**第七讲 泵与风机的运行**

**第二节 泵与风机运行工况的调节**

**一、概述**

**生产过程所需要的流体流量总是经常变化的，因此，泵与风机的工作点应该根据生产过程的要求作适当的变动，这就是泵与风机运行工况的调节。**

**简言之，泵与风机运行工况的调节就是改变泵与风机的工作点，而泵与风机的工作点是泵与风机能头性能曲线与管路特性曲线的交点，所以，泵与风机的基本调节原理有三种：①只改变泵与风机本身的能头性能曲线；②只改变泵与风机所工作的管路特性曲线；③同时改变上述两条曲线。**

**改变管路特性曲线的调节方法有纯节流调节、旁路调节；**

**改变泵与风机性能曲线的调节方法有变速调节、入口导流器调节、汽蚀调节、轴流通风机静叶调节、轴流通风机动叶调节；**

**同时改变上述两条曲线的调节方法有进口带预旋的节流调节。**

**二、纯节流调节**

**纯节流调节分为：出口节流调节、进口不带预旋的风门节流调节。**

**出口节流调节是将用于调节的阀门或风门装在泵或风机出口管路上的调节方式；进口不带预旋的风门节流调节是将用于调节的风门装在风机进口管路上的调节方式（因汽蚀原因，泵不采用这种方式）。两种调节方式的调节原理基本相同，下面只以出口节流调节来说明。**

**当改变出口管路上的阀门或风门开度时，其局部阻力系数发生变化，改变了管路特性常数，进而改变了管路特性曲线，使泵或风机的工作点发生变化。**

**由于这种调节方式具有设备简单、投资少、操作方便可靠等优点，因此在中、小型离心泵中广泛采用，但经济性较差或很差，目前多逐步进行改进。**

**配图说明其调节原理。引入节流损失（由于管路中的阀门、风门没有开足，而在其中产生的能头损失）、节流损失的功率。**

**出口节流调节的原理图如下图所示。泵的能头曲线为，图中为出口调节阀全开时的管路特性曲线，此时工作点为M，如果其它条件不变，系统的最大流量就是，对于工程上多数输送系统，一般均高于正常运行所需要的流量，也往往高于泵的设计流量。**



**图1－11 离心泵出口节流调节的原理图**

**当系统需要的流量为时，则需将出口调节阀关小到一定开度，使管路特性曲线如图中的所示，此时泵在A点工作；对于调节阀全开的管路系统，如果流量是，则只需B点对应的能头，A点与B点的能头差就消耗在出口调节阀上了，称为“节流能头损失”，简称“节流损失”，用表示，节流损失掉的电功率（节流功率损失）为：**

**，kW**

**式中、分别为时的泵效率和装置效率；、分别为传动机械效率、电机效率；为质量流量，kg/s；为调节阀在全开基础上增加的节流压差，Pa。**

**例如，如果135MW机组给水流量为360t/h，给水调门的节流压差为2.0MPa（假设全开压差为零），给水泵装置效率为0.75，给水密度为851kg/m3，根据上式很容易计算出节流损失电功率为313kW；如果此时装置效率只有0.60，则节流损失电功率为392kW。上述这种情况在现场是经常有的，甚至更为严重，可见节流调节经济性是很低的。**

**在实际应用中可以根据下式计算装置效率：**

****

**式中流量取自流量表或根据系统运行参数估算，根据泵进出口压力表计算，密度根据水的温度、压力计算，电机功率根据功率表或电流表等计算。**

**对于出口节流调节，根据上述内容可以分析得出：**

1. **运行调节时，工作点沿泵的能头性能曲线变化，系统流量一定，泵的功率消耗就一定。对于已经投运的采用出口节流调节的泵，如果系统所需流量不变，即使减小某些设备和管段流动阻力，泵的功率消耗不会减小，减小某些设备和管段流动阻力只起到增大系统最大流量的作用。**
2. **同一泵维持相同的较小流量，管路系统静压越低，节流损失越大。**
3. **同一泵在相同的系统静压下，调节阀全开时的管路特性曲线越平坦，系统可实现的最大输送流量越大；在维持相同的较小流量下，节流损失越大。**
4. **能头性能曲线如果没有驼峰，运行流量越小，节流损失越大，但节流损失的电功率变化要具体计算。**

