

对Ⅱ号喷油泵校正机构及其性能改进的分析研究

邢舜华 陈晓光

(西北农学院农机系)

摘 要

Ⅱ号喷油泵中、小油门位置时校正性能变差,这是生产使用中提出的问题。通过对结构特点和校正过程的分析、起“作用点”转速及循环供油量与油门位置关系式推导,理论分析与实验测试都证明Ⅱ号喷油泵原校正器,随油门开度由大变小,校正油量逐渐减小,校正性能越来越差。本文在此基础上对校正器进行改进设计,通过设计计算、理论分析和实验测试,阐明改进机构的校正性能改善的本质规律:即作用点位置是一个随“油门”位置不同而变的变量,这与原校正器的作用点为固定位置,是一个根本的改变。这样,部分油门位置克服临时超负荷性能,通过两段校正而显著地改善了。这与实验结果一致。

一、问 题

Ⅱ号喷油泵是我国系列化油泵之一,配置在东方红—75、东方红—40、铁牛—55等拖拉机和东方红—50KW发电机组,以及其他各种不同用途的柴油机上。

与“老泵”相比,它具有体积小、重量轻、零件少、成本低、通用性广等优点。但在使用和修理中发现油量校正机构的结构设计还存在一定问题,致使校正性能变差、而中、小油门位置时,尤为明显。为充分发挥Ⅱ号喷油泵的使用性能,提高拖拉机高档小油门时的生产率和经济性,则Ⅱ号喷油泵的校正机构必须加以改进,使之完善。

二、对存在问题的本质原因分析

1. 理论分析

Ⅱ号喷油泵调速器的全部作用过程,是一个飞球总成离心力的轴向分力(以下简称轴向分力)与诸弹簧力相平衡的过程。通过起动弹簧、高速弹簧、怠速弹簧、校正弹簧分别部分或全部参予平衡的过程,而分别完成“起动”、“怠速”、“调速”及“校正”等不同阶段的性能要求。

“校正”阶段,是其中作用最复杂的一个阶段。全部弹簧都参加了与轴向分力的平

衡过程（如图1所示）。

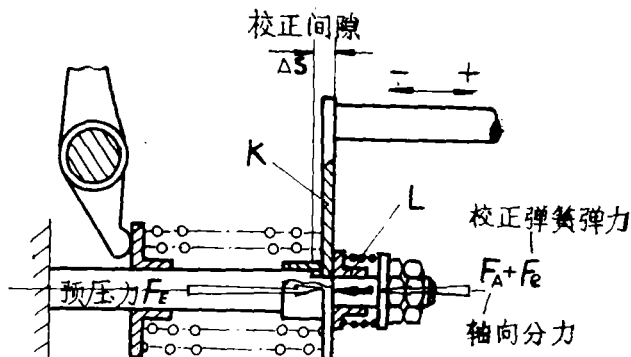


图 1

当转速上升到调速器作用点位置时，轴向分力 F_A 与起动弹簧、高速弹簧、怠速弹簧的预压力 F_E 相平衡，此时，校正弹簧滑座刚刚接触到支承轴轴肩，调速弹簧滑座与校正弹簧滑座即将分离。当其转速再升高，则 $F_A > F_E$ ，进入调速作用阶段；转速若降低，则 $F_A < F_E$ ，校正器起作用，进入校正加浓阶段。因此该点称为调速器起作用的“临界点”，该点的位置就是调速弹簧滑座“K”与校正弹簧滑座“L”刚刚分离或刚刚接触的位置（见图1）。由其结构可知，该点的位置是固定不变的。

由于该位置无论在何种油门开度（即调速弹簧的不同预压力）下，是固定不变的，因而供油拉杆转动调节臂使柱塞转动的角度 α 也是一定值。所以理论上的循环供油量也是不变的。应是以标定油量为纵坐标的与横轴平行的一条直线（如图2所示的 $H[H']$ [H'']）。但实际上，由于柱塞套进油孔的节流作用随转速升高而增强，而柱塞付的

