

[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl⁶

F02M 7/00

[12] 发明专利申请公开说明书

F02P 5/14 F02D 41/06

F02D 41/14 G01M 15/00

[21] 申请号 97198776.9

[43]公开日 1999年10月27日

[11]公开号 CN 1233313A

[22]申请日 97.8.22 [21]申请号 97198776.9

[30]优先权

[32]96.8.23 [33]US[31]60/024,515

[86]国际申请 PCT/US97/14815 97.8.22

[87]国际公布 WO98/07973 英 98.2.26

[85]进入国家阶段日期 99.4.13

[71]申请人 卡明斯发动机公司

地址 美国印第安纳州

[72]发明人 P·F·弗林 G·L·亨特

A·O·祖尔罗耶 O·C·阿金耶米

R·P·杜雷特 G·A·莫尔

J·M·穆德 G·G·蒙特安

J·A·瓦格纳

J·F·赖特

[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

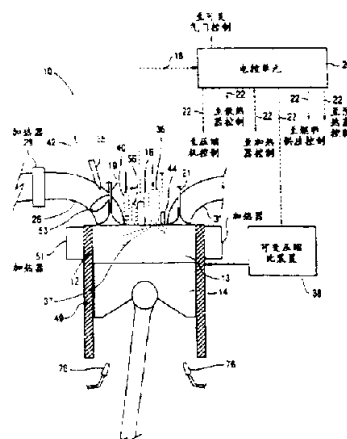
代理人 曾祥凌

权利要求书 1 页 说明书 47 页 附图页数 36 页

[54]发明名称 带最佳燃烧控制的预混合可燃混合气压燃发动机

[57]摘要

一种预混合可燃混合气压燃发动机,和一控制系统(10),其通过压燃有效地起燃并保持稳定燃烧,同时获得极低的一氧化二氮排放、良好的整体效率和可接受的燃烧噪声及气缸压力。该发动机和控制系统(10)通过控制某些控制变量的操作有效地控制燃烧历程,即燃烧开始的时间、燃烧速度、燃烧持续时间和/或燃烧结束,控制变量提供温度控制、压力控制、混合物自燃性质和等值比的控制。燃烧控制系统(10)提供燃烧冲程的主动反馈控制,并包括一个传感器(16),该传感器用于检测表示燃烧历程的发动机运行状态,如燃烧的开始,并产生相关的发动机运行状态信号(18)。



ISSN 1008-4274

权 利 要 求 书

1. 一种预混合可燃混合气压燃内燃机, 包括:
 - 一发动机体;
 - 一形成在发动机体中的燃烧室;
- 5 用于控制未来燃烧冲程的燃烧历程以减少排放并使效率最佳的燃烧历程控制装置, 所述燃烧历程控制装置至少包括用于改变燃油和空气的混合物的温度的温度控制装置、用于改变混合物的压力的压力控制装置、用于改变混合物的等值比的等值比控制装置和用于改变混合物自燃性质的混合物自燃性质控制装置中的一个;
- 10 发动机运转状态检测装置, 该装置用于检测表示燃烧历程的发动机运转状态并产生表示所述发动机运转状态的发动机运转状态信号;
 - 处理装置, 该装置用于接收所述发动机运转状态信号, 根据所述发动机运转状态信号确定燃烧历程值, 根据所述燃烧历程值产生一个或多个控制信号, 所述一个或多个控制信号被用来至少控制所述温度控制装置、所述压力控制装置、所述等值比控制装置和所述混合物自燃性质控制装置中的一个, 以可变地控制未来燃烧冲程的燃烧历程。
- 15 2. 根据权利要求1中所述的发动机, 其特征在于, 所述发动机运转状态检测装置包括一个用于感知燃烧的开始并产生燃烧开始信号的燃烧开始传感器, 所述燃烧历程值是根据所述燃烧开始信号确定的。
- 20 3. 根据权利要求1中所述的发动机, 其特征在于, 所述发动机运转状态检测装置是一个气缸压力传感器。
4. 根据权利要求2中所述的发动机, 其特征在于, 所述燃烧开始传感器一个气缸压力传感器。

说明书

带最佳燃烧控制的预混合可燃混合气压燃发动机

技术领域

5 本发明整体涉及一种压燃发动机，该发动机利用自燃在内部燃烧预混合的燃油和空气的可燃混合气以获得降低的排放，同时维持理想的燃油经济性。

发明背景

10 内燃机作为人类的主要动力源已经超过 75 年了。再夸大其重要性或在探索其完美中所花费的工程努力也不会言过其实。内燃机设计技术如此地成熟并被很好地理解，以至于大部分所谓“新”发动机设计仅仅是由大量已知替代方案中的选择所组成的设计。例如，可通过牺牲发动机燃油经济性来容易地获得改进的输出扭矩曲线。排放降低或改进的可靠性也可通过成本的增加来获得。还可获得其它目标，如增
15 加的动力和减少的尺寸及 / 或重量，但通常以牺牲燃油经济性和低成本为代价。

在保持或改进燃油经济性的同时必须响应政府要求的排放降低标准，这显著增加了对现代设计者的挑战。由于发动机设计的成熟性质，从当前商业上可用的基本发动机设计的进一步革新中获得改进的发动机性能和排
20 放降低是极其困难的。对这种革新的需要从未更强烈过，因为美国政府和
其它国家对未来要求的一系列排放标准在不断提高。满足这些标准的尝试包括一些探寻全新发动机设计的设计者。

传统上，有两种主要形式的往复运动活塞或转子内燃机：柴油发动机和火花点火发动机。尽管这些发动机形式具有相似的构造和机械
25 工作方式，但每种发动机形式具有相互差别巨大的独特运行特性。柴油发动机和火花点火发动机利用简单的，而且独特的装置有效地控制燃烧的开始（SOC）。柴油发动机通过燃油喷射正时控制 SOC。在火花点火发动机中，SOC 是由点火正时控制的。因此，在柴油发动机和火花
30 点火发动机的优点和缺点中存在重大差别。火花点火天然气或汽油发动机优于柴油发动机的主要优点是获得极低 NO_x 和颗粒排放水平的能力。柴油发动机优于预混合可燃混合气火花点火发动机（如轿车汽油发动机和稀燃天然气发动机）的优点是较高的热效率。柴油发动机效

率较高的一个关键原因是能够使用比预混合可燃混合气火花点火发动机高的压缩比（预混合可燃混合气火花点火发动机的压缩比必须保持较低以避免爆震）。柴油发动机效率较高的第二个关键原因在于不需要节气门就能够控制柴油发动机的动力输出。对柴油发动机在部分负
5 荷时，没有节气门消除了预混合可燃混合气火花点火发动机的节流损失并导致显著提高效率。然而，通常的柴油发动机不能获得预混合可燃混合气火花点火发动机能获得的非常低的 NO_x 和颗粒排放水平。由于柴油燃烧的混合控制的性质，大部分柴油处于高燃油过量等值比，众所周知，这会导致颗粒排放。另一方面，预混合可燃混合气火花点
10 火发动机具有几乎均匀的空气燃油混合物，该混合物趋向于或者稀薄或者接近理想配比，导致非常低的颗粒排放。第二个考虑方面是，柴油发动机中混合控制的燃烧在燃油和空气处于接近理想配比的等值比时发生，这会导致高温。而高温又引起高 NO_x 排放。另一方面，稀燃预混合可燃混合气火花点火发动机以非常稀薄的等值比燃烧其燃油，
15 其结果是明显较低的温度，导致了非常低的 NO_x 排放。另一方面，由于理想配比燃烧导致的高火焰温度，理想配比的预混合可燃混合气火花点火发动机具有高 NO_x 排放。然而，实际上的无氧排气允许使用三元催化剂把 NO_x 排放降低到非常低的水平。

最近，某些发动机设计者将其研究方向转向另一种形式的发动机，
20 该发动机利用预混合可燃混合气压燃（PCCI）或均匀可燃混合气压燃（HCCI），以下共同称作 PCCI。根据 PCCI 原理运转的发动机靠相对较好预混合的燃油/空气混合物的自燃起燃。重要的是，燃油和空气在发生点火的很早以前在进气口或气缸中混合。混合物范围可根据希望的燃烧特性变化。某些发动机被设计成和/或操作成保证燃油和空气
25 被混合成均匀，或接近均匀的状态。而且，发动机可被特殊设计成和/或操作成产生具有小层化程度的不太均匀可燃混合气。在这两种情况下，混合物在发生点火前处于预混合状态并被压缩直到混合物自燃。重要的是，PCCI 燃烧的特征在于：1）绝大多数燃油与空气充分地预混合以在点火前的整个进气过程和整个燃烧过程中形成可燃混合物；2）
30 通过压燃起燃。与柴油发动机不同，PCCI 发动机中供油正时，如喷射正时，不严重影响点火正时。PCCI 发动机中早供油会导致很好混合的、并且更近于均匀的预混合可燃混合气，从而减少了排放，不同于柴油

机的层化可燃混合气燃烧，其会产生较高的排放。有利的是，PCCI 燃烧的特征在于，大多数混合物明显比理想配比稀薄，以有利地减少排放，不同于典型的柴油发动机循环，其中大部分，或全部混合物在燃烧过程中处于燃油过量状态。

5 根据 PCCI 燃烧原理运转的发动机具有提供良好的柴油发动机燃油经济性，同时产生远远低于目前火花点火发动机或柴油发动机的 NO_x 和颗粒排放水平的潜能。例如，授予 Wood 的美国专利 No. 4,768,481 公开了一种方法和发动机，其试图利用自燃的均匀的燃油和空气的混合物。据称通过向空气-燃油混合物中添加排气产物可获得受控的燃
10 烧速度。燃烧室与发动机气缸连接，燃油气通过单向阀向燃烧室供应。预热塞位于燃烧室和气缸间。进入燃烧室的混合物由预热塞和燃烧室的热壁加热。由于压缩产生的温度增加和压力增加混合物被点燃。Wood 专利特别针对两冲程发动机，但通常来说该技术可适用于四-冲程发
15 动机。然而，该文献未讨论当负荷和周围条件变化时，如何控制废气再循环和预热塞以使燃烧的开始最佳并维持最佳的燃烧开始和持续时间。没有附加控制，该发动机的实用实施例不太可能能够有效控制和维持 PCCI 燃烧。

授予 Sato 等人的美国专利 No. 5,535,716 公开了一种压燃形式发
20 动机，通过在进气冲程和压缩冲程早期为随后的压缩冲程的自燃燃烧向燃烧室导入蒸发的燃油/空气混合物，该发动机显著减少 NO_x 排放。该发动机产生的 NO_x 排放量约为柴油发动机产生的排放量的三十分之一。这些原理也阐明在 1996 年 2 月 26 日的 Aoyama, T. 等人的 SAE 技
25 术论文 No. 960081 “对预混合可燃混合气压燃汽油发动机的实验研究”中。然而，这些文献没有讨论对燃烧开始正时和燃烧速度的控制。而且，在这些文献中公开的发动机只利用压缩产生的热点燃可燃混合气，而不利用任何预热。而且，这些文献没有提出维持稳定燃烧所必须的控制或操作控制的方式。而且，这些参考只公开了汽油的使用。

授予 Yanagihara 等人的美国专利 No. 5,467,757 公开了一种直接喷射压燃形式发动机，其中在进气冲程或压缩冲程中，在压缩冲程
30 上止点前 60 度之前，燃油被喷射到燃烧室中，以使产生的黑烟和 NO_x 量减少到大体为零。这些优点是这么获得的，即通过相对传统燃烧过程使用的平均微粒尺寸显著增大喷射燃油平均微粒尺寸以防止喷射后

喷射的燃油的早期蒸发，和通过使喷射正时显著早于传统喷射正时以保证喷射的燃油在燃烧室中均匀混合。然而，该文献没有提出一种主动控制燃烧历程的方法，如燃烧开始正时和 / 或燃烧持续时间。

研究者使用各种其它名称来指 PCCI 燃烧。例如，Onishi, 等人 (SAE 技术论文 No, 790501, 1979 年 2 月 26 日 - 三月 2 日) 称之为“ATAC”，其表示“Active Thermo-Atmosphere Combustion 主动热气燃烧”。Noguchi, 等人 (SAE 技术论文 No. 790840, 1979 年 9 月 10 - 13 日) 称之为“TS”，其表示“Toyota-Soken 丰田 Soken”，Najt, 等人 (SAE 论文 No. 830264, 1983 年) 称之为“CIHC”，其表示“compression-ignited homogeneous charge 压燃均匀可燃混合气”。

Onishi, 等人研究两冲程发动机。他们发现，在两冲程发动机处于低负荷情况下，可使 PCCI 燃烧 (ATAC) 发生在很大的速度范围中。燃烧稳定性远远优于标准发动机，并且燃油经济性和排放得到显著改善。拍摄的燃烧条纹照片结果与在其燃烧研究中获得的结果非常相似。他们发现在燃烧室的许多点上起燃。然而，这些许多点的燃烧开始间具有小的时间差。而且发现，与传统火花点火火焰传播相比，燃烧反应需要相对长的时间。为获得 PCCI 燃烧，他们发现下面的条件是重要的。从循环到循环向气缸供应的混合物量和空气 / 燃油比必须一致。换气“方向性”和速度必须具有周期的规律性以保证在气缸中剩余的残余气体的正确环境。燃烧室壁的温度必须适当。换气通道进口必须位于曲轴箱底部。而且发现在非常低的负荷时，由于可燃混合气温度太低，PCCI 不成功。在非常高负荷时，由于残余气体量大少，PCCI 不成功。在这些区域之间，PCCI 燃烧是成功的。

Noguchi 也在两冲程发动机中获得了 PCCI 燃烧。观察到了非常稳定的燃烧，其碳氢化合物 (HC) 排放低，燃油消耗得到改善。在每分钟转数为 800 与 3200 间并且空气 / 燃油比处于 11 与 22 间时可实现 PCCI 模式运转。怠速条件下，可获得最高为 0.5 的换气比。他们注意到，可在比传统柴油燃烧所需要的低的温度和压力起燃。燃烧行为不同于传统火花点火燃烧。点火发生在燃烧室中心周围的多个点上，并且火焰向所有方向快速传播。燃烧持续时间比传统燃烧短。证明了点火核心不是从沉淀在燃烧室壁上的杂质产生的 (通常被认为是传统汽油发动机中的“连续燃烧”现象的原因)。为获得对燃烧的较好理解，他

