

425138

动力装置振动数值计算

张志华等 编著



00425468



哈尔滨工程大学出版社

1 总 论

1.1 船舶动力装置振动概述

柴油机由于具有良好的经济性及工作可靠性,因此被广泛用于国民经济的各个部门。但因其主要机件运动的往复性及工作的周期循环性,因而不可避免地导致柴油机产生较大的振动与噪声。振动不但影响柴油机装置本身结构及整个系统的工作性能和寿命,同时也使其载体及与之邻近的设备产生振动而降低工作效能,这也应是环境保护的一个方面。因此可以说柴油机是船舶及以其为动力的一切运载工具的主要振动源。

振动控制就是在设计及安装中采取措施,以保证柴油机所引起的振动限制在允许的范围内,使包括柴油机本身在内的所有机电设备能够保持正常工作。

机械振动是工程中经常遇到的现象,但柴油机的振动有其独特性,除了安装在柴油机上的部件及管系有可能产生局部振动外,柴油机装置还产生有整机性的振动。柴油机曲轴传动系统伴随动力输出,有扭转振动、纵向振动和横向振动产生,尤其是船舶推进轴系,在船舶设计阶段使轴系的振动临界转速尽量不在工作转速范围内,或者不发生危险的激烈振动,以保证柴油机及其轴系正常工作。

1.1.1 柴油机轴系扭转振动

柴油机的扭矩是周期性的,因而引起曲轴系统的扭转振动。对于以柴油机作为推进动力的船舶,由于轴系较长,相对而言扭转刚度较小,系统固有频率较低,而柴油机工作转速低,因而在工作转速范围内将发生扭转共振。

新型船舶在设计建造时,船检部门规定必须交验轴系扭转振动的计算资料和实船轴系测试数据,二者结果必须相符,其误差不得超过规定的允许值。计算与实测二者是互相配合相辅相成的,计算必须靠实测检验,而实际扭振测量由于测量点的限制,一般只能在柴油机自由端或推进轴的某个位置进行测量,因此所得结果是曲轴系统局部件的振动数据,而无法了解整个轴系的全貌。因此曲轴系统扭转振动计算是船舶柴油机轴系设计时必不可少的项目。

柴油机轴系是具有弹性和质量的连续系统,为了计算的简便,一般将之离散化,即将质量大的部件视为一个只具有质量(转动惯量)的集中刚体质量,而将弹性大、质量小的轴视为只具有弹性而无转动惯量(其值集总到邻近刚体质量上)的轴段,所以扭振计算的物理模型是一个离散的当量系统,这样的数理模型可用二阶常微分方程来描述。

柴油机单个气缸输出扭矩的周期(其倒数为频率,称为基频)是一个工作循环的时间,这样一个周期性扭矩可分解成各具有一定幅值及相位的多个简谐分量,频率是基频的正整数倍。为了使简谐的频率与柴油机转速联系起来,一般称曲轴一转内简谐力矩的作用次数为简谐次数。由于扭矩简谐分量的幅值随简谐次数(与曲轴转速的乘积为频率)的增大

而较快地降低,故在计算中一般只考虑到12~16次。另一方面,对于有 n 个质量的柴油机曲轴系统的固有频率有 n 个,由于轴系是旋转的,为一个半正定系统,故它有一个零频率,是系统的刚体运动。这样在柴油机工作转速范围内就可能发生较多的共振临界转速。柴油机轴系扭转振动计算的目的是要设法使轴系在工作转速范围内不发生过大振幅及过大轴段应力的危险共振。

扭转振动计算的内容是进行系统的自由振动和共振振动计算。当然首先应是当量系统的转化。当量系统转换得合理可以提高计算的精度,直列式柴油机一般是将每个气缸的运动件(活塞、连杆及曲柄部件等)转换为一个质量,V型柴油机是将同排两气缸的运动件转换成一个质量。皮尔斯蒂克PA、PC柴油机采用的是并列连杆,它将每个气缸转换成为一个质量,同排两质量以一个较大刚度的轴段来联接。对于船舶轴系而言,艉轴部分应转换成4~6个质量,以提高计算的合理性。也有的资料介绍艉轴部分用连续轴段处理,以传递矩阵法进行计算。

自由振动计算的方法很多,如Holzer法、Tolle法、Теркун法等,以往以Holzer表格法应用较多。共振计算采用能量法、放大系数法。这是基于一定的假设,在激振能量与阻尼吸收的能量相平衡的原则下进行计算。随着电子计算机的应用,计算方法引进了矩阵分析、线性代数的内容。自由振动可采用广义特征值的各种解法,而共振计算因为振动响应与简谐力矩频率相同,故可把微分方程组变换成代数方程组求解。计算方法主要是用高斯消去法、直接分解法或迭代法,这种算法可称之为直接法。

能量法与直接法计算中的区别主要为:

a. 能量法计算的是激振简谐频率与系统固有振动频率相同时的共振。而直接法得到的是一定频率激振简谐力矩作用下的综合响应,其中包括相同频率下的共振,以及相对于其它振型的强迫非共振振动,虽然共振振动的贡献占主要地位,但却是个综合的结果,所以这种方法有的文献称之为“综合运算法”。

b. 能量法得到的是平面振型,因为其假设条件是共振振型与相同频率的固有振型相同。而直接法得到的是立体振型,各个质量不是同相(或反相)的。

c. 能量法中阻尼可以是任何形式的,可以是线性阻尼或非线性阻尼,轴段(材料)内阻尼在一个振动循环中吸收的功可以是与振动振幅成 $7/3$ 次方关系。而直接法中的阻尼必须是线性阻尼或非线性阻尼折算成等效线性阻尼系数。同样轴段阻尼也必须简化成线性的形式。

过去扭振计算是靠手工计算完成的,经历了相当长时间,不少作者完成了大量试验,因而积累了许多可资使用的阻尼功经验公式,这些公式是否可用于直接法以及材料内阻尼的处理尚未得到完全肯定的结论。因此将Holzer法及能量法计算编制成程序由电子计算机完成计算仍有其实际意义。但能量法如用于强阻尼系统(例如具有大阻尼减振器的柴油机系统)将会产生较大的谬误。国外一些工厂在直接法计算中给出了其专用的发动机阻尼经验公式,其中不考虑材料阻尼的作用。因此直接计算法的应用需视具体系统处理好有关阻尼的问题。

求解柴油机一定转速下的轴段综合最大应力,或质量振动位移,这是容易做到的。只需求得各次简谐激振力矩作用下的质量振幅,然后考虑到各简谐振动的相位关系,在时域内进行叠加就可以了。当然在求解简谐响应时必须考虑到各简谐激振力矩的原有相位关

系。

振型叠加法与直接法有所不同,它是先将原耦合的运动方程组解耦(如果阻尼矩阵存在解耦条件,或认为变换后的模态阻尼矩阵是对角的),然后分别求解各独立模态的响应,最后进行叠加。