泄漏作用却随之减弱，从而使高速时的循环供油量略高于低速时的循环供油量，整个供油特性曲线是一条随转速下降而略向下弯的弧线（如图2所示的 $HH'H''$ ）。各油门开度时的作用点油量便沿此曲线分布，若无校正器在超负荷时的循环供油量也就沿这条曲线变化。显然，这种无校正器的调速机构不能满足拖拉机临时超负荷的要求，因为当负荷增加、转速下降时， $F_A < F_E$ 而刚性凸肩承受了 $F_E - F_A$ 的差值，供油拉杆不能移动，也就不能使油量有所增加。

装校正器的目的，在于当转速降低时，能超供一些油量，以提高克服临时超负荷的能力。

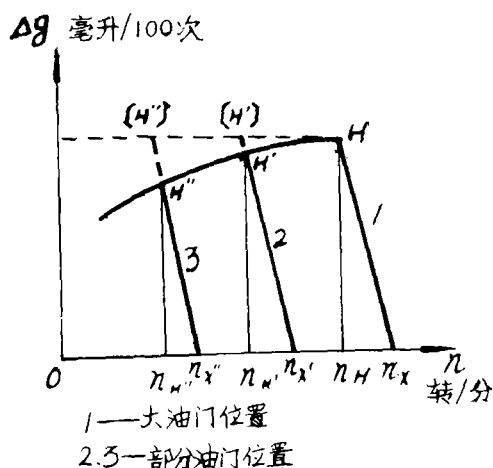


图 2

校正器的主要作用,就在于使 F_E 与 F_A 的差值能引起油量的增加。

将“刚性”凸肩换为“弹性”凸肩,便是Ⅱ号喷油泵校正器的主要结构。校正过程就是校正弹簧受压缩的过程,这时供油特性曲线变为图3所示的曲线。

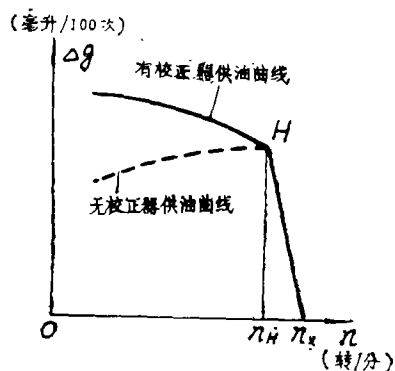


图3

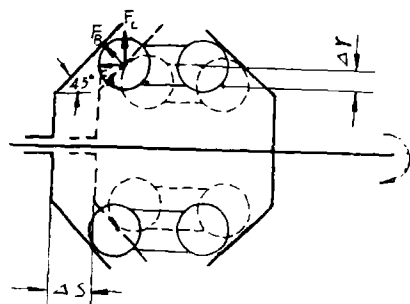


图4

此时力平衡方程式为:

$$F_A + F_c = F_E$$

式中 F_A ——飞球总成离心力的轴向分力。

F_c ——校正弹簧弹力。

F_E ——高速、怠速、起动弹簧予压力。

F_E 可视为一个合力弹簧的作用效果

$$F_E = (S_{E_0} - \Delta S) \cdot E_{\text{合}} \cdots \cdots ①$$

式中 S_{E_0} ——作用点时的弹簧予压缩量。

ΔS ——校正位移

$E_{\text{合}}$ ——合力弹簧刚度

$$F_c = (S_{c_0} + \Delta S) \cdot E_{\text{校}} \cdots \cdots ②$$

式中 S_{c_0} ——校正弹簧予压缩量

ΔS ——校正位移

$E_{\text{校}}$ ——校正弹簧刚度

由推力盘结构图4可知

$$F_A = F_c \cos 45^\circ = F_c \cos 45^\circ \cdot \cos 45^\circ = \frac{Qr\omega^2}{2g}$$

