

doi: 10.7690/bgzdh.2016.03.003

## 一种柔顺缓冲摇架及其导向刚度的计算方法

崔庆龙, 范大鹏, 谭若愚, 刘 华, 周擎坤

(国防科技大学机电工程与自动化学院, 长沙 410003)

**摘要:** 为了研究新型缓冲技术, 提出一种新型的柔顺缓冲摇架及其导向刚度计算方法。以自动武器站缓冲系统的柔顺缓冲摇架为例, 应用对称变换法将柔顺缓冲摇架简化为竖杆模型和 U 杆模型, 根据各杆之间的串并联关系反求柔顺缓冲摇架的刚度, 可以得到一种计算柔顺缓冲摇架导向刚度的理论方法; 运用 solidworks 自带的 simulation 插件进行静力学仿真分析; 并应用锤击法对柔顺缓冲摇架进行实验测试。对比 3 种方法所求得的柔顺缓冲摇架的刚度值, 可证明柔顺缓冲摇架导向刚度的理论计算方法准确可行, 对柔顺缓冲机构的设计具有一定的指导意义, 并为柔顺缓冲机构在缓冲领域的应用奠定了一定的基础。

**关键词:** 柔顺缓冲摇架; 刚度; 阻尼; 导向精度

**中图分类号:** TJ02 **文献标志码:** A

## A Compliant Cushioning Cradle and Stiffness Calculation Method

Cui Qinglong, Fan Dapeng, Tan Ruoyu, Liu Hua, Zhou Qingkun

(College of Mechatronic Engineering & Automation, National University of Defense Technology, Changsha 410003, China)

**Abstract:** In order to study the new buffer technology, a compliant cushioning cradle and the stiffness calculation methods are proposed. In compliant cushioning cradle of automatic weapon station, for example, the compliant cushioning cradle is simplified to a vertical rod models and U rod model through the method of symmetry transformation, a theoretical method of compliant cushioning cradle-oriented can be obtained by analyzing the series and parallel relationship between the rods; use the software of solidworks simulation to make static simulation and apply hammering method to test the compliant cushioning cradle. Comparing the stiffness values of compliant cushioning cradle obtained by the three methods, the theoretical calculation method is proved to be accurate and feasible and the method can provide guidance for the design of compliant cushioning cradle and lay a certain foundation for the application of compliant cushioning cradle in cushioning areas.

**Keywords:** compliant cushioning cradle; stiffness; damping force; guiding precision

### 0 引言

目前各种传统抗连续冲击载荷的缓冲装置是以滑动导轨、弹簧和阻尼器等元件的装配结构形式为主, 但是传统缓冲装置导向精度较低, 体积较大, 装配关系复杂, 不便于系统的安装调试和维护保养, 已适应不了自动武器站小型化、轻量化、高精度和高动态性能的发展需求; 因此, 研究新型缓冲技术已成为提高自动武器站综合性能的一项重要内容。

柔顺缓冲摇架<sup>[1]</sup>与阻尼器相配组成的缓冲器可以构成自动武器站的缓冲系统, 柔顺缓冲摇架作为缓冲系统中的弹性元件, 具有免装配、质量轻、少有或者没有运动副等特点, 有助于减少机构运动中的摩擦、磨损、冲击振动和噪音。与传统缓冲器<sup>[2-3]</sup>相比, 柔顺缓冲摇架具有突出的优点, 可大幅度提高缓冲器的导向精度和缓冲性能, 同时也可以减少

运动副, 降低加工和装配成本。一般情况下, 柔顺缓冲摇架结构较为复杂, 其设计难度较大。笔者应用理论分析、仿真计算、实验测试分别求得了柔顺缓冲摇架的刚度, 形成了一个柔顺缓冲摇架的完整设计流程。

### 1 柔顺缓冲摇架的刚度理论分析

柔顺缓冲摇架以柔顺梁为基本单元<sup>[4]</sup>, 柔度相对均匀地分布在整个机构中, 具有刚度线性度较好的特点。

#### 1.1 简化分析

柔顺缓冲摇架模型如图 1 所示。通过观察可知, 柔顺缓冲摇架中有 4 个独立的组合梁结构, 而这 4 个独立的拓扑结构相同, 尺寸相同, 且关于原点 O 对称, 可仅推导结构①的刚度, 应用对称变换法<sup>[5]</sup>得到结构②、③、④的刚度, 从而求得整个柔顺缓