们建立了检测燃烧室中原子团的实验装置。发现原子团显示较高的发光强度峰值，其消失的时间早于传统火花点火燃烧。在传统火花点火燃烧情况下，在几乎同一曲轴角可观察到全部原子团，如 OH、CH、C₂、H 和 CHO、HO₂、O。然而在 PCCI 燃烧中，首先探测到的是 CHO、HO₂ 和 O 原子团，然后是 HC、C₂ 和 H 原子团，最后是 OH 原子团。

Najt 等人能够在四冲程发动机中获得 PCCI 燃烧。他们利用了具有有罩进气阀的 CFR 单缸发动机。试验了几个压缩比，并且发现，尽管较高压缩比允许在较低的可燃混合气温度下发生燃烧，但其也导致过快的放热速度。7.5:1 的压缩比是符合要求的，但 10:1 的压缩比却不符合要求。进气温度范围为 480° K 到 800° K。其平均能量释放率显著高于 Onishi 和 Noguchi 测得的值。

1996 年的，Ishibashi, Y. 等人的标题为“通过使用有活性的原子团燃烧改进两冲程发动机废气排放”SAE 论文 No. 960742，因公开了另一种两冲程发动机燃烧研究而著名。

尽管 Onishi 等人、Noguchi 等人、Najt 等人和 Ishibashi, Y. 等人在理解 PCCI 燃烧方面取得了明显的进步，但这些文献未建议一种具有控制系统的实用 PCCI 发动机，该控制系统能够通过控制燃烧开始的时间、燃烧持续时间、燃烧速度和 / 或燃烧结束来维持具有低排放的稳定、高效 PCCI 燃烧。特别是，这些文献没有建议一种发动机和能够有效控制燃烧开始的控制系统。而且，这些文献没有建议一种能够主动增强发动机稳定性并获得多气缸发动机气缸间燃烧平衡的系统。

1989 年 9 月 25 日的 Thring, R 的标题为“均匀 - 可燃混合气压燃 (HCCI) 发动机”的 SAE 技术论文 No. 892068，研究了四冲程发动机的 PCCI 运转。该论文发现，PCCI 需要高废气再循环 (EGR) 率和高进气温度。其表明，PCCI 燃烧产生的燃油经济性结果可与直接喷射柴油发动机相比，在有利的条件下，即 0.5 等值比和 23% EGR 率时，PCCI 燃烧产生非常低的循环不规则性。该研究还做出结论，在 PCCI 被实用化之前，必须在不需要向进气管道供应大量热能的情况下使发动机运转在 PCCI 模式。该论文建议了两种可能性：利用燃烧室的被加热的表面和利用不带中冷的多级涡轮增压。然而，尽管该论文建议进一步研究 EGR 和进气温度对燃烧开始正时的影响，该论文未公开用于有效地获得对燃烧开始和持续时间进行主动控制的系统。

授予 Inventor 的美国专利 No. 5, 476, 072 公开了另一个 PCCI 发动机的实例，其包括一种气缸盖设计，该设计防止 PCCI 发动机固有地倾向造成的过度应力和结构损坏。特别是，气缸盖包括一个可移动储能活塞，该活塞运动以限制峰值气缸压力和温度。然而，对活塞运动的控制仅仅是被动的，从而该发动机不太可能有效地稳定燃烧。而且，该文献没有建议对快速燃烧发生正时的控制，也没有建议如何实现这种控制。

1951 年 10 月标题为“操作指南 - LOHMANN 自行车马达”的出版物公开了一种基于 PCCI 燃烧原理运转的两冲程发动机。压缩比可根据外部温度、燃油、速度和负荷连续调整。然而，该发动机需要操作者手动控制压缩比。因此，该发动机不能提供有效的主动燃烧控制以在全部运转条件下保证低排放高效燃烧。而且，没有自动的温度、等值比和 / 或自燃特性控制，单独手动调整压缩比不会在全部运转条件下产生稳定的、最佳的燃烧。

传统的“双燃料”发动机使用气体燃料和柴油工作。然而，传统双燃料发动机利用柴油燃料喷射正时控制从进气管道得到的燃油 / 空气混合物的 SOC。为获得该结果，双燃料发动机在约上止点处喷射柴油燃料。此外，双燃料发动机喷射的柴油燃料量足以保证燃烧室中的气体燃料点火并且实际上完全燃烧。结果是，双燃料发动机产生的排放与大多数传统柴油和天然气发动机相似。特别是，在处于高负荷的使用柴油和天然气的已知双燃料发动机中，只需要少量柴油进行点火，并且产生的排放与火花点火天然气发动机相似。在其它条件下，当喷射大量柴油燃料时，产生的排放与传统柴油发动机相似。

从而，需要一种基于 PCCI 原理运转的发动机，其包括一个燃烧控制系统，该系统能够在发动机运转过程中有效控制燃烧开始的正时或燃烧的位置，以及燃烧的速度或持续时间。

发明综述

本发明的总目的是通过提供一种实用的 PCCI 发动机和用于有效并高效地操作该 PCCI 发动机的控制系统来克服先前技术的缺点。

本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制方案，该方案在使效率最大的同时，以最佳地使排放，特别是一氧化二氮和颗粒排放，最小的方式控制发动机。

本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制系统，该系统用于最佳控制连续燃烧冲程的燃烧历程以有效地控制燃烧冲程。

5 本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制系统，控制系统以这样的方式有效地控制 PCCI 燃烧，即在使燃烧噪声最小的同时，获得可接受的气缸压力。

本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制系统，该系统起作用以在发动机运转过程中，通过检测表示燃烧历程的发动机运转状态来主动控制未来燃烧冲程的燃烧历程。

10 本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制系统，在发动机的压缩和膨胀冲程中，该系统有效地控制各种发动机运转控制变量以控制燃烧冲程开始的时间。

本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制系统，该系统在发动机循环中有效地保证燃烧发生在适当的曲轴转角，从而保证稳定的燃烧、低排放、可接受的压力水平和最佳效率。

15 本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制系统，该系统有效地控制温度、压力、等值比和 / 或空气 / 燃油混合物自燃特性以精确控制燃烧开始的正时。

20 本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制系统，在获得可接受的气缸压力和理想的制动平均有效压力同时，该系统有效地获得连续稳定的 PCCI 燃烧。

本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制系统，在使排放最小和效率最大的同时，该系统有效地控制燃烧的开始和燃烧速度，以保证基本上全部燃烧过程发生在最佳曲轴转角范围内，即从上止点前 20 度到上止点后 35 度。

25 本发明的另一个目的是提供一种易于启动的 PCCI 发动机。

本发明的另一个目的是提供一种多气缸 PCCI 发动机和控制系统，该系统有效地使气缸燃烧冲程中的变化最小。

30 本发明的另一个目的是提供一种多气缸 PCCI 发动机和控制系统，在受到发动机负荷和周围条件变化的影响时，该系统有效地控制燃烧的开始以获得稳定、低排放、高效的燃烧。

本发明的另一个目的是为 PCCI 发动机提供一种控制系统，其有效地探测或检测燃烧的开始以提供反馈控制，然后控制发动机的运转条

件以使燃烧的开始最佳。

本发明的另一个目的是提供一种 PCCI 发动机和控制系统，该控制系统有效地使未燃烧的碳氢化合物和一氧化碳排放最小。

上述目的和其它目的的获得是通过提供一种预混合可燃混合气压燃内燃机实现的，该内燃机包括一发动机体，一形成在发动机体中的燃烧室，和用于控制未来燃烧冲程的燃烧历程以减少排放并使效率最佳的燃烧历程控制系统。该燃烧历程控制系统至少包括用于改变燃油和空气混合物的温度的温度控制系统、用于改变混合物的压力的压力控制系统、用于改变混合物的等值比的等值比控制系统和用于改变混合物的自燃性质的混合物自燃性质控制系统中的一个。发动机还包括一个运转状态探测装置，该装置用于探测表示燃烧历程的发动机运转状态并产生表示发动机运转状态的发动机运转状态信号，发动机还包括一个处理器，该处理器用于接收发动机运转状态信号、根据发动机运转状态信号确定燃烧历程值、并根据燃烧历程值产生一个或多个控制信号。该一个或多个信号被用来至少控制温度控制系统、压力控制系统、等值比控制系统和混合物自燃性质控制系统中的一个，以可变地控制未来燃烧冲程的燃烧历程。

发动机运转状态探测装置可包括一个用于检测燃烧开始并产生燃烧开始信号的燃烧开始传感器。而且，燃烧历程值可根据燃烧开始信号确定。发动机运转状态探测装置可以是气缸压力传感器。

附图简要描述

图 1a 所示为本发明的一个实施例的示意图，其表示了图 1b 的发动机的单个气缸和相关控制系统；

图 1b 所示为本发明的多气缸发动机的示意图；

图 2 所示为一个曲线图，其表明对于本发明的 PCCI 发动机，气缸压力和放热速度为曲轴转角的函数；

图 3 所示为一个曲线图，其表明对于几种不同发动机运转条件，视在放热速度为曲轴转角函数；

图 4a 所示为一个曲线图，其表明对于给定的一组运转条件，爆震强度为时间的函数；

图 4b 所示为一个曲线图，其表明总示出平均有效压力 (GIMEP) 为时间的函数；

图 4c 所示为一个曲线图，其表明对于图 4a 和 4b 的同样条件，峰值压力为时间的函数；

5 图 5 所示为一个曲线图，其表明视在放热速度为曲轴转角的函数，并用图说明了当燃烧或放热位置或正时延迟时，放热速度持续时间增加；

图 6 所示为一个曲线图，其表明气缸压力为曲轴转角的函数，并用图说明了当放热速度延迟时，峰值气缸压力减少；

图 7a 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度情况，GIMEP 为进气歧管温度的函数；

10 图 7b 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度情况，GIMEP 变化系数为进气歧管温度的函数；

图 7c 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度，峰值气缸压力为进气歧管温度的函数；

15 图 7d 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度，燃烧开始为进气歧管温度的函数；

图 7e 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度，用曲轴转角度数表示的放热持续时间为进气歧管温度的函数；

图 7f 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度，用时间表示的放热持续时间为进气歧管温度的函数；

20 图 7g 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度，总示出热效率为进气歧管温度的函数；

图 7h 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度，燃料比碳氢化合物为进气歧管温度的函数；

25 图 7i 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度，燃料比一氧化碳为进气歧管温度的函数；