$$\text{又 } \Delta r = \frac{1}{2} \Delta S \quad r = r_0 - \Delta r$$

$$\text{所以 } F_A = \frac{Q}{4g} (2r_0 - \Delta S) \omega^2 \cdots \cdots ③$$

式中 Q ——飞球总重量

g ——重力加速度

r_0 ——飞球在作用点时的旋转半径

Δr ——飞球旋转半径减小值

ω ——旋转角速度

将①、②、③各式代入平衡方程式,得:

$$\frac{Q(2r_0 - \Delta S)}{4g} \cdot \omega^2 + (S_{e0} + \Delta S) \cdot E_{校} = (S_{e0} - \Delta S) \cdot E_{合}$$

当在作用点位置时

$$\Delta S = 0 \quad F_s = 0$$

$$\text{则推知: } \omega = \sqrt{\frac{2gE_{合} \cdot S_{e0}}{Q \cdot r_0}} = K\sqrt{S_{e0}}$$

$$\text{式中系数 } K = \sqrt{\frac{2gE_{合}}{Qr_0}}$$

此即为不同油门位置时作用点转速对应的角速度。

当在校正阶段时

$$\text{由 } \frac{Q(2r_0 - \Delta S)}{4g} \cdot \omega^2 + (S_{e0} + \Delta S) \cdot E_{校} = (S_{e0} - \Delta S) \cdot E_{合}$$

$$\begin{aligned} \text{推知: } \Delta S &= \frac{E_{合} S_{e0} - E_{校} S_{e0} - \frac{Q}{2g} r_0 \omega^2}{E_{校} + E_{合} - \frac{Q\omega^2}{4g}} \\ &= \frac{E_{合}}{E_{校} + E_{合} - \frac{Q\omega^2}{4g}} \cdot S_{e0} - \frac{E_{校} \cdot S_{e0} + \frac{Q}{2g} r_0 \omega^2}{E_{校} + E_{合} - \frac{Q\omega^2}{4g}} \end{aligned}$$

由于讨论某一转速下的 ΔS 时, ω 为定值, 又 $E_{合}$ 、 $E_{校}$ 、 S_{e0} 、 r_0 、 g 、 Q 均为常数。

$$\text{故 } \Delta S = K_1 S_{e0} - K_2$$

$$\text{式中 } K_1 = \frac{E_{合}}{E_{校} + E_{合} - \frac{Q\omega^2}{4g}}$$

$$K_2 = \frac{E_{校} S_{e0} + \frac{Q}{2g} r_0 \omega^2}{E_{校} + E_{合} - \frac{Q\omega^2}{4g}}$$

即校正弹簧压缩量与调速弹簧予压缩量成正比关系。

对于斜槽式柱塞、理论循环供油量 Δg 与柱塞转角 $\Delta \alpha$ 成正比, 即 $\Delta g \propto \Delta \alpha$ 、 $\Delta \alpha$ 又与校正弹簧压缩量 ΔS 成正比, 即 $\Delta \alpha \propto \Delta S$ 。

$$\text{故不难推知: } \Delta g = K_3 S_{e0} - K_4$$

K_3 、 K_4 均为比例常数。

由此式得知, 校正油量是一个随调速弹簧予压量不同——即“油门”位置不同而变

化的量。其规律是：随油门开度由大到小，校正油量越来越少。

2. 对试验结果的分析

表1是我们对东方红—75Ⅱ号喷油泵不同油门位置时的供油试验结果。根据表1可

表1

油门开度	起作用点转速	450转/分校正油量	350转/分校正油量	250转/分校正油量
全	750转/分	15.1毫升/100次	15.8毫升/100次	16.0毫升/100次
中 ₁	600转/分	13.0毫升/100次	13.8毫升/100次	14.0毫升/100次
中 ₂	500转/分	11.0毫升/100次	11.8毫升/100次	12.2毫升/100次