**三、进口带预旋的节流调节**

**即课本中的入口端节流调节，是将用于调节的带预旋功能的风门（轴向旋流风门或切向旋流风门）装在风机入口管路上的调节方式。**

**泵由于汽蚀原因很少采用这种调节方法，只有风机采用。由于这种调节方式简单、可靠，因此在中、小型离心风机中广泛采用。**

**当改变风机入口的风门开度时，一方面其局部阻力系数发生变化，从而改变了管路特性常数和管路特性曲线；另一方面由于风门的作用，气体在进入风机时会产生强制正预旋，风门开度不同，气体的预旋强度不同，此外进入风机气体的密度也有所改变，从而改变了风机性能曲线。上述两方面的作用，使风机的工作点发生变化，得到工况调节的目的。**

**配图说明其调节原理。其节流损失较“出口节流调节”方式小。**

**通风机进口带预旋的节流调节原理示意图如下图所示，进口风门全开（图中的）时的工作点为图中的M点，此时系统的通风量最大为，对于工程上多数输送系统，一般均高于正常运行所需要的流量，也往往高于通风机的设计流量。**



**通风机带预旋进口节流调节原理图**

**当系统需要的流量为时，则需将进口风门关小到一定开度，如图中的，在其开度下，通风机能头性能曲线、轴功率曲线均较时的低；而由于风门阻力系数的增大，管路特性曲线变陡，通风机的工作点为图中的A点，风门上的节流损失为A点与B点的能头差。如果通风机采用出口节流调节，当系统需要的流量为时，则通风机的工作点为图中的C点，风门上的节流损失为C点与B点的能头差。**

**可见，进口带预旋的节流调节，其节流损失小于纯节流调节的节流损失，经济性相对较高。因此，在保证一定通风量的情况下，如果通风机管路上的其它阻力增大，就相当于存在一定纯节流损失，从而削弱了进口节流损失的效益。**

**如果进口调节风门距离通风机进口较远、或产生预选的作用很弱，此时，进口节流调节仅靠风门节流降低风机进口密度来降低能头、轴功率性能曲线，经济性就要差一些。因此应将调节风门尽量接近风机进口，但应不明显引起叶轮进口流场的不均匀性、恶化风机性能。**

**四、入口导流器调节**

**由于泵汽蚀的原因，入口导流器调节广泛应用于离心风机中，它是在风机叶轮前加装各种导流器，导流器主要是由可以调节转动的导叶叶栅组成，导流器是风机的一个部件（由风机制造厂设计、配套，而不再是管路的部件，其中的流动损失属于风机的流动损失）。**

**对于离心通风机，当导流器全开（设计开度）时，气体无旋地流进叶轮（），当需要的流量减少时，可关小导流器，气体在导叶叶栅的作用下产生强制预旋（正预旋，），同时风机的流动损失加大，从而改变了风机的能头性能曲线，从而实现了工况点的调节。由于这种调节方式简单、可靠，且经济性较好，因此在中、小型离心风机中广泛采用。部分大型离心风机也经常采用。**

**配图说明入口导流器调节原理。管路没有额外增加节流损失，管路特性曲线不变，经济性较好，教材配图有不当之处。**

**离心通风机进口导流器调节基本原理与前面进口带预旋的节流调节基本一致，只不过进口导流器是属于通风机的一个组成部件，导流器上的节流损失属于通风机内部的流动损失。进口导流器调节比带预旋的进口节流调节有改进的是，进口导流器一般更靠近通风机进口，预旋的作用较强，并且与通风机进行配套设计，叶轮进口速度分布较为合理等。其调节原理图如下所示。**