图 7j 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度，燃料比二氧化氮排放为进气歧管温度的函数；

图 7k 所示为一个曲线图，其表明对于两种不同发动机速度，噪声为进气歧管温度的函数；

30 图 8 所示为一个曲线图，其表明对于三种不同进气歧管温度，放热速度为曲轴转角的函数；

图 9 所示为一个曲线图，其表明燃烧开始和燃烧持续时间为壁温

度的函数；

图 10 所示为一个曲线图，其表明对于给定的时间段，燃烧的开始和结束为曲轴转角的函数，图中还表示了同一时间段的 GIMEP，其中预热塞是循环的。

5 图 11 所示为一个曲线图，其表明对于图 10 的预热塞瞬时状态，视在放热速度是曲轴转角的函数；

图 12 公开了一种本发明末端气缸补偿系统的实施例，其用于提供气缸 - 气缸的温度控制；

10 图 13 所示为用于提供气缸 - 气缸温度控制的末端气缸补偿装置的第二实施例的示意图；

图 14 所示为一个曲线图，其表示了改变进气阀和排气阀的开启和关闭冲程对上止点 (TDC) 温度的影响；

图 15 所示为一个曲线图，其表示了改变进气阀和排气阀的开启和关闭冲程，和可变压缩比，对上止点残余物质量百分比和温度的影响；

15 图 16 所示为一个曲线图，其表明对于不同排气阀气门间隙设置，气缸压力和放热为曲轴转角的函数；

图 17 所示为一个曲线图，其表示了改变废气再循环 (EGR) 对相对曲轴转角的放热速度位置的影响，以及 EGR 的变化对放热速度大小的影响；

20 图 18 所示为一个曲线图，其表示了改变 EGR 率对燃烧开始的正时的影响；

图 19 所示为本发明的改进的发动机的示意图，该发动机具有一个在 PCCI 状态下运行的气缸以使 EGR 的利用最佳；

25 图 20 所示为一个曲线图，其表示了改变压缩比对上止点温度的影响；

图 21 所示为一个曲线图，其表明燃烧开始是进气歧管温度的函数，并表示了改变压缩比对燃烧开始和进气歧管温度的影响；

图 22a 所示为本发明的 PCCI 发动机的一个气缸的部分横截面视图，其包括一个压缩比变化装置的实施例；

30 图 22b 所示为本发明的 PCCI 发动机的一个气缸的部分横截面视图，其表示了压缩比变化装置的第二实施例；

图 22c 所示为该 PCCI 发动机一个气缸的部分横截面视图，其表示

了压缩比变化装置的第三实施例；

图 22d 所示为该 PCCI 发动机单个气缸的部分横截面视图，其表示了本发明的压缩比变化装置的第四实施例；

5 图 23 所示为本发明对置活塞式 PCCI 发动机的示意图，该发动机包括一个用于改变压缩比的可变相位改变机械装置；

图 24 所示为在图 23 可变相位改变机械装置中使用的差速机构的侧视图；

10 图 25 所示为一个曲线图，其表明在对置活塞式发动机中，例如，在用图解说明各种压缩比装置的图 23 的发动机中，压缩比是两个活塞的相位差的函数；

图 26 所示为一个曲线图，其表明在对置活塞式 PCCI 发动机中，气缸容积是参考活塞曲轴转角的函数，其还表明压缩比随活塞相位差变大而减少；

15 图 27 所示为一个曲线图，其表示了改变进气阀和排气阀的开启和关闭冲程及改变压缩比对基线气流速度的百分比和 TDC 温度的影响；

图 28 所示为一个曲线图，其表示了进气阀和排气阀开启和关闭冲程的变化及改变压缩比对柴油当量制动马力比油耗和 TDC 温度的影响；

图 29 所示为一个曲线图，其表示了进气阀和排气阀开启和关闭冲程的变化及压缩比变化对峰值气缸压力和 TDC 温度的影响；

20 图 30 所示为一个曲线图，其表示了喷水对进气歧管温度和上止点温度的影响；

图 31a 所示为一个曲线图，其表明以曲轴转角角度表示的燃烧持续时间是进气歧管压力 (IMP) 的函数；

25 图 31b 所示为一个曲线图，其表明以时间表示的燃烧持续时间是 IMP 的函数；

图 31c 所示为一个曲线图，其表示了 IMP 的变化对放热速度的大小和正时或位置的影响；

图 31d 所示为一个曲线图，其表明燃烧开始正时和曲轴转角角度是 IMP 的函数；

30 图 31e 所示为一个曲线图，其表明燃料比碳氢化合物是 IMP 的函数；

图 31f 所示为一个曲线图，其表明 GIMEP 是 IMP 的函数

- 图 31g 所示为一个曲线图, 其表明总示出热效率是 IMP 的函数;
- 图 31h 所示为一个曲线图, 其表明燃料比一氧化碳是 IMP 的函数;
- 图 31i 所示为一个曲线图, 其表明燃料比二氧化氮是 IMP 的函数;
- 5 图 31j 所示为一个曲线图, 其表明 GIMEP 的变化系数是 IMP 的函数;
- 图 31k 所示为一个曲线图, 其表明峰值气缸压力是 IMP 的函数;
- 图 31l 所示为一个曲线图, 其表明噪声是 IMP 的函数;
- 图 31m 所示为一个曲线图, 其表示了增加 IMP 对峰值气缸压力和
- 10 GIMEP 的影响;
- 图 32 所示为一个曲线图, 其表示了各种微量核素对燃烧的开始和温度的影响;
- 图 33 所示为一个曲线图, 其表示了附加氧气量对燃烧开始提前的影响;
- 15 图 34 所示为一个曲线图, 其表示了改变该 PCCI 发动机中使用的燃料类型对燃烧开始的影响, 其中温度的增加表明燃烧开始;
- 图 35 所示为一个曲线图, 其表明视在放热持续时间是等值比的函数;
- 图 36 所示为一个曲线图, 其表明以曲轴转角角度表示的燃烧开始
- 20 是等值比的函数;
- 图 37 所示为一个曲线图, 其表示了等值比变化对燃烧开始的影响, 其中温度的增加表明燃烧开始;
- 图 38 所示为一个曲线图, 其表示了等值比变化对放热速度大小、正时或位置的影响;
- 25 图 39 所示为一个曲线图, 其表示了等值比对压缩机压力比和压缩机出口温度的影响;
- 图 40 所示为一个曲线图, 其表示了改变压缩比对制动马力比油耗的影响;
- 图 41 所示为一个曲线图, 其表示了两种不同尺寸涡轮机外壳的峰
- 30 值平均有效压力和 GIMEP 中的差别;
- 图 42 所示为一个曲线图, 其表示了两种不同尺寸涡轮机外壳的柴油当量 BSFC 和 BMEP;

图 43 所示为一个曲线图，其表示了两种不同尺寸涡轮机外壳的涡轮机转子速度和进气歧管压力；

图 44 所示为与典型压燃柴油发动机相比，使用各种燃料的 PCCI 燃烧的燃料比一氧化二氮排放；

5 图 45 所示为一个曲线图，其表明排放是发动机速度的函数；

图 46 所示为一个曲线图，其表明排放是下止点温度的函数；

图 47 所示为一个曲线图，其表明燃料比一氧化碳是燃烧火焰温度界限的函数；

10 图 48a-50b 所示为本发明的 PCCI 发动机的单个气缸的部分横截面视图，其表示了包括各种使缝隙最小的特征的替代实施例；

图 51 所示为一个曲线图，其表示了各种百分比的柴油引燃喷射对放热速度位置和形状的影响。

发明详细描述

15 本发明针对一种改进的预混合可燃混合气压燃 (PCCI) 发动机和控制方案，该控制方案用于以这样一种方式控制发动机，即在使效率最大的同时，最佳地使排放最小。为此目的，PCCI 指任何发动机或燃烧过程，其中：1) 在点火前的整个进气过程中和整个燃烧过程中，绝大多数燃料与空气充分预混合以形成可燃混合物；2) 通过压燃起燃。PCCI 还指燃料和空气在点火的很早以前预混合的任何发动机或燃烧过
20 程。因此，PCCI 发动机中燃料喷射正时不影响燃料/空气混合物的点火正时。而且，应该理解为，PCCI 意味着包括均匀可燃混合气压燃 (HCCI) 发动机和过程，其中混合物在燃烧开始时处于均匀，或几乎均匀状态。在本发明中，燃油/空气混合物彻底混合以形成非常稀薄的均匀混合物，或以一种方式混合以形成具有理想的空气/燃油层化的不太均匀
25 混合物，以保证相对均匀的低火焰温度，其会导致极低的一氧化二氮 (NO_x) 排放。应该明白，某些发动机可在 PCCI 状态下连续运转，而由于设计或疏忽，其它发动机可能仅能在 PCCI 状态下运转有限的一段运转时间。

30 申请人认识到，制造商业可行的 PCCI 发动机的关键在于以这样一种方式控制随后或未来燃烧冲程的燃烧历程，即产生极低的 NO_x 排放，同时结合非常好的整体效率、燃烧噪声控制和结合可接受的气缸压力。燃烧历程可包括燃烧开始的时间 (燃烧正时)、燃烧速度 (放热速度)、

燃烧持续时间和 / 或燃烧结束。申请人确定, 燃烧历程, 特别是燃烧正时对包括载荷和周围条件变化的大量因素敏感, 并随之改变。本发明的发动机的控制系统起作用以在发动机运转过程中控制未来燃烧冲程的燃烧历程, 从而保证维持理想的燃烧和发动机运转。在优选实施例中, 该发动机和控制系统在发动机的压缩和膨胀冲程中控制燃烧正时。

图 1a 和 1b 图解说明了本发明的 PCCI 发动机和控制系统, 其通常表示为 10。图 1a 所示为图 1b 中所示的多气缸往复运动活塞式发动机的单个发动机气缸 12。当然, 本发明的 PCCI 控制系统可用来控制仅具有单个气缸或具有任何数量气缸的发动机中的 PCCI 燃烧, 例如, 四、六、八或十二气缸的内燃机。此外, 尽管主要通过参考四冲程发动机讨论了该 PCCI 控制系统, 但该控制系统可应用于两冲程发动机。而且, 本发明的 PCCI 系统可适用于任何具有压缩、燃烧和膨胀冲程的内燃机, 包括转子式发动机和自由活塞发动机。

如图 1a 所示, 活塞 14 可往复运动地安装在气缸中以形成燃烧室 13。活塞把燃烧冲程产生的力传递给传统的发动机驱动系统。参见图 1b, 包括进气歧管 15 的进气系统 23 向与每个气缸 12 相关的各自进气口 26 供应进气, 或空气 / 燃油混合物。同样, 包括排气歧管 17 的排气系统 27 控制从排气口 31 排出的气流。一个或多个进气门, 如进气门 19 和一个或多个排气门, 如排气门 21 通过传统气门控制系统, 或可变气门正时系统在开启和关闭位置间运动, 以分别控制进入气缸的进气或空气 / 燃油混合物和从气缸排出的废气。

PCCI 系统 10 包括一个燃烧传感器 16, 其被用于探测表明燃烧历程的发动机运转状态并产生相应的信号 18。在优选实施例中, 传感器 16 是这样允许有效的燃烧控制能力的, 即通过探测压缩和 / 或膨胀冲程中直接涉及或指示燃烧冲程开始的时刻, 即最好是燃烧的开始 (SOC) 的发动机运转状态或参数。例如, 可以为任何或全部发动机气缸提供气缸压力传感器, 用于逐循环地检测 SOC。在这种情况下, 传感器 16 还可提供其它发动机状态数据, 如燃烧速度、燃烧持续时间、燃烧冲程或放热位置以及燃烧结束数据, 可使用这些数据中任何一个来代替燃烧开始数据。可使用任何探测燃烧开始的传统装置, 例如, 通过检测气缸压力的非常快的增加。可使用其它形式的传感器, 包括气缸盖、

衬套或活塞中的加速器、离子探测器、光学诊断法、应变仪和 / 或热电偶。而且，可使用扭矩或 RPM 传感器探测与每个燃烧冲程相关的发动机扭矩或 RPM 变化。作为另外一种选择，或作为附加，可使用排放传感器检测与燃烧结束具有已知关系的排放。

5 传感器 16 向电控单元 20 (ECU) 提供反馈控制。ECU20 收到信号 18，处理该信号，并通过例如把实际燃烧历程值与例如从检查表中获得的理想燃烧历程值比较来确定实际燃烧历程值，即燃烧开始值。然后 ECU20 产生多个输出信号，以 22 表示，用于可变地控制该系统的相应组件，从而在优选实施例中保证 SOC 和燃烧结束发生在压缩冲程中的上止点
10 前 (BTDC) 20 度和活塞做功冲程中的上止点后 35 度间，借此在使发动机效率最大的同时，使 NO_x 排放最小。最有利的是在 ECU20 包含的软件中实施 PCCI 燃烧控制方案，ECU20 包括一个中央处理单元，如微控制器、微处理器或其它合适的微计算单元。

如这里所述，PCCI 系统 10 可包括使燃烧冲程最佳的各种组件。可
15 使用各种控制组件中的任何一个或组件的任何组合获得该系统的目的，即低一氧化二氮 (NO_x) 排放、高效率等。特别是如图 1b 所示，可沿进气歧管 15 前段的进气系统 23 提供一个压缩机，用于改变增压进气压力。压缩机 24 可由任何传统装置驱动，如废气驱动涡轮 25。可用传统方式提供一个包括废气门 43 的旁通回路 33。可在压缩机 24 的
20 前段提供第二压缩机或增压器 58。增压器 58 由发动机驱动系统机械驱动。还可在压缩机 24 后段提供一个增压空气冷却器 28。而且，还可在，例如，如图 1b 所示的冷却器 28 后面，或作为另外一种选择，在压缩机 24 的前段提供一个进气加热器 30 (如燃烧器、热交换器或电加热器)。而且，可在与每个气缸 12 相关的进气口 26 中提供单独的加热器 29，
25 以为每个气缸提供较快的进气歧管温度控制，从而增强单独的气缸燃烧控制和气缸间燃烧平衡。压缩机 24、冷却器 28 和加热器 30 各自包括控制装置，控制装置用于改变特定组件对进气或混合物的压力 / 温度的影响。例如，可利用旁通阀或废气门 43 调整由相关排气系统供应的废气量，旁通阀或废气门与排气管道 31、涡轮 25 相连，借此随意改
30 变进气压力。同样地，可在为冷却器 28 提供的冷却流体流动管道上提供一个控制阀，以允许对冷却器 28 的冷却作用进行任意控制。同样，可利用各种形式的可变控制以改变加热器 30 的加热效果。ECU20 的输

出信号被提供给各种控制装置以控制压缩机 24、冷却器 28 和加热器 30，从而在循环逐循环的基础上可变地控制进气或混合物的压力和温度。

此外，PCCI 系统 10 可包括多个燃油供给 32 和 34，用于向进气气流供应具有不同自燃性质的燃油（如，不同的辛烷或甲烷值，或活化能级）。利用燃油控制阀 39 和 41 分别控制每个燃油供应 32、34 的供应量。例如，如图 1b 所示，可沿冷却器 28 和空气加热器 30 间的进气管道供应燃油。当然，可在沿发动机进气的各种位置上引入燃油，如冷却器的前段，例如压缩机的前段。作为另外一种选择，如图 1a 所示，燃油可例如通过一个喷射器 35，喷射到与每个气缸相关的各自进气管道 26 中。

重要的是该 PCCI 系统 10 还包括一个用于改变压缩比的可变压缩比装置 38，借此有利地按需要提前或推迟燃烧冲程。例如，各种压缩比装置 38 可以是控制机械装置形式的，该控制机械装置用于改变燃烧室形状或活塞高度，借此改变有效的压缩比。如下面所更完整描述的，该有效压缩比可通过改变进气阀 19 的关闭正时来改变。可通过使用任何传统可变阀门正时驱动器系统来实现进气阀和排气阀的开启和关闭正时的变化，该驱动器系统能够从接收从 ECU20 发出的信号，并根据下面阐明的原理有效地改变阀门的开启和 / 或关闭。

此外，可使用用于向气缸内喷射气体或液体，如空气、氮气、二氧化碳、废气、水等的喷射器 40 实现缸内稀释喷射，以改变气缸内的温度和温度分配，从而控制燃烧冲程。同样，可使用例如喷射器 42 把稀释剂喷射到进气管道中。

本 PCCI 系统还可包括一个用于直接向燃烧室喷射燃油 37 如柴油燃料的燃油喷射器 36。或者在压缩冲程早期，最好是如下所述约在 BTDC180 度和 60 度间，或者在压缩冲程后期接近 TDC 时，喷射燃油 37。

通过在压缩冲程早期喷射燃油 37，其与从进气管道获得的燃油 / 空气混合物的混合比柴油发动机的情况更完全，从而保证更可取的燃烧过程，特别是燃油将以较稀薄的等值比燃烧，这会导致非常低的 NO_x 排放。可通过控制喷射的燃油 37 的量来改变从进气管道获得的燃油 / 空气混合物的燃烧开始或起燃（SOC）。例如，可通过增加燃油 37 的量获得较早的燃烧冲程，但可通过减少喷射的燃油 37 的量推迟燃烧冲

程正时。

通过在压缩冲程后期喷射燃油 37，即在接近 TDC 时，可使用传统的柴油喷射系统。该方法可与在进气歧管中导入一种或多种附加形式燃油结合以获得 PCCI 模式运转。特别是，喷射到进气歧管中的燃油将具有较高的空气过量比。空气过量比是发动机实际空气-燃油比除以理想配比状态的空气-燃油比。对于非常稀薄的空气过量比，沿火焰前端的燃烧是不可能的。然而，自燃是可能的，从而允许在典型火花点火发动机中太稀薄以至不能燃烧的混合物燃烧。申请人确定，PCCI 燃烧不是从单个地方开始和传播的。正相反，结果表明，燃烧包括分布在 5 整个燃烧室内的多个点火位置。