对于非线性轴系,能量法及直接法均无法应用,首先因为以上方法都是基于求解简谐响应,而对于非线性系统叠加原理是不适用的,必须考虑在总和激振力矩作用下的振动。从工程实用来讲,数值积分方法是分析非线性系统动力响应行之有效的方法。

1.1.2 船舶轴系纵向振动

随着船舶大型化,船舶柴油机功率相应增大,除提高柴油机强载度外,气缸数也有所增多。为了提高船舶运行的经济性,大型柴油机向长冲程发展,主轴转速较低,以提高螺旋桨工作效率,相对来说曲轴刚度较低,柴油机及螺旋桨激起的纵向振动更为显著,纵振临界转速有可能落入工作转速范围内。从本世纪 70 年代起,国外有些船级社的验船规范陆续对轴系纵向振动计算和测量提出了要求,并颁布了相应的指导性文件。

纵向振动计算通常采用离散化的集总参数模型。柴油机各缸单位曲柄的质量(不计入活塞、连杆部件)等分地集中在该曲柄两主轴颈处(扭振计算是将单位曲柄机构的惯量集总集中在气缸中 线位置处);推力轴承转化为并联的线性弹簧和粘性阻尼器,一端与推力盘集总质量相连,另一端固定;纵振液阻减振器则简化为以弹簧与固定端相连的油缸集总质量,以及与曲轴相连的油压活塞集总质量,二质量间以阻尼器相连。其它部件集总质量位于重心处。这样的离散系统模型与轴系扭振系统模型是相似的,但纵振系统是正定的系统,它没有刚体位移零频率,自由振动及强迫振动响应计算采用的方法也相同。柴油机曲轴纵向刚度、推力轴承刚度,减振器阻尼系数、螺旋桨附水系数等由相应的制造厂提供或由经验公式计算。至于激振力的计算将在 1.2 节中讨论。

目前大型船舶柴油机轴系还可能出现扭转-纵向耦合振动,特别是在扭转振动频率与纵振固有频率相同或相近时,这种耦合是通过曲轴和螺旋桨实现的。减小扭振的措施对降低纵振耦合响应是有效的,而纵振减振器对耦合纵振作用效果不大。因此改变扭振、纵振固有频率,拉开二者临界转速的距离,能有效的降低扭转-纵向耦合振动。

1.1.3 船舶轴系横向振动

轴系上旋转质量的不平衡离心力,以及作用在螺旋桨上的不均匀伴流场的流体激振力,将使轴系产生回旋(横向)振动。所谓回旋振动乃是轴系旋转时轴及圆盘质量的旋转中心与其几何中心不重合,转轴一方面以某一角速度绕其自身的几何中心线(动挠度曲线)旋转,同时弯曲的几何中心线又以某一角速度绕支承(旋转)中心线旋转。前一种旋转相当于自转,后一种回旋相当于公转。离心力以转轴的旋转速度沿轴的转向旋转,所引起的回旋振动称为一次回旋,频率为轴频 ω ,流体激振力频率为叶频 $Z_p\omega$ 及其倍频 $2Z_p\omega$ 。

当作用于轴系上的外力频率与回旋振动固有频率相同时就发生共振。因此需要先计算出轴系回旋自由振动的频率。

在轴系回旋自由振动中,回旋方向与轴旋转方向相同时称为正回旋,相反时称为逆回旋。如两者的旋转方向及角速度(轴旋转角速度 ω ,回旋角速度 Ω)均相同时称为一次正回旋。在计算中不必求取整个转速范围内全部固有频率,一般只需求出一次、叶片次至两倍叶片次的正逆回旋固有频率就可以了,即在计算中取 $\Omega/\omega = \pm 1, \pm Z_p, \pm 2Z_p$ 。

轴系的回旋振动固有频率与轴转速有关,这是因为作用在螺旋桨上的陀螺力矩随 ω 而变,当转速为零时,回旋振动固有频率退化成轴横向振动固有频率值。在固有频率计算中如忽略陀螺效应的影响,计算方法和结果与横向振动是一致的。此外,回旋振动从外观上看又似横向振动,因此很多文献和教材仍习惯沿用横向振动这一名词。船舶推进轴系回旋振动计算模型一般从螺旋桨端起,到柴油机飞轮或传动齿轮箱中的大齿轮或弹性联轴节从动部为止。多采用集总参数元件与分布参数元件的混合模型,计算方法以传递矩阵法为主。在计算中,轴段的陀螺效应、轴向推力与轴剪切变形对固有频率的影响很小,可以略去不计。螺旋桨转动惯量和轴角速度的乘积越大,对螺旋桨陀螺效应的影响也越大,一般为5%~20%,对一次固有频率的影响最大,对叶频次固有频率影响不大。在初步近似计算中,也可略去其影响,以简化计算。

轴系回旋振动响应计算从理论方法上并不存在太多的问题,但实际存在一些参数难以给定的困难,首先作为回旋振动激励源的螺旋桨激振力目前还不能由理论精确得出,其次轴材料不均匀性也是预先不知道的,很长的轴也难以平衡,关于回旋振动阻尼也所知甚少,螺旋桨尾端最大振幅也难以测量无法验证计算的合理性。因此对轴系回旋振动响应研究得不很充分,即使计算也是极为近似的。而固有频率计算也由于螺旋桨轴与艉管轴承的接触长度、轴承支座的刚度、螺旋桨连水的质量等参数存在一些不确定或难以精确确定的因素,使计算结果不能达到较高的精度。

1.1.4 柴油机装置隔振系统振动

柴油机工作时对基础作用有很多种的力和力矩,使柴油机的载体(如船舶及运输车辆等)和位于载体上的其它设备产生振动。为了消减其不良影响,将柴油机置于弹性隔振器上,这就构成一个弹性隔振系统。就其作用而言一般可以分成两类:第一类是隔离柴油机本身的扰动(振动)通过机脚、支座的传递,以减小对载体及其它机电设备的影响,这通常称为积极隔振(动力隔振);第二类是防止周围环境及其它设备的扰动(振动或冲击)传到需要保护的设备或仪表,以隔离或减小运动或冲击加速度的传递,称为消极隔振。这两类隔振装置的目的不同,但采用的措施是相同的。一个隔振装置可同时起到正反两方面的隔离。但振动隔离和冲击隔离的设计思路是不相同的,隔振问题主要处理好激振频率与系统固有频率间的关系,使传递率处在允许的范围内,而冲击隔离系统是将瞬时的强烈冲击波(巨大的能量输入)以弹性能的形式最大限度地贮藏在冲击隔离器中,隔离器产生大的变形,在瞬时冲击结束后再以振动的形式将能量缓和的释放出来作用于柴油机装置上,以达到保护设备的目的。因此如果单独以抗冲击为目的,隔离器的刚度就较小。在舰艇上(尤其是潜艇),柴油机隔振装置主要是抗冲击(水下兵器爆炸时有巨大威力冲击),鉴于舰艇航行时由于海浪而产生的大幅度摇摆,隔振系统必须考虑安装保持柴油机稳定性的位移限位器,同时在系统设计时应进行稳定性校验,柴油机与外界相通的油水管路必须考虑采用弹性管接。