**通风机进口导流器调节原理图**

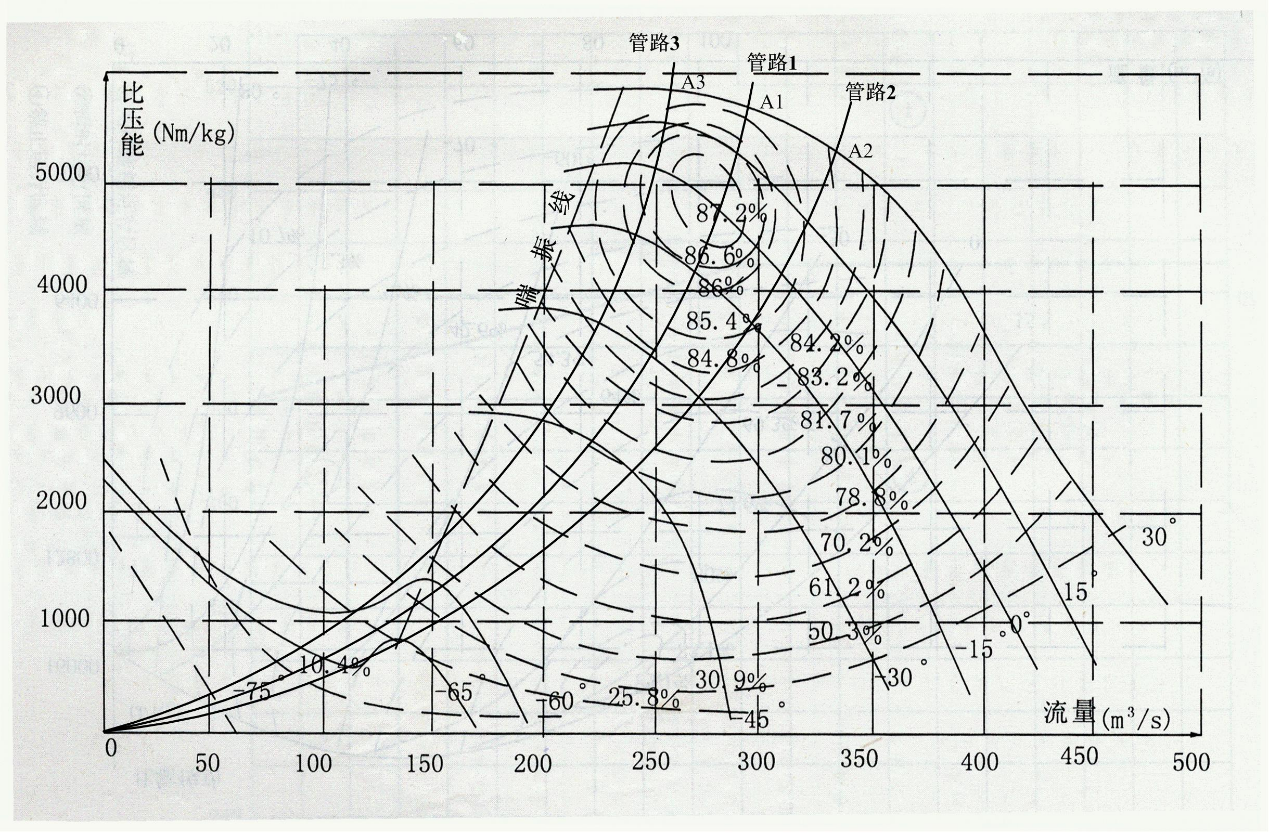
**图中给出了导流器在最大开度基础上关小0°、20°、40°、60°、80°时的风机能头性能曲线，假如管路特性曲线如图中的所示，则通风机的最大工作流量为图中，当需要减少流量时，可以逐渐关小进口导流器（增加了导流器的流动阻力，同时引起叶轮进口气流的预旋），此时工作点沿曲线向小流量方向移动，管路系统中没有额外的节流损失，由于曲线穿越通风机的最高效率区域，在调整风量过程中，通风机的工作效率相对较高。**

**假如通过一些技术措施（如加强吹灰器投用等），减小了管路的阻力系数，管路特性曲线变为图中的所示，则通风机的最大工作流量增大为图中，尽管曲线偏离了通风机的高效率区域，但与管路特性曲线为时相比，在满足一定通风量（如）的条件下，通风机所需全压明显降低，通风机的耗功一般反而较低。因此，没有必要有意增大管路阻力来提高风机的工作点效率。**

