

101—IV 型 旋 转 活 塞 发 动 机

总 結 报 告

(内部资料·注意保存)

长 春 汽 车 研 究 所

一九七〇年二月

最 高 指 示

要认真总结经验。

我们不能走世界各国技术发展的老路，跟在别人后面一步一步地爬行。我们必须打破常规，尽量采用先进技术，在一个不太长的历史时期内，把我国建设成为一个社会主义的现代化的强国。

任何新生事物的成长都是要经过艰难曲折的。在社会主义事业中，要想不经过艰难曲折，不付出极大努力，总是一帆风顺，容易得到成功，这种想法，只是幻想。

下定决心，不怕牺牲，排除万难，去争取胜利。

目 录

(一) 101——Ⅳ型旋转活塞发动机总结报告	(2)
前 言	
一、概 述	(2)
二、結構参数	(3)
三、水冷却系統	(4)
四、潤滑系統	(5)
五、活 塞	(6)
1. 活塞的气密封	(7)
2. 活塞冷却方式	(8)
3. 活塞定位面的选择	(8)
4. 活塞材料的选择	(8)
5. 活塞轴承	(8)
六、封油系統	(11)
七、单双缸机动平衡計算	(13)
八、附 件	(14)
九、缸体曲綫和位置精度孔的加工	(16)
十、目前存在的主要問題	(20)
参考資料	(21)
(二) 101——Ⅳ型旋转活塞发动机1号样机试验报告	(22)
(三) 101——Ⅳ型旋转活塞发动机2号样机试验报告	(29)

(一) 101—IV型旋轉活塞发动机总结报告

前 言

伟大领袖毛主席教导我们：“要认真总结经验。”

在史无前例的无产阶级文化大革命中，在我所革命委员会和工、军宣队的正确领导和亲切关怀下，全所广大革命职工对旋轉活塞发动机科研工作的两条路綫斗争史进行了深入细致的摆查，用毛泽东思想进行了上綱上綫的批判。通过揭发批判，大大激发了我们对研制旋轉活塞发动机的革命意志，增强了赶超世界先进水平的决心。在革命大批判的高潮中，我们抽空写出了这份101—IV型旋轉活塞发动机的总结报告，把我们的工作汇报给从事旋轉活塞发动机研制工作的兄弟厂和兄弟单位，以便互相交流經驗。我们恳切希望兄弟厂和兄弟单位提供宝贵經驗，并对我们的工作提出批評指正。

伟大的七十年代已经到来，全国各行各业都以战斗的姿态跨入了伟大的七十年代，并呈现出蓬蓬勃勃的跃进局面。全国从事旋轉活塞发动机研制工作的同志们，为創造出世界第一流的旋轉活塞发动机产品、为我国内燃机技术迅速赶上和超过世界先进水平而并肩战斗吧！

一、概 述

这份报告是我们从事研制旋轉活塞发动机101—型IV样机的一些情况总结。目前，101—IV型样机已经顺利地通过了400小时台架試驗，一台双缸样机装在（BJ—

212）吉普車上已经行駛了45000公里。

101—IV型样机为水冷却，分单缸和双缸两种。单缸最大功率已达到49馬力、最大扭矩为8.4公斤·米，单缸排量为650毫升，創成半径 $R=108.75$ 毫米，偏心矩 $e=16$ 毫米，摆动角 $\varphi=26^{\circ}11'$ ，最低比油耗为243克/馬力·小时，机油汽油消耗比为3~5%。

101—IV型样机是在阶级斗争中发展而来的。

我们从事研制旋轉活塞发动机的工作是从1960年3月份开始的。我们遵照伟大领袖毛主席关于“奋发图强，自力更生，树立雄心壮志，赶超世界先进科学技术水平”的教导，到目前，共研究、設計了四种型号的样机。

当时，我们这些年轻人，一无資料，二无实践經驗，有的同志連旋轉活塞发动机这个名詞也刚刚听到。但是，我们有一顆为伟大领袖毛主席爭光，为伟大社会主义祖国爭光的决心，日夜奋战，群策群力，三天时间就設計了排量为170毫升的101—I型試驗性旋轉活塞发动机。后又与第一汽車厂开展革命大协作，組成工人、技术人员、革命干部三結合的“101”突击队，开展了群众性的攻关、闖关活动，很快就突破了一系列技术难关，只經過三十四天，就发出了七馬力，无負荷运轉时轉速高达10000轉/分。

接着，我们乘胜前进，奋战两个月，又設計、試制了排量为 2×468 毫升的101—II型旋轉活塞发动机。单缸机发出36馬力的功率。我们把这种样机装在国产东风

牌小轎車上，接受了伟大領袖毛主席的亲自檢閱，这是我們終身难忘的幸福，也是我們繼續前进的动力。

正当我們在独立自主的赶超世界先进技术水平的大道上闊步前进的时候，一小撮走資派和反动技术“权威”，看在眼里，恨在心头，他們利用所把持的权力拚命兜售“爬行主义”“洋奴哲学”，他們糾集在一起“照抄”“照搬”的搞了一种排量为 2×655 毫升的 101—Ⅲ型样机的設計方案，否定了群众性的技术成果，致使研制旋轉活塞发动机的工作走了回头路，他們又趁国家暂时困难之机，企图扼杀这个大跃进成果。我們遵照伟大領袖毛主席“千万不要忘记阶级斗争”的教导，奋起保卫大跃进成果，通过針鋒相对的斗争，无可辨駁的工作实践，宣告了資產阶级反动技术“权威”照抄照搬国外“先进”结构的破产。

一九六五年底，我們在伟大的社会主义教育运动中，运用战无不胜的毛泽东思想，展开了对資產阶级科研路綫的批判，更加激发了我們独立自主，自力更生，赶超世界先进技术水平战斗意志，通过向兄弟单位学习和总结实践经验，运用土法上马，在很短時間內，就研究設計試制出 101—Ⅳ型样机。經過工人和技术人員一年多的努力，使 101—Ⅳ型样机基本达到了旋轉活塞发动机第一届全国技术會議提出的初步过关指标。这是战无不胜的毛泽东思想指导科研工作的胜利。此后，北京、天津、沈阳等地的几个兄弟厂，在 101—Ⅳ型样机的基础上，繼續进行了大量的研究改进工作，目前，有些兄弟厂已作为本单位的汽車发动机新品种投入小批試生产。

目前，研制旋轉活塞发动机的工作已在全国遍地开花，可以断言，不久赶超世界先进技术水平我国自行設計制造的旋轉活塞发动机新产品即将誕生！

伟大領袖毛主席教导我們：“世界上的事情是复杂的，是由各方面的因素决定的。看问题要从各方面去看，不能只从单方面看。”