收稿日期: 2015-11-22; 修回日期: 2015-12-29

基金项目: 国家自然科学基金(51105372)

作者简介: 崔庆龙(1989—), 男, 河北人, 在读硕士, 从事机械电子工程研究。

冲摇架的刚度。

为了方便计算, 假设结构①受到水平力  $F_{Ax}$  为  $2F$ , 如图 2 所示。结构①关于中间轴对称,  $B$ 、 $C$  点上的水平力均为  $F$ 。

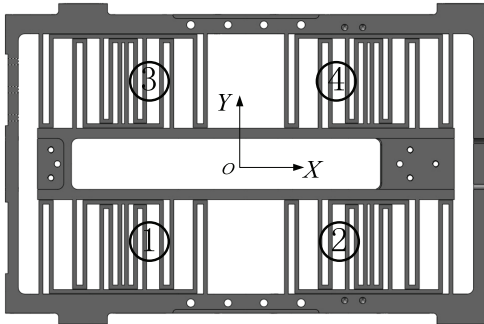


图 1 柔顺缓冲摇架的结构

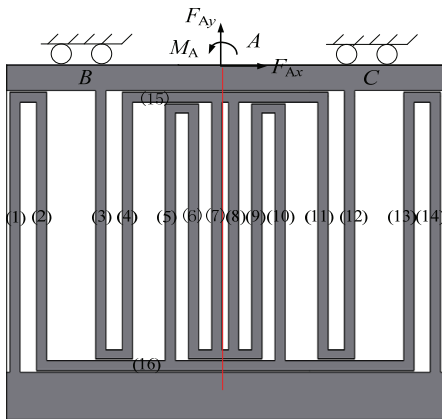


图 2 柔顺缓冲摇架的受力分析

柔顺缓冲摇架以柔顺梁为基本单元, 分析结构①可知: 其柔顺梁的基本模型相同或相似, 如图 2 所示, 柔顺梁可以分为竖杆模型和 U 杆模型。结构①可拆分为竖杆(1)、(3)、(5)、(6)、(7)、(8)、(9)、(10)、(12)、(14)和 U 杆(2)-(16)-(13), (4)-(15)-(11)。可分别推导这 2 个模型的刚度系数公式, 由各杆之间的串并联关系可求得结构①的刚度系数。

## 1.2 力学建模

### 1.2.1 竖杆模型刚度计算

将竖杆模型从结构①中简化独立出来, 其受力关系如图 3 所示。

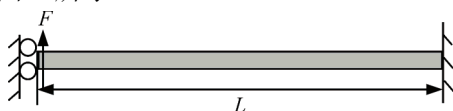


图 3 竖杆模型

由受力分析可得, 该模型为一阶静不定问题。可列力法方程<sup>[6]</sup>:

$$\delta_1 X + \Delta = 0. \quad (1)$$

其中:  $\delta_1$  为杆 1 在单位弯矩下的转角;  $\Delta$  为杆 1 在载荷  $F$  作用下的转角;  $X$  为铰链对杆 1 的弯矩。

通过解上述方程可得  $X=FL/2$ 。

该杆弯曲为横力弯曲, 非纯弯曲, 在梁截面上有弯矩也有剪力; 但是剪力对梁的弯曲变形的影响很小, 因此可只计算弯曲变形。由经验公式得:

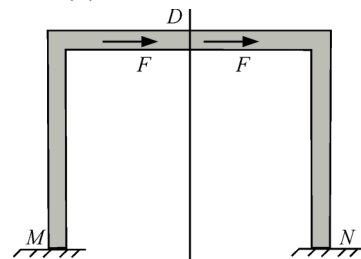
$$\delta_1 = \frac{FL^3}{3EI} - \frac{ML^2}{2EI} = \frac{FL^3}{12EI}. \quad (2)$$

竖杆的刚度系数为  $k_1 = \frac{12EI}{L^3}$ 。

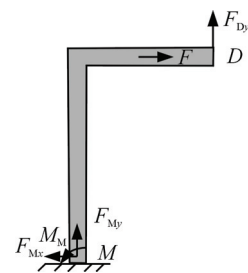
式中:  $E$  为弹性模量;  $I$  为转动惯量;  $L$  为竖杆的长度。

