2012 年 10 月 北京航空航天大学学报 October 2012
第38卷 第10期 Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics Vol. 38 No. 10

飞机结构试验用加载作动器设计与效率分析

罗才瑾 尚耀星 焦宗夏

(北京航空航天大学 飞行器控制一体化技术重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 针对飞机结构试验尤其是静力试验中加载速度低、系统流量低的特点,设计了一种新型的基于阀控的飞机结构加载试验用的电液一体化作动器,阐述了其系统组成和工作原理,分析了阀控系统的效率问题,提出降低油源压力设计值来提高系统效率的方案,并通过 AMESim 高级建模仿真平台,对该电液一体化作动器系统进行建模仿真,验证了降低油源压力设计值方案对提高系统效率的有效性. 其仿真结果表明所设计的电液一体化作动器能够满足设计要求,在飞机结构加载试验中具有很好的应用前景.

关 键 词: 结构试验; 加载作动器; 电液一体化; AMESim 仿真

中图分类号: TP 271^{+}.4

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2012)10-1395-05

Design and efficiency analysis for loading actuator used in aircraft structure test

Luo Caijin Shang Yaoxing Jiao Zongxia

(Science and Technology on Aircraft Control Laboratory, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on the characteristics of low speed and low system flow in plane structure test especially in the static loading test, a new type of valve-control electro-hydraulic actuator for aircraft structure loading test was designed. The system components and working principle was described, and the efficiency of valve-control system was analyzed. A scheme of reducing the oil source pressure setting was proposed in order to improve the system efficiency, while modeling and simulation work of the electro-hydraulic actuator system was completed through the AMESim platform, and the effectiveness of proposed scheme in improving the system efficiency was proved. The simulation results demonstrate that the designed electro-hydraulic actuator can totally meet the expected design requirements, and can be widely used in aircraft structural loading test system.

Key words: structure test; loading actuator; electro-hydraulic; AMESim simulation

飞机结构试验是飞机设计的一个重要组成部分,是保障飞行安全、获取结构性能参数、校正结构设计的有效技术手段. 静力试验是研究工程结构在静载荷作用下的强度、刚度和稳定性等静特性问题,是进行其他结构试验的基础[1]. 随着我国大飞机重大专项的高投入,飞机尺寸、寿命、结构材料的变化和载荷不断增长,国内结构试验行业面临的问题越来越突出.

目前结构试验主要采用集中液压能源带动多路液压作动器的加载方式[2],急需减少工作量,提高工作效率:飞机尺寸越来越大,如我国在研的 C919 大客机,机长和翼展约 40 m,空客 A380 达 70 m[3-4];试验系统越来越复杂,给能源、作动器、测控系统带来很大负担;试验系统要有足够柔性,急需研究分布式作动、数据采集和控制关键技术. 此外,急需提高加载作动器的能源利用效率. 本文针对这些情况,提出研究适合静力试验专用的功率电传电动静液一体化加载作动器,首先给出了

收稿日期: 2012-06-20; **网络出版时间**: 2012-09-26 11:04

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20120926.1104.019.html

基金项目: 航空科学基金资助项目(20110951009)

作者简介: 罗才瑾(1988-),男,海南海口人,硕士生,luocaijin321@sina.com.

作动器的原理方案,其次从理论上分析了提高作动器液压系统效率的可行性方案,最后利用 AMESim 仿真平台对作动器系统的效率和性能进行了仿真,仿真结果可以作为该一体化作动器的有益参考.

1 基于功率电传的加载作动器方案

结构加载试验给电液一体化作动器的设计提出以下几点要求:①低成本;②高可靠性;③低速低流量. 传统基于泵控的电液一体化作动器存在成本高,结构复杂,可靠性低的缺点[5]. 针对飞机结构试验尤其是静力试验,可以设计基于阀控的新型电液一体化作动器. 以低成本、高可靠性,满足静力加载试验的需要. 该一体化作动器的核心方案采用如图 1 所示配置.