二、结构参数

1、101—Ⅳ型旋轉活塞发动机(以下簡称 101—Ⅳ型样机)的基本結構参数如下：

創成半径 $R = 108.75$ 毫米

偏心距 $e = 16$ 毫米

等距半径 $r = 3.25$ 毫米

缸体寬 $B = 70$ 毫米

搖摆角 $\varphi = \sin^{-1} \frac{3e}{R} = \sin^{-1} \frac{48}{108.75}$
 $= 26^\circ 11'$ ，

排量 $V_n = 3\sqrt{3} (R + r)$

$eB = 652$ 毫升

压缩比 $\varepsilon = 8$

配气相位 (均为主軸轉角)：

进气提前 74.5° 开，落后 64° 关；

排气提前 65.5° 开，落后 62° 关；

2、101—Ⅳ型样机基本結構参数的选择

1) 排量 V_n 选为 650 毫升，保持 101—Ⅲ型样机的排量。

2) 参数中 R/e 的比值很重要。它关系到发动机的体积、密封綫总长度、密封片滑动速度、密封片受力大小、冷却面积与燃烧室容积的比值、主軸的刚度、活塞的大小以及燃烧室的形状等。

101—Ⅲ型样机的 R/e 比值为 8，通过实践，发现比值太大，致使活塞較重，燃烧室狭长，主軸的相对刚度較弱，发动机体积也較大。統計 1965 年初国外样机的 R/e 比值，一般均在 7 左右。 R/e 比值选小，虽然能避免上述缺点，但选得太小，会使活塞变得太小，不易在活塞上

布置密封条、封油机构、轴承和冷却油腔。
101—Ⅳ型样机在设计时，选用了 $R/e = 108.75/16 = 6.8$ 。

3) 缸体宽 B 选用 70 毫米， B/e 值为 4.37。

4) 等距半径 r 选为 3.25 毫米。 r 选大一些，可减小密封片与缸体内表面的接触应力，减少磨损。由于密封片工作时，其轴线与缸体线之间有摇摆作用， r 值太大，接触点将走出密封片之外。密封片厚度为 3.5 毫米， φ 为 $26^\circ 11'$ ，最大接触宽度为 $2r \sin \varphi = 2 \times 3.25 \times \sin 26^\circ 11' = 2.87$ 毫米，此值小于 3.5 毫米。

在试制过程中，为了检验缸体型线，先做一个外齿轮范成原理的检验量具。外齿轮加工时，这对外齿轮的中心距（无间隙啮合）实测为 108.35 毫米。故试制出的 101—Ⅳ型样机， R 为 108.35 毫米， r 为 3.65 毫米， $R/e = 6.77$ ， $\varphi = \sin^{-1} \frac{3e}{R} = \sin^{-1} \frac{48}{108.35} = 26^\circ 18'$ 。

5) 压缩比 ε 同一般内燃机一样，压缩比大，能提高热效率。这种发动机压缩比的增加，不但受汽油爆震的限制，还受到反喷的限制。当时考虑，样机试制后，如在试验中发现压缩比太大，可铣薄燃烧室来降低。反之，若增加压缩比，就比较困难了。为此，将压缩比选得偏高一些，即 $\varepsilon = 8$ 。

6) 配气相选择：排气口关闭时刻与进气口开启时刻，选取接近于当时已小批生产的西德 KKM 502 发动机，而进气口与排气口的断面大小，则与它一样。这样进、排气重叠角度可以接近，进、排气口的平均流速也大致相近了。（KKM 502 发动机，最大转速为 6000 转/分，在充气效率 $\eta_v = 100\%$ 时，进气口平均流速为 62.3 米/秒。由于我们装车使用的 101—Ⅳ型样机，最大转速目前不能那么高，所以在 4650 转/分

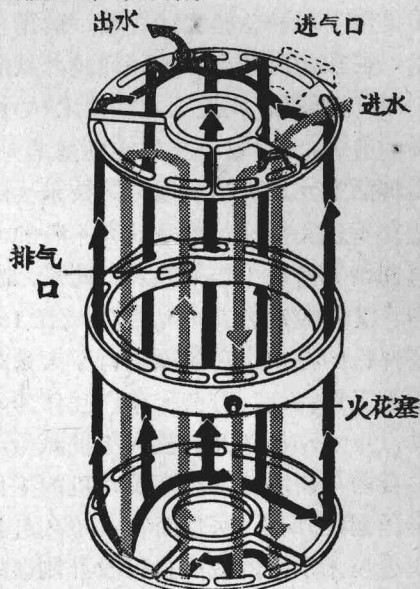
时的平均流速，与 KKM 502 发动机 6000 转/分时的平均流速相同。）101—Ⅳ型样机进气口下边缘距缸体短轴线 47.5 毫米，排气口上边缘距短轴线 55.5 毫米。进气口圆截面直径为 32 毫米。面积 8.05 厘米²；排气口为 32 毫米 $\times$ 25 毫米的矩形截面，矩形截面圆角半径为 10 毫米，面积 7.12 厘米²。

伟大领袖毛主席教导我们：“认识从实践始，经过实践得到了理论的认识，还须再回到实践去。”

三、水冷却系统

在第一届全国旋转活塞发动机经验交流会上，各兄弟单位指出，要充分注意这种发动机的水冷却系统，特别要注意火花塞部分的冷却，以及缸体与端盖工作表面的变形。

设计 101—Ⅳ型样机时，对水冷却系统给予重视。轴向流动的冷却系统较容易达到上述两方面的要求。我们研究设计了轴向流动冷却方案。



图一 轴向流动冷却系统示意图

1. 这种冷却系统的基本原理如下:

1) 首先使温度較低的冷却水, 到达火花塞区域。

2) 火花塞区域的冷却水流的截面积較小, 流速增高, 这就增强了該区域的冷却。

3) 气缸內壁較薄 (6 毫米), 外壁較厚 (10 毫米), 内外壁之間有許多冷却筋相联。薄的內壁有利于传热, 减少內壁各处温度差, 而温度較均匀和刚度較大的外壁, 通过冷却筋把內壁拉住, 使內壁变形尽量减少。

