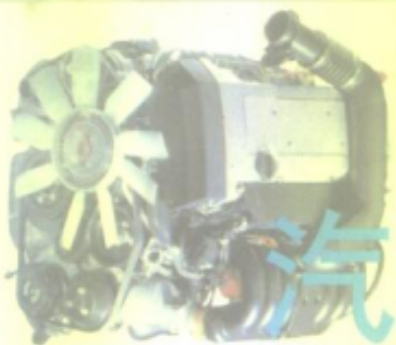




钱人一 编著

汽车发动机

噪声控制



同济大学出版社

78533

Q32

408284

汽车发动机噪声控制

钱人一 编著



同济大学出版社



责任编辑 缪临平

封面设计 陈益平

汽车发动机噪声控制

钱人一 编著

同济大学出版社出版

(上海四平路1239号)

新华书店上海发行所发行

常熟市第七印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/16 印张 12.25 字数: 310 千字

1997年9月第1版 1997年9月第1次印刷

印数: 1-1200 定价: 11.00 元

ISBN7-5608-1885-4/TH·39

内 容 提 要

本书从声学基础知识出发,联系汽车发动机的实际,论述了发动机、包括轿车柴油机各种噪声产生的机理和控制措施。书中收集了从 1987 年到 1994 年国外在轿车柴油机噪声控制方面的一些重要研究成果。

本书内容简洁明了,图文并茂,每章附有思考题,可作为大专院校发动机、汽车、工程机械、内燃机车等专业的教学用书及相关工程技术人员参考书。

0861/28
13



前 言

汽车给人类社会带来物质文明的同时,也带来了公害。当今世界上,汽车的噪声和有毒、有害气体的排放已成为汽车污染环境的首要问题。而发动机又是汽车最重要的噪声源。因此,研究汽车发动机噪声产生的机理及其控制措施,无疑具有重要意义。

20世纪50年代,当我国的汽车工业刚刚起步时,首要的问题是,造出的汽车要能够跑。接着要求汽车不仅会跑,而且要省油,要跑得快。但是,时至今日,随着社会的发展和科学技术的进步,人们不再满足于这些基本要求。人们还要求汽车安静一些。在价格和性能相同的情况下,人们肯定会偏爱噪声较低的汽车。所以,在激烈的市场竞争中,噪声是十分重要的一票。如果说20年以前发动机工程师可以不懂噪声控制,那么现在的情况已完全改观。

国外汽车工业投入的巨额科研开发费用中,有相当一部分是用于降低发动机噪声的。我国在这方面的水平还很低。发达国家生产的汽车发动机噪声比我国同类产品低得多。一旦我国加入世界贸易组织,我国汽车工业将面临更为强大的竞争对手。而发动机噪声较大的汽车在竞争中必将处于非常不利的地位。

我国已立法制订了发动机噪声限值标准。超过标准的发动机将不准生产。众所周知,柴油机比汽油机具有更加优良的经济性、动力性和可靠性,在有毒气体排放方面也占有优势。但历来柴油机却很少用于轿车。究其原因,其中之一是柴油机的噪声振动比汽油机强烈。但是最近十几年来,由于柴油机技术水平的提高,柴油机噪声振动已部分地达到或接近汽油机水平。因此在欧洲和日本,柴油轿车在市场上已有相当大的占有率,法国为40%左右,德国为12.5%。为了成功地将柴油机用于轿车,降低柴油机噪声的工作占去了轿车开发工作中相当大的一部分。其实,我国也应该重视轿车柴油机的应用和开发。相信在不久的将来,柴油机降低噪声的研究开发工作也会受到我国汽车发动机行业的重视。

发动机是一种极其复杂的机器。可以说没有一种其他的机器集中了那么多化学的、物理的、流体力学的、热力学的、力学的、材料的、机械的和电子的问题于一身。因此,汽车发动机噪声控制方面的工作不可能由仅仅掌握声学知识的人完成,而必须由兼备发动机专业知识和声学知识的工程师完成。