对于高效、低排放的 PCCI 燃烧，重要的是，使燃烧发生在发动机循环中的适当的曲轴转角范围内。如果燃烧开始得太早，气缸压力将过高并影响效率。如果燃烧开始得太迟，将燃烧不完全，导致差的 HC 排放、差的效率、高一氧化碳 (CO) 排放和差的稳定性。申请人确定，PCCI 发动机 SC0 正时和燃烧速度，从而燃烧持续时间主要取决于温度 15 历程；压力历程；燃油自燃性质，如辛烷/甲烷值或活化能，以及截留的气缸可燃混合气气体组成（氧气含量、EGR、湿度、等值比等）。本发明提出了一种结构的方法，该方法以这样一种方式影响这些变量，即可通过下面所更完整描述的特征的各种组合控制燃烧的开始和 / 或 20 燃烧速度（放热速度）。

控制 / 改变用于控制燃烧的开始和燃烧速度的各种控制特征以保证整个发动机运转条件下的最佳燃烧，从而获得低 NO_x 排放和高效率。这些控制特征的应用将使燃烧发生在相对发动机活塞上止点的有利曲轴转角范围内。特别是，申请人认识到，基本上全部燃烧冲程应发生在 BTDC20 度曲轴转角和 ATDC35 度曲轴转角间。而且，燃烧最好在 BTDC20 25 度曲轴转角和 ATDC10 度曲轴转角间起燃，理想的是在约 BTDC10 度曲轴转角和 ATDC5 度曲轴转角之间。此外，燃烧冲程持续时间通常对应 5 - 30 度曲轴转角范围的曲轴转角。然而，最好控制下列一个或多个控制特征以将燃烧持续时间延长到约 30 - 40 度，以获得可取的峰值气缸压力和减少的噪声。这样，对一个或多个下列特征的控制将有效地控制 30 燃烧的开始和 / 或燃烧速度，使得基本上全部燃烧冲程发生在 BTDC20 度曲轴转角和 ATDC35 度曲轴转角间。当然，也可能有这样一些情况，

即燃烧开始发生在上述曲轴转角范围外并且 / 或者 PCCI 发动机燃烧持续时间发生在较宽的曲轴转角范围, 或者可能超过上述界限。

5 申请人指出, 当大多数放热发生在 TDC 后时, 可获得稳定的高效 PCCI 燃烧。例如如图 2 所示, 放热质心可位于 5° ATDC。申请人确定, 在低负荷和稀薄条件下, 如图 3 所示, 放热持续时间可在约 21.5-25 曲轴转角度数范围内。

如图 4a、4b 和 4c 所示, 申请人确定, 随着发动机运转到接近其不起动极限, SOC 和燃烧结束 (EOC) 逐渐推迟, 并且放热持续时间延长。当 SOC 推迟到 TDC 以后时, 总示出平均有效压力 (GIMEP) 通过一个最大值。其间, 在 GIMEP 保持为可接受的同时, 爆震强度和峰值气缸压力 (PCP) 基本上降低到接近不起动极限。如图 5 所示, 随着不起动极限的接近, 峰值放热速度也减少, 并且放热持续时间增加。其间, 如图 6 所示, 峰值气缸压力随放热速度减慢而减少。很清楚, 如果不提供这里所述的适当控制, 发动机不能维持这种反应过程。申请人确定, 当 SOC 发生在 TDC 后几度时出现最佳运转点。无疑, 为 PCCI 燃烧改进 PCP - GIMEP 的折衷选择需要 SOC 位于 TDC 之后。结果是, 很清楚, 需要各种主动控制以将 SOC 和燃烧持续时间分别维持在希望的位置和希望的长度, 从而获得有效、高效的 PCCI 燃烧。

20 单气缸发动机连续燃烧冲程间和多气缸发动机气缸间的 SOC 变化是由 PCCI 燃烧对导致特定燃烧冲程的压力和温度历程的敏感性所产生的。压缩比、截留的残余物量、壁温度等的非常小的变化对压力和温度历程有显著影响。该 PCCI 发动机和操作该发动机的方法包括控制变量 / 特征, 这些变量 / 特征能够补偿和控制这些变化以获得最佳 PCCI 燃烧。

25 通常, 可用于有效控制燃烧的开始和燃烧速度以保证基本上全部燃烧过程发生在最佳曲轴转角界限内, 即 BTDC20 度到 ATDC35 度, 同时使排放最小并使效率最大的控制变量可分成四种控制: 温度控制; 压力控制; 混合物自燃性质控制; 及等值比控制。

温度控制

30 缸内空气 / 燃油混合物的温度 (缸内温度) 在确定燃烧开始中起重要作用。可通过改变某些关键控制特征, 如压缩比 (CR)、进气歧管温度 (IMT)、废气再循环 (EGR)、残余物质量百分比 (RMF)、热

传导和温度层化来改变缸内温度以控制燃烧开始。

申请人确定，进气歧管温度（IMT）对丙烷-燃料的 PCCI 燃烧具有显著影响。在申请人的两个研究过程中，保持发动机速度、等值比（ λ ）和进气歧管压力（IMP）恒定，同时 IMT 扫过实际运转范围。最低 IMT 由不稳定运转限制，最高 IMT 由最大允许峰值气缸压力（PCP）限制。第一和第二研究的条件分别包括发动机速度 = 1200rpm 和 2000rpm；等值比 = .30 和 .24；IMP = 3.3bar 和 4.1bar。如图 7a 和 7b 所示，增加 IMT 导致增加的 GIMEP 和减少的 GIMEP 变化系数（CoV）。而且，如图 7c 所示，增加 IMT 增加 PCP，同时提前 SOC 并减少燃烧持续时间（图 7d - 7f）。增加 IMT 还增加总示出热效率（图 7g）和估计的噪声（图 7k）。对于排放，增加 IMT 减少 FSHC 排放（7h），减少燃油比一氧化碳（FSCO）排放（图 7i），但没有观察到对 FSNO_x 的影响（图 7j）。

总而言之，申请人确定，IMT 的小变化对丙烷-燃料 PCCI 燃烧的很多方面具有很大影响。通过改变进气温度，可以提前或推迟燃烧冲程。增加进气温度将提前燃烧的开始；减少进气温度将推迟燃烧的开始，如图 8 中图形所示。该温度控制可通过使用热交换器或燃烧器实现。例如，可沿进气歧管放置一个可燃混合气气体冷却器。与冷却器结合的燃烧器或加热器能提供特殊的进气温度控制。燃烧器的排出产物可直接与进气混合，燃烧器可利用进气直接作为其空气供给，或者燃烧器产生的热可通过热交换器加到进气中。热交换器可利用发动机冷却剂或废气中的废热加热进气。而且，可通过利用可燃混合气冷却器旁路实现对 IMT 的快速控制。可使用一个回热器（与 Stirling 发动机中使用的相似）回收并把热通过热交换器传导到进气，借此控制进气温度。此外，可通过向歧管喷射不同相的燃油，如液体或气体，来改变 IMT。液体燃油蒸发需要的热的变化会减少 IMT。当然，不同形式的燃油对 IMT 有不同的影响。

申请人还确定了残余物和进气温度、增压和燃烧室及气道壁热传导在整个进气和压缩过程中如何影响缸内按体积计算的平均温度，及在 TDC 时对空间温度分配的影响。特别是，对于靠空气和丙烷混合物运行的发动机，申请人比较了进气和压缩冲程。发明从确定，在 SOC 时的温度还部分决定于现有热能对进气可燃混合气的再热。对于该申请，再热定义为 $T(\text{平均缸内}@\text{进气阀关闭 (IVC)}) - T(\text{平均进气歧})$

管), 也就是进气歧管温度, 即指定在气道进口的温度和在 IVC 的缸内按体积计算的平均温度间的差值。申请人确定, 再热在气道开始并在缸内继续。此外, 56% 的再热是由于壁热传导, 44% 是由于对被检测状态的混合及增压。很清楚, 热传在确定再热中是非常重要的。

5 下面是说明壁温度对缸内热传导重要性的一个研究。在比较点火和不点火气缸时注意到, 不点火气缸的再热是点火气缸的 63% (27 vs 47K)。与点火气缸相比, 不点火气缸较低的壁温度是其缸内温度低的主要原因。与 IVC 时高出 16K 温度相比, 点火气缸具有比不点火气缸高出 46K 的 TDC 缸内温度。如果对于每个情况的比较是绝热进行的, 10 当给定最初的 16K 差值时, TDC 时温度差值将会是 $\sim 35\text{K}$ 。因此, 从 IVC 到 TDC 的 $\sim 11\text{K}$ (46K - 35K) 的温度降低是由于较冷的不点火壁温度。有趣的是, 尽管对于大多数进气和压缩冲程壁加热缸内气体, 但接近 TDC 压缩的气体的较快热传导速度可导致比没有热传导更冷的缸内成分。而且, 当把带壁热传导的正常点火气缸与带绝热壁的点燃气缸相比时, 15 质量单位流量由于热传导而减少了 7.5, 这主要是由于密度效应。

参见图 9, 对于壁温度对 SOC 的影响, 即活塞温度、缸盖温度和衬套温度对 SOC 的影响, 申请人确定, 当壁温度增加时, SOC 变得更加提前。该增加的表面温度导致向燃烧室较低的热传导, 从而提前了燃烧。申请人指出, 随着壁温度从 255 到 933K 变化并且所有其它参数保持恒 20 定, (IMT = 342K, 再热 = 43K, $\phi = 0.24$), 混合物在壁温度低于 400K 时不会点火。随着较大百分比的燃油燃烧, 从约 400K 到 550K 燃烧的持续时间增加。超过 550K 燃油全部燃烧, 并且燃烧持续时间随增加的温度减少。缸内表面温度的变化可通过改变发动机冷却剂和 / 或润滑油对气缸 / 活塞组件的冷却作用获得。尽管可能很难利用气缸壁温度 25 作为有效控制 SOC 的手段, 但气缸壁温度是控制 SOC 时所考虑的参数之一, 特别是对于起动和过渡工况。申请人指出, 存在一个运转条件区域, 其中具有两个可靠的解决方案: 一个是不带燃烧和冷壁, 一个是带燃烧和热壁。而且, 改变燃烧室的表面积对体积的比值可改变热传导, 从而可用于控制燃烧。

30 通过把带壁热传导的正常点火气缸与带绝热壁的点燃气缸相比, 可以看出, 壁热传导对 TDC 时的空间温度分配起主要作用。空间温度分配定义为在特定曲轴角度温度在整个区域内变化的方式, 无论是在

气道还是在气缸中。通过改变缸内温度分配，确实可以影响燃烧的开始和 / 或整体燃烧速度。改变缸内温度分配的一种方法是使用分叉式进气道，该进气道是这样布置的，即使进入的空气 / 燃油混合物比其余进入的混合物热一些或冷一些。另一个方法是在气缸中引入热点或
5 使用预热塞 44 (图 1a)。而且，缸内温度分配可通过改变燃烧室壁温度 (如气缸衬套、活塞和 / 或发动机缸盖的温度) 来控制，可通过改变，例如，发动机冷却剂的温度、发动机油温或燃烧室壁冷却速度来改变燃烧室壁温度。如图 1b 所示，发动机冷却剂的温度可通过控制通过位于发动机冷却剂回路 47 中的冷却剂热交换器 46 的流量来改变，
10 该流量控制是通过使用旁通阀 50 改变通过旁通回路 48 的流量来实现的。确定的是，对于点火和不点火气缸，壁热传导对空间温度分配具有相似的影响。同样，申请人还确定了在整个进气和压缩过程中，残余温度和壁热传导是如何影响缸内温度分配的。该测定过程包括三个对空气和丙烷混合物的进气和压缩冲程的研究。这些研究表明，在大多
15 数进气和压缩过程中，热残余物是空间温度变化的主要来源。然而，接近 TDC 压缩时，当壁处于燃烧室内设定的温度变化时，残余历程的重要性比热传导小。因此，申请人相信，为促进使用更多可用燃油的燃烧冲程，燃油可以这样一种方式引入，即在 SOC 时，燃油和空气在温度场足以维持燃烧的区域处于适当比例。温度场不足以维持燃烧的两个区域是在缝隙和相邻的冷却的表面中。因此希望使燃油远离缝隙
20 和冷却的表面。很清楚，向缸内混合物的热传导增加了缸内混合物的温度，从而提前了 SOC。申请人指出，可使用一个预热塞有效地把 SOC 控制在小的角度内。如图 10 所示，一旦关掉预热塞，SOC 和 EOC 会稍稍推迟。而且，由于较少的燃油被燃烧掉，GIMEP 显著减少。被燃烧的
25 燃油量的减少还导致放热速度的减少，如图 11 所示。在循环 # 1 和 # 100 之间，预热塞被关闭并保持关闭直到循环 # 300 和循环 # 400 间的某一时刻，此时预热塞被重新打开。大概最重要的是，当预热塞被关掉时，快速燃烧的开始显著推迟而且持续时间没有增加，这与放热速度的减少结合导致了累计放热减少。因此，可利用预热塞 44 (图 1b) 强制地
30 把燃烧控制在限定的程度内。

在任何实际的往复运动发动机中，压缩过程中热会从燃烧室损失掉。热损失取决于很多因素，但主要取决于发动机速度和气缸内外的

温度差。压缩过程的热传导成为柴油发动机在寒冷周围环境起动时的一个问题，因为在燃烧室壁表面温度低的气缸中难以起燃和维持燃烧。通常，位于每排气缸端部的气缸温度最低，最不容易点火。在这种情况下，由于与较冷气缸壁的过度热交换，常常会发生端部气缸中可燃混合气不能燃烧的现象。然而，对于柴油发动机，一旦全部气缸热起来，燃烧相当一致并且更独立于燃烧室表面温度。