4) 端盖冷却水腔也有許多冷却筋, 不但能增强冷却, 更主要的是增加了端盖的刚度。

2. 从試制和試驗証明, 这种軸向流动冷却系统的布置是比較好的, 但也暴露了一些問題, 因而又进行了修改。

1) 火花塞部分的冷却筋布置不太合理, 妨碍冷却水流过火花塞搭子。后将搭子与冷却筋打通, 取消中間冷却筋, 解决了火花塞部分温度过高的毛病。

2) 打通冷却筋后, 发现当发动机負荷进一步提高时, 火花塞温度仍过高。于是把火花塞区域的冷却水流的截面积进一步縮小, 便收到良好的效果。

上述两部分的情况, 可参閱1号和2号样机的試驗报告。

3) 在初步設計时, 把缸体上的冷却筋布置为三片一組, 冷却筋厚約 4 毫米, 筋間空隙約 5 毫米, 这样給鑄造带来很大不方便。后来考虑到温度最高的火花塞搭子处的冷却筋已改为二片, 其余部分仍保留三片就沒有必要了。与北京、天津兄弟单位协同修改設計时, 取消了中間筋, 改成二片一組。

4) 起初将出水口布置在排气口附近, 这样的布置并不合理。尤其是每次加水时必须要在气缸頂部放气, 給使用带来不便。

同时出水口不在发动机最高位置, 容易在冷却水腔頂部积存汽泡。因此, 在北京修改設計时, 把出水口移到前端盖的頂部。

3. 在設計双缸机时, 冷却水从水泵到第一、第二缸冷却水道, 有两种布置方案。

第一种方案, 是把双缸作为两个单独的单缸, 中端盖包括两个独立的冷却水腔, 前部冷却水腔为第一缸的“后端盖”冷却水腔, 后部冷却水腔作为第二缸的“前端盖”冷却水腔, 用一外部分水管将冷却水分到前端盖和中端盖的后部冷却水腔。这种布置的优点是单、双缸的前、后端盖可以通用。

第二种方案, 是把中端盖內部作成一個冷却水腔。冷却水从中端盖进去, 分向前、后两缸。在前、后端盖中轉弯后, 通过气缸再汇集到中端盖, 然后再从另一冷却区域分向前、后, 这样多次来回后, 一起从中端盖出去。这种布置的优点是中端盖結構簡單, 发动机总长度可以縮短, 两个缸的冷却水分配比較均匀。

由于当时的工作重点是放在单缸上, 为了取得单、双缸零件尽量通用, 因而采用了第一种方案。后来在北京进行修改設計时, 考虑到第二种方案的优点是主要的, 所以又改用了第二种方案。

四、润滑系统

旋轉活塞发动机的潤滑系统与一般发动机不同之处在于, 活塞上有三个作为燃烧室的工作面, 互相靠得又比較近, 所以需要供給一定的机油来冷却, 这些机油将发动机工作时发出的热量带走一部分, 所以机油温度較高, 必須有一个外加的机油散热器来冷却机油。

1. 考虑到旋轉活塞发动机其主軸中

心綫以下的尺寸較大，为了裝在 210 輕型越野車上，故采用了乾式油底壳。这就需要有两个机油泵，一个向主油道供油，一个从油底壳中吸油，通过机油散热器送到另一个輔助机油箱內。

2. 为了使单、双缸机零件尽量通用，故机油泵按双缸机需油量选择的。实际是采用 CA—30 越野車的机油泵。

供油泵用 2:1 速比齿輪传动，吸油泵用 $40/23=1.74$ 速比齿輪传动。

此种油泵在 CA—30 越野車上使用，最大轉速仅 1400 轉/分，而在旋轉活塞发动机上使用，轉速可达 2000~3000 轉/分，所以将机油泵在台架上以 3000 轉/分轉速和 4 公斤/厘米² 油压工况下，做了 100 小时的試驗，証明工作可靠。

經驗算，供油泵的实际供油量，为双缸机功率为 80 馬力时所需供油量的 3₂ 倍。吸油泵的輸油量为供油泵的 1.48 倍。

3. 由于主軸軸承是滚动式的，供給主軸中心主油道的机油是从前罩上主軸銅套处进入的。为了防止从进油道处向前油封泄油，則在銅套前裝有端面封油的浮动銅套。

通过单、双缸机台架試驗和裝車試驗，发现如下問題：

1. 机油溫度較高，可能是因为回到油底壳的机油較少，并带有大量的泡沫，这些机油通过散热器时散热效果較差。后来将供油泵調压閥流出的油通过散热器再回到油箱，这样油溫就降低了。

2. 干式油底壳在裝車中帶來許多不方便，附加油箱位置低时，供油泵吸油困难，冷起动时可能不来油，位置較高时，停車后机油会通过供油泵間隙流入“曲軸箱”，为了防止这种弊病則必須在供油泵进

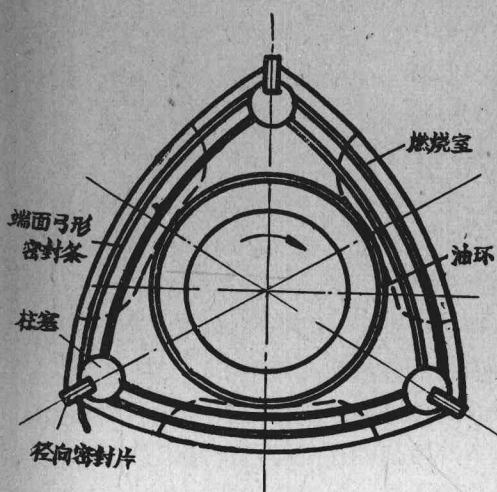
油管处裝一閥門，使用时很不方便，且易由于疏忽造成断油，所以后来裝車时改用了湿油底壳。

3. 尽量地少在发动机机体外布置机油管道，尤其是高压管道。用硬管道容易振裂，用軟管道易漏油。在修改設計时，将机油濾清器布置在前罩上（或前端盖上），在机外只剩下机油散热器的进出油管，且这两根油管內的机油压力不高，使用中不易发生問題。

4. 机油散热器在冬季使用时易崩裂，其原因是在停車后，散热器中仍存有一定量的机油，停車時間长，致使机油变得很稠，当再次起动机油循环时，很稠的机油由于流通不暢，在散热器內形成較大的压力，而把散热器頂裂。为了防止这种现象，可在散热器进口处裝一限压裝置。

五、活 塞

发动机運轉时，由于燃气的作用，活塞承受着很大的机械負荷和热力負荷。在承受負荷的同时，活塞还要作高速旋轉运动。为了防止各缸互相串气，保証发动机正常工作，需要在活塞端面、側面布置气密封零件和油密封零件，这些零件要承受高溫气体的作用，因此要求活塞有較好的散热能力。活塞除通过端面散出部分热量外，絕大部分热量是通过进入活塞內部机油散出。从活塞的横剖面可看出，在活塞的三个側面都布置有对活塞中心綫不对称、偏于旋轉后方的燃烧室。活塞外表面是按包絡綫加工的，考虑到热膨胀后使它与缸体仍留有一定的間隙，其最小間隙控制在 0.15~0.17 毫米。活塞結構如图二所示。