出于以上考虑,编者认为,为汽车发动机及相关专业学生开设“汽车发动机噪声控制”课程已经势在必行。为这门课程提供一本既阐明声学基础知识、又

联系汽车发动机实际的、具有现代气息的教科书便是编写这本书的目的所在。

本书共分十二章。前五章占全书约 2/5 的篇幅,论述声学基础知识,内容分别涉及声的客观属性、主观评价、噪声的危害和控制标准、室内声学以及噪声的测量。第六章概述了发动机噪声一些共同的问题。第七章讨论了发动机结构从受力激振、振动传播直到噪声辐射整个过程中的一系列问题。第八、九、十章按照结构激振力性质的不同,分别讨论了燃烧噪声、机械噪声和液体动力噪声。这四章收集了 80 年代末以来国外一些重要的研究成果。第十一章论述了直接由空气动力学的原因引起、而不是通过表面噪声辐射引起的发动机噪声。最后一章讨论了发动机隔声罩。

本书的插图由上海南洋电机厂工程师陈玲心及同济大学汽车工程系硕士研究生朱强劲、齐伟协助完成。借此深表谢意。

谨以本书敬献给我的导师瑞士苏尔寿(SULZER)公司研究与开发部高级顾问、同济大学校友陈延年博士(Dr. Y. N. Chen)。

编著者
1997 年 5 月

目 录

第一章 声的客观属性.....	(1)
第 1-1 节 声的特性参数	(1)
一、频率和周期	(1)
二、波长和声速	(1)
三、质点振动速度	(2)
四、声压及其瞬时值、平均值和有效值	(2)
五、声强	(3)
六、声功率	(3)
第 1-2 节 平面声波的基本方程	(3)
一、平面声波的传播方程	(3)
二、平面声波的运动方程	(4)
三、平面声波的连续性方程	(5)
四、平面声波的物态方程	(6)
五、平面声波中声强与声压的关系	(8)
六、平面声波中声能密度与声压的关系	(8)
第 1-3 节 频谱和频谱分析	(9)
一、倍频程分析	(10)
二、1/3 倍频程分析	(11)
三、等百分比带宽分析	(11)
四、等带宽分析	(11)
第 1-4 节 声级和分贝	(12)
一、声强级和声压级	(12)
二、声功率级	(13)
三、质点振动速度级	(14)
四、声压级的加法	(15)
五、声压级的减法	(16)
六、声压级加、减法的图解	(16)
七、声压级的平均值	(17)
八、声功率级的加法和减法	(18)
第 1-5 节 指向特性	(18)
一、指向性因子	(19)
二、指向性指数	(20)
第 1-6 节 声学量的复数表示法	(20)
一、质点振动位移的复数表示法	(20)

二、质点振动速度的复数表示法	(20)
三、质点振动加速度的复数表示法	(21)
四、声压瞬时值的复数表示法	(21)
思考题	(21)
第二章 声的主观评价	(23)
第 2-1 节 人耳	(23)
一、外耳	(23)
二、中耳	(23)
三、内耳	(23)
第 2-2 节 响度级和响度	(24)
一、纯音的响度级	(25)
二、纯音的响度	(26)
三、复杂噪声的响度和响度级	(27)
第 2-3 节 计权声级	(30)
一、三种计权声级	(30)
二、A 计权声级的计算	(31)
第 2-4 节 噪声评价曲线和噪声评价数	(33)
一、噪声评价曲线	(33)
二、噪声评价数	(33)
三、根据噪声评价数确定噪声评价曲线	(33)
四、根据噪声频谱确定噪声评价数	(34)
五、根据噪声评价曲线确定 A 计权声级	(34)
六、噪声评价曲线在降噪工作中的应用	(35)
第 2-5 节 等效连续 A 声级	(35)
一、稳态噪声与非稳态噪声	(35)
二、等效连续 A 声级	(35)
思考题	(36)
第三章 噪声的危害和噪声控制标准	(37)
第 3-1 节 噪声的危害	(37)
一、噪声对听力的损伤	(37)
二、噪声对语言、通讯的干扰	(38)
三、特强噪声对仪器设备和建筑结构的危害	(39)
第 3-2 节 噪声控制标准	(40)
一、噪声控制标准的分类	(40)
二、工作和生活环境的噪声限值标准	(40)
三、机电产品的噪声限值标准	(43)
四、测量方法标准	(44)