对于 PCCI，燃烧过程是通过获得确定的压力和温度“历程”开始的。这样，如上所述，PCCI 燃烧过程严重依赖于燃烧室表面温度并且对之敏感。该 PCCI 发动机可包括一个用于获得理想的端部气缸燃烧室表面温度的端部气缸补偿装置，以保证较好的气缸 - 至 - 气缸的温度控制，借此增加稳定燃烧和非常低 NO_x 排放的可能性。端部气缸补偿装置可包括一个系统，用于减少特定气缸的有效冷却，如减少活塞冷却喷嘴流量；提高冷却剂温度；或减少冷却剂流速。特别是，参见图 12，端部气缸补偿装置可包括一个油流量控制系统 70，该系统包括一个位于支路流动管道 74 中的油流量控制阀 72，支路流动管道 74 把冷却油从油泵 78 运送到活塞冷却喷嘴 76。这样，可控制控制阀 72 以改变流向活塞组件的冷却油流量，以改变活塞温度并从而有利地影响缸内温度。作为另外一种选择，可使用节流代替阀 72，或把与端部气缸相关的喷嘴 76 设计成具有比其它喷嘴小的有效流通面积，以永久地减少流向这些活塞冷却喷嘴的流量。此外，如图 1a 所示，如果提供了多于一个的喷嘴 76，可通过控制与每个喷嘴相关的各自控制阀来改变工作的喷嘴数目。

参见图 13，端部气缸补偿装置可包括一个发动机冷却剂流量控制系统 80，系统 80 包括一个冷却剂泵 81 和位于支路管道 84 中的冷却剂流量控制阀或节流 82，支路管道 84 通向发动机 88 的端部气缸 86。操作阀 82 以减少从散热器 90 输出的冷的冷却剂流量。并且，利用位于热冷却剂回流通道的控制阀 92 控制绕过散热器 90 并被直接送往端部气缸的较高温度冷却剂流量。这些系统全都起作用以控制流向端部气缸的冷却剂流量，以补偿端部气缸被周围环境过冷却的实际情况，使得对每个端部气缸的整体冷却等于对每个其它气缸的冷却。可利用这些系统帮助缸内预热以改善发动机稳定性，提供对气缸燃烧和气缸 - 至 - 气缸平衡的加强控制。

作为另外一种选择，或附加地，端部气缸补偿装置可包括一种端部气缸，该气缸具有名义上大于其它气缸的有效压缩比以抵销额外热损失。该压缩比可设计在端部气缸中，使得端部气缸压缩温度与中间气缸相等。因为对于起动和预热操作端部气缸燃烧室表面温度都将提高，所以从性能观点看，这种方法是有利的。作为另外一种选择，这种压缩比差可通过凸轮轴阀瓣定相实现。在这种情况下，端部气缸将具有在下止点（BDC）附近关闭的进气阀，使得有效压缩比（CR）约等于几何 CR。于是中间气缸将具有推迟的 IVC，其会产生比端部气缸低的名义有效 CR。改变压缩比对 PCCI 燃烧的影响将在下面更完整地讨论。

就预混合可燃混合气、压燃（PCCI）发动机技术来说，最大的挑战之一在于放热曲线的布置。标准柴油发动机或火花点火发动机的燃烧开始是用喷射正时或点火正时控制的。对于 PCCI 发动机，燃烧开始是由缸内温度和压力支配的。对于 PCCI 发动机，当接近靠近 TDC（或在 TDC 之后）的 SOC 正时时，对小的几何变化和 / 或温度、压力等的运转变化的敏感性显著增加。在为 PCCI 发动机寻求延迟的放热曲线（以使峰值气缸压力最小并改进效率）时，不点火或部分燃烧的危险显著增加。这是因为由于可燃混合气膨胀，气缸温度在上止点后下降。如果在 TDC 前未发生自燃，远在上止点之后自燃将不可能发生。如果一个气缸开始不点火，这个问题会更加严重。不点火气缸冷却下来，从而更可能继续不点火。

在多 - 气缸发动机中，在压缩比、壁温度、再热和残余物质量百分比方面气缸间不可避免地存在差异。这种差异使得很难以理想的延迟的燃烧正时操作 PCCI 发动机，同时维持没有个别气缸（偶然变得稍冷的气缸）开始不点火的最佳燃烧。

如图 14 所示的分析结果所建议的，申请人确定，操纵阀冲程可对 TDC 时温度有显著影响，从而是控制燃烧开始的有效工具。特别是，参见表 I，改变阀冲程具有以下作用：

| 改变的冲程 | 基线 | 相对基线提前 阀正时的影响 | 相对基线推迟 阀正时的影响 |
|-------|-------|---------------------|------------------------|
| EVC | -357° | 截留热残余物， 使 SOC 提前 | 废气向进气管道回 爆，使 SOC 提前 |
| EVO | 135° | 无影响 | 无影响 |

| | | | |
|-----|-------|-------------------------------|--|
| IVC | -167° | Miller 循环 - 降低有效 CR, 使 SOC 延迟 | 在这些特定条件下, 延迟稍稍改善换气; 延迟还减少有效 CR, 使 SOC 延迟 |
| IVO | 341° | 允许热废气流向进气管道, 使 SOC 提前 | 限制从进气歧管的流量, 对 SOC 有极小的影响 |

如图 15 所示, 在确定从一个燃烧冲程到下一个冲程残留在, 或可供应给燃烧室的燃烧产物量, 即残余物质量百分比 (RMF) 中, 排气阀关闭 (EVC) 起到重要作用。残余物温度高于进入的可燃混合气温度, 从而为下一个燃烧冲程加热可燃混合气。这样, 可利用排气阀关闭正时调整缸内温度, 从而控制 SOC。为“加热”一个冷气缸 (即开始不点火的气缸), 可通过早一些的排气阀关闭冲程增加个别气缸中的残余物质量百分比。热残余物将增加进入的可燃混合气的再热并趋向于使燃烧的开始提前, 从而, 例如, 恢复一个不点火的气缸。如图 15 所示, 提前 EVC 在气缸中截留热残余物, 而推迟 EVC 允许热废气向气缸回爆 (在这种情况下, 排气歧管压力 (EMP) > IMP)。基线 EVC 是这两个影响的最佳值: 截留最小量的残余物并导致最低的 TDC 温度。同样, 提前 IVO 允许气缸中的某些热残余物向进气管道回爆, 也是因为 EMP > IMP, 引起 TDC 温度升高。下面更完整描述的通过, 例如, 提前 IVC 来降低压缩比也会增加气缸中的残余物, 但只是在较小的程度上。还可利用对排气阀的关闭正时的调整有效补偿气缸间的小的几何和运转变化, 以允许气缸 - 至 - 气缸地“调整”发动机。可利用任何其它用于有效增加或减少 RMF 的装置来分别提前或推迟 SOC。

在一个多气缸 PCCI 发动机上成功地试验了实现这种策略的一个方法。这个技术涉及到增加排气阀间隙设定。打开该间隙有效地早关闭排气阀, 并根据需要提前燃烧的开始。申请人确定, 把排气阀冲程减少 10 度导致稍高的表面温度和提高 22 度的进气温度。由于 22 度 IMT 巨变对燃烧的巨大影响 (图 7c - 7f), 这种方法将表明利用阀间隙调整调整多气缸发动机的可能性。如图 16 所示, 通过增加间隙缩短排气阀开启的持续时间的确提前了燃烧。最终, 可通过任何可调整静态排气阀关闭的装置来被动控制气缸 - 至 - 气缸的变化。如果与某些分析测量法结合, 也可对其进行主动控制。如果所有气缸都存在控制, 那么也可用这种技术来影响发动机内燃烧的总开始。

另一种通过控制残余物质量百分比 (RMF) 来控制缸内温度的方法是压缩与进入的可燃混合气分开的室内的从前面循环留下的一团残余气体。截留的残余物与新鲜可燃混合气的比例可通过这种室的尺寸操纵。如果全部 TDC 容积都在这种室内, 热废气的质量可大到 (1/2) (1/CR), 从而 \approx 室质量的 1/30。必须控制这种室的结构使得至少一部分热气在压缩过程后继续存在, 没有与进入的可燃混合气完全混合。如果截留的废气在压缩过程中非常早地混合, 就不会达到启动快速反应所需的高温。流入和流出这种室的流动正时可帮助控制气缸内开始快速能量释放的正时。附加的局部热输入源可能能够提供这种快速反应开始。这可能是一个加热的预热塞或一团热隔离物质。

残余质量百分比还对排气歧管背压 (EMP) 敏感。通过相对 IMP 增加 EMP, 可增加残余质量百分比, 从而增加可燃混合气温度, 这反过来会使燃烧提前。申请人确定, 提高 EMP 的确具有提前 SOC 的预期结果。然而, 申请人还指出, 对于四循环发动机, 当在 EMP 中有 3bar 的增加时 SOC 仅提前约 4° 。申请人确定, 当其它方面保持恒定时, 温度的增加与 EMP 的增加接近线性关系。对于 EMP 中 1bar 的增加, TDC 时的温度增加约 10K。因此, 考虑到实际 EMP 范围, 控制 EMP 在控制四循环发动机的 SOC 方面似乎是一个相对弱的手段。而且, 当在 4 循环发动机中利用 EMP 增加 TDC 温度时, 将要付出非常重大的 BSFC 损失。与利用排气阀关闭或可变压缩比相比, BSFC 将非常高。尽管增加 EMP 的作用与提前 EVC 的作用相同, 即在缸内截留更多的热残余质量, 但 BSFC 将高得多, 这是因为当 EMP 增加后, 活塞必须在整个排气冲程中克服该压力做工。如果发动机具有涡轮增压, 那么试图利用 EMP 控制 SOC 将会使问题更复杂。然而, 对于两循环发动机, 利用废气节流可能仍是可行的。

控制进气温度的另一个重要方法是通过使用热废气再循环 (EGR)。如图 1b 所示, 可利用高压 EGR 回路 54 把热废气从涡轮 25 的前段导入到进气系统 23。EGR 回路 54 包括一个用于控制废气再循环的高压 EGR 控制阀 60。可利用一个低压 EGR 回路 62 和控制阀 64 把低压 EGR 流从涡轮 25 前段导入到进气系统 23。申请人指出, 当从压缩机 24 的前段导入时 (假定添加 EGR 的作用没有被附加的可燃混合气冷却抵消), EGR 在提高进气歧管温度中特别有效。废气再循环 (EGR) 在 PCCI 发动机

中有更多的应用，因为这种发动机的废气将含有较小的颗粒，从而废气可被再循环到理想的前段位置（涡轮增压器的压缩机的进气管道）。压缩机的进气管道是最好的位置，因为压力差几乎是一直有利的。新鲜的进气和热 EGR 混合物将被压缩机压缩，借此提供加热和混合。通过 5 在压缩机前段导入 EGR 和增加压缩机进口温度，其结果是比在压缩机后导入 EGR 高得多的压缩机出口温度。在通常的柴油机中，向压缩机进口导入 EGR 是非常困难的，因为发动机废气中的颗粒会将压缩机“粘住”。然而在 PCCI 发动机中，几乎没有颗粒的废气可被导入到压缩机前段，而不会有重大问题。而且，如图 18 所示，申请人确定，与用于导入废气产物的技术无关，如 EGR、RMF 等，在通过添加废气产物的同时通过，例如，喷射冷却稀释剂，如空气和 / 或水，来保持可燃混合气温度，都可使燃烧速度降低，从而增加了燃烧持续时间，推迟了燃烧并减少了放热量。

参见图 19，所示为改进的发动机 100，通过使多个气缸中一定数量的气缸运转在 PCCI 模式，同时使气缸中的其余气缸运转在柴油机模式，该发动机受益于 PCCI 发动机和本发明的控制系统。特别是，例如，在一个六气缸发动机中五个气缸 102 可运转在柴油机模式，同时一个气缸 104 运转在 PCCI 模式。该发动机还包括一个 EGR 系统 106，该系统仅与 PCCI 气缸 104 相关，并同与柴油机气缸 102 相关的排气系统 108 分开。PCCI 气缸 104 中活塞的压力被用于强迫废气进入进气系统。EGR 系统 106 包括一个利用，例如，发动机冷却剂的 EGR 冷却器 110，该冷却器在向压缩机 105 入口端再循环气体之前冷却 PCCI 废气。当然，废气可被输送到仅为柴油机气缸 102 供应的进气歧管 112。在柴油发动机中使用 EGR 所面临的一个共知问题是柴油发动机废气中存在的过量颗粒和 NO_x。改进的发动机 100 允许柴油发动机受益于 EGR，同时基本上避免了与严重的颗粒柴油机排放相关的缺点，从而提供了不太复杂的和不太昂贵的系统。例如，如上所述，从气缸 104 的 PCCI EGR 循环可被更容易地导入到压缩机前段而不会堵塞压缩机。而且，PCCI EGR 的低 NO_x 排放减少了硝酸的形成，从而减少了发动机的腐蚀。申请人指出，图 19 的发动机在仅可忽略不计地增加制动比燃烧消耗的同时，降低了制动比 NO_x 排放。

用于改变 TDC 时温度从而改变 SOC 的最有效的控制特征之一是气

缸压缩比 (CR) 的可变控制。通过改变有效或几何压缩比, 可控制温度和压力历程。增加压缩比提前燃烧冲程。减少压缩比使之延迟。对于某些目的, 压缩比的范围可以是从 24:1 (以促进冷起动) 到 12:1 (以允许控制燃烧的开始和限制峰值燃烧压力)。在其它因素中, 压缩比范围取决于使用的燃料形式 (特别是其自燃性质), 例如, 天然气或丙烷。申请人确定了压缩比对 PCCI 燃烧的影响。例如, 参见图 20, 申请人指出, 改变压缩比在改变缸内温度并从而改变 SOC 中是一种重要手段。如图 21 所示, 申请人指出, 压缩比变化显著影响相对 TDC 的 SOC 位置。

10 可通过改变几何压缩比来改变压缩比, 即利用控制机械装置改变燃烧室的物理尺寸 / 形状。本发明包括一个压缩比改变装置 38, 该装置用于在发动机运转过程中改变燃烧室的几何或有效容积, 以获得希望的 SOC。压缩比改变装置可以是一个机械装置, 该机械装置通过改变燃烧室的几何容积引起 TDC 附近的可燃混合气的压缩加热。如图 22a -
15 22d 所示, 压缩比变化装置可包括一个可移动的辅助活塞或柱塞, 其可在曲轴转角接近 TDC 时移动以伸入到燃烧室中, 以减少燃烧室容积, 从而增加压缩比和充分加热可燃混合气, 以允许起燃。柱塞的关键作用是在接近 TDC 时取代某些可燃混合气。因此, 除了柱塞达到影响余隙容积的程度外, 燃烧室中柱塞的形状和位置对其作用不是关键的。

20 柱塞的尺寸是根据希望的压缩比控制范围确定的, 可通过下例估计:

每气缸的扫气量 = 1,000cc = 11.