图二 活塞简图

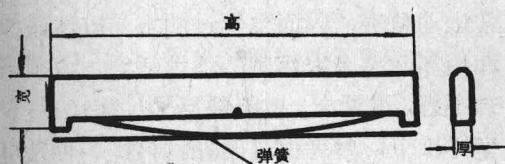
1. 活塞的气密封

(1) 径向密封

为了防止发动机工作时，气体通过活塞的三个尖部从一缸泄漏到另一缸中，必須在活塞三个尖角处装有密封片。为此，在活塞三个尖角处各开有寬 3.5 毫米的直槽，密封片就嵌在此槽內。工作时密封片在槽內不断滑动，为了保証发动机在大負荷下，密封片仍能自如地在槽內滑动，必須保持密封片与槽在冷状态下有 0.04~0.06 毫米的間隙。

曾采用过两种径向密封片結構。

1) 整体式径向密封片：



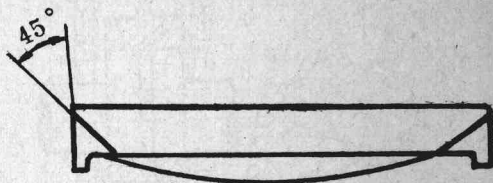
图三 整体式密封片

如图三所示，密封片厚度为 3.5 毫米，高 70 毫米，寬 10.5 毫米。为保証工作可靠，密封片在高度方向与两端盖装配总間隙保持在 0.2 毫米；与槽的装配間隙保持

在 0.04~0.06 毫米。为了使密封片与缸体工作面永远保持良好的接触，在密封片后面装有弧形彈簧片，它是用 $\phi 2.2$ 的 50CrV 彈簧鋼絲压扁而成，淬火后硬度控制在 Rc 45~47。这种形式的径向密封片易于加工和装配，但由于密封片必須保証在大負荷下仍工作可靠，則須要在密封片与两端盖之間留有較大的冷間隙。因此，发动机在小負荷工况下，間隙就显得較大，燃气易通过此間隙从一缸串入另一缸內。从外特性試驗可看出，用整体式径向密封片的发动机，在 1500 轉/分以下时，密封性不好，扭矩下降較快。

2) 三片組合式径向密封片

結構如图四所示。密封片由三个零件



图四 三片組合式密封片

組成，在片的后方装有与整体式相同的彈簧，使中間一片压向缸体，两边两片压向端盖。工作时既能防止燃气通过密封片径向漏气，又能防止軸向漏气。从初步試驗結果可以看出，在 1000 轉/分外特性上，平均有效压力比整体式要大。

密封片材料，曾采用过两种。一种是三片都采用活塞环材料，另一种是中間片采用石墨，其余两片采用活塞环材料。初步試驗表明，前一种的磨損較后一种为小，但缸体产生的波紋比后一种严重。

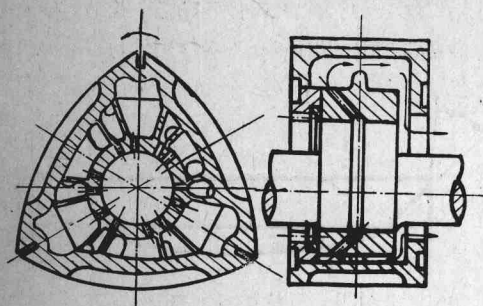
(2) 端面密封

为了防止工作时燃气通过端面从一缸串到另一缸及油底壳中去，必須在活塞端面布置密封裝置。端面密封裝置包括两部分，一部分是在活塞三个角上装有簡称密封柱塞的密封裝置，它是由一个圆柱体上

开有径向密封槽、并在密封柱塞下面装在与弹簧垫圈相似的弹簧所组成。另一部分是在活塞两个端面上各布置有六根弓形条，条底装有用0.7毫米的50CrV弹簧钢丝压成的波形弹簧。弓形条宽1.5毫米，高3毫米，用活塞环材料制成。装配时，与槽侧面间隙控制在0.02~0.03毫米，两端与密封柱塞搭接，其间隙控制在0.04毫米，以保证弓形条受热膨胀时不致卡死。

2. 活塞的冷却方式

从图五可看出，活塞内部被肋分割成12个空腔。从纵剖面看，活塞被分为齿



图五 活塞冷却示意图

面及非齿面，在齿面上固定一个内齿。工作时内齿与端盖上的小齿啮合，控制旋转活塞的运动轨迹。在活塞的内部中央处，有一圈中央肋，一头联在活塞轴承座上，另一头与活塞周壁相联，把活塞中12个空腔又划分为左右两部分，在中央肋上每隔一定间隔开有通孔，共12个，使左右空腔相通。这些孔的位置要使发动机在工作时，冷却油能顺利地由活塞一侧空腔流到另一侧空腔，以达到冷却活塞的作用。在活塞轴承座的中間开有一圈宽6毫米的油槽，在此槽上，又分别向每个活塞空腔钻一个 $\phi 4$ 的孔，使轴承座的油槽与活塞内腔相通。油孔方向与活塞中心线成 30° 角，斜向齿面。为了使活塞得到良好的冷却，则必须控制冷却油的流向，

即控制活塞齿面的12个空腔不与活塞的出油口相通，从而强制冷却油通向非齿面的空腔。而在非齿面使活塞的12个空腔与活塞的出油口相通，使冷却油顺利地流回。

活塞轴承座上压有铜铅滑动轴瓦，并与主轴保持合适的间隙。在轴瓦上每隔 120° 开有 $\phi 7$ 的油孔，以便机油进入活塞内腔。发动机工作时，润滑油从主轴上 $\phi 12$ 的油孔，经活塞轴承油孔，间断地射入齿面的12个空腔。在不断变化的离心力作用下，冷却油在空腔内流动，然后进入非齿面空腔，最后通过出油口流入端盖出油道流回油底壳。完成冷却循环。

3. 活塞定位面的选择

由于活塞各部分温度及润滑条件不一样，活塞尖端及燃烧室附近温度较高，油环区域以内温度较低，润滑条件也较好。因此，定位面选择在油环区域以内。考虑到热膨胀，定位面与两端盖之间冷间隙选择在0.15~0.17毫米之间，而在定位面以外部分，间隙为0.4毫米。