### 1.2.2 U 杆模型刚度计算 $F_{Ay}$

U 杆模型如图 4 所示。U 杆的横杆部分受竖杆的作用。由受力分析可知, U 形杆为对称结构, 载荷相对于对称线是反对称的, 该 U 形杆的变形为反对称变形。由反对称变形的特点可知,  $D$  点的  $y$  向位移为 0, 内力仅有剪切应力  $F_{Dy}$ , 由此可将 3 次静不定问题简化一次静不定问题。可取 U 形的一半进行分析, 如图 4(b) 所示。



(a) U 形杆模型



(b) U 形杆的简化模型

图 4 U 杆模型简化分析

根据受力平衡可知:

$$\left. \begin{aligned} F_{Mx} - F &= 0 \\ F_{My} + F_{Dy} &= 0 \\ M_M - FL &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

该 U 杆模型为一阶静不定问题, 可列力法方程<sup>[7]</sup>:

$$\Delta_F + X \times \Delta = 0. \quad (4)$$

其中： $\Delta_F$  为力  $F$  作用下  $D$  的  $y$  向位移； $\Delta_M$  为弯矩  $M$  作用下  $D$  的  $y$  向位移； $\Delta$  为单位剪切力作用下  $D$  的  $y$  向位移； $X$  为  $D$  点所受剪切力的大小，即  $F_{Dy}$  的大小。

通过计算可得 U 杆的刚度系数：

$$\frac{1}{k_U} = \frac{1}{EI} \times \left[ \frac{L^3(3L+a)^3}{6(6L+a)^3} + \frac{9L^6}{2(6L+a)^3} + \frac{3L^4a}{4(6L+a)^2} \right]. \quad (5)$$

其中： $L$  为 U 形杆中竖杆的长度； $a$  为 U 形杆中横杆的长度； $E$  为弹性模量； $I$  为惯性模量。

### 1.3 刚度计算

如图 2 所示，结构①关于中间轴对称，根据结构①中的各杆之间串并联关系，可求结构 a 的刚度：

$$\frac{1}{k_{结构1}} = m \times \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2k_{杆1}} + \frac{1}{2k_{杆3}} + \frac{1}{2k_{杆5}} + \frac{1}{2k_{杆6}} + \frac{1}{2k_{杆7}} + \\ \text{竖杆模型} \\ \frac{1}{k_{杆2-16-13}} + \frac{1}{k_{杆4-15-11}}. \\ \text{U形杆模型} \end{array} \right. \quad (6)$$

由于各个竖杆连接的横杆并不是刚性的，会产生一定的变形；因此，需要乘上一个系数  $m$ 。系数  $m$  与横杆的长度、横杆的数量、柔顺缓冲机构的拓扑结构等因素有关，其大小一般由经验获得。

柔顺缓冲摇架关于原点  $O$  对称，而结构①、②、③、④之间的关系均为并联关系，由此可得：

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{4 \times k_{结构1}}. \quad (7)$$

## 2 柔顺缓冲摇架的仿真计算

理论计算过程不仅复杂，而且由于存在近似计算，计算结果和真实值之间存在一定的差距。在进行柔顺缓冲摇架的建模和静动力学分析过程中，一直伴随着有限元软件的使用，有限元分析方法在进行结构静力学和动力学分析中具有明显的优势，通过合理的网格划分、约束、载荷设置等，可以得到与现实较为接近的仿真结果。

笔者采用三维建模软件 solidworks 自带的 simulation 插件进行柔顺机构的刚度分析。solidworks 自带的 simulation 插件可以进行简单的静力学分析和模态特性分析，由于其操作简单，计算速度快，并且 solidworks 本身就有强大的建模功能，可在结构初期设计时使用。