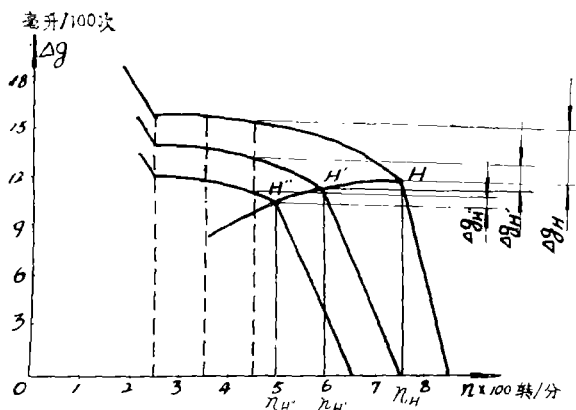


图5

绘制不同油门位置时的供油特性曲线（如图5所示）。

明显看出，随油门开度由大到小，校正油量是 $\Delta g_H > \Delta g_{H'} > \Delta g_{H''}$ ，与理论分析结果完全一致。

由此得出这样的结论：Ⅱ号喷油泵采用这样的校正器，必然导致校正油量随油门开度由大到小而逐渐减少，也就是说，校正性能越来越差。

三、校正机构的改进设计

通过理论分析和试验结果，揭示出了导致喷油泵中、小油门位置校正油量不足的本质原因及其规律。为此我们针对原校正机构提出如下的改进设计：

1. 对机构改进设计的要求

①其动作顺序应符合起动——校正——调速的连续性要求。

②必须使校正行程是一个变量，且其变化应达到调速弹簧予压量越小、校正行程越大的基本规律，即 $\Delta g = K g_0 - K g_1 S_{E0}$ （ $K g_0$ 、 $K g_1$ 均为常数），这与原机构的校正规律

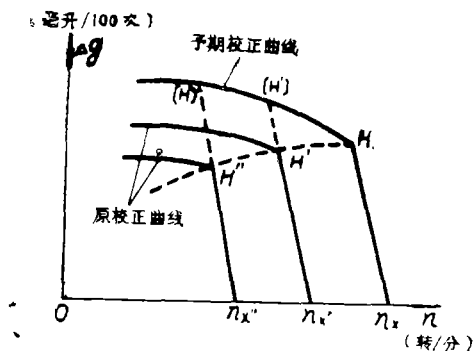


图6

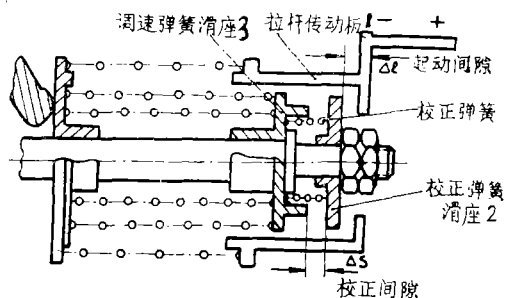


图7

恰好相反。

③原油泵机构的最佳校正油量是“油门”全开时的校正油量，因此理想的校正结果应是各油门位置时均能达到最佳校正状态（予期的供油特性为图6所示）。

④由于是改进设计，将要受到原结构的设计参数、另件布局、空间、调整难易等条件制约，要求改动的另件少，加工简单，力求经济实效。

2. 改进设计方案

图7所示为一种比较简单的机构改进设计方案。

其特点有：

①传动板1 起动机间隙消除 → 校正弹簧滑座2 校正间隙消除 → 调速弹簧滑座3，合乎上述第一个要求。

②校正过程由校正弹簧伸张完成，则其规律 $\Delta S = K_{g0} - K_{g1} S_{c0}$ ，满足第二要求。

③最佳校正油量以标定状态设计为准，可以通过标定状态的最大校正行程、调速弹簧予压缩量、校正量特殊要求等，计算出相应的弹簧参数。则其余油门位置时的校正量，均在此校正弹簧伸张的弹性曲线上，即满足第三要求。