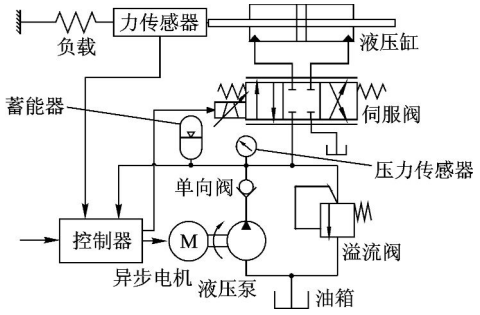

图 1 作动器结构示意图

此方案的核心为阀控方式. 其优点为:采用直接驱动阀,抗污染能力强,无先导级泄漏;泵单方向旋转,靠伺服阀完成换向,避免了电机换向或泵换向的非灵敏区及大惯量,提高了系统频宽;由伺服阀调节系统的压力和流量,省去了复杂的斜盘调节机构,降低了结构质量又减少了功率损耗;采用蓄能器作为辅助能源,当蓄能器充满,电机随即停机,减小了溢流损耗;在控制上,不需要对电机或泵进行调速控制,只需要对伺服阀进行控制,控制简单可靠响应快. 此方案在保证快速性的同时最小化了系统结构,其工作方式使作动器具有较高的效率,但也存在着电机响应低带来的阀前压力调节和流量供应慢的问题.

2 阀控系统效率分析

相比泵控系统,阀控系统存在较大的节流损失和溢流损失,使得液压系统效率较低. 因此,分析阀控系统的效率问题,为提高作动系统的效率提供理论依据.

阀控系统通常采用恒压泵作为液压供油源,为满足作动系统工作的要求,恒压泵的压力设定值通常是按负载峰值所需要的压力来确定的[6]. 由液压系统功率公式可知油源输出功率为

$$P_s = p_s Q_s \tag{1}$$

负载需要功率为

$$P_f = p_f Q_f \tag{2}$$

式中,p_s 为油源压力;p_f 为负载压力;Q_s 为油源输出流量;Q_f 为负载流量.

作动筒要达到一定的速度,Q_f 是固定的,当采用 Q_s 可调节油源时,理想情况下可以调节 Q_s 与 Q_f 相等[7],因此液压系统的效率为

$$\eta = \frac{p_f Q_f}{p_s Q_s} = \frac{p_f}{p_s} \tag{3}$$

由式(3)可知,η 取决于 p_s 与 p_f 的比值,因此可以通过降低 p_s 设计值或提高 p_f 设计值来提高作动系统的效率. 对于本文研究对象而言,p_f 由实际需求确定,不可改变,因此只有采用降低 p_s 设计值的方案来提高系统的效率.

3 降低油源压力设计值方案分析

3.1 降低油源压力对伺服阀额定流量的影响

P_f 保持不变,设满足常规设计方案 $p_f = 2/3p_{s1}$ 时,所选用伺服阀的负载流量为

$$Q_{f1} = C_V W_1 x_{V1} \sqrt{\frac{1}{2\rho} p_f} \tag{4}$$

式中,C_V 为流量系数;W 为滑阀的面积梯度;x_V 为滑阀位移;ρ 为液压油密度;下标 1 表示所属符号为采用常规设计方案的符号.

设在降低 p_s 设计值后 p_f 与 p_s 的关系为 $p_f = Kp_{s2}(2/3 < K < 1)$,此时所选用伺服阀的负载流量为

$$Q_{f2} = C_V W_2 x_{V2} \sqrt{\frac{1-K}{K\rho} p_f} \tag{5}$$

式中,K 为 p_f 相对于 p_s 的大小;下标 2 表示所属符号为采用降低 p_s 设计值设计方案的符号.

相同 P_f 下有

$$\frac{Q_{f1} p_f}{Q_{f2} p_f} = \frac{W_1 x_{V1}}{W_2 x_{V2}} \sqrt{\frac{K}{2(1-K)}} = 1 \tag{6}$$

由式(6)可得到常规设计方案和降低油源压力设计值设计方案(以下简称“降压设计方案”)所选用的伺服阀关系为

$$\frac{Q_{n1}}{Q_{n2}} = \frac{W_1 x_{V1}}{W_2 x_{V2}} = \sqrt{\frac{2(1-K)}{K}} \tag{7}$$

式中,Q_n 为伺服阀额定流量.

可以得出不同 p_s 设计下 Q_n 的比值与 K 值变化的关系如图 2 所示.