隔振器由于安装方式不同又可分为两类,一种是原动机(柴油机、燃气轮机或电动机)和从动机(发电机、压气机、齿轮箱及艉轴)安装在不同的基础上,原动机有弹性支承,从动机刚性固定在基础上或安装在另外的弹性支承上,这种隔振设计称为局部隔振。在这种隔振设计中,原动机和从动机间必须设置一弹性联轴节(气胎离合器、橡胶弹性联轴节或万向联轴节等),以补偿两者之间出现的相对位移及振动。此外各自的弹性支承还承受颠覆

力矩(反作用力矩)的载荷,因此弹性支承两侧的隔振器的载荷是不均匀的。船舶推进轴系统多采用局部隔振安装。另外一种隔振系统方案是将原动机和从动机刚性安装在一个公用的底座上,使整个机组成为一个刚性机组,然后再安装在弹性支承上。这种隔振设计称为整体隔振。主、从动机的颠覆力矩由刚性底座承受。由于公共底座刚性很大,因此能避免基础(船体)变形对机组运行的影响。柴油发电机组、压气机组等多采用整体隔振方案。

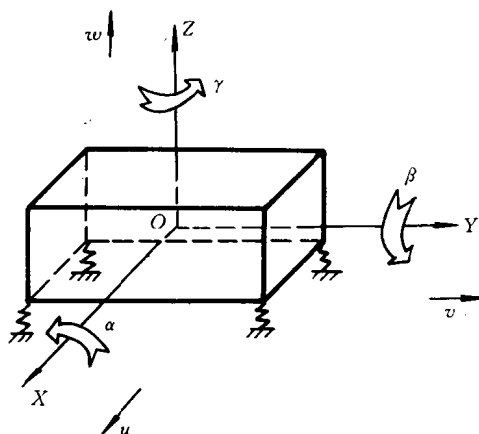


图 1-1 单层隔振系统

隔振系统的计算模型也是离散型的,即被隔振物体是只具有质量的刚体,而隔振器聚缩成一个点,只具有弹性和阻尼。取机组重心作为参考坐标系 $OXYZ$ 的原点, OX 、 OY 及 OZ 轴分别与机组的横向、纵向及垂向惯性主轴相重合,机组的运动自由度有六个(单层隔振),即沿 X 、 Y 、 Z 轴的移动(u 、 v 、 w)及绕此三坐标轴的转动(α 、 β 、 γ),如图 1-1 所示。

柴油机隔振器一般安装在下方。若隔振器的安装位置是任意的,则整个机组的振动是全耦合的,即一个方向的作用力将导致六个自由度的振动,这是很不利的。因此应采用合理的安装方式。如果隔振器对称于一个垂直坐标平面(YOZ 或 ZOX),则耦合振动分为两组,例如所有同一型号的隔振器均同向对称于 YOZ 平面安装,振动成为两组三耦合的振动,即垂向、纵向及纵摇三自由度的耦合振动($w-v-\alpha$),和平摇、横向及横摇三耦合振动($\gamma-u-\beta$);若对称于 ZOX 平面安装则为($w-u-\beta$)和($\gamma-v-\alpha$)两组耦合振动。如果隔振器是同时对称于 YOZ 及 ZOX 两个平面的同向布置,则振动进一步退化为两个单自由度振动(沿 Z 轴垂向振动 w 和绕 Z 轴平摇振动 γ),横向、横摇两自由度耦合振动($u-\beta$)和纵向、纵摇耦合振动($v-\alpha$),这种布置方法是最常见的。若同时对称于 XOY 及 YOZ 平面布置,由于柴油机组上方无法安装隔振器,故只能是隔振器和机组重心在高度方向是在同一平面内,这时就产生有(v)、(β)、($u-\gamma$)、($w-\alpha$)形式的振动。最后,若隔振器完全对称于三个坐标平面,则振动就成为六个自由度完全不耦合的振动。对于仪表设备,在可能条件下这是最合理的首选布置方式。

柴油机装置隔振计算主要是固有频率计算。

在工程实践中一般只着重于考虑有扰动力作用的那些方向的振动,因此应用最普遍的是单自由度及两自由度耦合的隔振问题。至于响应特性一般是计算运动响应系数(振动力作用下物体强迫振动幅值和相等扰动力作用下弹性支承的静变形之比)和力传递系数(通过弹性支承传给基础的力幅值和扰动力幅值之比)。在消极隔振中,则应计算相对传递系数(由基础运动所激起的物体对于基础的相对位移幅值与基础运动幅值之比)。单自由度和双自由度耦合振动计算较简单,有现成公式可资利用。

近 30 余年来舰艇上逐渐采用双层隔振装置,它比传统的单层隔振装置的优越性在于对隔离结构噪声(在结构中传播的高频弹性波)有更好的效果,同时在抗冲击方面也具有

更好的性能。柴油机通过隔振器安装于中间基座上,中间基座下方再敷设一层隔振器,如图 1-2 所示,隔振器本身相当于弹性夹层,有一定的结构噪声隔离作用。

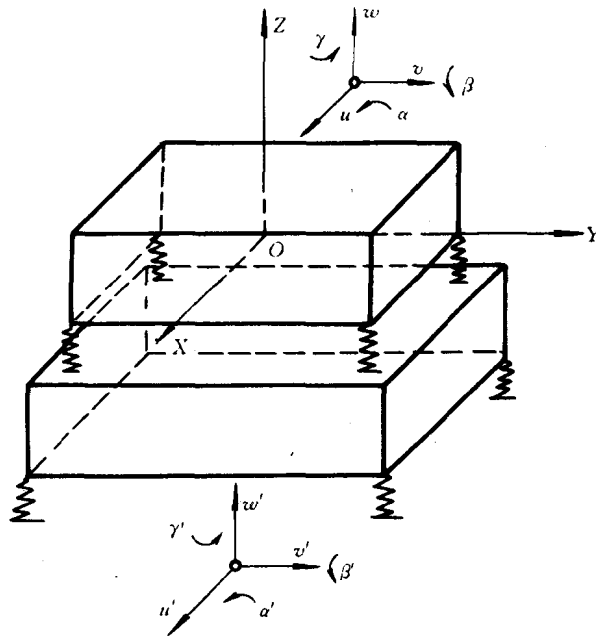


图 1-2 双层隔振系统

当声波传递到中间基座时,除部分声波被反射外,由于其截面扩大以及材料的阻尼作用,又可使结构噪声进一步降低,另外中间基座也可阻隔由柴油机底部辐射的由空气传播到舰船壳体的高频结构噪声。双层隔振系统有 12 个自由度,上下两层相应的自由度之间必然产生耦合作用,振动的耦合情况随隔振器的布置情况而异。若对称于 YOZ 及 ZOX 平面布置,则产生 $(w - w')$ 、 $(\gamma - \gamma')$ 、 $(u - u' - \beta - \beta')$ 、 $(v - v' - \alpha - \alpha')$ 的耦合振动。自振频率及响应特性计算借用计算机解矩阵的方法最为方便有效。第七章的隔振计算就是叙述这方面的内容,并附有通用程序可进行求解固有频率及简谐响应。