此外，该方案也满足上述第四个要求。

图8为改进后的结构。

3. 部分另件的改进设计

①校正弹簧的设计计算

弹簧在一般载荷下工作，可按第Ⅲ类弹簧考虑，现选用Ⅱ组碳素钢丝。

按内外径要求： $D_1 \geq 9$

$$D \leq 14$$

（“ D_1 ”要能装上校正弹簧座，“ D ”要可以装进校正弹簧前滑座）。

$$\begin{cases} D_2 - d = 9 \\ D_2 + d = 14 \end{cases} \quad \text{解得：} \begin{cases} D_2 = 11.5 \\ d = 2.5 \end{cases}$$

取 $d = 1.6 \text{ mm}$

暂选 $\sigma_B = 1850 \text{ N/mm}^2$

$$[\tau] = 0.5\sigma_B = 925 \text{ N/mm}^2$$

取弹簧指数 $C = 6$

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = 1.2525$$

$$P = 5.13 \text{ Kg} = 50.274 \text{ N}$$

$$\text{据 } d' \geq 1.6 \sqrt{\frac{P_2 K C}{[\tau]}} = 1.02224$$

$$d' \text{ 与估计值相近 } \begin{cases} \sigma_B d_1 = 1950 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_B 1.6 = 1850 \text{ N/mm}^2 \end{cases}$$

则 $D_2 = C \cdot d = 9.6 \text{ mm}$

$$D = D_2 + d = 11.2 \text{ mm}$$

合乎要求。

计算弹簧圈数: $P = 5.13 \text{ Kg}$

$$\lambda = 2 \text{ mm}$$

$$\text{所以 } K_P = \frac{P}{\lambda} = 2.565 \text{ Kg/mm} = 25.137 \text{ N/mm}$$

取 $G = 82000 \text{ N/mm}^2$

$$\text{则 } n = \frac{G d^4}{8 D_2^3 \cdot K_P} = \frac{82000 \times 1.6^4}{8 \times 9.6^3 \times 25.137} \approx 3.02$$