**反之，如果管路阻力系数增大，管路特性曲线变为图中的所示，则通风机的最大工作流量减小为图中，如果通风机能头曲线具有“驼峰”，此时就更接近不稳定工作区。由于曲线偏离通风机高效区，同时在满足一定通风量的条件下还需要较高的风压，因此，通风机的耗功就明显提高。**

**五、轴流风机静叶调节**

**轴流式风机动叶轮前如果装有静叶栅，且静叶栅具备调节功能。当静叶角度变化后，轴流风机的性能将会发生变化，如下图所示。图中示出了三个管路的管路特性曲线，以“管路1”为例，该风机在管路1中的最大流量工作点为图中的A1（假设该风机静叶最大安装角可在设计安装角的基础上增大30°），在将静叶安装角调小的过程中，风机的工作点将沿着“管路1”曲线向小流量方向移动，即实现了工况的调节。**



**轴流风机静叶调节原理图**

**对比图中曲线可知，由于“管路1”经过该风机的设计工作点，因而，在不同流量工况下的风机效率最高；尽管该风机在“管路2”中工作的效率较低，但是，风机的能头明显比“管路1”低，因而在相同的流量下，风机在“管路2”中工作的轴功率消耗将小于“管路1”，所以，没有必要有意增加管路阻力来提高风机效率，或者说对于静叶调节，减小管路系统流动阻力总能降低风机功率消耗、提高系统运行效率。这些与上述进口导流器调节是一样的。**

**另外，管路流动阻力越大，管路特性曲线越陡，管路特性曲线与喘振线交点的流量越大，即发生喘振的流量越大，稳定工作区域越小；管路系统的静能头越高，发生喘振的流量越大，不稳定运行的区域越大，所以静叶调节轴流风机不适宜在管路特性曲线有较高截距的系统中使用，这样的管路系统最好采用后续的动叶调节方式。**

**六、轴流风机动叶调节**

**由于结构原因，动叶调节是轴流式、混流式泵与风机所特有的调节方法（目前也有人研究离心式叶轮的动叶调节），其调节经济性高。动叶调节是通过改变叶轮的叶片安装角，从而改变泵与风机的性能曲线，实现工况的调节。**



**轴流风机动叶调节原理图**

**现以动叶可调电站轴流风机为例说明其调节原理。如图所示，假设管路特性曲线为图中曲线1，那么，这台通风机在该管路中所能输送的最大流量为工作点A所对应的流量。当外界所需的流量小于该流量时，只需调小叶片安装角就可以了，调整过程中，工作点沿着管路特性曲线1连续变化，内功率沿曲线2变化，没有增加额外的管路节流损失。如果通风机性能曲线与管路特性曲线匹配得当的话，在较大的流量范围内，运行效率均较高，这就是动叶调节调节经济性高的原因。**

**通过对一些动叶调节轴流风机、静叶调节轴流风机性能曲线的对比，发现动叶调节、静叶调节两种调节方式的主要区别是：**

**动叶调节的喘振线比静叶调节的高且比较平坦，即动叶调节的稳定工作区域大于静叶调节，动叶调节更加适应于流量变化大、阻力变化大、系统静能头较高的场合。**

**动叶调节的等效率线接近于椭圆，且椭圆长轴方向与管路特性曲线较一致，而静叶调节的等效率线接近于圆，所以，动叶调节的高效工作区较大，即在较大的工作范围内，能保持较高的效率。**

**因此，一般来说，不论是从运行稳定性、运行经济性上来看，动叶调节比静叶调节有明显的优势。**

**七、泵的汽蚀调节**

**汽蚀调节是泵所特有的调节方法，它是利用泵发生汽蚀时会改变其能头性能曲线，从而来实现工况的调节。**

**以凝结水泵为例配图说明汽蚀调节原理。**

**由汽蚀调节原理可见：汽蚀调节的明显特点是无需调节设备能自动调节流量，系统简单、不要人员操作。另外，汽蚀调节没有节流损失，由于尽管发生汽蚀时，泵的效率会有所降低，但其轴功率也降低，如果管路特性曲线与泵的性能曲线匹配得当的话，其节电效果也比较显著，例如一些中小型机组，凝泵汽蚀调节较节流调节能节电30～40％。**