4. 活塞材料的选择

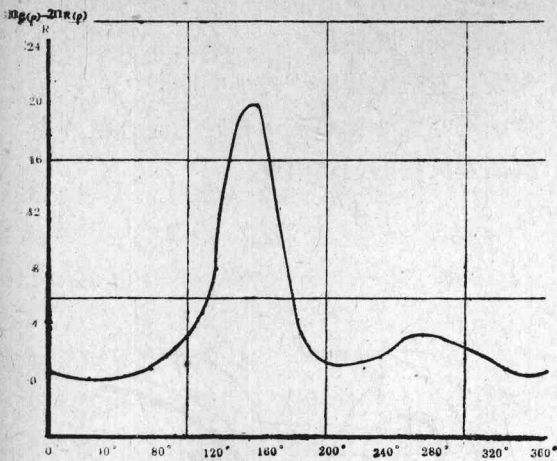
活塞材料曾采用过铝合金，由于铝合金膨胀系数较大，工作时，装在活塞上的内齿以及轴承发生松动，破坏了活塞正常运动轨迹，因而发生过活塞与缸体碰撞而损坏。后来采用实心铸铁活塞，由于冷却不好，重量大，也不采用了。在101—IV型样机上，曾考虑过两种材料，一种是可锻铸铁，一种是稀土球墨铸铁，试验表明，后一种材料较好。

5. 活塞轴承

在101—IV型样机上，先是选用四排

短圆柱滚动轴承,但考虑这种轴承尺寸大,寿命低,决定不予采用。101—Ⅳ 型样机选用较小的R/e 值和径向尺寸大的盘式油环,则需要减小轴承厚度,因而选用了滑动轴承。几年来的实践证明,滑动轴承却有尺寸小、寿命长、工艺简单等优点。

我們作了全负荷的轴承负荷图,其工况是: $Pe=10$ 公斤/厘米², $n=5500$ 轉/分,活塞总成实测重量为 5 公斤。此外,我們还計算速度负荷比,如图六所示。



图六 活塞轴承速度负荷比图
1969年4月24日 101—Ⅳ 型样机
全负荷 $n=4000$ 轉/分主軸转角

$$\text{速度负荷比} = \frac{n_{B(p)} - 2n_{R(p)}}{R}$$

式中 $n_{B(p)}$ 为偏心軸相对于活塞轴承的轉速, $n_{B(p)} = \frac{2}{3} n_B$ 。 n_B 为主軸轉速。

$n_{R(p)}$ 为軸承负荷矢量相对于活塞軸承的轉速。

$$n_{R(p)} = \frac{\text{负荷矢量方向角的变化}(\Delta\alpha)}{\text{相应的主軸轉角}(\Delta\theta)} \times n_B$$

現以全负荷 $n=4000$ 轉/分,主軸轉角 $\theta=45^\circ$ 的负荷矢量为例,速度负荷比的計算如下:

$$n_{B(p)} = \frac{2}{3} \times 4000 = 2670$$

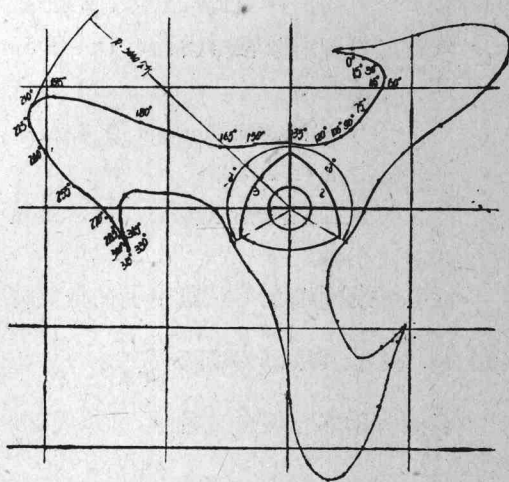
$$n_{R(p)} = \frac{\Delta\alpha}{\Delta\theta} \times n_B = \frac{34.5^\circ - 30^\circ}{45^\circ - 30^\circ} \times 4000 = 1200$$

$$\frac{n_{B(p)} - 2n_{R(p)}}{R} = \frac{2670 - 2 \times 1200}{1960} = 0.138$$

根据轴承理論,速度负荷比的数值越小,轴承承载能力越差,油膜厚度越小。如果速度负荷比等于零,只有在作用的时间极短,轴承設計上又采取某些措施的条件下,才可能避免划伤轴承。根据这个理論,在試驗中对轴承油槽的位置做了适当的变更,取得了較好的效果。

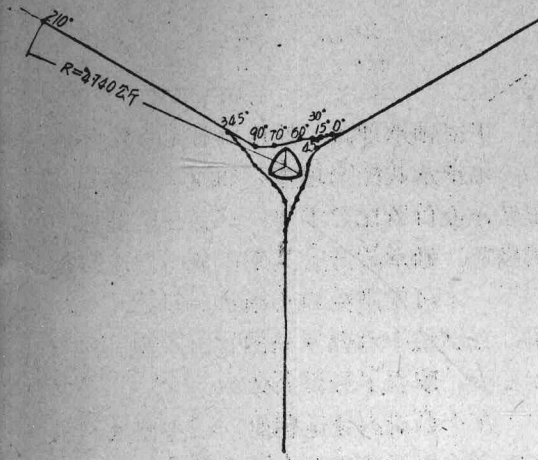
在全负荷高速运轉时,活塞轴承的某些区段出现了速度负荷比为零的情况(如图八)。在轉速为4000轉/分时,速度负荷比的零点在 $+\alpha$ 方向的 $20^\circ \sim 30^\circ$ 范围内。試驗时,經常在此范围内出现划伤轴承表面的情况,在把轴承油槽和油孔的軸綫位置由 $\alpha=0^\circ$ 移到 $\alpha=-30^\circ$ 以后,轴承表面划伤現象就消失了。

經過驗算,軸承的最大比压力和最大 PV 值都在安全使用范围内。



图七 活塞轴承负荷图
1969年4月24日 101—Ⅳ 型样机
全负荷 $n=4000$ 轉/分 30公斤/毫米

活塞軸承最大比壓力，出現在全負荷最低轉速時（如图七所示）。



图八 活塞軸承負荷圖

1969年4月24日 101—Ⅳ 型樣機
全負荷 $n=800$ 轉/分 30公斤/毫米

$$\begin{aligned} \text{最大比壓力 } P_{\max} &= \frac{R_{\max}}{(D-b)L} \\ &= \frac{4740}{(8.55-1) \times 4} \\ &= 157 (\text{公斤/厘米}^2) \end{aligned}$$