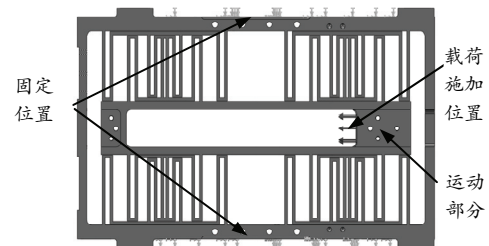
应用 solidworks 软件建立柔顺缓冲摇架的模

型，其尺寸如表 1 所示。将该模型导入 simulation 插件中，设定柔顺缓冲摇架的材料属性，材料选为弹簧钢 60Si2Mn，设定边界条件约束和载荷力。为了与现实中的工作状态一致，将柔顺缓冲摇架两侧固定连接，并在运动部分施加 1 000 N 的载荷，如图 6(a)所示。经过软件计算可得到柔顺缓冲摇架在静态载荷下的位移状态，如图 6(b)所示。

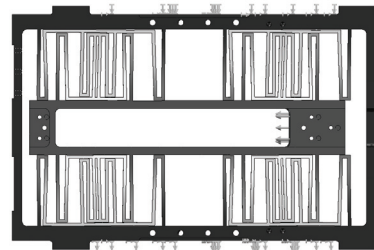
表 1 柔顺缓冲摇架的尺寸

柔顺梁 序列号	柔顺梁的长度 $L/mm$	柔顺梁的宽度 $b/mm$	柔顺梁的厚度 $h/mm$
1	73.5	22	3.1
2	73.0	22	3.1
3	70.0	22	3.1
4	69.5	22	3.1
5	66.5	22	3.1
6	66.0	22	3.1
7	63.5	22	3.1
15	56.6	22	3.1
16	109.0	22	3.1

表 1 中柔顺梁的序列号如图 5 所示。



(a) 仿真过程中设置的条件



(b) 静态载荷作用下的位移

图 5 仿真过程

为了得到柔顺缓冲摇架的刚度大小和其线性度情况，多次变化加载的载荷，如表 2 所示。在结果分析中得到柔顺缓冲摇架的位移，可画出柔顺缓冲摇架的载荷-位移曲线，如图 6。从图中可以看出：曲线的直线度较好，柔顺缓冲摇架的刚度系数为一常数，由图中斜率可得柔顺缓冲摇架模型的刚度为 368.2 N/mm。

表 2 柔顺缓冲摇架的加载变化

载荷/N	位移/mm
100	0.272 1
200	0.544 2
500	1.361 0
1 000	2.721 0
2 000	5.441 0
5 000	13.580 0

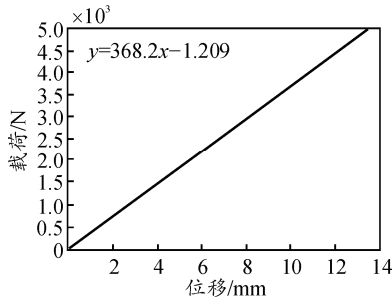


图 6 柔顺缓冲摇架的载荷-位移曲线

### 3 柔顺缓冲摇架的实验测试

为了验证上述方法的准确性，笔者对柔顺缓冲摇架进行了实验测试。实验分为静态实验和动态实验 2 部分。在静态实验中，可测得柔顺缓冲摇架的刚度；在动态实验中，通过拟合的方法得到柔顺缓冲摇架的阻尼参数和刚度参数。

#### 3.1 静态试验

实验设备包括千斤顶、力传感器、千分表。千斤顶为立式油压千斤顶，其额定推力为 2 T，最低高度不大于 148 mm，起升高度不小于 80 mm，调整高度不小于 50 mm。力传感器是一种将力信号转变为电信号输出的电子元件。力传感器选用柱式拉压传感器，工作电压为 24 V，输出电压为 0~10 V，测量范围 0~5 T。千分表属于长度测量工具，精度可达到 0.001 mm，目前已经被广泛应用于测量工件的几何形状误差及位置误差等。

试验测试系统如图 7 所示。为了得到柔顺缓冲摇架工作方向上的刚度，通过千斤顶对柔顺缓冲摇架工作方向逐渐加载，同时用千分表测工作方向的位移，从而推导出柔顺缓冲摇架的刚度。试验测得的数值如表 3 所示。