应当指出,隔振系统的响应计算与装置的实测结果可能有较大的不同。这是因为计算中假定:柴油机各气缸的工作情况是一样的、被支承的柴油机是刚体、隔振器没有质量、基础为刚性的等等,但实际上有很多其它因素,如旋转质量的不平衡、活塞连杆组质量的差异、安装上的误差和不对中、加工的不精确、齿轮传动作用力及形位公差、各缸喷油量的不完全一致和不均匀,都会成为柴油机整体振动或局部振动的因素,尤其是船舶航行时的船体振动更具有不确定的因素,因此对于柴油机隔振装置来说并不特别强调进行强迫振动响应的计算,而是由实测机组的振动来确定振动的容许性,国家标准制定了以振动烈度为衡量参数的振动等级。振动烈度定义为各个测点三个方向振动速度的均方根。因此柴油机装置的整体振动以实测结果作为最后的依据。

1.2 柴油机装置振动的激振力

柴油机装置在运转中能激起振动的作用力及力矩主要来自柴油机气缸和螺旋桨,而由于加工装配或材料缺陷造成的轴系部件不平衡和齿轮敲击等也可形成振动激励,但其规律事先难以预计。此外,船体振动引发的基础激励对轴系振动及柴油机装置总体振动也有影响,若知道其作用特性也是可以进行计算的。本节对扭转、纵向、横向振动及柴油机隔振装置振动的激振力特性及计算方法予以结论性的介绍。

1.2.1 轴系扭转振动

作用于曲柄上的周期性变化的扭矩可激起曲轴系统扭转振动,这包括气缸内气体压力产生的扭矩(切线力)、曲柄连杆机构往复惯性力产生的扭矩,曲柄连杆机构重力产生的扭矩。

1.2.1.1 气体压力产生的扭矩

作用于活塞上的气体压力 P_g ,经连杆传到曲拐上,形成作用于曲柄销上的切向力

$$\begin{aligned} T &= P_g \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta \\ &\approx P_g (\sin \omega t + \sin 2\omega t) \end{aligned}$$

及径向力

$$N = P_g \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta \approx P_g (\cos \omega t + \cos 2\omega t) \quad (1-2-1)$$

作用于曲拐的扭矩

$$M = T \cdot F_n \cdot R$$

式中 β ——连杆摆角;

α ——曲柄转角

ω ——曲轴角速度;

λ ——曲柄半径连杆长度比 $\lambda = R/L$;

F_n ——活塞面积;

R ——曲柄半径。

F_n 与 R 均为常数,故切向力与扭矩只差一个倍数。气缸内压力是曲柄转角的复杂周期性函数,故切线力也是复杂周期性函数,其周期与气体压力变化周期相同。一个周期函数可以分解为简谐函数之和

$$\begin{aligned} T &= T_0 + \sum T_n \sin(n\Omega t + \varphi_n) \\ N &= N_0 + \sum N_n \sin(n\Omega t + \psi_n) \end{aligned} \quad (1-2-2)$$

式中 T_0, N_0 ——切线力和径向力的平均值;

T_n, N_n ——切线力和径向力的 n 次简谐力分量;

φ_n, ψ_n ——切线力和径向力的 n 次简谐力的初相角;

n ——数学简谐次数,为自然数($n=1, 2, \dots$);

Ω ——切线力和径向力变化的基频 $\Omega = 2\pi/\tau$, τ 为切线力和径向力的变化周期,对于二冲程柴油机 $\tau = 2\pi/\omega$, 对于四冲程柴油机 $\tau = 4\pi/\omega$, 因此二冲程机 $\Omega =$

ω , 四冲程机 $\Omega = \omega/2$ 。

为方便起见, 常用曲轴角速度 ω 表示激振力频率, 并将式(1-2-2)变为正弦余弦分量之和的形式

$$\begin{aligned} T &= T_0 + \sum T_\nu \sin(\nu\omega t + \varphi_\nu) \\ &= T_0 + \sum (T_{\nu s} \sin \nu\omega t + T_{\nu c} \cos \nu\omega t) \end{aligned} \quad (1-2-3)$$

$$\begin{aligned} N &= N_0 + \sum N_\nu \sin(\nu\omega t + \psi_\nu) \\ &= N_0 + \sum (N_{\nu s} \sin \nu\omega t + N_{\nu c} \cos \nu\omega t) \end{aligned} \quad (1-2-4)$$

$$T_\nu^2 = (T_{\nu s}^2 + T_{\nu c}^2), \quad t_{\varphi} \varphi_\nu = T_{\nu c} / T_{\nu s}$$

$$N_\nu^2 = (N_{\nu s}^2 + N_{\nu c}^2), \quad t_{\psi} \psi_\nu = N_{\nu c} / N_{\nu s}$$

式中的 ν 对四冲程机 $\nu = 0.5, 1, 1.5, 2, \dots$, 二冲程机 $\nu = 1, 2, 3, \dots$ 。

对于具体的柴油机确定其激振力简谐系数及初相角, 有以下常用方法

a. 实测柴油机示功图, 然后求得切线力并作简谐分析后得到, 为了消除工作过程的变化以及随机干扰, 可以采用多次平均方法。现在国外很多柴油机工厂都提供产品的激振简谐系数曲线或数据, 尤其是切向力曲线。

Sulzer 公司大型低速二冲程柴油机 1~16 次切向力简谐系数公式为

$$T_\nu = a_\nu p_i + b_\nu \quad (\text{N/mm}^2) \quad (1-2-5)$$

a_ν, b_ν 为系数, 如表 1-1 所示。

表 1-1

ν	1	2	3	4	5	6	7	8
a_ν	0.720	0.770	0.467	0.276	0.157	0.093	0.0568	0.0279
b_ν	1.070	0.980	1.050	0.987	0.680	0.407	0.291	0.23
ν	9	10	11	12	13	14	15	16
a_ν	0.0143	0.0122	0.0106	0.0087	0.00736	0.00545	0.00336	0.002
b_ν	0.203	0.136	0.0918	0.0578	0.0429	0.0376	0.0360	0.0280

平均指示压力该公司采用以下公式, 单位为 (N/mm^2)

$$p_i = p_{ei} \left[0.332 \left(\frac{n}{n_e} \right)^3 + 0.456 \left(\frac{n}{n_e} \right)^2 + 0.0112 \left(\frac{n}{n_e} \right) + 0.203 \right] \quad (1-2-6)$$

式中 p_{ei} ——额定工况平均指示压力;

n_e ——额定转速(r/min);

n ——计算工况转速。

我国陕西柴油机厂生产的 PA、PC 系列柴油机切线力简谐系数公式为

$$T_{\nu s} = (Ap_\nu^3 + Bp_\nu^2 + Cp_\nu + D) \cdot 10^{-4}$$

不喷油时

$$T_{\nu s} = (Hp_\nu + D) \cdot 10^{-4} \quad (1-2-7)$$

给出的阶次为 0.5~10, 并分别列出了正弦分量(以 $\sin$ 表示)和余弦分量(以 $\cos$ 表示)的数值, 表 1-2 只列出了三次以前的切线力简谐系数。