式中：D為活塞軸承內徑， $D=8.55$ 厘米。

b為活塞軸承泄油槽寬度， $b=1$ 厘米。

L為活塞軸承全長， $L=4$ 厘米。

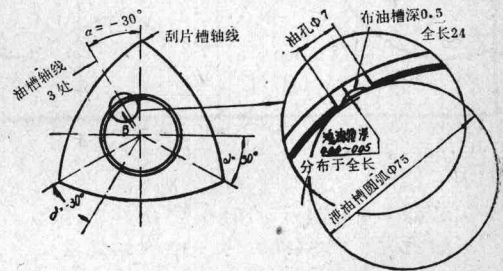
活塞軸承的最大PV值出現在全負荷4000轉/分時，其數值為 $1575 \frac{\text{公斤} \cdot \text{米}}{\text{厘米}^2 \cdot \text{秒}}$ 。

我們所用的三層合金軸承，可承受200公斤/厘米²的比壓力， $3200 \frac{\text{公斤} \cdot \text{米}}{\text{厘米}^2 \cdot \text{秒}}$ 的PV值，都遠較計算的數值為大。

軸承的三層合金，其外層是低碳鋼背，

厚度為2.5毫米；中間層是銅鉛合金，厚度為0.5毫米；內表面鍍以鉛基巴氏合金，厚度為0.04~0.05毫米。這種結構有較高的耐疲勞強度，較好的表面嵌鑲性、抗腐蝕性和走合性。低碳鋼背外徑為91毫米，以0.03~0.04毫米的過盈量壓入活塞軸承座內。

軸承上的三對泄油槽和布油槽（如图九所示），起增加軸承泄油量、降低軸承溫度的作用。軸承與軸頸的裝配間隙為0.06~0.07毫米，間隙—軸頸比為0.61%~0.82%，此值雖小，但在實際使用中並未發生過熱的現象。較小的間隙，可以減少活塞與偏心軸頸在運轉時的偏心距，提高活塞機構的運動精度。



图九 活塞軸承泄油槽和布油槽示意图

偏心軸頸的材料為40Cr鋼，淬火硬度為Rc50左右，表面光潔度在▽▽▽▽10以上。試驗中也曾採用過鍍鉻表面的軸頸。

軸頸油孔出口的位置是根據軸頸負荷圖仔細地選擇在負荷最輕的地方。

經過幾年來的試驗和一系列的改進，軸承工作情況尚好，但軸承、軸頸表面磨損仍嫌大，軸頸表面還常出現溝紋，有待進一步改進。

六、封油系统

旋轉活塞发动机的机油密封問題比往复式发动机要困难。这个問題我們在前一阶段工作中未能很好地解决。

在 1964 年以前，我們曾进行过专题試驗，也做过一些結構比較分析，并写过初步总结[5]，但由于当时的发动机本身还不够稳定，对一些結果还不能够正确地分析和判断。

在新設計的 101—IV 型样机上，我們按照伟大領袖毛主席的教导：“人的正确思想是从那里来的？是从天上掉下来的吗？不是。是自己头脑里固有的吗？不是。人的正确思想，只能从社会实践中来，只能从社会的生产斗争、阶级斗争和科学实验这三项实践中来。”我們仔細地分析了漏油的原因，从而認識到旋轉活塞发动机封油的关键在于：

(1) 由于活塞須大量机油进行冷却，进入活塞內的机油通过活塞出口先流到端盖，再排向油底壳。这些机油很容易被吸入燃烧室，而被吸入燃烧室的机油，就很难流回到油底壳了。

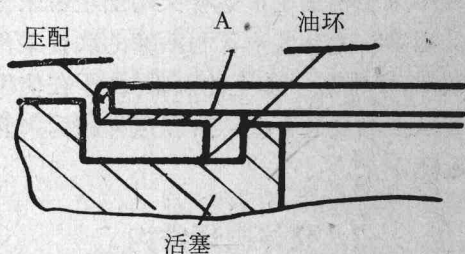
(2) 在每次停車后，由于有大量的机油残存在活塞空腔中，当儲存的机油油面超过活塞出油口时，机油就会从活塞和端面之間，透过封油环間隙串入缸內，造成发动机在停車后再启动时，排气管排出浓烟。

(3) 由于封气环和封油环在工作时，端盖上有的区域是这二个零件共同的軌迹，經长时期的工作后，在这个区域中会出现不均匀的表面磨損。从而使环和端面不能很好的貼合。

在 101—IV 型样机上曾做过两种封油结构的比較，現分述如下：

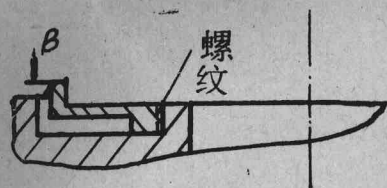
1. 盘形封油环结构

这种型式的封油环在 1964 年对封油問題进行总结时已提出过，但当时它是与 O 型橡胶圈合用。使用过程中还存在不易克服的缺点。1) 橡胶的老化。从試驗結果看，这种 O 型氟橡胶圈工作 30 小时，即出现老化，失掉弹性，产生永久变形。2) O 型圈在制做过程中，断面尺寸精度不能很好的保証。从制品中測得同一根 O 型圈断面直径之差就有 0.5 毫米。所使用的 O 型圈名义直径仅为 3 毫米，因此，它的設計压缩量就不能大于 0.5 毫米。这样的圈装上后，有的地方有压缩量，有地方沒压缩量。沒有压缩量的地方，就漏油。由于 O 型圈有这个缺点，因此在 101—IV 型样机上就不用它。但为了消除可能通过环側面与活塞之間間隙泄油，在环側面采用压配方法，把环压在活塞油环槽內，如图十所示。但这种方式在实际工作中，由于活



图十 盘形油环简图

塞在气缸中不是很稳定的，有向左、右靠的可能，因而造成环在工作中从活塞油环槽中向外串，串出后又不易复位；以致造成环 A 部份与端面接触，造成端盖表面严重地划伤。为此，把环与活塞槽改用螺紋联接，如图十一所示。这样在工作中，就避



