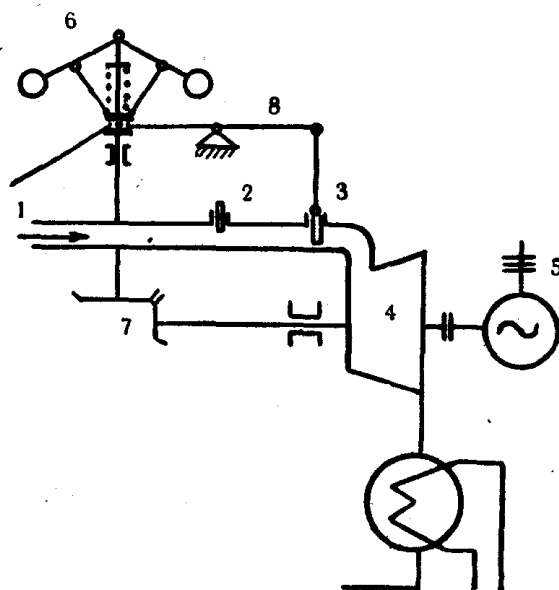


图 1—8 直接调节系统示意图

减少进汽量，一直到汽轮机功率与外界负荷相平衡为止。这时由于 $M_T = M_R$ ，我們根据公式 (1-1) 可得 $\frac{d\omega}{dt} = 0$ ，也就是說轉速不再上升，滑环 a 和閥門 3 也就停留在这个平衡位置。当外界负荷增加时，动作相反。

直接調节系統，由于結構簡單，目前常用在功率極小的輔助汽輪机上，但对功率稍大一些的汽輪机，由于調速器重錘的离心力有限，帶不动較大的閥門，因此几乎都采用間接調节系統。

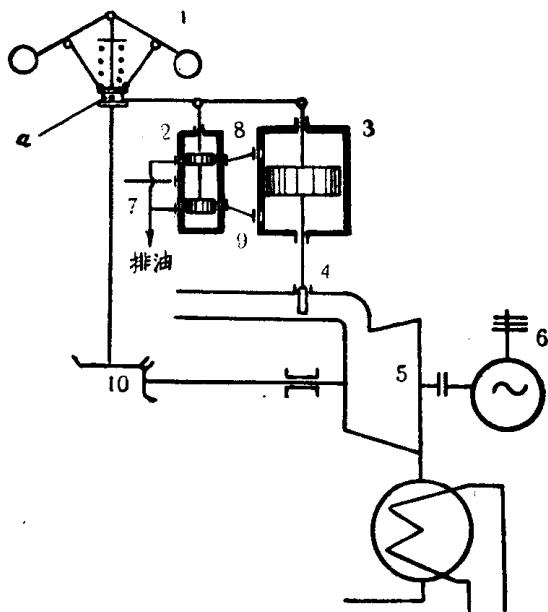


图 1-9 間接調节系統示意图

图 1-9 是間接調节系統的示意图。

和直接調节系統一样，外界负荷的减少使汽輪机轉速升高，通过齿輪 10 的传动，調速器 1 的轉速也随之升高，因此調速器滑环 a 就向上移动，但这时所带动的不是調节汽閥而是一个滑閥（又称錯油門活塞）2，滑閥是控制油动机活塞 3 的。滑閥向上移动使油管 8 与高压油管 7 接通，而油管 9 則接通排油，因此在活塞 3 的上部油室就作用着高油压，而下部油室則作用着低油压，在压差的作用下，活塞 3 向下移动，关闭調节汽閥 4，使汽輪机功率减少，与外界负荷重新建立平衡关系，在油动机活塞向下运动时，同时带动滑閥 2 向

下，重新閉住通油动机的油口，这样油动机活塞的运动也随之停止。

在负荷增加时，作用原理相同，但方向相反。

在这种系統中，关闭或提升閥門的力量是油的压力，而不是調速器重錘的离心力。油压可以很高，油动机活塞的面积也可以做得很大，因而可实现很大的提升力，而調速器只須帶动摩擦很小的滑閥即可，所以調速器可以做得很小，且很灵敏。这种机构实质上是利用液动机构将調速器的能量加以放大，这种能量的放大机构統称为放大器，这里放大器就是滑閥油动机机构。在調节系統中，放大有时不止一次，也可以是两次。