表 1-2

ν	A	B	C	D	H
0.5 cos	3.66699	-71.1927	3257.893	11324.46	0
0.5 sin	-1.19561	70.7707	1488.563	12558.32	532.828
1.0 cos	0.12996	-1.1015	1645.984	7778.86	0
1.0 sin	5.25766	-48.6204	3241.052	20379.76	2585.23
1.5 cos	-2.90607	55.5312	150.701	3994.21	0
1.5 sin	-2.25129	120.8298	2426.745	23948.04	1182.37
2.0 cos	1.35926	-42.2203	10.174	877.67	0
2.0 sin	-2.70099	114.8441	1993.807	22713.35	1417.92
2.5 cos	-1.23055	15.8904	-500.423	-412.93	0
2.5 sin	-2.31496	97.7969	1526.58	19811.58	1092.26
3.0 cos	-0.47327	-4.893	-435.08	-1532.7	0
3.0 sin	-3.65353	118.3918	1014.02	16768.81	916.694

b. 在无法得到生产厂家的数据时,可根据船级社提供的简谐系数或经验公式确定,图 1-3 是英国劳氏船级社推荐的切向力简谐系数通用曲线,可按 p_i 求得 1~12 次切向力简谐系数。图 1-4 是 1~4 次的缸内燃气产生的切向力简谐系数正、余弦分量(惯性力的切向力简谐系数为 1~4 次)。

我国船舶检验局推荐的切向力 T_i 简谐系数经验公式与式(1-2-5)相同, a_ν, b_ν 系数如柴油机厂不能提供,可按表 1-3 取得,对二冲程柴油机 T_i 值应加倍。

表 1-3

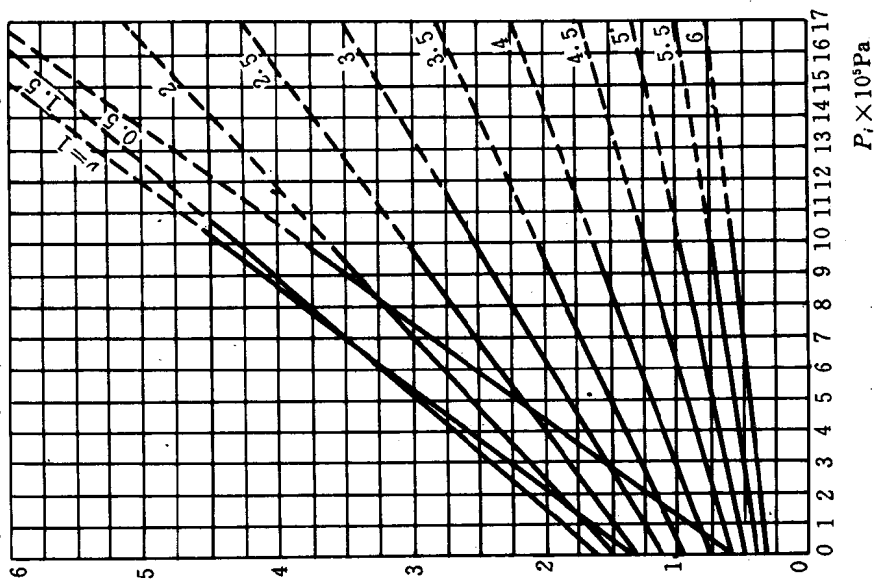
ν	a_ν	b_ν	ν	a_ν	b_ν
0.5	0.31625	0.06127	8.5	0.00963	0.01029
1	0.30705	0.13358	9	0.00875	0.00833
1.5	0.26875	0.15686	9.5	0.00820	0.00680
2	0.21125	0.14583	10	0.00770	0.00544
2.5	0.17250	0.12868	10.5	0.00713	0.00441
3	0.14000	0.11029	11	0.00650	0.00355
3.5	0.11050	0.09314	11.5	0.00600	0.00282
4	0.08500	0.07598	12	0.00550	0.00221
4.5	0.06750	0.05882	12.5	0.00510	0.00182
5	0.04850	0.04902	13	0.00470	0.00142
5.5	0.03450	0.03970	13.5	0.00440	0.00117
6	0.02625	0.03309	14	0.00410	0.00091
6.5	0.02075	0.02598	14.5	0.00380	0.00075
7	0.01675	0.02047	15	0.00360	0.00058
7.5	0.01433	0.01598	15.5	0.00340	0.00043
8	0.01138	0.01263	16	0.00320	0.00037

对长冲程柴油机,可按下式计算

$$T_\nu = \left[\left(\frac{R}{D} \right) a_{\nu, \lambda_i} + b_\nu \right] \cdot 4\lambda \quad (1-2-8)$$

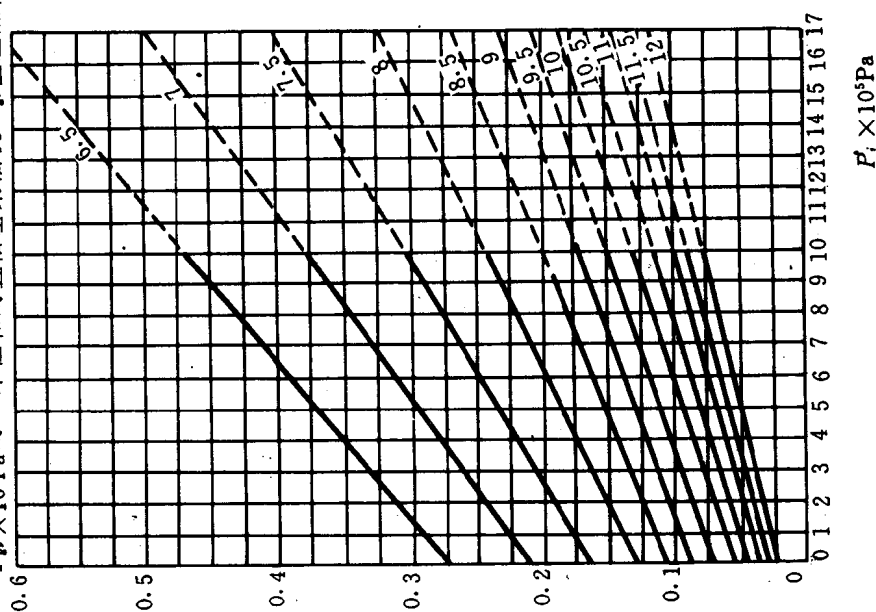
平均指示压力按以下公式确定

$T_e \times 10^5 \text{Pa}$ 对二冲程和对置活塞柴油机 T_e 值应加倍



(a)