取 $n = 3$

$$n_1 = n + (2 \sim 2.5) = 5 \text{ (圈)}$$

弹簧高度可按原弹簧高度类比取值

$$H = 12.5 \text{ mm}$$

原弹簧刚度

$$K_{P_0} = 2.26 \text{ Kg/mm} \approx 22.15 \text{ N/mm}$$

考虑校正弹簧的制造困难,在材料选择、外形尺寸等方面与原校正弹簧相同;理论计算的弹簧刚度,略大于原校正弹簧刚度,可以适当加垫圈代替使用。

②改进的另件

图9: 为支承轴

图10: 校正弹簧前滑座

图11: 校正弹簧座

图12: 调速弹簧前滑座

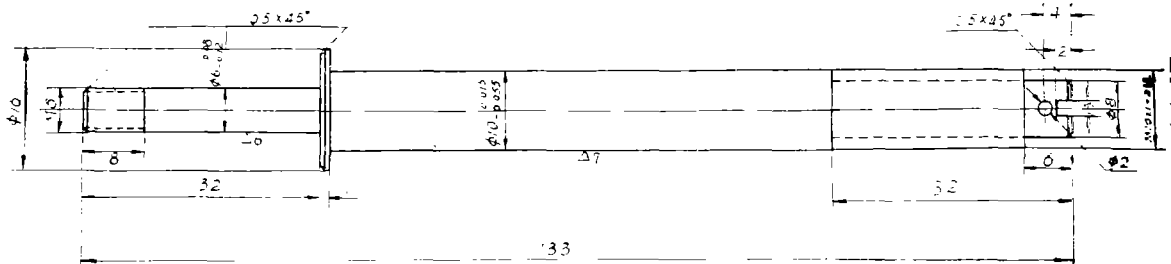
其余 $\nabla 3$ 

图9

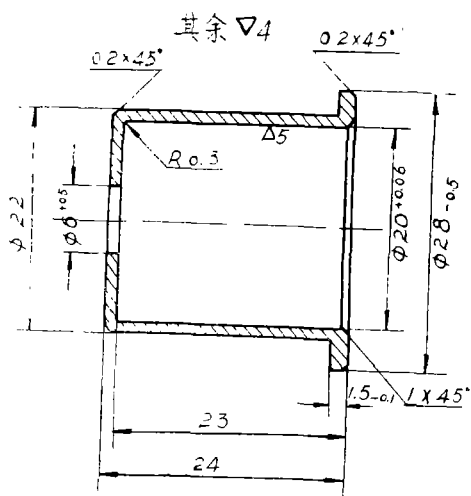


图10

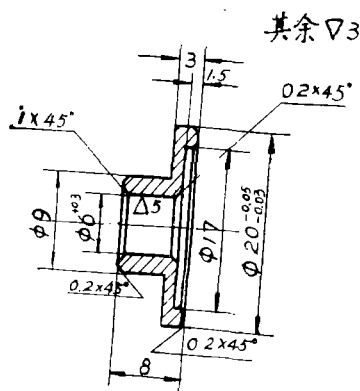


图11

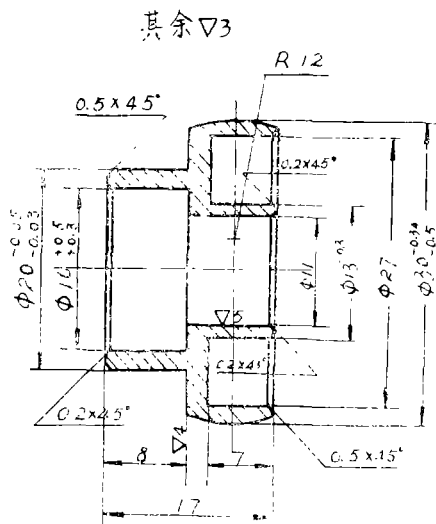


图12

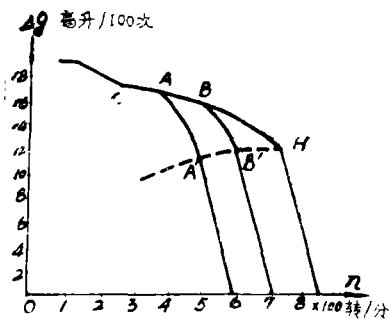


图13

平衡方程式为:

$$F_A - F_{起} = \frac{\Delta S \cdot E_{校}}{(\text{中介过程})} = E_{合} \cdot S_{E_0}$$

其中: ΔS ——校正弹簧压缩量

$\Delta S'$ ——校正弹簧伸长量

$E_{校}$ ——校正弹簧刚度

$E_{合}$ ——调速弹簧合力刚度

S_{E_0} ——调速弹簧予压量

$S_{..}$ ——校正弹簧最大压缩量

$$\text{所以 } \Delta S = \frac{E_{合}}{E_{校}} \cdot S_E = K \cdot S_E \quad K = \frac{E_{合}}{E_{校}}$$

以标定工况作用点为参照起点, 则各油门位置时作用点距起点的距离为:

$$\Delta S' = S_{..} - \Delta S = S_{..} - K S_{E_0} = K_1 - K S_{E_0}$$

$$K_1 = S_{..} \text{ (校正行程)}$$

即作用点位置是一个随“油门”位置不同而变的变量。这与原校正器的作用点固定位置, 是一个根本改变。

当油门位置固定在某一位置时, S_{E_0} 是一定值, 则 $\Delta S'$ 也是一定值, 作用点位置也就是供油特性曲线上的某一固定点。如图15a中A、B、H分别对应部分油门与全油门位置时作用点; 而原机构作用点位置是一固定位置即A'、B'、H所在的供油特性曲线(见图15b)。