TDC 余隙容积 = 100cc

压缩比 = (1000cc+100cc) / 100.0cc = 11.0

25 如果柱塞体积 = 30cc, 那么当柱塞完全伸出时的有效压缩比 =
(1000cc+100cc) / (100.0cc-30cc) = 15.7.

对于给定的一组条件, 改变的压缩比应允许足够大的温度和压力升高, 以为在没有柱塞时不会点火的燃油 / 空气混合物引起压燃。当然, 在发动机的设计阶段很容易改变发动机的压缩比和柱塞尺寸。而且, 不同的燃油和进气温度需要不同的柱塞尺寸和压缩比。
30

如图 22a 所示, 柱塞 150 可位于气缸盖 154 的孔 152 内并由凸轮 156 操纵, 凸轮 156 的转动与发动机活塞 158 的运动成预定定时关系。回

缩弹簧 160 使柱塞向凸轮 156 偏动以增加燃烧室 162 的尺寸。这种特定布置是有利的，因为当柱塞回缩时，由凸轮驱动的柱塞 150 可把功返送回凸轮轴。而且，只要柱塞 150 一直到膨胀冲程后期或膨胀冲程之后才回缩，柱塞 150 在可燃混合气上作的某些功可被发动机活塞吸取。

5 作为另外一种选择，参见图 22b，柱塞 170 可由加压的供应液体液力操纵，如燃油，液体通过连接在例如高压燃油喷射泵或共轨喷射系统上的液力管路 172 输送到室 174。22c 展示了另一种液力驱动的实施例，其中柱塞 180 由弹簧 182 辅助以允许能量被贮藏在该弹簧中，弹簧 182 位于在柱塞 180 一端附近形成的室 184 中。在该系统中，一保持装置，如液力的、电磁的或机械的，（未示出）使柱塞保持在伸出的位置。当活塞接近 TDC 时，液压流供应系统 186 强迫柱塞 180 向下运动（此时保持系统不再固定柱塞）。该向下的运动在很大程度上是由弹簧 182 辅助的。燃烧后，柱塞 180 往回向上运动，重新压缩弹簧 182，从而
10 从而使能量返回弹簧。为使该能量取出过程最佳，以阀 188 控制的速度泄放液压室 184。

图 22d 展示了另一种实施例，其中把柱塞 192 向伸出位置偏置的弹簧 190 有足够的力量以在燃烧前克服燃烧室内的气压。接近 TDC 时，连接室 196 的泄放阀 194 打开，弹簧 190 把柱塞推向在燃烧室内的伸出位置，引起可燃混合气起燃和燃烧室 162 内的压力升高。其结果是，
20 柱塞 192 被克服弹簧 190 向上推回。如果需要，高压供给 200 向室 196 供应液压流以保证柱塞 192 向上运动，回到回缩位置。如果气压足以把柱塞向上移回到回缩位置，可利用包括单向阀 204 的低压液压填充供给 202 填充柱塞 192 下面的室 196。

25 还可通过提供一种对置活塞发动机设计来改变压缩比，这种设计具有可变相位移动以允许在运动过程中，通过改变两个曲轴间的转动相位来改变压缩比。对置活塞发动机可以是美国专利 No. 4,010,611 中所公开的形式，或者是具有如在美国专利 No. 4,955,328 中公开的可变定相的互联气缸形式的，这两个参考的全部内容都包含在参考
30 中。作为另外一种选择，参见图 23，可利用相位移动装置 210 改变压缩比，装置 210 包括一个传统的差速器组件 211，差速器组件 211 连接在与各自活塞 218、220 相关的曲轴 214、216 之一的输入轴部分 212



和同一曲轴 214 的输出轴部分 222 之间，以允许曲轴的部分可被彼此相对地旋转移动。曲轴 214 和 216 通过传统齿轮组件 233 连接，以将动力传递到驱动轴 225。如图 24 所示，差速器 211 包括一个安装在输出轴部分 212 一端的齿圈 224，从齿圈 224 伸出的臂 226 和安装在轴部分 212、222 相对端上的齿轮组件 227。包括行星小齿轮 230 的转子装置 228 可操作地连接到齿圈 224 上，以当需要曲轴间定相的变化时转动齿圈。只要齿圈 224 保持静止，轴部分 212、222 就保持同相。当齿圈 224 由转动的行星小齿轮 230 转动时，臂 226 转动，在轴部分 212、222 间产生相位变化。因此，转子装置 228 将被用于调整输入轴相对输出轴的定相，从而调整两个曲轴的定相和压缩比。此外，可利用每气缸两个曲轴来消除单曲轴设计中曲轴造成的固有侧向推力。应该注意到最大可能压缩比对定相过程中的 CR 的灵敏度的影响。可能有利的是具有一种几何结构，其中在“零”定相时活塞相互干涉。当然，这种机构将一直以非零定相运转。

申请人确定了对置活塞发动机的定相变化如何改变压缩比。该工作包括三个研究，如图 25 所示。第一，当两个活塞同相时，即两个活塞同时到达 TDC，压缩比为 25:1。第二，当两个活塞同相时，在 TDC 它们将会合并刚好接触。如果假定没有余隙容积，对于平顶活塞在活塞间将没有容积，压缩比将变得无穷大。第三种情况假定负的干涉，因此当相位差达到到某种程度时活塞将会接触。对于这种情况，重叠约为冲程的 10%，使活塞在相位差为 46° 时接触。当然，发动机几何尺寸（内径、冲程、连杆长度）也会影响对定相的 CR；在该研究中这些值保持恒定。

这些结果表明，利用带可变定相的对置活塞布置可在非常大的范围上改变压缩比。而且，压缩比随定相的变化斜度取决于在 0° 定相 TDC 时活塞间的间隙或负间隙。这样，在实际应用中，有利的是，在覆盖希望的压缩比范围所需的定相范围和定相需要被控制的精确度间找到一个平衡，即应使图 25 的曲线斜度最佳。这样，理想的是，曲线斜度足够陡，使得可在有限的定相量内获得希望的压缩比范围，但不要陡到定相需要太精确的程度。

参见图 26，很清楚，当活塞的相位差变得越来越大时，压缩比减小。而且还很清楚，对于小于约 120° 的定相角，在相对曲轴转角曲线

的气缸容积曲线形状上只有非常小的变化。结果是，可利用定相的变化大范围控制压缩比，而不会对相对曲轴转角的气缸容积产生任何影响。带可变定相的对置活塞系统无疑提供了获得大范围压缩比值的理想的适应性。

5 可用可变阀正时改变有效压缩比。特别是，如表 I 所示，进气阀关闭的提前降低有效 CR，而 IVC 的显著延迟也减少有效 CR。然而，与改变几何压缩比（假定燃油流动速度保持恒定），改变阀冲程可对发动机换气具有非常大的影响，从而会影响空气/燃油比。在 IVC 被改变时发生随 TDC 温度的最陡的气流变化。当 IVC 变得早一些时，TDC 温
10 度降低，但气流被严重节流，可能不利地改变等值比。在这种情况下，可利用伴随较早 IVC 的增压的提高保持恒定的空气流速。对于 EVC 也一样，当 EVC 改变时，气缸中截留的残余物量被改变，从而影响了换气。IVC 线的斜度大体上是 EVC 和 IVO 的两倍，但改变几何压缩比对气流没有影响。为在不影响气流的情况下改变 TDC 温度，可变几何压缩
15 比显然是控制特征中最有效的。

参见图 28，改变阀冲程或压缩比中的任何一个都对 BSFC 有一定的影响。为获得最佳 BSFC，如果需要较高的温度，增加压缩比将是比改变排气阀关闭更好的选择。如果提前 EVC 以增加 TDC 时的温度，将要付出非常大的 BSFC 损失。如果需要较低的温度，提前 IVC 是最好的方
20 法，但因改变几何压缩比产生仅仅稍高一些温度，其也可是一种选择。

申请人确定，与预想的一样，改变有效压缩比对峰值气缸压力具有很大的影响，如图 29 所示。IVC 具有与 VRC 一样的几乎理想的曲线，肯定了改变 IVC 确实影响有效压缩比。因为在这种情况下放热在 ATDC5° 时开始，气缸压力曲线似乎是“双峰”的：第一个尖峰在 TDC 时和由压缩引起的；第二个尖峰在 TDC 后和由燃烧引起的。VRC 和 IVC 线的两个斜度的形状是由发生在燃烧峰值（ $CR < 18$ ）或压缩峰值（ $CR > 18$ ）的绝对峰值气缸压力引起的。为了在不会不利地影响峰值气缸压力的同时从基线增加 TDC 时的温度，改变 EVC 或 IVO 将是最好的策略。然而，该策略可能导致 BSFC 的不利增加并且还可能改变发动机换气。
25

30 申请人还确定，对于低进气温度的燃烧需要非常高的压缩比。例如，发现在 0、20 和 40° F 的进气温度时，如果相应压缩比分别低于 35、33 和 30，则没有燃烧发生。在预热后的条件下，理想的压缩比约为 15，

这意味着需要约 20 的压缩比变化以补偿这些条件。由于在这些条件下所需要的非常高的压缩比，峰值气缸压力也很高，在某些情况下会超过 200bar。结果是，与仅仅使用可变压缩比相比，进气加热器和 / 或其它冷环境起动方法可能是更实用的。而且，维持较低的压缩比将允许在达到峰值气缸压力极限前获得较高的 GIMEP。

另一个控制温度的方法是把水导入到进气歧管或直接导入到气缸。申请人指出，当进气中的氮气完全被水取代后，由于分解，水将可能导致较低的火焰温度（低于 205K）。而且，在申请人的研究中，点火延迟稍稍增加（增加 0.04msec），峰值反应速度下降约 50%。当水加入到进气歧管时，例如水熏，化学效果是稍稍推迟 SOC，尽管很小。然而，由于液体汽化为气体，向进气歧管喷射的液态水有效地冷却了进气歧管。结果是，IMT 和 TDC 温度显著降低，如图 30 所示。水喷射对 TDC 时温度的影响主要是由于 IMT 的减少，不是由于比热的比值变化。对 IMT 的影响应看作上限。

应该注意到，申请人指出，在不对活塞 14 产生不利的热影响的情况下可维持 PCCI 燃烧（图 1a）。尽管 PCCI 燃烧可产生比火花点火发动机中所经历的安全水平高 10 - 20 倍的爆震强度水平，但铝和钢活塞不会达到的过度的温度水平。在申请人的优选实施例中，PCCI 燃烧中自燃产生的温度远远低于火花点火发动机中所经历的温度，因为在申请人的优选实施例中，PCCI 燃烧是运转在这种稀薄条件下。

压力控制

还可通过控制燃烧室压力来控制 SOC。控制缸内压力的一个方法是利用压缩比变化装置改变燃烧室内的压力。尽管改变压缩比最终改变了可燃混合气的压力和温度，但压力是被直接改变的。压缩比的增加趋向于增加 TDC 时的压力，压缩比的减少将减少 TDC 时的压力。申请人指出，增加缸内压力提前燃烧的开始，减少缸内压力推迟 SOC。可使用上面关于温度控制所述的任何压缩比改变装置。

控制缸内压力的另一个方法是改变进气歧管压力，或增压压力（IMP）。SOC 正时被证明是压力的函数。申请人确定了改变 IMP 对燃烧和发动机运转的影响。对于一个发动机研究，发动机条件是 1200RPM, $355.7K < IMT < 357.4$, $0.256 < \Phi < 0.263$ 。IMP 被改变。增加 IMP 的同时维持这些条件需要增加空气流量和燃油流量。图 31a 和 31b 表明，

随着 IMP 在曲轴转角域和时间域增加，放热持续时间减少。图 31d 表明，当 IMP 增加时，SOC 发生得较早。图 31c 表示了从另一个研究获得的结果，其清楚地表明，增加增压压力显著提前放热冲程。图 31e 表明，FSHC 排放随 IMP 增加而减少，表示更完全的燃烧。图 31f 表明，GIMEP 随 IMP 的增加而增加，主要是由于完全燃烧的增加，并在较小程度上是由于更多的燃油。图 31g 表明，总示出热效率随 IMP 的增加而增加，部分是由于更完全的燃烧。图 31h 表明，FSCO 排放随 IMP 的增加而减少，显然是由于更完全的燃烧。图 31i 表明，FSNO_x 排放没有受到 IMP 的显著影响。图 31j 表明，GIMEP 的变化系数 (COV) 随 IMP 增加而减少。图 31k 表明，PCP 随 IMP 增加而增加。图 31l 表明，随着 IMP 增加，GIMEP 的较小增量引起 PCP 的较大升高。这种效果都是因为随 IMP 增加而发生的较早 SOC。

一项研究改变了燃烧冲程的 BDC 压力。该研究是使用下述条件完成的，即 14.5:1 的压缩比、1200rpm 的发动机速度、389K 的 BDC 压缩温度、.3285 的等值比，并且没有热传导。使用的燃料是丙烷，在所有其它参数保持恒定的同时改变 BDC 压力。该研究清楚地揭示了，随着 BDC 温度的增加，SOC 变得早一些。此外，对于小于 1.75bar 的 BDC 压力，释放了少于 10% 的燃料能量，而对于大于 $P = 1.75\text{bar}$ 的 BDC 压力，实际上全部燃料能量都被释放了。这表明，燃烧对压力变化高度敏感。在非常低的压力下，只有非常少的燃料燃烧，导致了高 FSHC 排放。因为在这些低压下没有燃料燃烧，所以没有一氧化碳产生。随着压力增加（同时保持 IMT 恒定），较高百分比的燃料燃烧，这会导致降低的一氧化碳产生和较低的 FSHC。超过某一临界值，所有燃料都完全燃烧，导致非常低的 FSHC 和 FSCO 排放。而且，非常小的 BDC 压力变化导致非常大的峰值循环温度 (PCP) 变化。模拟试验的结果表明，在低峰值循环压力时 (PCP) 燃料不燃烧。从而，压力在各向同性的压缩时达到最大值。随着压力增加，较高百分比的燃料能量被释放，使气缸压力升高到超过该各向同性的压缩压力。随着压力进一步提高，全部燃料能量被释放，并且由于各向同性作用压力的进一步升高提高了 PCP。