$T_e \times 10^5 \text{Pa}$ 对二冲程和对置活塞柴油机 T_e 值应加倍

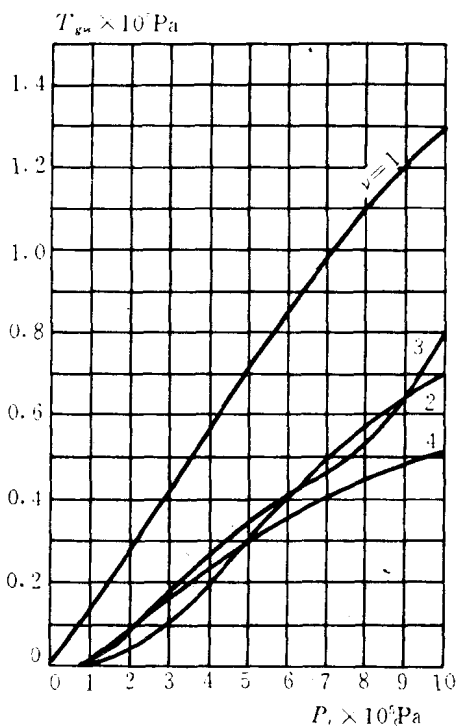
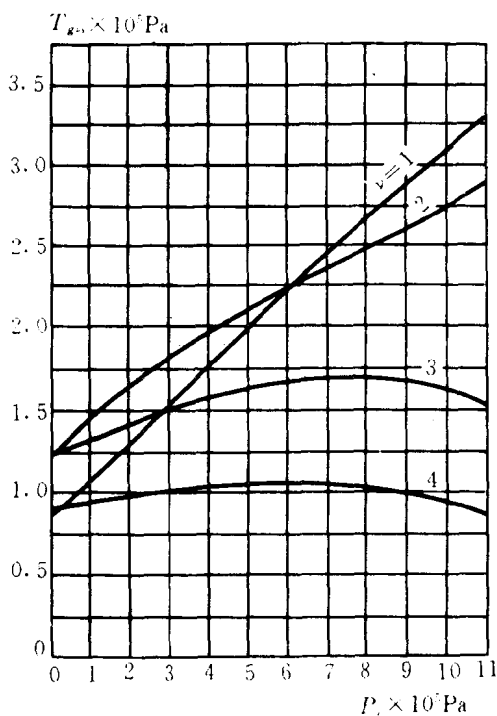


(b)

图 1-3 切向力简谐系数

对二冲程和对置活塞
柴油机 T_{gn} 值应加倍

对二冲程和对置活塞
柴油机 T_{gn} 值应加倍



(a) 图 1-4 切向力简谐系数正、余弦分量 (b)

对船用推进主机

$$p_i = 19.1 \times 10^3 \frac{kN_e}{ZD^2Rn_e} \left[\frac{(1 - \eta_m)}{\eta_m} + \left(\frac{n}{n_e} \right)^2 \right] \quad (\text{N/mm}^2) \quad (1-2-9)$$

对柴油发电机

$$p_i = 19.1 \times 10^3 \frac{kN_e}{ZD^2Rn\eta_m\eta_g} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (1-2-10)$$

式中 N_e, n_e ——额定功率(kW)与转速(r/min);

N, n ——计算工况功率和转速;

Z ——气缸数;

D, R ——气缸直径与曲柄半径(mm);

k ——冲程数, 四冲程机 $k=4$, 二冲程机 $k=2$;

η_m ——柴油机机械效率;

η_g ——发电机效率。

1.2.1.2 往复运动部件惯性力产生的激振力矩

单位活塞面积往复惯性力

$$p_j = -m_j R^2 \omega (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t) / F_a \quad (1-2-11)$$

式中的 m_j 为往复运动质量, 它包括活塞组件, 活塞杆, 十字头和连杆小端等质量。作用在曲柄上的切向力 T_j 和径向力 N_j 为

$$\begin{aligned} T_j &= p_j \left(\sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega t \right) \\ N_j &= p_j \left(\cos \omega t + \frac{\lambda}{2} \cos 2\omega t \right) \end{aligned} \quad (1-2-12)$$

将(1-2-11)代入(1-2-12)最后可得

$$\begin{aligned} T_j &= m_j R \omega^2 \left[\frac{\lambda}{4} \sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2\omega t - \frac{3\lambda}{4} \sin 3\omega t \right. \\ &\quad \left. - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\omega t \right] / F_n \\ N_j &= m_j R \omega^2 \left[-\frac{1}{2} - \frac{\lambda^2}{4} - \frac{\lambda}{4} \cos \omega t - \frac{1-\lambda^2}{2} \cos 2\omega t \right. \\ &\quad \left. - \frac{3\lambda}{4} \cos 3\omega t - \frac{\lambda}{4} \cos 4\omega t \right] / F_n \end{aligned} \quad (1-2-13)$$

可见往复惯性力产生的切向激振力及径向力均可看成由四个简谐分量组成,切向力简谐为1~4次的正弦简谐分量,而径向力简谐为1~4次余弦分量。

1.2.1.3 运动部件重力产生的激振力

低速重型柴油机因零件重量大,需要考虑运动件重量产生的激振力。旋转运动件作^①在曲柄销中心上的当量旋转重量 G_r (包括单位曲柄的不平衡重量和连杆旋转重量),产生切向激振力 $G_r \sin \omega t$ 和径向激振力 $G_r \cos \omega t$,单位活塞往复运动件重量产生的切向激振力和径向激振力与式(1-2-1)相似,故重力产生的单位活塞面积的总切向和径向激振力为

$$\begin{aligned} T_w &= \left[(G_r + G_j) \sin \omega t + G_j \left(\frac{\lambda}{2} \right) \sin 2\omega t \right] / F_n \\ N_w &= \left[-G_j \left(\frac{\lambda}{2} \right) - (G_r + G_j) \cos \omega t + G_j \left(\frac{\lambda}{2} \right) \cos 2\omega t \right] / F_n \end{aligned} \quad (1-2-14)$$

由气体压力、往复惯性力及运动件重力综合作用产生的总切向和总径向力应合成为

$$T_v = \sqrt{(T_n + T_{nw} + T_{vj})^2 + T_w^2} \quad (1-2-15)$$

$$N_v = \sqrt{N_n^2 + (N_w + N_{nw} + N_{vj})^2} \quad (1-2-16)$$

N_{vj} 、 T_{vj} 只考虑1~4次,而 T_{nw} 、 N_{nw} 为1~2次,且均无1/2阶次。

螺旋桨在船尾不均匀伴流场中由于吸收扭矩不均匀,形成的叶频激振力矩也将对轴系扭转振动产生作用,由于这种干扰力矩数值不大(小于平均扭矩的5%),而且相位角很难考虑,故在一般情况下是不予计算的。

1.2.2 轴系纵向振动

柴油机曲拐所受的径向力如式(1-2-16)所示,在径向力作用下曲柄销产生弯曲变形,曲柄臂变位导致主轴径相应产生纵向位移,其作用如同在曲轴中心线作用着轴向力一样。

等效轴向力 $p_{av} = \beta N_v$, β 称为力转换系数,它与曲柄机构尺寸、相邻曲柄夹角等有关。可由下式计算

$$\beta = 0.125 \left(\frac{L}{R\theta_z} \right) \quad (1-2-17)$$

$$\theta_z = \left(\sum_{k=1}^z \theta_k \right) / Z \quad (1-2-18)$$

$$\theta_k = 0.5(\cos 0.5\alpha_{av})^2$$

式中 L ——曲柄销长度;