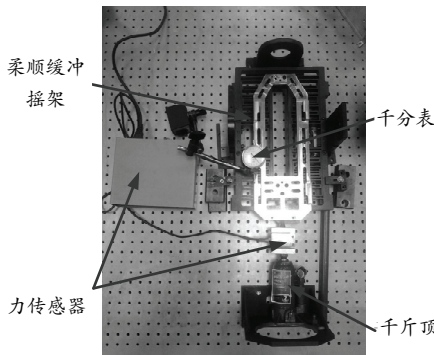


图 7 静态试验测试系统

通过上述数据可画出柔顺机构载荷-位移曲线，如图 8 所示。由图可以看出柔顺机构的刚度的线性度很好，刚度大小为 319.8 N/mm。

表 3 静态试验测得的数值

计数编号	载荷/kg	位移/mm
初始位置	0.9	0.085
第 1 组	2.8	0.137
第 2 组	4.9	0.205
第 3 组	6.7	0.255
第 4 组	10.7	0.375
第 5 组	13.6	0.460
第 6 组	18.4	0.625
第 7 组	21.2	0.710
第 8 组	25.8	0.740
第 9 组	29.7	0.960

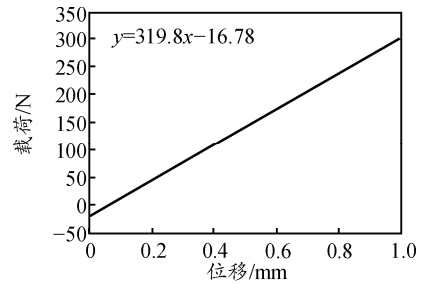


图 8 柔顺缓冲摇架的载荷-位移曲线

#### 3.2 动态实验

动态实验设备包括电涡流位移传感器、力锤、USB-4431 数据采集卡。电涡流位移传感器的型号为 JX70-15-A-M16×1-80-30，其线性范围为 0~16 mm，供电电压为 12 V，输出电压为 0~10 V，灵敏度为 0.667 V/mm。力锤可有效地测量激励信号，得益于这种高度灵活的力锤，工程师可以测量各种频率和幅度的冲击信号，以满足特定被测对象的测试要求。USB-4431 数据采集卡是一款配备 5 通道的 DSA 模块，可以在集成电子压电 (IEPE) 传感器上进行高精度的测量<sup>[8]</sup>。该模块包含 4 个 24 位的同步模拟输入通道和一个 24 位的模拟输出通道，这些通道配置是激励响应测试系统的理想选择。

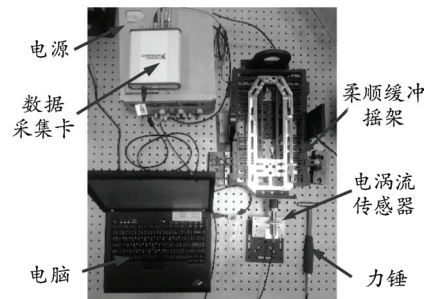


图 9 动态实验测试系统

动态实验的测试系统如图 9 所示，柔顺缓冲摇架在工作方向的运动为二阶系统，用力锤敲击柔顺缓冲摇架中间的动部分，给柔顺缓冲摇架一个冲击力，通过电涡流传感器可测得柔顺缓冲摇架的位移

随时间变化曲线，即脉冲响应曲线。以二阶系统的脉冲响应函数为柔顺缓冲摇架的脉冲响应函数模型<sup>[7,9]</sup>，通过曲线拟合求得柔顺缓冲摇架的各参数。

应用电涡流传感器测得位移信号，通过信号采集卡进行采集，输入电脑进行数据处理，得到柔顺缓冲摇架的位移—时间曲线，如图 10 所示。

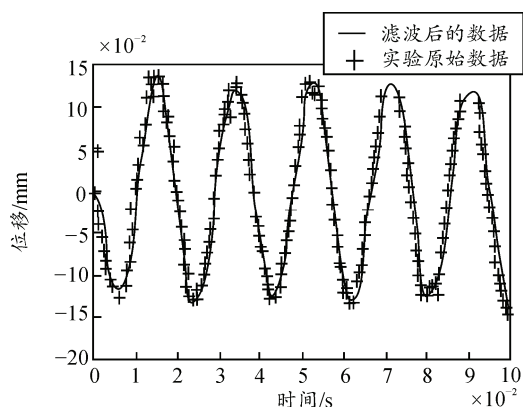


图 10 柔顺缓冲摇架的冲击响应曲线

通过 Matlab 中的工具箱 Curve Fitting Tool 进行曲线拟合，得到如图 11 所示的拟合结果。由图可以看出：其拟合程度较高，结果较为可信。由此求得柔顺缓冲摇架的冲击响应函数为：