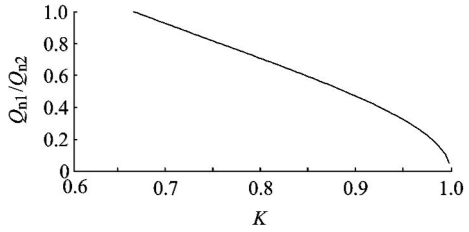

图 2　伺服阀额定流量比值与 K 的关系

可以看出,在 P_f 不变的前提下,Q_f 虽然没有改变,但随着 K 值的增大,Q_{n1}/Q_{n2} 随之减小,即随着 p_s 设计值的降低所需 Q_n 随之增大. 这是由于对同一伺服阀而言,输出流量随着 p_s 设计值的降低而减小,需要应用大流量伺服阀以弥补 p_s 设计值降低带来的输出流量不足.

3.2　伺服阀泄漏流量与油源压力设计值的关系

伺服阀正常工作除输出流量外,还存在用于推动级工作的内耗流量和阀芯的泄漏流量. 由于本系统采用直接驱动式伺服阀,不存在用于推动级工作的内耗流量,因此,只需考虑伺服阀滑阀级的泄漏流量与油源压力设计值的关系.

以正开口 4 边滑阀为例,如图 3 所示,当伺服阀工作在零位附近时,4 边滑阀的泄漏流量应是窗口 3、窗口 4 泄漏流量之和,即

$$Q_L = C_V W U \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_1 - p_0)} + C_V W U \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_s - p_2)} \tag{8}$$

式中,Q_L 为阀泄漏流量;U 为泄漏口开口量. 由

$$\left.\begin{aligned} p_s &= p_1 + p_2 \\ p_f &= p_1 - p_2 \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

可以得到常规设计方案和降压设计方案两种情况下的伺服阀泄漏流量:

$$Q_L = 2C_V W U \sqrt{\frac{1}{2\rho}(p_f + p_s)} \tag{10}$$

因此有

$$Q_{L1} = 2C_V W_1 U_1 \sqrt{\frac{5}{4\rho}p_f} \tag{11}$$

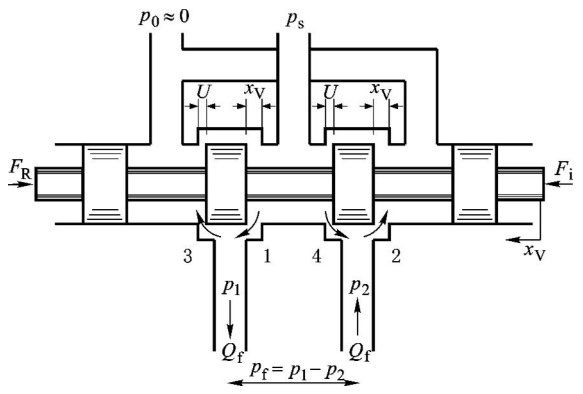

图 3　正开口四边滑阀示意图[8]

$$Q_{L2} = 2C_V W_2 U_2 \sqrt{\frac{1+K}{2\rho K}p_f} \tag{12}$$

设

$$\frac{W_1 U_1}{W_2 U_2} = \frac{W_1 x_{V1}}{W_2 x_{V2}} = \sqrt{\frac{2(1-K)}{K}} \tag{13}$$

由式(11)~式(13)可得不同 p_s 设计值设计方案 Q_L 的比值为

$$\frac{Q_{L1}}{Q_{L2}} = \sqrt{\frac{5(1-K)}{1+K}} \tag{14}$$

由式(14)可以画出在不同 K 值下常规设计方案和降压设计方案的 Q_L 比值,如图 4 所示.

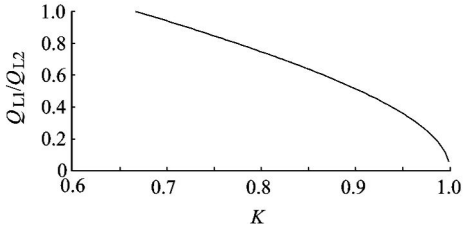

图 4　阀泄漏流量比值与 K 的关系

可以看出,降低 p_s 设计值后,Q_L 会增加,这是由于 Q_n 增大引起 Q_L 随之增加.