思考题	(45)
第四章 室内声学	(46)
第 4-1 节 房间内的声压级	(47)
一、房间内的稳态声场和完全扩散声场	(47)
二、房间内的声功率平衡方程	(47)
三、壁面从直达声场吸收的声功率	(47)
四、壁面从混响声场吸收的声功率	(48)
五、房间内的混响声能密度	(50)
六、房间常数	(50)
七、房间内总的时间平均声能密度	(50)
八、房间内声压级与声功率级的关系	(51)
第 4-2 节 房间的混响特性	(52)
一、消声室和混响声	(52)
二、混响时间	(54)
三、由混响时间确定房间常数	(56)
思考题	(57)
第五章 噪声的测量	(58)
第 5-1 节 噪声测试仪器	(58)
一、传声器	(58)
二、前置放大器	(64)
三、测量放大器	(64)
四、频率分析仪	(64)
五、读出装置	(64)
六、声级计	(65)
七、记录装置	(66)
第 5-2 节 声功率级的测量	(66)
一、普通大房间中测量声功率级的原理	(66)
二、消声室、半消声室和户外测量声功率级的原理	(68)
三、混响室中测量声功率级的原理	(68)
四、声强法测量声功率级的原理	(69)
五、对发动机安装和运行的共同要求	(69)
六、对声压级测量的共同要求	(69)
七、各种测量方法的精度要求对比	(69)
第 5-3 节 声强的测量	(70)
一、声强测量原理	(70)
二、传声器配置方式	(72)
三、声强测量中的误差	(73)

思考题	(75)
第六章 发动机噪声概述	(76)
第 6-1 节 发动机噪声分类	(76)
一、结构振动噪声	(76)
二、空气动力噪声	(76)
第 6-2 节 基本发动机噪声的发生和传播	(76)
一、基本发动机	(76)
二、结构振动噪声的发生和传播	(77)
第 6-3 节 发动机噪声的估算	(78)
一、计算柴油机声功率级的经验公式	(78)
二、计算柴油机机体表面辐射声功率级的近似公式	(79)
三、汽油机声功率级的估算	(79)
第 6-4 节 发动机噪声源识别	(79)
一、分部运转法	(79)
二、声强法	(80)
三、铅覆盖法	(80)
思考题	(80)
第七章 发动机结构振动噪声	(81)
第 7-1 节 发动机表面声辐射	(81)
一、发动机表面声辐射的频率结构	(81)
二、发动机表面各部分辐射噪声的百分比	(81)
三、发动机表面声辐射与表面振动	(81)
第 7-2 节 发动机结构振动响应	(83)
一、多自由度线性系统自由振动的振型或模态	(83)
二、多自由度线性系统各阶振动的线性组合	(84)
三、模态正交性	(85)
四、多自由度线性系统的强迫振动	(85)
五、结语	(89)
第 7-3 节 发动机的激振力特性和结构特征	(89)
一、基本发动机激振力特性	(89)
二、机体结构特性	(90)
三、缸盖结构特性	(95)
四、曲柄连杆传动机构的结构特性	(97)
五、发动机结构特性的获取	(98)
第 7-4 节 发动机结构的声学优化	(99)
一、发动机结构的声学优化过程	(99)
二、发动机结构的声学优化措施概述	(100)

三、机体结构的声学优化措施	(100)
四、缸盖结构的声学优化措施	(102)
五、发动机结构声学优化的基本原则	(104)
六、发动机开发过程中结构的声学优化	(104)
思考题	(105)
第八章 燃烧噪声及其控制	(106)
第 8-1 节 燃烧噪声概述	(106)
一、燃烧噪声与缸内压力的关系	(106)
二、燃烧噪声与发动机类型的关系	(106)
三、燃烧噪声与放热率的关系	(107)
第 8-2 节 直喷式柴油机燃烧噪声与燃烧过程参数的关系	(108)
一、决定直喷式柴油机燃烧噪声的根本因素	(108)
二、滞燃期对燃烧噪声的影响	(110)
三、燃烧室气体温度对燃烧噪声的影响	(110)
四、燃烧室壁温度对燃烧噪声的影响	(110)
第 8-3 节 直喷式柴油机燃烧噪声与结构参数的关系	(111)
一、增压对燃烧噪声的影响	(111)
二、增压空气中间冷却对燃烧噪声的影响	(111)
三、压缩比对燃烧噪声的影响	(111)
四、喷油压力对燃烧噪声的影响	(112)
五、喷油孔面积对燃烧噪声的影响	(113)
第 8-4 节 直喷式柴油机燃烧噪声与工况参数的关系	(113)
一、转速对燃烧噪声的影响	(113)
二、负荷对燃烧噪声的影响	(114)
第 8-5 节 直喷式柴油机过渡工况燃烧噪声	(115)
一、进行对比的稳定工况和过渡工况	(115)
二、全负荷线性加速试验	(116)
三、恒速变负荷试验	(118)
四、过渡工况燃烧噪声超常的根本原因	(119)
五、过渡工况参数对燃烧噪声的影响	(120)
第 8-6 节 直喷式柴油机降低燃烧噪声的措施	(121)
一、隔热活塞	(121)
二、排气再循环(EGR)	(121)
三、预喷	(122)
四、排气再循环和分隔喷油	(124)
五、双弹簧喷油阀	(127)
六、共轨喷油系统	(128)
七、电子控制	(130)