$$x = -0.07844e^{-0.2478t} \times \sin(336.6t)$$

可得柔顺缓冲摇架的参数为：

$$w = 336.6; \quad \xi = 0.0007862; \quad K = 342 \text{ N/mm};$$

$$c = 1.5976 \text{ N/(m/s}^2\text{)}.$$

其中： $w$  为固有频率； $\xi$  为阻尼比； $K$  为柔顺缓冲摇架的刚度系数； $c$  为柔顺缓冲摇架的阻尼系数。

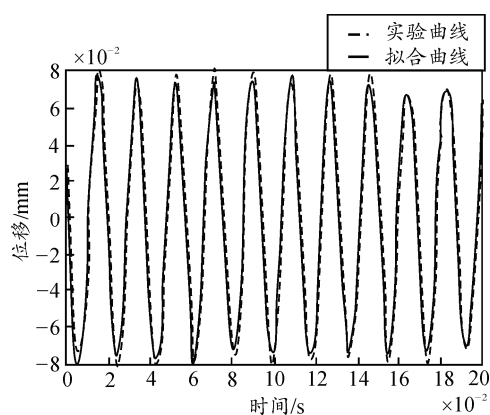


图 11 拟合曲线

### 3.3 对比分析

笔者分别应用理论方法(公式中的经验系数  $m$  这里取 1.1)、仿真方法和实验方法计算柔顺缓冲摇架的刚度，并进行对比，计算结果如表 4 所示。

表 4 各种方法求得的刚度值 mm

不同的刚度计算方法	柔顺缓冲摇架的刚度 $N$
理论方法	370
仿真方法	368.2
静态实验	319.8
动态试验	342

由表中可知，上述方法计算得到的结果存在一些误差，但是最大误差在 20% 以内，可以接受。造成误差的原因有以下几点：

- 1) 理论计算中有部分环节进行了简化运算，使理论计算与真实值之间有一些差距；
- 2) 零件加工精度存在一定的误差，零件内部可能存在缺陷，使实际测量值与真实值存在差距；
- 3) 实验中在读数过程中存在一定的误差；
- 4) 动态试验中存在振动的干扰，使采集信号与真实值存在一定的误差。

## 4 结束语

笔者以柔顺缓冲摇架为研究对象，分别应用理论方法、仿真模拟、实验方法对柔顺摇架的刚度进行计算。其结果相差不大，证明该方法对柔顺缓冲机构的设计有一定的指导意义，理论计算方法与仿真计算方法可分别用于柔顺缓冲机构的初始设计和优化设计。笔者通过实验对柔顺缓冲机构产品进行验证，形成了一个完整的设计流程；但是理论计算方法简化模型过于简单，且理论公式中的系数  $m$  不能准确得出，因此理论分析模型仍有待优化。

## 参考文献：

- [1] 宗光华, 裴旭, 于靖军, 等. 一种新型柔性直线导向机构及其运动精度分析[J]. 光学精密工程, 2008, 16(4): 630-635.
- [2] 徐诚, 王亚平. 火炮与自动武器动力学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006: 111-129.
- [3] 周文亮, 王强. 冲击隔离发展浅谈[J]. 噪声与振动控制, 2002, 10(5): 22-25.
- [4] 周擎坤. 柔顺直线导向与缓冲机构设计问题研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2011.
- [5] 郑艳萍, 赵江铭, 曹遂军. 对称变换在对称型微结构建模中的应用[J]. 郑州大学学报(工学版), 2003, 24(3): 87-90.
- [6] 王社, 张宏, 陈丽, 等. 材料力学[M]. 西安: 西安工业大学出版社, 2008: 187-193.
- [7] 鲁亚飞. 快速反射镜机械结构特性设计问题研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2009: 30-32.
- [8] 陈勋, 李丽红, 周军, 等. 高压斗杆缸缓冲性能影响参数的分析与优化研究[J]. 机电工程, 2014, 31(7): 833-838.
- [9] 温熙森, 陈循, 徐永成, 等. 机械系统建模与动态分析[M]. 北京: 科学出版社, 2004: 102-107.