R ——曲柄半径;

α_{av} ——相邻两曲拐夹角平均值。

图 1-5 是我国船检局推荐的缸内燃气径向力 N 简谐系数曲线。

柴油机各缸 ν 次等效轴向力对系统做的总功

$$W_\nu = \pi F_\nu p_{av} A_1 \left(\sum \Delta \vec{\alpha}_i \right) \quad (1-2-19)$$

$\sum \Delta \vec{\alpha}_i$ 称为相对振幅差矢量和。

螺旋桨在船尾不均匀伴流场中运转时产生的交变轴向力,其频率为叶频。交变的轴向推力也可分解成无数个倍叶频 $\nu_p = kZ_p$ (Z_p 叶片数 $k=1, 2, \dots$), 所以轴向简谐激振力为

$$F_\nu(t) = \xi_p F_0 \left(\frac{n}{n_r} \right)^2 \sin(\nu_p \omega t + \varphi_p) \quad (1-2-20)$$

式中 ξ_p ——螺旋桨推力变化系数,如表 1-4 所示;

F_0 ——额定转速下的平均推力;

n_r ——额定转速(r/min)

φ_p ——相位角。

表 1-4 推力变化系数

桨叶数 Z_p	次数 ν_p	ξ_p	次数 ν_p	ξ_p	次数 ν_p	ξ_p
3	3	0.01~0.07	6	0.01~0.03	9	0.003~0.011
4	4	0.09~0.13	8	0.02~0.04	12	0.005~0.015
5	5	0.025~0.035	10	0.02~0.03	15	0.002~0.008

$$F_0 = 1943.3 \frac{\eta \eta_i N_r}{V_r (1-t)} \quad (1-2-21)$$

式中 η ——螺旋桨推进效率;

V_r ——船速(节 Knot);

η_i ——传动效率,长轴系 $\eta_i=0.95$,短轴系 $\eta_i=0.87$;

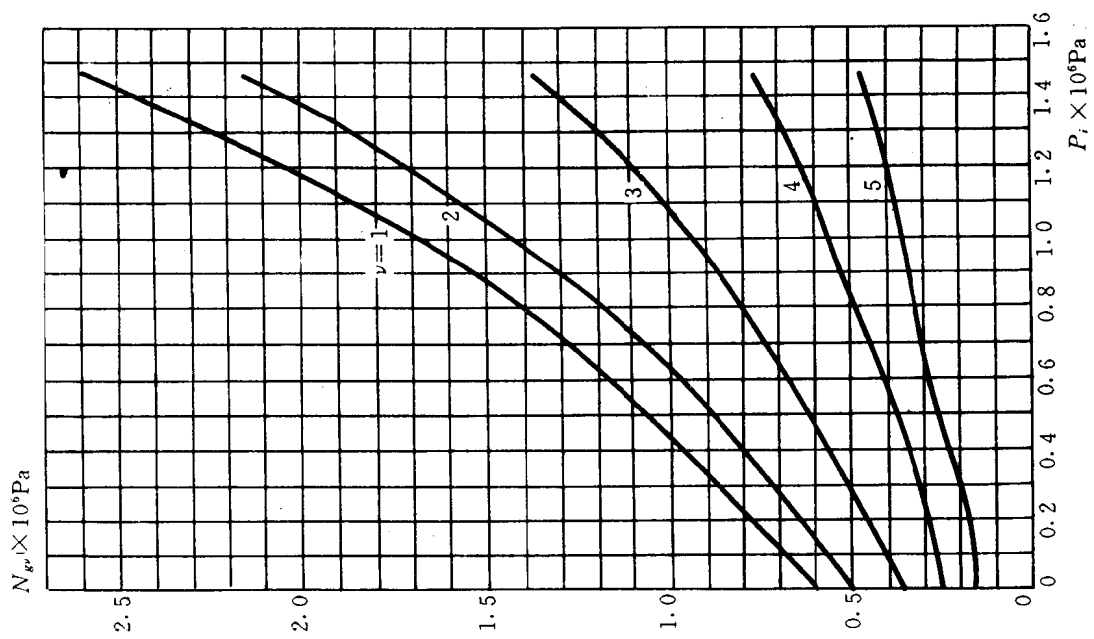
N_r ——额定功率(kW);

t ——推力减额系数, $\eta_i/(1-t)$ 一般可取 0.89~0.90。

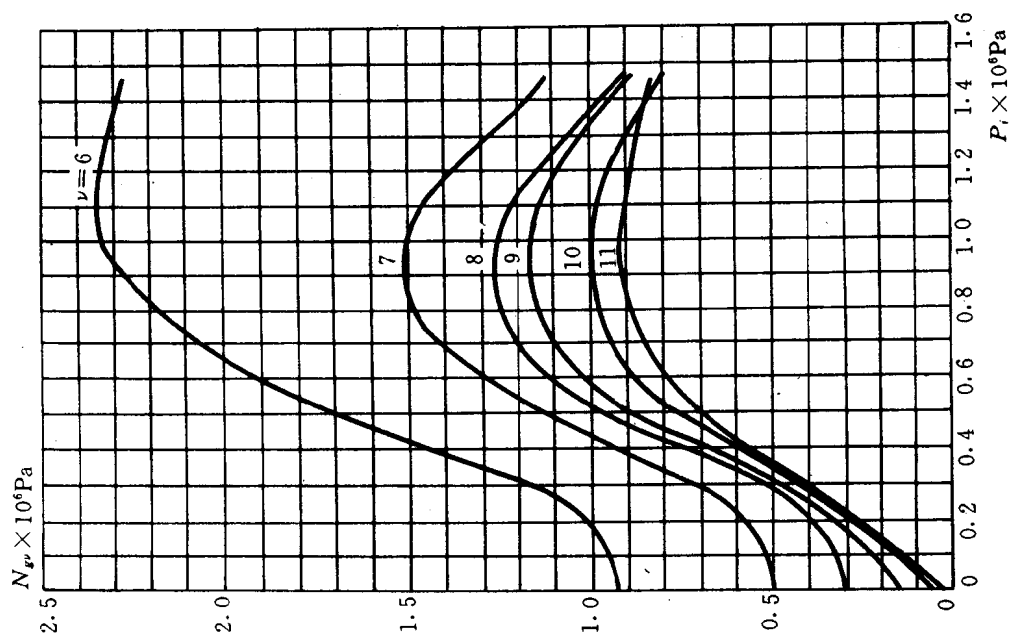
1.2.3 柴油机隔振装置振动

引起柴油机振动的激振力主要是各种不平衡的往复惯性力及其力矩,旋转离心力及其力矩,颠覆力矩不平衡简谐分量。

在舰船上使用的柴油机组是多缸机,曲轴曲柄排列和气缸发火是均匀的,颠覆力矩不平衡简谐分量的次数是一转内发火次数(m)的正整数倍(k), $\nu=km$



(a)