§1-5 汽輪机机組在电站中运行的方式

发电用汽輪机机組在电站中运行可有两种方式，一种是单独运行，另一种为 并列运行。

在单独运行时，汽輪发电机机組所发出来的电力直接供給用戶，所以用戶的负荷等于汽輪机机組所发出的功率。由于单独运行不能按最经济方案分配设备的功率、不能共用备用容量等缺点，近代汽輪发电机机組都是并列在共同电网运行的。并列运行的意思是表示各个发电厂中的所有在发电的汽輪发电机机組发出来的电能均接入一个共同的电网。而用戶从电网中获得必要的电能，这样，电网中的负荷等于各台汽輪发电机功率之和。假设在一电网中并列运行的有 n 台汽輪机，那末这时电网的负荷 N_0 应等于这些正在发电的机組所发功率的总和，即：

$$N_c = \sum_{i=1}^n N_i,$$

式中 N_i 是指第 i 台机组所发出的功率。

因为电网中的周波是一致的，所以这些汽轮发电机机组所发出的电的周波也是一致的，换句话说，汽轮机在并列运行时，其平衡状态下的各汽轮机的转速都是一致的，即：

$$n_1 = n_2 = n_3 = \dots = n_i = \dots = n_n。$$

按汽轮发电机在电网中所处的地位可以分基本负荷汽轮机机组和尖峰负荷汽轮机机组。所谓基本负荷汽轮机机组是指这样一些汽轮发电机机组，这些机组在整个电网中是经常保持满负荷运行的。而电网负荷变化的差额通常由所谓尖峰负荷汽轮机机组的功率改变来担任。基本负荷汽轮机机组一般功率大，热经济性高，或者安装在燃料区附近。而尖峰负荷汽轮机机组则常由功率小，离产煤区较远的电站中的汽轮机来担任。

最后，简单的谈一下调节系统的转速——功率特性，或称调节系统的静特性。

上面已经讲过图 1—8 所示的最简单调节系统的动作原理。当发电机 5 的负荷 N 增加时，汽轮机 4 的转速 n 由于力矩不平衡而开始下降。通过传动机构 7 使调速器 6 的转速降低，这时调速器重锤的离心力减少，引起调速器滑环 a 向下移动，通过杠杆将调节汽阀 3 开大，使汽轮机和发电机在转速较低的状态下建立起新的平衡。如果发电机的负荷再增高一些，那末按同样原理，汽轮机和发电机在转速更低的状态下建立起另一新的平衡。由此可以得出：对任何带调节系统的汽轮机来说，在平衡状态下的各种功率值，有相对应的确定转速值。在平衡状态下的这种转速 n 和功率 N 的关系通常称为汽轮机调节系统的静特性，又称转速——功率特性。图 1—10 为调节系统典型的静特性线。

从图上可以看到，相应于一定的转速 n ，必然可以单值地找到一定功率。相反地也是如此，关于静特性一些其他问题，我们将在后面用整个一章来详细地研究。

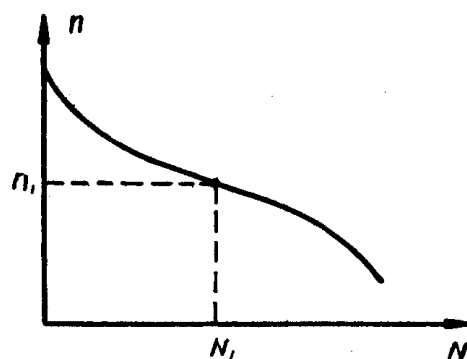


图 1—10 调节系统典型的静特性

第一篇 調節元件及其靜特性

汽輪機調節系統是由很多元件所組成的。如 § 1—4 (圖 1—8) 中談過,組成調節系統的有: 汽輪發電機機組本体、調速器、杠杆以及配汽機構等。而這些元件的性能將決定調節系統工作的可靠性和靈敏性。所以,在研究汽輪機調節系統時,首先應研究組成調節系統的每一個元件的性能。這一篇各章節中主要是討論各種調節元件的構造、優缺點、靜特性以及計算設計方法。最後還準備簡要地介紹一下國內外一些常見的調節系統。

第二章 調速器和調壓器

§2—1 直接調節

以前談過,當外界的負荷變化時,首先會引起汽輪機轉速的變化。而調節系統的任務,就是利用這個轉速的變化值通過調速器的作用,來改變汽輪機的蒸汽流量的大小,使其發出的功率重新和外界的負荷建立起平衡關係。

圖 2—1, a 是 5 瓩小汽輪機的縱剖面圖。葉輪 6 的前端直接帶動離心調速器 8, 它的詳細結構圖如圖 2—1, b 所示。調速器由重錘 1, 彈簧 3 和蝸輪 5 組成。如果外界電負荷減少,汽輪機的轉速就立即開始升高,這時調速器重錘的離心力隨之增大,而後通過刀口 2 的支持壓縮彈簧,使滑環 5 向左移動。其結果使調節汽閥向右位移,因而減小閥門的開度,隨之汽輪機的蒸汽流量減少,從而達到新的功率平衡。相反,當外界電負荷增加時,相應使汽輪機的轉速減低,調速器滑環的位置由於重錘離心力減少而向右移動。在彈簧 9 的作用下,將調節汽閥開大,增加功率後建立起新的平衡。