**需要说明的是：一般来说，不希望泵发生汽蚀，以防导致泵的损坏，但如果采取一定措施，使泵在运行一段时期内不致汽蚀损坏得非常严重，而在这段时期内，汽蚀调节的节电效益远大于更换某些汽蚀损坏部件的费用和维修费用等，这样，采用汽蚀调节仍是值得的。所以，一些中小型机组的凝泵和疏水泵常采用汽蚀调节。**

**八、变速调节**

**1．概述**

**通过改变泵与风机的转速，进而改变泵与风机的能头性能曲线来实现工况调节的方法称为变速调节。**

**变速调节是离心式泵与风机运行经济性很高的一种调节方法，是离心式泵与风机节能改造的一个重要方向。**

**对于热力发电厂的泵与风机，实现变速的方法主要有以下几种：**

**（1）采用可变转速运行的汽轮机作为原动机，主要应用于大型机组的锅炉给水泵；**

**（2）采用液力联轴器，从传动机构上来实现泵与风机的无级变速，广泛使用的液力联轴器是液力耦合器，主要应用于电厂的锅炉给水泵、送风机、引风机等6000V高压电机拖动的泵与风机；**

**（3）采用双速电机，从电动机的结构和接线上实现电动机有高速和低速两档，主要应用于电厂的送风机、引风机和循环水泵等，由于是有级变速，所以节能效益不够显著；**

**（4）采用电动机变频调速，从改变电动机电源频率上来实现泵与风机的无级变速，主要应用于电厂的疏水泵、工业水泵、消防水泵等400V电动机拖动的泵与风机；目前电站其它大型6000V驱动的离心式泵与风机也逐步采用（可以说是迅速推广）变频调速。**

**2．调节原理**

**现以某发电机组凝泵为例，介绍变速调节的原理。该泵为100%容量，目前实际采用出口节流调节。该泵变速运行扬程性能曲线如图1所示。**

**如果凝泵管路系统的调节阀门全开时，管路特性曲线为图中“管路特性曲线”所示。如果变速运行的最高转速为额定转速，则系统最大流量工作点为“管路特性曲线”与“n=1480曲线”的交点，体积流量为1223m3/h，质量流量为1198t/h（凝结水密度取额定密度978 kg/m3）。当系统流量小于该最大流量时，该泵需降速运行，转速变化过程中工作点将在管路特性曲线上移动。**

**如果采用定速运行，转速为额定转速，则运行工况点在图中“n=1480曲线”上移动。可见，随着流量的减小，变速运行的能头越小于定速运行的能头，即避免了调节阀上的节流能头损失。**

**图1** **变速调节原理图1**

**该泵变速运行时的功率特性曲线如图2所示。变速运行时，轴功率随流量的变化曲线为图中“变速运行曲线”；而如果采用定速运行，转速为额定转速，则轴功率随流量的变化曲线为图中“n=1480曲线”。可见，随着流量的减小，变速运行的轴功率越小于定速运行的轴功率，节能效益越明显。**

**图2 变速调节原理图2**

**该泵变速运行时的效率特性曲线如图3所示。变速运行时，效率随流量的变化曲线为图中“变速运行曲线”；而如果采用定速运行，转速为额定转速，则效率随流量的变化曲线为图中“n=1480曲线”。可见，随着流量的减小，变速运行的效率初期大于定速运行的效率，但在接近零流量时，两种运行方式的效率差别又会减小，在零流量时效率均变为零。**