思考题	(130)
第九章 机械噪声及其控制	(132)
第 9-1 节 活塞敲击噪声	(132)
一、活塞敲击噪声产生的机理	(132)
二、影响活塞敲击噪声的因素及控制措施	(132)
第 9-2 节 齿轮噪声	(136)
一、齿轮噪声产生的机理	(136)
二、影响齿轮噪声的因素及控制措施	(137)
第 9-3 节 配气机构噪声	(140)
一、配气机构噪声产生的机理	(140)
二、影响配气机构噪声的因素及控制措施	(141)
第 9-4 节 轴承噪声	(142)
一、滚动轴承的噪声	(142)
二、滑动轴承的噪声	(142)
第 9-5 节 轴向噪声	(142)
一、轴向噪声的定义	(142)
二、曲轴的轴向运动	(143)
三、止推轴承的轴向振动	(144)
四、止推轴承轴向振动的频率结构和传递特性	(145)
五、轴向噪声产生的机理及控制措施	(146)
六、曲轴和止推轴承之间的轴向振动耦合	(147)
思考题	(147)
第十章 液体动力噪声及其控制	(148)
第 10-1 节 汽油喷射燃油系统的液体动力噪声	(148)
一、汽油喷射燃油系统	(148)
二、汽油喷射燃油系统的压力脉动噪声	(149)
第 10-2 节 柴油喷射系统的液体动力噪声	(150)
一、喷油泵液体动力噪声	(150)
二、高压油管液体动力噪声	(150)
思考题	(151)
第十一章 空气动力噪声及其控制	(153)
第 11-1 节 排气噪声	(153)
一、排气噪声产生的机理	(153)
二、影响排气噪声的主要因素	(156)
三、排气消声器	(157)
第 11-2 节 风扇噪声	(171)

一、风扇噪声产生的机理	(172)
二、风扇环境对风扇噪声的影响	(172)
三、风扇定律	(173)
四、低噪声风扇的设计	(173)
五、冷却系统降噪方法	(175)
思考题	(177)
第十二章 隔声罩	(178)
第 12-1 节 隔声罩的分类	(179)
一、局部隔声罩	(179)
二、全封闭整体隔声罩	(179)
三、隧道式隔声罩	(179)
第 12-2 节 经典的隔声罩透射损失计算方法	(179)
一、简化假定	(179)
二、经典的质量定律和临界频率	(179)
三、经典计算方法的局限性及其改进	(180)
第 12-3 节 发动机隔声罩设计中应注意的问题	(181)
一、避免驻波	(181)
二、板壁设计	(181)
三、隔振固定	(181)
四、缩小孔洞	(181)
五、增强冷却	(181)
六、考虑保养	(182)
七、安全防火	(182)
思考题	(182)

第一章 声的客观属性

用小锤敲一下音叉,音叉就产生振动而发声。音叉振动时扰动了空气,这种扰动在空气中以疏密波的形式传播,就形成声。可见声是弹性介质传播的机械振动和波。上例中声音通过空气这一介质传播,便称作空气声。如果声在液态和固态介质中或其表面上传播,便称作液体声和固体声。

如果声波传播的方向各点相同,波前为一平面,则称为平面声波;如果声波由一点向四面八方均匀地传播,波前为一球面,则称为球面声波。成线分布的声源发出的声波称为柱面声波。

本书介绍的许多内容均以平面声波为前提。但在球面声波和柱面声波的场合,只要离声源足够远,都可以近似地看作平面声波并使用平面声波情况下的结论。

第 1-1 节 声的特性参数

一、频率和周期

每秒钟声振动的次数称为声的频率,记作 f ,单位是赫兹(Hz)。人耳能听到的声,其频率范围是 20 ~ 20 000Hz。低于 20Hz 的称为次声,高于 20 000Hz 的称为超声。人耳对于 3000Hz 左右的声感觉最灵敏;对低于 63Hz 和高于 16 000Hz 的声,即使勉强听得见,反应也很不灵敏。所以,在噪声控制领域内,主要对 63 ~ 16 000Hz 的声有兴趣。