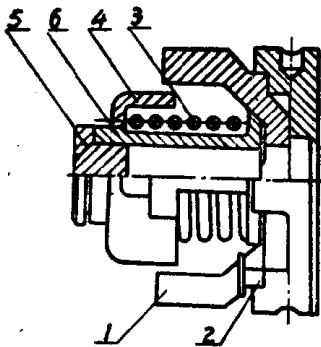


圖 2—1 a 5 瓩小汽輪機
縱剖面圖

很明显,这里的測量元件是離心調速器,而調節對象——5 瓩汽輪機本体。

對於這類調節系統,由於測量元件(指調速器)測量出來的調節量(指轉速)的變化,不經過任何能量上的放大,直接作用在調節對象(汽輪機)上,所以稱它為直接調節系統,或稱直接調節(圖 1—8)。由於調速器的尺寸受到結構和強度上的限制,它所能產生的離心力的大小及轉速變化時所產生的滑環位移也有一定限度。因此,在汽輪機製造業中直接調節只能應用在功率極小的機器上。這是因為一般小功率汽輪機的閥門較小,而且蒸汽壓力也不高,所以要求的閥門的提升力和升程都不大。

直接調節的最大優點是結構簡單,所以目前還廣泛地應用在小功率的輔機上。而對功率稍大的汽輪機來說,由於上述的根本缺點,採用直接調節已經成為不可能。

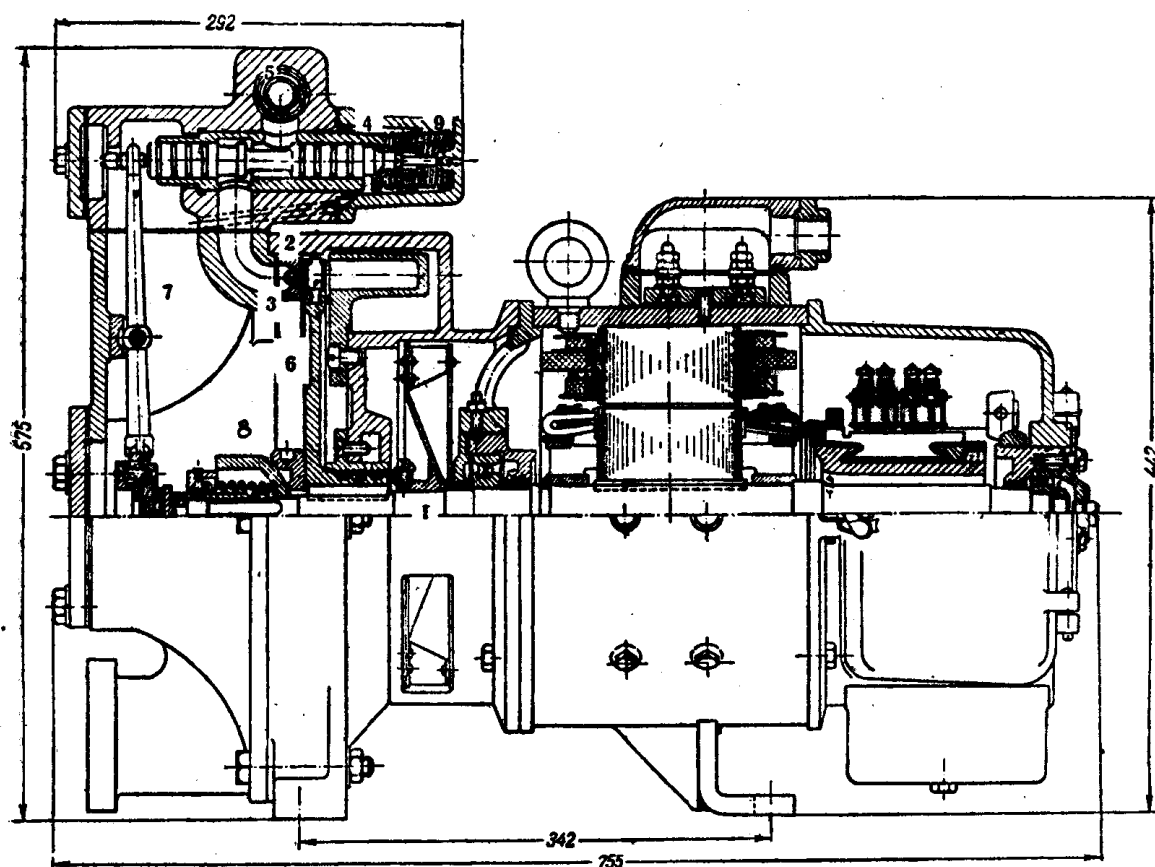


图 2—1b 调速器的结构

在汽轮机的直接调节系统中主要有两个元件：一为离心调速器；另一为调节汽阀。下面我们着重来讨论一下调速器的一些问题。

§2—2 调速器的工作原理

调速器是汽轮机转速调节系统中的测量元件，它的任务是不断地测量汽轮机转速的变化，并且将这些变化值转换成位移或其他物理量（如油压变化等），及时传递给别的机构（如直接调节中的调节汽阀）。所传递的物理量（如位移、油压等）称为信号。