**图3 变速调节原理图3**

**由于对相似定律、变速运行特性没有完全理解，工程上经常见到类似下面的错误。**

**配图解释**

**另外，教材P120~121关于变速运行的公式、配图以及相关文字说明有不当之处。**

**上述错误的原因在于，系统运行时不同运行工况未必属于相似工况，不是相似工况，就不能用相似定律计算，相似定律是相似工况参数间的关系式。**

**根据相似定律可知，只有系统静能头为0的管路特性，管路特性曲线上的两点才近似或属于相似工况，才可以直接用相似定律计算两个工况点的参数关系。**

**第三节 多台泵与风机的联合运行**

**多台联合运行主要分为并联运行、串联运行两种。**

**一、并联运行**

**（1）概述**

**泵（或风机）并联运行是指两台或两台以上的泵（或风机同）时向同一条母管输送流体，或同时从同一条母管抽吸流体，或同时从同一条母管抽吸流体又同时向另一条母管输送流体的工作方式（配图，并说明不属于并联的情况）。**

**两台泵并联运行系统图**

**并联运行的主要目的是：增大系统流量、增加系统运行的可靠性、适应大范围的流量变化。通常以2～3台并联为多。**

**并联运行时，系统总流量应该由并联运行的总能头性能曲线与母管管路特性曲线的交点来确定。**

**所谓的“并联运行的总能头性能曲线”，是指把所有并联运行的泵（或风机）合并、等效看成一台大泵（或风机）时的能头与流量关系曲线；并联运行时，连接各台泵或风机支路的流动损失一般可忽略不计；如果支路的流动损失较大，应从该支路上泵（或风机）的能头性能曲线中扣除支路的流动损失，即把各支路和该支路中的泵（或风机）合并看成一台泵（或风机），支路上的流动损失是这台合并后泵（或风机）的内部损失，这方面的内容不作考核要求。“并联运行的总能头性能曲线”是按能头相等、各泵（或风机）流量相叠加的原则进行绘制。**

**所谓的“母管管路特性曲线”是指母管的管路特性曲线，不包括连接各泵（或风机）支管上的流动损失，即此时的管路特性常数只按母管的具体情况进行计算。**

**（2）同性能泵或风机并联**

**配图说明并联运行的原理。**

**系统总工作点，并联时各泵（或风机）的工作点，单独运行工作点。这些工作点性能参数间的关系。**

**说明在什么情况下必须采用并联；什么情况下单台运行可以满足需要，如仍采用并联，则多耗多少轴功率。**

**（3）不同性能泵或风机并联**

**配图说明并联运行的原理。**

**系统总工作点，并联时各泵（或风机）的工作点，单独运行工作点。这些工作点性能参数间的关系。**

**说明在什么情况下必须采用并联；什么情况下一台大泵（或风机）单台运行就能满足需要，如仍采用并联，则多耗多少轴功率；什么情况下一台小泵（或风机）单台运行就能满足需要，如仍采用并联或采用大的，则多耗多少轴功率。**

**二、串联运行**

**（1）概述**

**泵（或风机）串联运行是指所输送的流体依次通过两台或两台以上的泵（或风机）的工作方式（配图，并说明不属于串联的情况）。**

**串联运行的目的，主要是为了提高单位数量流体在泵（或风机）中获得的能量，使之具有更高的能头，以克服更大的流动阻力，使之能被输送到压力更高、距离更远的地方去。**

**一般来说，串联中的每台泵（或风机）需设置旁路，以防其停用时，其它泵（或风机）仍能运行，使管路系统复杂。通常只采用两台串联。**

**一台多级泵能产生很高的扬程，一般足以满足工程上的需要，无需多台泵串联运行；如果气体输送管路的阻力很大，可选用一台高压通风机或鼓风机等来满足需要。所以工程上较少采用泵（或风机）的串联运行。一般是由于一些特殊目的或需要，才采用串联运行方式。**