3.3　定量泵输出流量与油源压力设计值的关系

定量泵输出流量主要由负载流量、伺服阀泄漏流量及泵泄漏流量 3 部分构成. 在本系统中,采用高转速小排量定量泵,其容积效率通常为 90%,则定量泵的输出流量为

$$Q_p = Q_f + Q_L + 0.1Q_p \tag{15}$$

由式(4)、式(5)、式(11)、式(12)和式(15)可得常规设计方案和降压设计方案两种情况下 Q_p 与 P_f 的关系:

$$Q_{p1} = \frac{10}{9}C_V W_1\left(x_{V1}\sqrt{\frac{1}{2\rho}p_f} + 2U_1\sqrt{\frac{5}{4\rho}p_f}\right) \tag{16}$$

$$Q_{p2} = \frac{10}{9}C_V W_2\left(x_{V2}\sqrt{\frac{1-K}{K\rho}p_f} + 2U_2\sqrt{\frac{1+K}{2\rho K}p_f}\right) \tag{17}$$

设

$$\frac{W_1 x_{V1}}{W_1 U_1} = \frac{W_2 x_{V2}}{W_2 U_2} = a \tag{18}$$

式中,a 为阀芯位移相对于泄漏口的大小. 由式(16)~式(18)可得不同 p_s 设计值下 Q_p 的比值.

$$\frac{Q_{p1}}{Q_{p2}} = \frac{a\sqrt{(1-K)} + \sqrt{10(1-K)}}{a\sqrt{(1-K)} + \sqrt{2(1+K)}} \tag{19}$$

由式(19)分别画出 $a=5$,$a=10$ 和 $a=20$ 时不同 K 值对应的常规设计方案和降压设计方案的 Q_p 比值,如图 5 所示.

如图 5 所示,降低 p_s 后,Q_p 也相应增加. 当 a 增大时,Q_p 增加变得缓慢. 可见,是由于 Q_n 增大引起 Q_L 随之增加,进而引起 Q_p 增加.

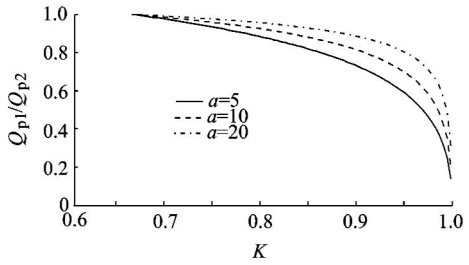

图 5 泵输出流量比值与 K 的关系

3.4 液压系统效率与油源压力设计值的关系

由式(4)、式(16)和式(18)可得常规设计方案,即 $p_f = 2/3p_{s1}$ 时的液压系统效率为

$$\eta_1 = \frac{Q_{f1}p_f}{Q_{p1}p_{s1}} = \frac{3a}{5(a + \sqrt{10})} \tag{20}$$

由式(5)、式(17)和式(18)可得降压设计方案,即 $p_f = Kp_{s2}$ 时的效率为

$$\eta_2 = \frac{Q_{f2}p_f}{Q_{p2}p_{s2}} = \frac{9\sqrt{1-K}aK}{10(a\sqrt{1-K} + \sqrt{2(1+K)})} \tag{21}$$

由式(20)和式(21)可以得到不同 p_s 设计值的效率比值为

$$\frac{\eta_2}{\eta_1} = \frac{\dfrac{9\sqrt{1-K}aK}{10(a\sqrt{1-K} + \sqrt{2(1+K)})}}{\dfrac{3a}{5(a+\sqrt{10})}} \tag{22}$$

由式(22)可以分别画出 $a = 5$, $a = 10$ 和 $a = 20$ 时不同 K 值对应的常规设计方案和降压设计方案的 η 比值,如图 6 所示.

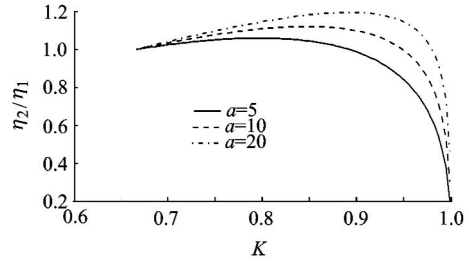

图 6 液压系统效率比值与 K 的关系

可以看出,当 p_s 设计值降低时,η 变化先是提高然后降低. 这是由于 p_s 设计值降低后,Q_L 也会加大,当 Q_L 过大,p_s 设计值降低带来的 η 提高不能弥补 Q_L 引起的损失时,η 开始降低.