(b)

图 1-5 径向力简谐系数(一)

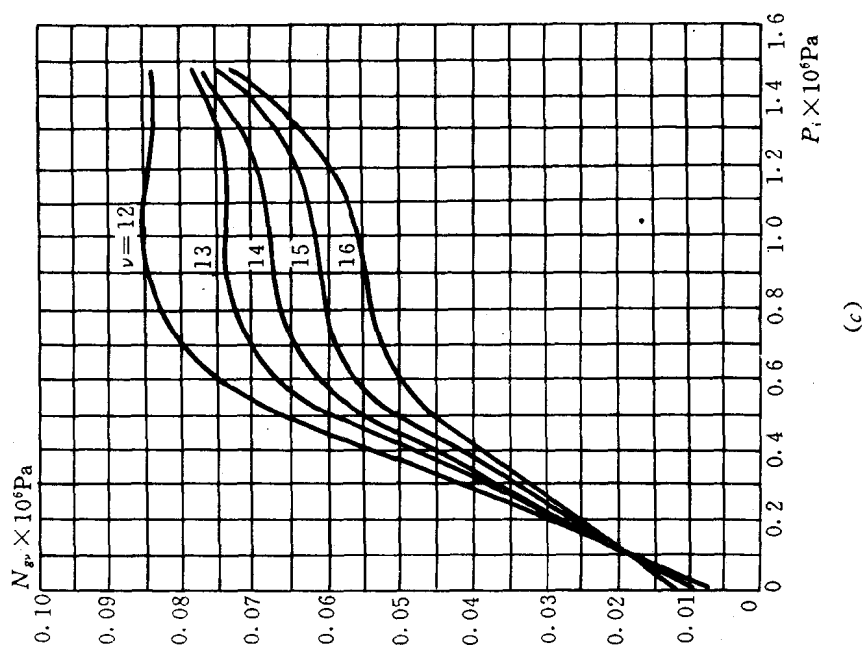
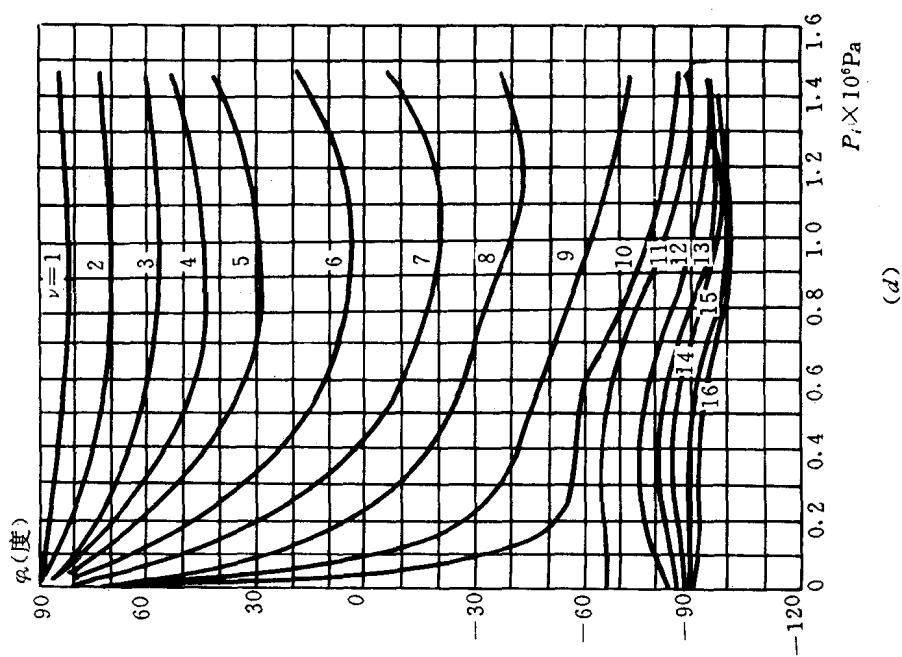


图 1-5 径向力简谐系数(二)

$$M_{\nu}(t) = ZM_{\nu}\sin(\nu\omega t + \varphi_{\nu})\left(I\cos\nu\frac{\gamma}{2}\right) \quad (1-2-22)$$

式中 I ——气缸列数;

Z ——每列气缸数;

γ ——V型机气缸夹角,直列机取 $\gamma=0$;

M_{ν} ——各个气缸的 ν 次简谐扭矩, $M_{\nu}=T_{\nu}F_{\nu}R$;

T_{ν} —— ν 次简谐系数,由式(1-2-15)取得。

往复惯性力一般只考虑到二次。三缸以上柴油机除四冲程四缸(曲拐呈平面布置)柴油机有二次不平衡惯性力,其它的多缸柴油机一、二次惯性力均是平衡的,离心力亦然。

离心力矩是随曲柄转角变化的向量,其铅直分量使柴油机产生绕铅直轴的平摇振动,水平分量使柴油机产生绕横轴的纵摇及其耦合振动。

$$\sum M_R = k_R L \cdot \exp(\omega t + \varphi_R) \quad (1-2-23)$$

式中 L ——气缸间距;

k_R ——离心力矩平衡系数;

φ_R ——相角。

一次及二次往复惯性力矩向量,对于V型及直列式柴油机写成统一表达式

$$\text{水平分量} \quad \left(\sum M_i\right)_H = \left(\frac{I}{2}\right) (A_i + B_i) k_{ji} p_{ji} L \cos\left[i\left(\omega t - \frac{\gamma}{2}\right) + \varphi_{ji}\right]$$

$$\text{铅直分量} \quad \left(\sum M_i\right)_V = \left(\frac{I}{2}\right) (A_i - B_i) k_{ji} p_{ji} L \sin\left[i\left(\omega t - \frac{\gamma}{2}\right) + \varphi_{ji}\right]$$

$$\text{式中 } i=1 \text{ 或 } 2, A_i = \cos \frac{i-1}{2}\gamma, B_i = \cos \frac{i+1}{2}\gamma$$

$$p_{j1} = m_j R \omega^2, p_{j2} = \lambda m_j R \omega^2$$

$k_{j1}, k_{j2}, \varphi_{j1}, \varphi_{j2}$ ——为一次及二次往复惯性力矩不平衡系数和相位角,其数值可由动力学教材或手册中得到。

对于直列机 $\gamma=0$,故 A_i 和 B_i 都等于 1,惯性力矩向量铅直分量为 0。

练 习 题

1. 船舶柴油机装置会产生什么样的振动,其激振源如何?
2. 回旋振动的物理意义是什么,为什么有时也称之为横向振动?
3. 船舶轴系扭振系统是个半正定系统,有什么特点?
4. 船舶动力装置隔振器要尽量对称于装置总重心、惯性主轴布置,为什么?
5. 船舶轴系纵向振动是如何产生的,其激振力源有那些?
6. 柴油机轴系扭振力矩“简谐次数”的物理意义是什么,为什么四冲程柴油机有 1/2 次简谐?