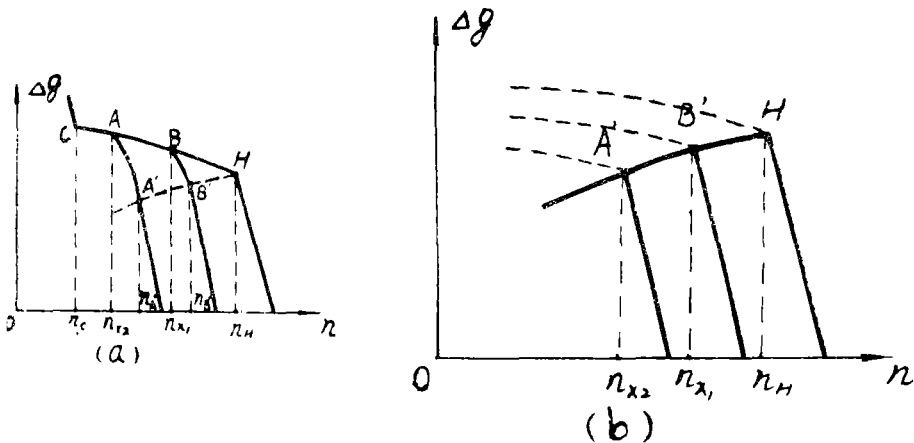


图 15

按原机构作用点不变, 将A'A、B'B称为第一校正过程, AC、BC称为第二校正过程。下面分别分析这两个校正过程。

对AC、BC段, 当转速分别由 n_{x2} 、 n_{x1} 降至 n_c , 校正弹簧由对应的A、B压缩位置

伸张至C, 其校正过程便是校正弹簧的伸张过程, 因此AC、BC段, 便是按校正弹簧弹性特性而变化的一条供油特性曲线。由 $\Delta S = K S_{E_0} = \frac{E_{\text{合}} \cdot S_{E_0}}{E_{\text{校}}}$ 可知, 当某一油门位置时, 校正弹簧位移量 ΔS 与校正弹簧刚度 $E_{\text{校}}$ 成反比, 与标定状态的供油特性曲线是重合的。

对A'A、B'B段, 当转速分别由 $n_{A'}$ 、 $n_{B'}$ 降至 n_{x_2} 、 n_{x_1} 时, 校正弹簧与调速弹簧串叠起作用, 相当于一个刚度 E 的弹簧作用, 由弹簧叠加公式知:

$$E = \frac{E_{\text{合}} \cdot E_{\text{校}}}{E_{\text{合}} + E_{\text{校}}}$$

因此, 这两段就是按刚度 E 的弹簧特性而变化的一条供油曲线。

由于: $E < E_{\text{校}}$ $E < E_{\text{合}}$

故此曲线(A'A、B'B段)与调速段曲线和校正段曲线HC都不重合, 而分别相交于A'、A点及B'、B点。其刚度较校正弹簧小, 反映在调速曲线上的斜率较大(如图16所示), 与试验结果一致。

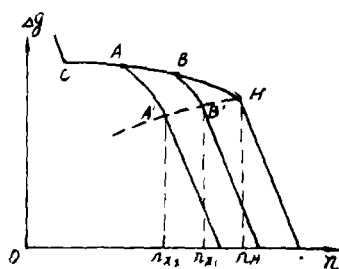


图 16

五、结 束 语

1. 原校正机构的校正过程是靠调速弹簧予压力与轴向分力之差值压缩校正弹簧完成; 调速过程中, 校正弹簧与调速弹簧是分置的。而改进机构的校正过程是靠校正弹簧的伸张完成; 校正与调速过程中, 校正弹簧与调速弹簧是联动的。

原机构的各个不同油门位置情况下的作用点是一个固定位置, 即校正弹簧滑座刚刚接触或刚刚脱离支承轴凸肩的那一点; 而改进机构的作用点位置是轴向分力与起动弹簧合力通过校正弹簧、与调速弹簧合力相平衡的位置。这个位置随油门开度的不同而在一个区间内变化, 这个区间就是校正弹簧的最大压缩距离。