图十一 环与活塞槽的螺纹联接

免了油环的串动。

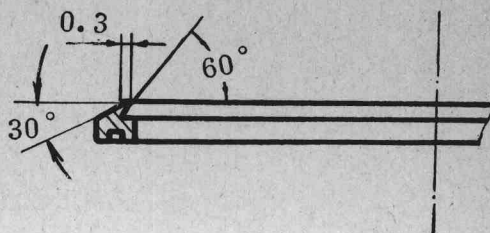
目前，我們初步認為后一种封油結構方案比較理想。

盘形油环在工作时倒角 β 是变化的，尤其在磨損后变化更显著。环与端盖接触面由平面变成圓滑面后，封油作用就更差。如1号样机在做可靠性試驗时，在走合过程中，机油汽油消耗比在3~8%之間，而在随后的第一个200小时可靠性試驗中，机油汽油消耗比增加到9~12.6%之間。由于环的本身需要有較大的弹力，因而对材料的选择有很高的要求。要求材料强度高，弹性好。为此采用了GCr15軸承鋼。由于零件悬臂处仅有0.35毫米厚，如果精加工后再淬火，則变形太大，影响工作面的平度。如先把料淬硬至Rc45左右，然后在車床上精加工，这样又給加工带来很大的困难，尤其盘形环与活塞的联接采用螺紋后，更增加了加工的困难。由于在使用中有以上的問題存在，所以这种結構未能被延用下来。

2. 整体圓环结构

“革命战争是群众的战争，只有动员群众才能进行战争，只有依靠群众才能进行战争。”我們遵照毛主席的教导，群策群力，寻求更简单、更可靠的封油結構。当时大家比較一致的看法，是采用整体圓环結構。对于这种結構在很早时就采用过，但未能很好解决封油問題。根据过去的情况：(1)把端盖出油口尽量加大到 $\phi 98$ ；

(2)整体圓环与环槽的配合用較小的間隙，一般在0.02~0.03毫米之間；(3)环端面如图十二所示。为了使环工作面在磨損后仍能保持和端盖較窄的接触平面，不



图十二 整体油环

致减小它对端面的单位压力，因而采用了60°倒角。为了工作时使环有一定的压力压向端面，故在环下部槽內嵌有用65 Mn鋼絲加工的波形彈簧。在試驗中，我們感到这种結構，在加工理想的情况下，机油能得到較滿意的密封。在1号样机的第二个200小时可靠性試驗中、由于我們装上了这种油环，机油耗量与汽油耗量之比减小在3.3%—6.4%之間，平均值低于5%。总的說来，整体油环有以下优缺点：

优点：

- 1) 結構简单；
- 2) 刮油效果好；
- 3) 在环磨損后，其对端盖的接触面仍然較小，单位压力变化不大。

缺点：

- 1) 环直径大，断面小，加工中易变形，不易保証环橢圓度在0.04毫米以內。由于橢圓度大，环与槽配合間隙就不能过小，机油就易通过环与槽的間隙被吸入燃烧室。

- 2) 由于加工精度不易保証，故封油效果不稳定。

- 3) 长期工作后，由于端盖磨損不均，使机油消耗增加。

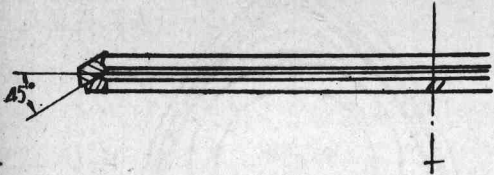
- 4) 由于环与环槽之間有間隙存在，不

能完全解决发动机长期运转停车后，机油从端盖与活塞间隙泄油的现象。

5)克服不了发动机在真空度变化较大时耗油量增加的现象。这种现象在端面进气方案中，尤为明显。(在端面进气改用二道整体油环后，情况有很大好转。)

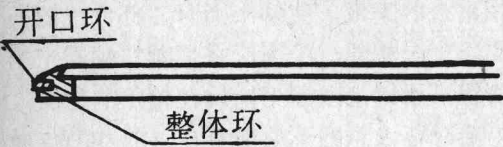
鉴于上述缺点，还须寻求更好的封油方案。我们曾想过一些方案，但还未能实现，其中有：

1)开口环和整体环并用。利用开口环防止从活塞环槽与油环间漏油；而利用整体环来防止环与端盖间漏油。这种方案又有两种：a)如图十三所示。整体环下部切有 45° 倒角，开口环断面上部为球状。此环



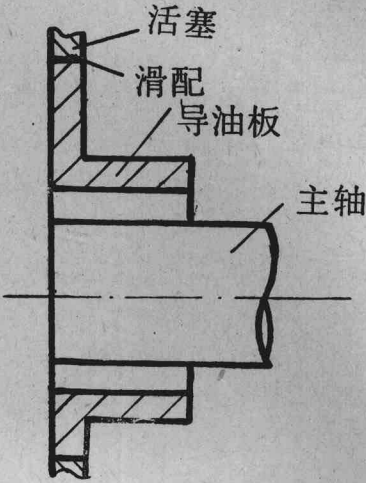
图十三 开口环和整体环组合

曾做出过，但未进行试验。b)如图十四所示。在整体环的下部放置弹簧，工作时整体环靠下面弹簧压向端盖，开口环压向活塞侧面，防止机油从端盖与环间、环与环槽间被吸入燃烧室。



图十四 组合式油环

2)导油板。利用导油板(图十五)使大量从活塞空腔中流出的机油，通过导油板与主轴承间空腔流到端盖外。这种结构，上海船舶制造学校曾在非齿面上装有一个与活塞压配的偏心导板，使机油从活塞空腔中排出后，经主轴承与偏心导油板间排除。但这种结构只适用于单缸，在双缸机上，由于装配困难，很难采用。



图十五

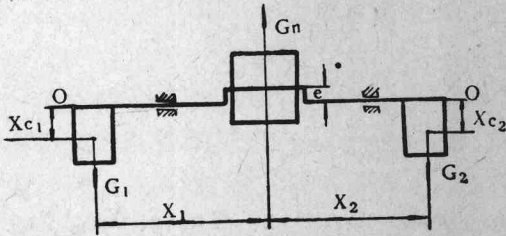
七、单、双缸机动平衡计算

旋转活塞发动机由于没有往复运动部件，因此发动机在工作中不平衡的原因主要是由于主轴承的偏心轴颈、活塞及密封件运动时所产生的离心力。

为了减小主轴承的负荷，以及发动机在车上工作时，由于不平衡所引起的车架与整个汽车的振动，对这部分不平衡的力和力矩必须加以平衡。平衡的方法很简单，只要在偏心轴上适当的加上两个平衡块即可。在101—IV型样机上平衡块一块加在轴的前端，一块加在飞轮上。