很清楚，改变 IMP 可以是控制 SOC 和燃烧持续时间的一个有效方法。增加 IMP 趋向于提前 SOC，同时减少放热持续时间。同样，减少 IMP 趋向于推迟 SOC，同时增加放热持续时间。在通常的应用中，对于恒定

扭矩情况，燃料流动速度实际上保持恒定，将提高增压压力以提前燃烧的开始或减少增压以推迟燃烧的开始。例如，可利用一个空气压缩机、涡轮增压机、如由发动机动力输出器驱动的增压器或电动压缩机。对于给定的动力水平，从而对于给定的燃料流动速度，通常存在一个
5 首选的进气压力和温度。在非常低的载荷时，可取的是用节气门 53 (图 1a) 控制进气歧管压力，控制方法与在目前火花点火发动机产品上控制进气压力的方法相同。如下所述，当在火花点火模式下操作多模式 PCCI 发动机时也要用到节气门 35。当然，作为另外一种选择，节气门也可位于进气系统的其它位置上，如进气歧管中。

10 空气 / 燃油混合物自燃性质

控制燃烧的开始和持续时间的另一个策略是改变空气 / 燃油混合物的自燃性质。可通过利用，例如，喷射器 42 向进气系统中的，例如最好是在气道中，或直接利用，例如，喷射器 40 向气缸中的空气或空气 / 燃油混合物喷射气体，例如空气、氧气、氮气、臭氧、二氧化碳、
15 废气等来控制空气 / 燃油混合物的自燃性质，从而提供对燃烧的开始和燃烧速度的控制。

申请人检验了向空气 / 燃油混合物中添加活性组分对燃烧过程的影响。完成了一个研究，该研究使用 0.3 的等值比，389K 的 BDC 温度，3bar 的 BDC 压力，并利用丙烷作为燃料。压缩比为 14.5，发动机速度
20 为 1800RPM。使用的发动机几何尺寸适用于 Cummins C 系列发动机。对于所有状况，氮气和氧气和燃料密度都保持恒定，分别为 0.771, 0.216, 0.0123。对于所有状况添加的活性组分的摩尔份数为 0.000411。检验的活性组分为 H_2 , H_2O_2 , OH, CO, O, HO_2 , H, 和 O_3 。图 32 表示了对曲轴转角的角度。尽管 CO 和 H_2 提前 SOC 的量小于 0.5 曲轴转角角度，其它组分显著提前了 SOC，其中 O_3 (臭氧) 引起的 SOC 变化最大。因此，
25 小浓度的最常见原子团将引起显著的 SOC 变化。

这样，申请人确定，添加非常少量的臭氧可大量提前 SOC。申请人还指出，事实上全部臭氧都将被燃烧过程消耗掉，SOC 变化将随添加臭氧量的增加而变小。特别是，图 33 展示了附加的臭氧对提前 SOC 的影
30 响。温度的增加表示燃烧冲程的开始。

由于附加的臭氧对 SOC 所具有的显著影响，可用几种方式利用臭氧以有利地控制 PCCI 发动机中的燃烧。首先，通过向进气管道添加不

同量的 O_3 ，一个，几个或所有气缸能够调整它们的 SOC。第二，向进气中添加 O_3 可用作 PCCI 发动机和柴油发动机的冷起动辅助手段。第三，向发动机废气中添加 O_3 将允许催化剂早一些点火，这样可能在配备催化器的火花点火发动机、柴油发动机和 PCCI 发动机上显著减少冷起动排放。5 O_3 可通过简单的电-化学反应“在车上”制造。臭氧发生器是商业上可得到的。而且，可通过向进气添加 O_3 来减少柴油发动机的点火延迟。这将减少预混合燃烧百分比，于是降低了 NO_x 排放并减少了噪声。

10 申请人指出，提高氧气浓度会提前 SOC。然而，申请人确定，从百分之 20.7 到百分之 21.6 的加浓氧气使 SOC 提前的量少于一个曲轴转角角度，从百分之 20.7 到 23.7 的加浓氧气使 SOC 提前的量少于 1.5 个曲轴转角角度。因此，通过改变进气的氧气浓度可将燃烧控制在限定的角度内。这可通过向进气添加氧气（或富氧气体混合物）或从进气中有选择地除去氮气（例如利用一个薄膜）来实现。申请人还指出，15 把进气中 N 的百分比从百分之 78.6 增加到百分之 80.6 所导致的 SOC 在 1800rpm 时的延迟量少于 2 曲轴转角角度。还注意到，新鲜可燃混合气中相同百分比的 N_2 增加使 $FSNO_x$ 从 .144 降低到 .048 克 NO_x 每公斤燃油。

改变氧气对燃烧过程的影响的另一个方法是用 EGR 稀释混合物。20 在一个研究中，从排气歧管到压缩机进口连接了一个发动机 EGR 系统。因为 EGR 是在后冷却器前段混合的，并且在该研究中，后冷却器出口温度是被控制并保持固定的，所以 EGR 不会显著影响 SOC 时的温度。在该研究中，燃油速度和进气歧管温度是保持恒定的。随着 EGR 率增加，排气歧管压力降低，这反过来减少了该涡轮增压的发动机的气流。25 燃油速度保持恒定，所以新鲜等值比增加。虽然等值比增加，但 SOC 随 EGR 率的增加而延迟，主要可能是由于 EGR 的稀释作用。和预想的一样，SOC 随 EGR 率的增加而延迟。然而，随着 EGR 率的增加，CO 和 HC 排放也增加。而且，随着 EGR 率的增加，气缸间 SOC 的范围也增加。在一个类似的研究中，通过调整 IMT 使 SOC 保持恒定。随着 EGR 率的30 增加，排气歧管压力降低，其反过来减少了气流。燃油速度保持恒定，从而引起等值比增加。此外，随着 EGR 率从约 7% 增加到 13% EGR，SOC 的气缸到气缸变化中出现了一个急剧升高。最终，尽管等值比增加，

还是需要较高的 IMT 以在 EGR 率增加时维持恒定的 SOC。这个要求归因于增加的 EGR 对进气的稀释作用。

改变空气 / 燃油混合物的自燃性质以控制 SOC 和燃烧持续时间的另一个技术是通过，例如，提供具有不同辛烷、甲烷或十六烷数的两种或多种燃油以改变可燃混合气的辛烷、甲烷或十六烷数。燃油供应可在燃油间选择地转换，或者可使燃油混合。这项技术使推迟或提前燃烧冲程成为可能。例如，可控制地把趋向于易自燃的燃油（较低辛烷或甲烷数，或较高十六烷数）与趋向于不易自燃的燃油（或者高温时才点火的燃油和低温时不可用的燃油）混合，使得能够通过改变燃烧冲程中燃烧室中存在的燃油比值来控制点火正时和燃烧速度。如图 34 所示，丙烷、辛烷和庚烷对 SOC 具有显著不同的影响。可通过利用能够改变燃油自燃性质以提前或推迟燃烧开始的燃油添加剂取得相同的效果，如一定量的丙烷、乙烷，或其它碳氢化合物，如发动机润滑油。当然，可利用能够改变燃油的辛烷 / 甲烷值或燃油活化能的任何方法以提前 / 推迟燃烧。申请人确定，燃烧的开始对辛烷数非常敏感。这个影响与进气歧管温度无关。而且，在一个研究中，对于辛烷数从 80 增加到 100，燃烧开始被推迟了约 7°。

获得对多气缸 PCCI 发动机中单个气缸燃烧的动态控制对获得改善的燃烧是关键。因为上述气体 / 液体中的很多种，如燃油、臭氧、油、水等，现在被证明能够显著影响 SOC 和 / 或燃烧速度，所以这些添加剂可用于平衡根据 PCCI 原理运行的多气缸发动机中气缸间的燃烧。例如，通过把液体或气体稀释剂，如活性较小的燃料、水、未冷却的或冷却的废气产物、空气和 / 或氮气或者喷射到进气中或者直接喷射到气缸内的可燃混合气中，可使 SOC 延迟。而且，通过向可燃混合气中喷射，例如，活性较大的燃料、臭氧、油和 / 或氧气，可使 SOC 提前。图 1b 展示了一种用于平衡多气缸发动机的气缸间燃烧的系统。在每气缸两种供应形式的发动机上，该系统使用进气进气口燃料喷射 - 供给 32 喷射液态燃料，供给 34 喷射气态燃料。尽管显示的供给 32 和 34 是向用于向进气口输送的单个管道供应，但这些供给可包括在不同位置与进气口相连的单独的输送管道。液态燃料将通过液态燃料的蒸发热降低进气温度。可通过改变液态燃料相对气态燃料的量来控制 TDC 压缩时的温度，从而控制 SOC。而且，如果液体在进气口或压缩过

程中蒸发也应该没有关系。气态或液态燃料可以是不同状态的相同燃料，如丙烷，或不同燃料，如气态天然气和液态汽油，如美国联邦试验汽油。重要的是，进气口喷射系统在气缸间应具有良好的分隔，并且可能需要顺序喷射（与进气冲程同步的喷射）。在运转过程中，向
5 要“熄灭”的气缸供应较多的气态燃料，向“过热”的气缸供应较多的液态燃料。可利用这种方法获得约 20 度的温度差。供给中的一个可以是润滑油或臭氧，另一个供给可以是具有高抗点火性的燃料，如高辛烷数，以允许通过改变向混合物添加的油或臭氧量来有效控制 SOC。而且，通过利用发动机的润滑油供给，或利用运转过程中由发动机产
10 生的臭氧，可以避免使用附加的燃油 / 添加剂供给。

等值比

申请人指出的可有效用于控制 SOC 和燃烧持续时间或放热率的另一个控制变量是燃油 / 空气混合物的等值比 ϕ 。等值比等于燃油 / 空气比除以理想配比的燃油 / 空气比（如果 < 1 ，燃油不足；如果 > 1 ，
15 燃油过量）。在 PCCI 发动机中燃烧需要被减慢，因为快速燃烧导致高噪声、降低的效率和高峰值的气缸压力。如果在点火点或接近点火点时可在整个空气 / 燃油的可燃混合气中获得不同的温度和 / 或等值比，最终的燃烧速度可能被降低，从而有利地延长了燃烧持续时间。可通过向气缸增加燃油流量但不相应地增加进气流量，或减少进气流量
20 来增加等值比。可通过减少向气缸供给的燃油流量但不相应地减少空气流量，或增加空气流量来减少等值比。向气缸输送的燃油量的变化可通过以已知方式控制燃油控制阀 39、41 和 / 或燃油喷射器 35、36 来改变。可通过，例如，可变地控制压缩机 24 以改变增压压力来获得空气流速的改变。

25 为测试等值比的下限，申请人进行了发动机研究，以确定是否可用极稀薄的混合物获得可接受的 PCCI 燃烧。结果表明，在极稀薄的 .05 等值比可获得非常稳定的燃烧，同时获得约 30 度的放热持续时间。而且，如图 35 和 36 所示，结果表明，随等值比增加，即空气 / 燃油混合物变得更浓，燃烧的开始提前，并且示出放热持续时间减少。申请人清楚地指出，如图 37 所示，气缸温度升高的地方表示放热冲程。而且，参见图 38，随着等值比减少，即空气 / 燃油混合物变得更稀薄，
30 示出放热持续时间变得更长。而且，申请人指出，对于四冲程发动机，

峰值气缸压力和 GIMEP 随等值比变得更浓而增加。对于两冲程发动机，申请人确定，随等值比增加，GIMEP 增加。

还进行了研究以调查等值比是否影响 PCCI 燃烧中所燃烧的燃油量。结果表明，随等值比变得更浓，以释放的示出热表示的燃油能的百分比首先增加，然后稳定在 80% 附近。由于热传递，该数值永远不可能达到 100%。对于排放，随等值比变得更浓，燃油比碳氢化合物排放减少。此外，随等值比变得更浓，平均噪声水平增加，GIMEP 增加。随等值比变得更浓，爆震强度增加。随等值比变得更浓，如 GIMEP 的变化系数 (COV) 所测得的，循环到循环的燃烧变化通常减少。事实上，对于该研究的条件，GIMEP 的 COV 保持低于燃烧稳定性极限（在这种情况下定义为 5%），其中超过该极限的 COV 表示不可接受的稳定性。

进行了研究以确定等值比变化对 PCCI 燃烧中热效率的影响。进行等值比研究的同时对下列参数进行了匹配：速度，IMT，IMP，发动机油温，和发动机水温。通过保持空气流量恒定并增加向发动机供应的燃油流量来增加等值比。随燃油流量增加和等值比变得更浓，总示出热效率首先增加，最后稳定下来。因为更多的燃油被燃烧掉，发动机功输入随燃油流量的增加而增加。在较稀薄的等值比时，大量的燃油未被燃烧掉。在较浓的等值比时，如上所述，燃烧掉的燃油的百分比稳定下来，由于发动机输入的增加被附加的燃油输入抵消，所以总示出热效率稳定下来。

此外，进行了发动机循环从压缩冲程下止点运行到膨胀冲程 BDC 的发动机研究。进行的研究使用 14.5:1 的压缩比，1200RPM 的发动机速度，389K 的 BDC 压缩温度，4.31bar 的 BDC 压力，无热传导。使用的燃料是丙烷。所有其它参数保持恒定的同时改变等值比。研究发现，当等值比降到低于 0.15 时，释放的能量的百分比慢慢地逐渐减少。该数据表明，对于给定的温度和压力，对于将要完全燃烧的混合物的等值比存在一个下限。而且，还表明，FSCO 排放在等值比低于 0.15 时非常高。该数据表明，对于该温度和压力，在这些低等值比时只有少量燃油完全燃烧。此外，随着等值比从 0.05 变化到 0.4，FSHC 稍稍减少。这样，大部分燃油发生反应，与等值比无关。还表明，随等值比增加，SOC 发生得早一些。该研究表明，峰值气缸温度随等值比增加而逐渐增加，表示出增加的可释放能量量。峰值气缸压力随等值比增加而逐渐