因此, 严格地讲, 这种改进首先是改变了作用点的位置, 使作用点的油量随之改变, 从而增强其克服临时超负荷的能力。

2. 其全油门位置时, 校正曲线只有一条, 即原速度特性曲线中的HC一段, 当转速由标定转速750转/分下降时, 循环供油量便沿此线段变化。

当在部分油门位置时, 校正曲线成为两条, 转速由原作用点转速 $n_{A'}$ 、 $n_{B'}$ 下降时, 校正油量沿A'A、B'B线迅速增加, 直至转速下降至新作用点A、B对应的转速 n_{x_2} 、 n_{x_1} 时, 才开始沿HC线变化。

由特性曲线可以看出, 如以新作用点A、B为参照, 第一校正段A'A及B'B实际上是新作用点下的第一段调速区段。当转速由新作用点转速再下降时, 校正油量便沿HC校正曲

线变化,其增加速度较第一校正区段要小。

这样,部分油门位置克服临时超负荷能力,通过两段校正而显著地改善了。

3.新作用点本身就是超负荷工况点,新旧作用点之间的区段是供克服临时超负荷的校正区段,绝非正常工作区段,应避免长期在此段工作。

4.改进后的调整变化

改进方案考虑的问题之一,是调正的合理性、方便性。Ⅱ号喷油泵的调整较简单。改进后,由于调速规律没有改变,限速机构、飞球总成、推力盘前极限位置等结构,参数均无变化,故支承轴位置、高速螺钉……等调整上均无变化,只是校正间隙、校正弹簧予紧量的调整意义和方法上有所不同。

原机构的校正弹簧予紧量调整是为改变校正行程,但也影响到起动行程。增加予紧量,则校正行程减少(指有效的加浓区段);减少予紧量,则校正行程增加,两者是通过松退调整螺母同时达到的。

改进机构的校正弹簧予紧量及间隙调整是为使校正弹簧在最大压缩量时,弹力与标定状况调速弹簧予紧力相平衡,也就是说作为消除制造和设计上的误差。这里的予紧量与校正行程可以通过调整螺母与增减垫圈分别得到调整。

参 考 文 献

- 1.吉林工业大学拖拉机教研室:《拖拉机构造》,机械工业出版社,1973年。
- 2.辜宣鸿执笔:“Ⅱ号喷油泵调试探讨(I)——Ⅱ号泵修理调试因素对调速器工作参数的影响”,《东北农学院学报》,1981年第1期。
- 3.洛阳拖拉机厂:《Ⅱ号喷油泵调速器零件及装配图册》。

An Analysis and Research on the Correcting System of NO.Ⅱ Oil Spraying Pump and Improvement of Its Performance

Xin Yuhua

Chen Xiaoguang

(Farm Machinery Department, Northwestern College)
of Agriculture

Abstract

The correcting performance of the medium and small throttles in No.Ⅱ oil spraying pump becomes poor. This is a problem put forward in production and utilization. It was proved through the analysis of structural features and correcting process deduction of relation equations of the "acting point" /revolution speed/cycle of oil supply/ position of throttle/theoretical analysis and test that the original corrector of No.Ⅱ oil spraying pump reduces its correcting oil as the size of opening of the throttle becomes from big to small. Thus, the correcting performances become poorer and poorer. This paper deals with the natural laws of improvement of performances of the correcting system based on the revision of design of the corrector through designing calculation and theoretical analysis and tests. Namely, the position of the acting point is a variable with different positions of "throttles". This is a fundamental change with the fixed position of the acting point of the original corrector. In this way, part of the throttle position can overcome the temporal overloading. There is an obvious improvement for the correcting system through two sections of corrections, which is in tally with the results obtained from the experiments.