最原始的调速器是带有重锤的离心调速器，其结构的示意图如图 2—2 所示。离心调速器由重锤 1、弹簧 2、滑环 3 和调速器转轴 4 组成。调速器各杠杆是靠铰链连接的。它的转动通常是从汽轮机的主轴通过蜗轮蜗杆或者齿轮传动来的。

当转速升高 $\Delta\omega$ 时，重锤的离心力 F_H 增大，它克服弹簧的张力，使重锤向外张开。这时滑环的位置由于杠杆的传动向上移动 ΔZ （图 2—2）。这样，就把转速的变化 $\Delta\omega$ 转换成了滑环的位移 ΔZ 。在

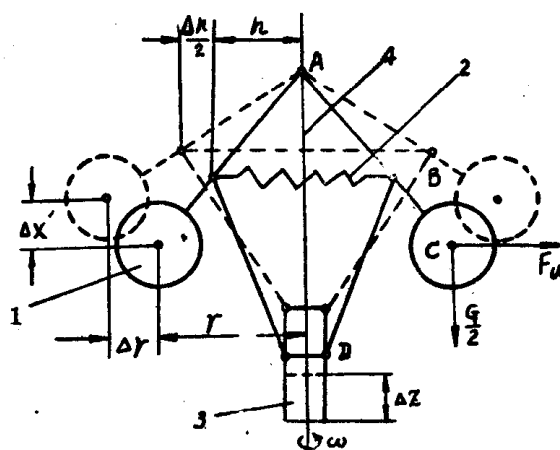


图 2—2 重锤离心调速器

調节系統中就是利用这个位移（信号）传给其他調节元件，从而达到控制汽輪机的目的。

設計調速器的主要任务是确定調速器的結構和尺寸，使它有足够的强度和刚度。調速器是否具有足够的强度是調速器能否安全可靠地运行的先决条件。其次，調速器的靜特性应能满足运行的要求。

一般說来，調速器的弹簧是强度上最不可靠的元件，因此在設計时，对弹簧的設計应給予十分重視。

弹簧計算

对弹簧軸心线和轉动軸线相垂直的弹簧，在調速器工作时，弹簧本身质量的离心力所产生的附加外力为：

$$\text{在A断面: } P_A = -\frac{\omega^2 m}{6} (2X_A + X_B) \text{ 公斤}$$

$$\text{在B断面: } P_B = -\frac{\omega^2 m}{6} (X_A + 2X_B) \text{ 公斤}$$

式中 m 为弹簧的质量，公斤·秒²/米；

ω 为弹簧轉动的角速度 1/秒；

X_A, X_B 弹簧两端离轉动中心的距离，米（见图2—3）。

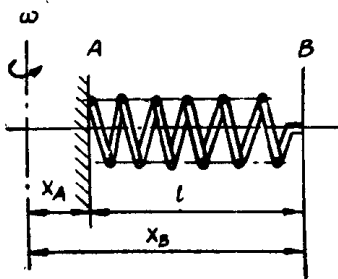


图2—3

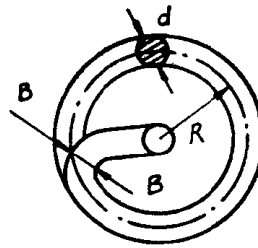


图2—4

(1) 校验A断面：

总作用力 $P + P_A$ ，公斤；

其中 $P = c\Delta l$ 为弹簧变形 Δl 厘米时所产生的拉力； c 为刚度，公斤/厘米。这样最大的切应力 τ 应为：

$$\tau = \frac{16(P + P_A)A}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{4R} \right), \text{ 公斤/厘米}^2, \quad (2-1)$$

式中 R 为弹簧圈的平均半径（图2—4），厘米；

d 为弹簧鋼絲的直径，厘米，

所得的切应力不大于許用应力，即

$$\tau \leq [\tau]$$

(2) 校验B断面：

B断面通常是弯头（图2—4），因此有时会引起很大的应力。

B断面的弯矩

$$M_{H3r} = (P + P_B) R \text{ 公斤} \cdot \text{厘米}$$

$$\text{弯曲应力 } \sigma_{H3r} = \frac{M_{H3r}}{W} \approx \frac{(P + P_B) R}{0.1d^3}, \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (2-2)$$

$$\text{切应力 } \tau_{\max} = \frac{4(P + P_B)}{\pi d^2}, \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (2-3)$$