从上述分析可以得出,在考虑 Q_L 的影响后,通过降低 p_s 设计值能够有效地提高液压系统的效率.

4 仿真分析

考虑到伺服阀正常工作需要 p_s 高于 p_f 至少 2 MPa. 设常规设计方案 $p_{s1} = 21$ MPa,降压设计方案时 $p_f = 0.75p_{s2}$, $p_f = 14$ MPa,由此可得降压设计方案 $p_{s2} = 19$ MPa.

4.1 AMESim 仿真原理图

在 AMESim 中对作动器建模如图 7 所示. 系统的工作原理为:在加载前,先启动电机 3 带动液压泵 2 对蓄能器 6 进行充压,溢流阀 9 调定系统工作的油源压力,当检测到油源压力达到设定值时,控制电机停止转动,泵供油停止,单向阀 4 起到防止油液倒流回液压泵的作用;在系统进行加载试验时,通过指令发生器 17 产生需要加载的力指令,作动器输出的力信号通过力传感器 14 反馈给控制器 18,控制器 18 根据误差大小控制伺服阀的开口量,从而控制液压缸 13 输出力进行加载. 节流阀 5,10,12 分别用来模拟液压泵的泄漏、伺服阀的泄漏和液压缸的泄漏.

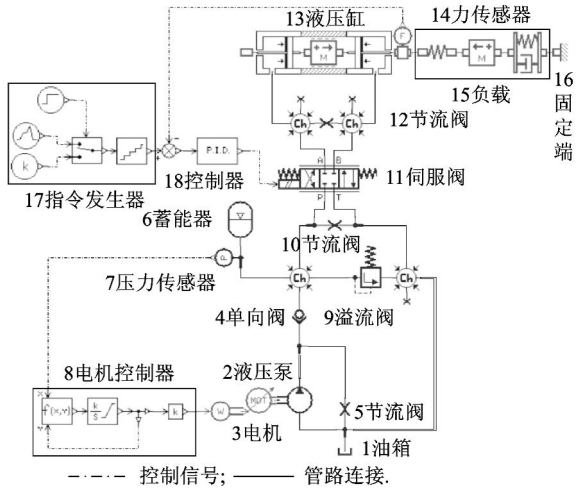

图 7 作动器 AMESim 仿真原理图

由常规设计方案和降压设计方案得到的作动器主要参数如表 1 所示.

表 1 两种设计主要参数

参数	常规设计方案	降压设计方案
p_s/MPa	21	19
p_f/MPa	14	14
Q_n/(L·min^{-1})	6.75	7.75
活塞面积/mm^2	785	785
定量泵排量/(mL·r^{-1})	1.5	1.5
电机转速/(r·min^{-1})	3 000	3 000
蓄能器容积/L	1.5	1.5
负载弹簧刚度/(N·mm^{-1})	100	100

4.2 系统仿真结果

在阶跃力指令 $F = 10$ kN 下两种设计方案的响应曲线如图 8 所示.

可以看出,采用降压设计方案系统响应要比常规设计方案的系统响应快,这是由于降压设计

方案选用了较大的伺服阀,系统流量增益较大.

在阶跃指令下两种设计方案的效率比值如图 9 所示.

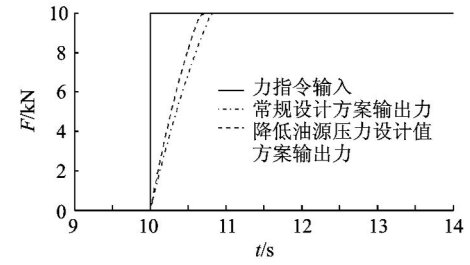

图 8　两种方案作动器的阶跃响应仿真图

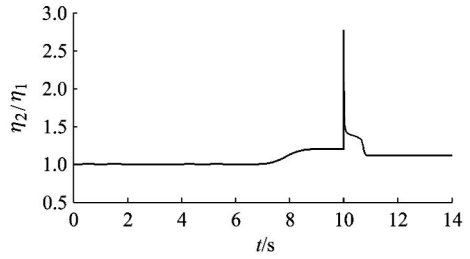

图 9　两种方案的效率比值

从图 9 中可以看出,当作动器工作时,降压设计方案效率与常规设计方案的效率比值大于 1,即采用降压设计方案效率要高于常规设计方案,与前面理论分析的结果相吻合.