**如锅炉给水泵与前置泵串联运行，其主要目的是为了防止锅炉给水泵发生汽蚀。**

**又如锅炉引风机与脱硫系统的增压风机采用串联运行。**

**串联运行时，泵或风机的工况应该由串联运行的总能头性能曲线与管路特性曲线的交点来确定。**

**上述所谓的“串联运行的总能头性能曲线”，是指把所有串联运行的泵（或风机）合并、等效看成一台大泵（或风机）时的能头与流量关系曲线。**

**串联运行的总能头性能曲线是按流量相等、各泵（或风机）的能头相叠加的原则进行绘制。**

**（2）同性能泵或风机串联**

**配图说明串联运行的原理。**

**系统总工作点，串联时各泵（或风机）的工作点，单独运行工作点。这些工作点性能参数间的关系。**

**说明在什么情况下必须采用串联；什么情况下单台运行可以满足需要，如仍采用串联，则多耗多少轴功率。**

**（3）不同性能泵或风机串联**

**配图说明串联运行的原理。**

**系统总工作点，串联时各泵（或风机）的工作点，单独运行工作点。这些工作点性能参数间的关系。**

**说明在什么情况下必须采用串联；什么情况下一台大泵（或风机）单台运行就能满足需要，如仍采用串联，则多耗多少轴功率；什么情况下一台小泵（或风机）单台运行就能满足需要，如仍采用串联或采用大的，则多耗多少轴功率。**

**三、串、并联运行的比较与选择**

**自学教材**

**第四节 叶片的切割与加长**

**一、目的**

**（1）当泵与风机的容量（主要是指流量、扬程或全压）过小时，加长叶片可以增大泵与风机的容量，以满足实际生产需要；**

**（2）当泵与风机的容量过大时，切割叶片可以减少容量，减少节流损失与调节幅度，降低泵与风机的轴功率，提高运行经济性；**

**（3）通过叶片的切割或加长，可以充分利用现有泵与风机，避免购置新泵与风机所带来的投资增大、安装工作量大等缺点，叶片的切割或加长是离心式泵与风机常用的、简单实用的一种改造方法；**

**（4）对于泵与风机制造厂，通过叶轮车削，可以简化产品系列和规格，减少新产品系列的技术开发费用。**

**二、切割定律**

**切割定律事反映叶片切割（或加长）前后相似工况点（近似）性能参数间关系的规律。**

**严格地说，叶片切割（或加长）前、后，几何形状上不再相似，因此，不会再有相似工况。但如果叶片切割量（或加长量）不大时，可近似认为有相似工况点存在。**

**（1）低比转数叶轮**

**对于低比转数的离心式叶轮，当叶片外径变化不大时，认为叶片出口宽度变化不大，在转速不变、流体密度不变的情况下，类似前述相似定律的推导，可以得出外径改变前后相似工况点性能参数间的近似关系如下：**

****

**（泵）**

**（风机）**

****

**上述公式中的、、（）、分别代表叶轮车削或加长前，泵与风机的叶轮外径、流量、扬程（全压）和轴功率；、、（）、分别代表叶轮车削或加长后，泵与风机的叶轮外径、流量、扬程（全压）和轴功率。**

**（2）中、高比转数叶轮**

**同理，对于中、高比转数的离心式叶轮，当叶片外径变化不大时，认为叶片出口宽度随外径成反比而变化，在转速不变、流体密度不变的情况下，类似前述相似定律的推导，可以得出外径改变前后相似工况点性能参数间的近似关系如下：**

****

**（泵）**

**（风机）**

****

**三、切割定律的有关说明与应用**

**（1）有关说明**

1. **近似性**

**如前所示，由于车削定律推导有一定的近似性，所以车削定律有一定的计算误差，特别是当叶轮车削或加长的量较大时，其性能换算误差较大，实际应用中应予以注意；**

1. **效率降低**

**由于叶片切割或加长，在一定程度上偏离了泵与风机的设计结构，所以外径改变后的相似工况点效率将所有下降。教材给出了一些叶片外径改变量的极限值，以及效率下降的大体数值。**

**c．公式选择**

**切割定律有两套公式，实际使用时，应根据离心式叶轮的比转数大小判定、选择使用哪一套公式，或者直接从叶轮结构上判定、选择使用哪一套公式。工程实际中还有其它形式的切割公式。**

**（2）应用示例**

**列举一例说明计算过程与方法。**

**（3）工程应用中的注意事项**

**参见教材。**

**（4）泵的系列型谱**

**以教材P183～185的型谱为例说明。要求看懂、理解。**