1. 单缸机平衡计算

活塞和偏心重量所产生的离心力，可用两个重块加在其对面，如图十六所示，



图十六 单缸动平衡简图

产生大小相等、方向相反的离心力，使发动机平衡。

設前平衡块重量为 G_1 ，后平衡块重量为 G_2 ，則：

$$G_1 = \frac{G_n \cdot x_2}{x_{e1}(x_1 + x_2)}$$

$$G_2 = \frac{G_n \cdot x_1}{x_{e2}(x_1 + x_2)}$$

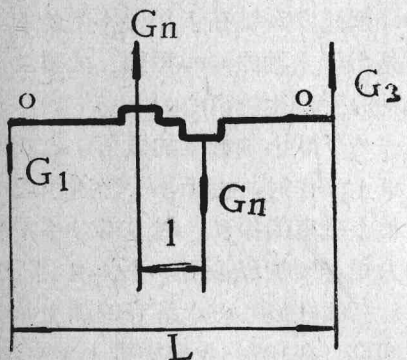
式中：e—偏心距

G_n —偏心軸的偏心部分重量和活塞及其密封件的重量之和

x_{e1} —前平衡块的重心离轉軸中心綫OO的距离

x_{e2} —后平衡块的重心离轉軸中心綫OO的距离

2. 双缸机平衡计算



图十七 双缸机动平衡简图

图十七示出两个活塞及主軸偏心部分所产生的离心力，刚好大小相等、方向相反，因此是互相平衡的。但这两个离心力还产生一个慣性力矩，此力矩要予以平衡，由力矩平衡方程式得：

$$G_1 = \frac{G_n \cdot l}{X_{c1} L}$$

$$G_2 = \frac{G_n \cdot l}{X_{c2} L}$$

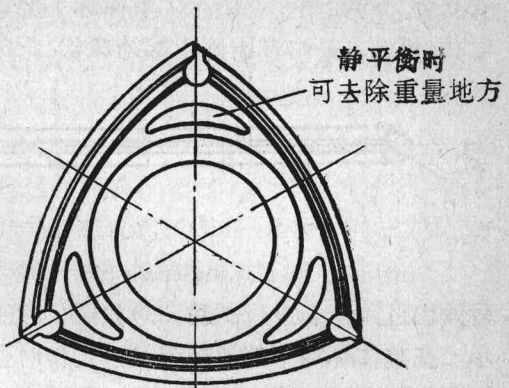
中式： G_1 、 G_2 、 G_n 、 e 、 X_{c1} 、 X_{c2} 意义同上

l—前后活塞及主軸偏心部分的質心距

L—前后平衡块的質心距

3. 实际平衡方法

把活塞首先穿上心棒放在二刃口上进行靜平衡，如不平衡时，可以在活塞三个角上去掉不平衡重量(如图十八所示)，然后把靜平衡好的活塞，装上密封件，并在活塞两侧，用重心与轉軸軸綫相重合的两块压板压住活塞，使密封件不至在平衡时甩出。对于双缸机，則須在二活塞中間，



图十八

加一厚度与中隔板相等、重心和轉軸軸綫相重合的夹板，使动平衡时各部件位置与实际工况相同。平衡时在主軸二端固定平衡块，用鍵来限制平衡块在軸上的位置。平衡时要求总的的不平衡量在 15~20克-厘米范围内。

八、附件

1. 化油器

因为101—Ⅳ型样机主攻方向是可靠性，因此，对經濟指标未提出严格要求。单缸功率指标定为在 4000轉/分时 40馬力，油耗暫定为 250克/馬力·小时。試驗过程

中曾用过下列几种化油器。

1)、“凤凰”双腔分动式化油器。

2)、231A16化油器：在双缸机上，对喉管、主量孔、空气量孔做了粗调。从气缸压缩压力来看，用原喉管（直径 $\phi 31.5$ ）在高速工况下压缩压力偏低。

3)、216双腔并动式化油器：曾装在双缸机上，双腔并动式化油器相当于一个腔供给一个气缸的混合气，在怠速时两缸不致互相影响。此种化油器结构简单，调整、使用较方便。但试验过程中出现反喷现象。

由于旋转活塞发动机进排气重叠时间较长，尤其在怠速工况下，因而造成大量废气充满进气管，在下一缸进气时，致使废气成份较多，影响燃烧，使怠速工作不稳定。为此，在装车试验中，把化油器节流阀移至进气管前端，把怠速系统引至此处，这样可使怠速工况好转。

4)、58—I型平吸式化油器：由于它可以直接和气缸进气法兰相连接。可减少怠速工作时混合气中的废气含量。

5)、西德“索莱克斯”平吸式化油器：它由两个腔组成，第一腔通路直径 $\phi 18$ ，喉管直径 $\phi 15$ ；第二腔通路直径 $\phi 32$ ，喉管直径 $\phi 27$ 。这种化油器允许在气缸上布置进气口时，使第一腔进气通道远离排气通道，而第二腔通道接近排气通道，在发动机负荷小于30%时，仅打开第一腔通道，使进排气重叠时间很短，废气影响较小，发动机工作稳定。而当负荷超过30%，第二腔通道打开。试验结果表明，此种化油器可降低怠速的稳定转数，在低负荷时发动机工作仍稳定。

2. 分 电 器

采用503型分电器，主要参数如下：

旋转方向：逆时针

发火间隔：90°

最大点火提前角（以分电器轴计算）：

离心提前角：17.5°~20°

真空提前角：10°~13°

辛烷调节角：12°

触点间隙：0.35~0.45毫米

断电臂弹簧压力：500~700克

电容器容量：0.17~0.25微法

配套的点火线圈：607型

连续发火的最高转速：2200转/分

分电器的转速应是发动机轴转速的一半，因此在单缸机使用时，须把分电器凸轮磨去两个对角。双缸机只需把四根高压线中的两根互成180°地接到一个缸的火花塞上，把另两条线接到另一缸的火花塞上。

3. 火 花 塞

旋转活塞发动机对火花塞要求较高，需要耐热数比较高的冷型火花塞。当采用解放牌汽车的火花塞试验时，在大负荷工况下，很短时间内即出现炽热点火现象，磁芯被烧坏或电极被烧蚀。在101—IV型样机上改进了发动机冷却水循环系统，并采用南京4C8型火花塞后，发动机即使在大负荷工况下，工作仍然基本可靠。将101—IV型发动机装在210吉普车上作道路试验时，感到4C8火花塞在一般负荷工况下，又比较冷些，易积炭，而用4C5型火花塞较为合适。

4. 汽 油 泵

选用“凤凰”小轿车的汽油泵

5. 机油滤清器

旋转活塞发动机的机油，除进行润滑外，大量机油需通过活塞，对活塞进行冷却。因此，机油在整个循环过程中变得较脏，需要很好地进行滤清。101—IV型样机采用“凤凰”小轿车的粗、细滤合并的