采用降压设计方案的系统工作时的各部分流量曲线如图 10 所示.

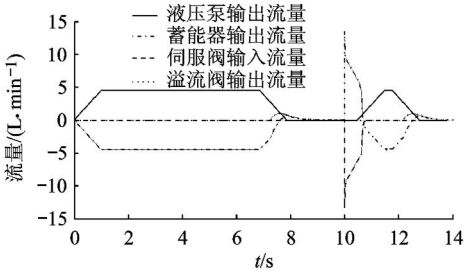

图 10　系统工作时的各部分流量曲线图

可以看出,前 10 s 钟为蓄能器充压时间. 电机运行至峰值转速 3 000 r/min,此时液压泵以最大流量输出,蓄能器充压至设定油源压力后,电机停止转动,液压泵停止流量供给. 指令发生器在第 10 s 给出阶跃指令,此时系统流量由蓄能器供给,控制器调节伺服阀开口大小,控制液压缸两腔的流量和压力,从而使液压缸输出力作用于负载. 在第 10.6 s 的时候,系统压力低于设定值,此时启动电机带动液压泵给蓄能器充压,同时提供负载流量. 溢流阀只有在蓄能器充满压力时有个短暂的过压溢流,因此系统溢流损耗较低.

综上所述,采用降低油源压力设计值设计方案的一体化作动器液压系统效率高于采用常规设计的方案,通过 AMESim 仿真可以看到所设计的作动器满足实际使用要求.

5　结 束 语

针对飞机结构试验尤其是静力试验中加载速度低、系统流量低的特点,设计了基于阀控的低成本高可靠性新型电液一体化作动器.

对于阀控系统效率低的问题,通过理论分析提出了降低油源压力设计值的方案并用 AMESim 仿真平台验证了该方案的可行性. 从理论分析可看出,适当地降低油源压力设计值可有效地提高系统效率,但降低油源压力设计值也会带来系统泄漏的增加,当油源压力设计值降低带来的效率提高不能弥补泄漏引起的损失时,效率开始降低.

参考文献 (References)

[1] 吴森. 结构试验基础[M]. 北京:航空工业出版社,1992:1 - 9
Wu Seng. The foundation of structural test[M]. Beijing:Aviation Industry Press,1992:1 - 9(in Chinese)

[2] 马健. B777 全尺寸静力和疲劳试验[J]. 民航经济与技术,1997(6):33 - 35
Ma Jian. B777-scale static and fatigue test[J]. Civil Aviation Economics & Technology,1997(6):33 - 35 (in Chinese)

[3] Vepa R. Aeroelastic analysis of wing structures using equivalent plate models[J]. AIAA,2008,46(5):1216 - 1225

[4] Feraboli P. Composite materials strength determination within the current certification methodology for aircraft structures [J]. AIAA,2009,46(4):1365 - 1374

[5] 孙卫华,胡贵彦. 新型机载作动系统研究[M]. 北京:中国物资出版社,2009:94 - 98
Sun Weihua,Hu Guiyan. New airborne actuator system research [M]. Beijing:China Supplies Press,2009:94 - 98

[6] 王占林. 近代电气液压伺服控制[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005
Wang Zhanlin. Modern electric-hydraulic servo control[M]. Beijing:Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press,2005(in Chinese)

[7] 纪友哲. 电机-泵-阀联合控制作动器的研究[D]. 北京:北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院,2008
Ji Youzhe. Research on motor-pump-valve combined control actuator[D]. Beijing:School of Automation Science and Electrical Engineering,Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2008(in Chinese)

[8] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京:机械工业出版社,1996:19
Wang Chunxing. Hydraulic control system[M]. Beijing:Mechanical Industry Press,1996:19(in Chinese)

(编　辑:刘登敏)