周期 T 是一次声振动所经历的时间。它是频率的倒数,单位是 s。

$$T = \frac{1}{f} \quad (1-1)$$

二、波长和声速

声波传播过程中两个相继的同相位点之间的空间距离叫波长,用符号 λ 表示,单位是 m。

声速是扰动在介质中传播的速度,记作 c ,单位是 m/s。空气中的声速和风速是两个不同的概念。风速是空气分子往某个方向迁移的速度,而声速是空气分子在某个方向上的往复振动的传播速度。根据初等热力学,声在气体介质中的传播速度为

$$c = \sqrt{KRT} \quad (1-2)$$

式中, K 为比热比,即定压比热 c_p 与定容比热 c_v 之比, R 为气体常数, T 为开尔文温标。式(1-2)也可写成

$$c = \sqrt{Kp_0v_0} \quad (1-3)$$

式中, p_0 为环境压力或平衡压力, v_0 为环境比容或平衡比容。

对于空气,有

$$K = 1.4$$

$$R = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

代入式(1-2)得

$$c = 20.05 \sqrt{T} \quad (\text{m/s}). \quad (1-4)$$

由此可算出 15℃ 时空气中的声速为 340 m/s。

频率 f 、波长 λ 与声速 c 之间有如下关系式：

$$c = f \cdot \lambda \quad (1-5)$$

假定声在 15℃ 的空气中传播,便可根据式(1-5)算出一些有代表性的声波频率所对应的波长如表 1-1 所示。

表 1-1 一些声波的频率与波长

频率 $f(\text{Hz})$		波长 $\lambda(\text{m})$
100	声学工程中一般的下限频率	3.4
440	音乐中的标准音	0.77
1000	声学工程中的标准参考频率	0.34
4000	钢琴最高阶音	0.085

声在液态和固态介质中的传播速度通常比在空气中的传播速度大得多。表 1-2 列出了室温下某些常用介质的声速近似值。

表 1-2 室温下(21.1℃)某些常用介质的声速

介质	声速(m/s)	介质	声速(m/s)
空 气	344	铅	1219
水	1372	钢	5182
混凝土	3048	硬木	4267
玻 璃	3658	软木	3353
铁	5182		

由于声速不同,同样频率的声在固体和在空气中传播的波长大不相同。例如,声在钢中的速度约为在空气中的 15.1 倍,所以同样频率的声在钢中的波长为在空气中的 15.1 倍。

三、质点振动速度

介质分子在声传播过程中往复运动的速度叫质点振动速度,记作 v 。

质点振动速度有别于声速。声传播过程中,质点在平衡位置附近振动。这种振动被传播开去,而质点振动的平衡位置却保持原地不动。

四、声压及其瞬时值、平均值和有效值

考虑声在理想气体介质中传播的情况。设没有声波传播时介质处于平衡状态,压力为

p_0 。声在气体介质中以疏密波的形式进行传播。因此声场中每一点的压力都在平衡压力 p_0 上叠加一个瞬息变化的微小压力,叫做声压,单位是帕(Pa)。声压瞬时值记作 $p(t)$ 。测量声压的传感器是传声器。有了声压,人耳才能听到声音。

假定讨论的是纯音,就是由单一频率组成的声音,则其声压瞬时值可用余弦函数表述:

$$p(t) = p_m \cos(\omega t + \theta) \quad (1-6)$$

式中, p_m 为幅值,即最大值, ω 为圆频率, $\omega = 2\pi f$ 。

声压的平均值为

$$p_{av} = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) dt \quad (1-7)$$

对纯音来说,其平均值为零。幸好人耳听到的声音强弱不是由平均值的大小决定的,否则将听不到任何纯音。声音的强弱是由声压的有效值决定的。有效值就是均方根值,记作 p_{rms} ,时常简单地写成 p ,对周期函数有:

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} \quad (1-8)$$

对纯音来说,有效值 $p_{rms} = \frac{p_m}{\sqrt{2}}$ 。

通常我们说到声压,如果不加说明,那么就是指声压的有效值。

声压有效值(即均方根值)的平方称作均方值。

五、声强

单位时间内在某一点通过与某一方向垂直的单位面积的声能量的平均值叫声强,用符号 I 表示,单位是 W/m^2 。

显然,谈论声强而不提所论方向,是毫无意义的。

迄今还没有能够直接测量声强的传感器。只能用两个声压传感器通过信号分析及处理来间接测量声强。

六、声功率

声功率是声源以空气声的形式辐射的功率,记作 W ,单位是 W (瓦)。

声功率不能直接测量,而只能根据声压和测量面等间接测量。

声压是就声场中某一点而论的,声强是就声场中某一点和某一方向而论的。而声功率是就某一声源而论的。谈论声场中某一点的声功率,或者谈论某声源的声压而不言明哪一点,都是毫无意义的。

第 1-2 节 平面声波的基本方程

一、平面声波的传播方程

假定介质是没有粘滞性的理想流体。这种理想流体是均匀的,不受外力干扰时是静止的。此时声的传播就是介质的疏密交替变化过程,而且声的传播过程中没有介质内部的能

量损耗。

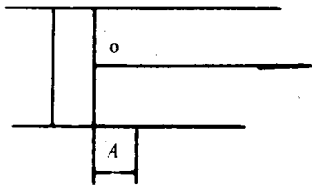


图 1-1 平面声波的发生和传播

这里只讨论平面声波的传播。如图 1-1 所示,在一个无限长的圆筒内有一个刚性活塞,活塞沿圆筒轴线作简谐振动,从而扰动理想流体介质;产生平面声波。

活塞相对于平衡位置的位移可用下式表述:

$$\xi(t) = A \sin \omega t \quad (1-9)$$

式中, A 为活塞振幅, ω 为活塞简谐振动的圆频率。

当 $t = 0$ 时,活塞位移为零,即活塞处于平衡位置。

刚性活塞表面定为 x 轴的原点, x 轴位于圆筒轴线上。

刚性活塞表面上的介质质点在圆筒轴线方向上的位移与活塞的位移完全一致,介质质点位移引起的介质疏密变化沿 x 轴向右传去形成平面声波,平面声波从活塞表面传到坐标为 x 的截面所经历的时间为 $\frac{x}{c}$ 。 c 为声速,所以该截面在时刻 t 的质点位移 $\xi(t, x)$ 实际上等于在时间 $\frac{x}{c}$ 之前活塞的位移,即

$$\xi(t, x) = A \sin \omega \left(t - \frac{x}{c} \right) = A \sin(\omega t - kx) \quad (1-10)$$

式中

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (1-11)$$

称作波数。该处在时刻 t 的质点振动速度与加速度分别为

$$v(t, x) = \dot{\xi}(t, x) = A\omega \cos \omega \left(t - \frac{x}{c} \right) = A\omega \cos(\omega t - kx) \quad (1-12)$$

与

$$a(t, x) = \ddot{\xi}(t, x) = -A\omega^2 \sin \omega \left(t - \frac{x}{c} \right) = -A\omega^2 \sin(\omega t - kx) \quad (1-13)$$

以 $\omega = 2\pi f$ 代入式(1-10),得

$$\xi(t, x) = A \sin 2\pi \left(ft - \frac{x}{\lambda} \right) = A \sin 2\pi \left(\frac{t}{T} - \frac{x}{\lambda} \right) \quad (1-14)$$

同理可得

$$v(t, x) = 2\pi f A \cos 2\pi \left(ft - \frac{x}{\lambda} \right) = 2\pi f A \cos 2\pi \left(\frac{t}{T} - \frac{x}{\lambda} \right) \quad (1-15)$$

与

$$a(t, x) = -(2\pi f)^2 A \sin 2\pi \left(ft - \frac{x}{\lambda} \right) = -(2\pi f)^2 A \sin 2\pi \left(\frac{t}{T} - \frac{x}{\lambda} \right) \quad (1-16)$$

二、平面声波的运动方程

如图 1-2 所示,在理想流体介质中平面声波沿 x 轴方向传播。取面积为 S 、厚度为 Δx 的长方体元,且令 S 垂直于 x 轴方向。长方体元左侧面处坐标为 x ,声压为 p ;长方体元右侧面处坐标为 $x + \Delta x$,声压为 $p + \Delta p$ 。两边的声压力之差为 $S\Delta p$ 。正是此力使长方体元内的质点产生振动加速度 a 。