增加表示出增加的可释放能量量。当等值比大于或等于 0.18 时，实际上所有可利用的燃油能量都被释放了，导致了 PCP 中随等值比增加的几乎线性的增加。

5 申请人确定，如果 IMP 和 IMT 低到足以防止超过峰值气缸压力极限，可能在非常浓的等值比，如 .5，维持 PCCI 燃烧，尽管不一定是可取的。以在这样浓的等值比下维持低气缸压力所需的低增压和 IMT 水平启动发动机将是困难的。非常提前的放热、大声的爆震和燃烧粗暴使得在这种条件下的运行是不可取的。用于推迟 SOC 的较低 CR 可能改进这些方面。

10 而且，通过改变可燃混合气层化水平，可改变温度和等值比分配以允许对燃烧速度和 / 或燃烧的开始进行控制。辅助燃烧室概念可以是一种用于获得理想的层化，从而能够对燃烧的开始进行较好控制的装置。例如，可利用在具有直接喷射 (IDI) 的小型发动机或使用天然气燃料的大型火花点火发动机上使用的传统辅助燃烧室设计。

15 为了在对最佳 PCCI 燃烧理想的稀薄条件下运转，必须向进气歧管提供大量气流。涡轮增压器可为多气缸 PCCI 发动机提供所需的气流。申请人的最初目标是达到 0.40 或更稀薄的等值比。参见图 39，申请人指出，在比 0.29 更稀薄的等值比下运转将违反可用的涡轮增压器压缩机的压力比极限。申请人确定，在稀薄等值比时，涡轮压力比非常高。
20 结果是，排气歧管压力非常高，这会引入很大的 BSFC 损失。由于 PCCI 燃烧产生的相对冷的废气温度，需要非常小的涡轮机匣，这会导致高排气歧管压力。

申请人确定，可取的是在比最初目标稍稀薄的条件下运转。在小于 .4 的等值比时，使用较小的涡轮机匣以减少压缩机压力比和排气歧管压力比，但要付出高 BSFC 损失，如图 40 所示。图 41 和 42 展示的是使用较小涡轮机匣和高 BSFC 的较高 PMEP 损失。而且，使用较小涡轮机匣时，转子速度要高得多，事实上，接近转子的速度极限，如图 43 所示（转子速度极限 120 - 125k rpm 范围）。申请人发现，由于高背压和达到转子速度极限所产生的损失，对于使用的涡轮机匣的尺寸存
25
30 在一个下限。

为避免高背压和限制气流的转子速度所产生的这个问题，一个可能的解决方法是使用与涡轮增压器一起的机械驱动的增压器。该增压

器位于压缩机前段，使涡轮机承受较少的用于产生增压的负荷。对于增压器吸收的轴功会产生某些 BSFC 损失；然而，该 BSFC 损失少于使用小涡轮机所产生的非常高的损失。因为增压器是从轴获得机械驱动的，获得希望的气流应该没有问题。这样涡轮机的尺寸可以大一些，
5 应该不会接近速度极限，并且应该不会具有极高的背压。

申请人还确定了发动机速度对 SOC 的影响。自燃的时间取决于温度和压力历程。通过改变发动机速度，这些历程被改变。可能通过减少发动机速度提前燃烧冲程，通过增加发动机速度推迟燃烧冲程。特别是，从 1000 到 1750 的 75% 的发动机速度的增加导致 1.5% 的燃烧
10 开始压力的增加和 2.8% 的燃烧开始温度的增加。此外，75% 的发动机速度的增加使放热率持续时间减少了 0.81ms（仅 23% 的减少），其对应 1.7 曲轴转角角度（仅 8% 的增加）的放热持续时间的增加。由于发动机速度对 SOC 和放热的这种极小的影响，以及在很多实际发动机应用中不能有效地改变发动机速度，所以发动机速度没有被作为有效的
15 燃烧控制变量。然而，可利用发动机速度提供对燃烧的某些控制的一个例子是在发动机驱动发电机或交流发电机的应用中。

如上所述，前面的控制变化被用于控制 SOC 和燃烧持续时间以获得最佳 PCCI 燃烧。高效、最佳燃烧的一个关键结果是降低的排放。申请人指出，PCCI 发动机可达到的 NO_x 排放水平远远低于申请人使用柴油和天然气发动机所曾经表现出的任何其它 NO_x 排放水平，并且远远
20 低于如图 44 中所示的未来排放标准。与柴油燃料和汽油相比，使用丙烷作为燃料会产生最低的 NO_x 排放。

申请人还确定了控制变量和其它因素对 PCCI 发动机的排放的影响。发动机速度对 NO_x 排放量具有很小的影响。尽管 75% 的发动机速度增加约使 FS NO_x 扩大三倍，但产生的 NO_x 排放水平仍然极低。而且，
25 随着等值比变得更浓，燃料比 NO_x 通常增加，但仍保持在极低的水平。参见图 45，申请人确定，发动机速度似乎更显著地影响 FSCO 和 FSHC 排放。如图所示，低于某一临界速度时，实际上全部燃料都燃烧了，FSCH 低，FSCO 低。刚刚超过临界速度时，燃料部分燃烧，导致较高的 FSCO 排放。随着发动机速度继续增加，燃烧的燃料百分比继续下降，导致
30 较低的 FSCO 排放。这些排放还随 BDC 时温度的变化而变化。参见图 46，在非常低的温度时，非常少的燃料燃烧，导致高 FSHC 排放。因为在这

些低的温度下没有燃料燃烧，所以没有一氧化碳产生。随着温度增加，较高百分比的燃料燃烧，导致了增加的一氧化碳产生和较低的 FSHC。最终，超过某一临界温度时，全部燃料完全燃烧，导致极低的 FSHC 和 FSCO 排放。事实上，如图 47 所示，申请人指出，燃烧火焰温度端部超过 1600K 的所有数据点都具有可接受的 CO 排放。还指出了，高温和羟基 (OH) 对理想的 CO 氧化是关键。重要的是，随着等值比变得更浓，燃料比 CO 减少，同时废气中二氧化碳的浓度增加。在一个研究中，所有等值比 < 0.2 时取的点所具有的 CO 排放超过了 EPA CO 极限值。

随着等值比变得更浓，燃料比 HC 减少。很清楚，因为减少未燃烧的碳氢化合物对 PCCI 发动机的商业可行性是必需的，所以未燃烧的碳氢化合物 (UHC) 对 PCCI 发动机是一个重要的考虑方面。申请人确定，UHC 和 CO 形成在位于构成燃烧室的组件中的小缝隙里，即活塞和衬套间的顶活塞环上面。气缸盖和气缸衬套间；安装在气缸盖上的组件周围。这些缝隙防止缝隙中的大量混合物达到燃烧 HC 和氧化 CO 所必需的足够高的温度。例如，申请人指出，不同缝隙体积的同样活塞具有不同的 UHC 水平。该 PCCI 发动机可包括使 UHC 最小的几种设计之一。该缝隙最小设计导致小缝隙体积；使燃料远离任何现存的缝隙；或使缝隙体积适当地燃烧。图 48a 和 48b 中所示的设计最容易应用在装有气门的二冲程循环发动机。参见图 48a，在一个实施例中，发动机具有整体的气缸盖和衬套组合 300，但也可使用双件式系统。在顶活塞环 302 的正上方（在 TDC 时），增加内径 304 以消除活塞 308 的顶面 306 周围的缝隙。因其是一个没有气门、垫圈等的整体，所以气缸盖内没有缝隙。

参见图 48b，缝隙最小设计的第二种实施例可同样包括一个整体式气缸盖和衬套 310。然而，在该实施例中，活塞 312 具有一个形成顶面的逐渐减小的部分 314 以扩大顶面和衬套间的缝隙体积 316。现在缝隙体积 316 大到不再使该处的燃烧熄灭，从而允许该体积内的燃料燃烧，导致了减少的 UHC。图 49 展示了另一个实施例，该实施例包括一个在发动机气缸盖 322 中形成的杯或室 320。燃油喷射器 324 定位为能够在压缩冲程早期直接向杯 320 内喷射燃油。因为空气被压入杯 320，燃油不会从杯中跑出。压燃发生后，产物可从杯 320 和主气缸 328 间的较大通道或狭口 326 通过。由于进入杯中的空气的涡流作用，燃油被很

好地混合。由于杯内没有缝隙并且由于直到燃烧完成后燃油才会从杯中离开，所以 UHC 极低。可容易地用绝热涂料覆盖杯以减少热损失。

图 50a 和 50b 展示了四冲程发动机用的杯设计。排气和进气阀布置在气缸盖 334 内的杯 332 周围。杯 332 可如图 50a 所示，直接位于燃烧室 336 上方，或如图 50b 所示，偏移开以为阀 330 提供更大的空间。另一个可能性是在杯内包括一个小辅助阀以允许产物更有效地从杯中排出。该阀可在主排气阀开启后开启，这样杯内的辅助排气阀不用克服高压开启。在这种情况下，辅助排气阀可以是电动操作的。可利用该阀开启和关闭的正时改变残余物质量百分比，这将允许使用该辅助阀控制 SOC。而且，如上所述，可利用对置活塞发动机通过减少一个气缸盖和相关的缝隙来大量减少缝隙体积。

现在参见图 1a，公开了用于减少排放的本发明的另一个实施例。特别是，该实施例通过加热气缸衬套 49 的上部以引起缝隙中可燃混合气的氧化来控制 UHC 和 CO。在衬套的上面部分中结合了一个加热器 51。该加热器可以是能够有效产热的任何形式的加热器，如电阻加热器。当活塞接近 TDC 时，该加热器加热顶活塞环上面的缝隙中的气体。加热使气体浓度变低，导致只有较小量的可燃混合气留在缝隙中。由于加热，离开缝隙的可燃混合气温度较高，这样增加了可燃混合气发生反应的趋势并形成 CO_2 ，而不是 CO 和 UHC。

而且，可利用预热塞加热燃烧气体，以通过使较大部分的缝隙体积能够被燃烧来减少排放。申请人确定，预热塞对 SOC 仅具有轻微的影响。因为当预热塞打开时 SOC 仅稍稍改变，所以显然不是预热塞起燃的。更可能的是，当位于隔板中的预热塞打开时，其逐渐加热缝隙体积中的气体。该温度的增加足以加速快速燃烧的开始，并且与预热塞没打开时所燃烧掉的燃油相比燃烧掉更多的燃油，导致了 GIMEP 的微小增加。

如图 1a 和 1b 所示，该发动机还可作为一个多模式发动机运转，其根据转动条件或特定用途的要求改变运转模式。例如，发动机可靠柴油运行，仅作为传统的柴油机、作为在压缩冲程中柴油比传统柴油发动机喷射得早的改进的柴油发动机、作为使用火花塞 56（图 1a）的火花点火发动机或作为 PCCI 发动机。这种火花点火/压燃 DI（直接喷射）可变压缩比型式的发动机结合了低排放、高功率密度和易于起动。

根据当前的运转条件 / 发动机的需要, 该发动机以下列不同模式运转。

1) 中等压缩比 ($\sim 10:1$), 早喷射 (燃油在进气冲程或压缩冲程的非常早的时期喷射), 接近均匀:

5 a) 总体稀薄的混合物, 火花点火 - 允许低 NO_x , 高制动平均有效压力 (BMEP) 运转, 以及中等 BMEP 运转。

b) 理想配比的混合物, 火花点火 - 允许高 NO_x 高 BMEP 瞬时运转, 以及带三元催化剂的低 NO_x 运转。

10 2) 高压压缩比 ($\sim 15:1$), 早喷射, 接近均匀, 非常稀薄 ($\phi < 0.5$), 压燃 - 允许非常低的 NO_x , 中等 BMEP 和低 BMEP 运转。

3) 高压压缩比 ($\sim 15:1$), 迟喷射, 层化的可燃混合气:

a) 火花点火 - 允许中等 NO_x , 中等 BMEP 的畅流运转, 和低 BMEP 运转。

b) 压燃 - 允许中等 NO_x , 中等和低 BMEP 的畅流运转。

15 4) 低压压缩比 ($\sim 8:1$), 早喷射, 接近均匀, 火花点火:

a) 稀薄燃烧 - 允许非常高的 BMEP 运转。

b) 理想配比的 - 允许非常高的 BMEP 运转。

5) 中等压缩比 ($\sim 10:1$), 迟喷射, 层化的可燃混合气, 火花点火 - 允许中等 NO_x , 中等和低 BMEP, 和高 BMEP 运转。

20 6) 非常高的压缩比 ($\sim 20:1$), 稀薄燃烧, 早喷射, 接近均匀, 压燃 - 允许发动机在 PCCI 模式起动。

这里的关键是充分利用可变压缩比。可在较低压缩比用火花点火使发动机起动, 然后转换到高压压缩比、稀薄 PCCI 燃烧以获得低 NO_x 。对于不太严峻 (例如不太冷) 的条件, 可直接以高压压缩比 PCCI 操作起
25 动发动机。在低负荷和中等负荷时, 因为调整压缩比以使燃烧的开始保持在最佳曲轴转角附近, 所以发动机可以 PCCI 模式运转。对于高负荷要求, 空气 / 燃油比可以加浓, 压缩比降低, 发动机可用火花点火。为了处理突然的瞬变过程, 发动机可能进入迟喷射模式之一, 在这种模式中可能获得较浓的空气 / 燃油比但不损坏发动机。

30 在多模式发动机中, ECU20 (图 1) 以一种控制策略运行, 用于控制发动机的各种控制特征以在不同模式间有效转换或运转在不同模式, 以实现各种目的。例如, 多模式发动机在 PCCI 模式获得低 NO_x 排

放，同时通过提供高压压缩比或火花点火提高稳定性。此外，通过转换到较低压缩比的火花点火模式，发动机在 BMEP 时可获得高气缸压力。通过快速调整压缩比，多模式发动机还允许转换到迟喷射后发生稳定的燃烧，这会导致层化的可燃混合气。而且，可通过利用具有极好热效率的高压缩、PCCI 燃烧和不需要节流的层化的可燃混合气操作有效地控制燃油消耗。该操作还通过从 PCCI 进入迟喷射、层化的可燃混合气以突然加浓混合物来改善瞬时响应。通过有效地运转在稀薄 PCCI 或层化的可燃混合气或低压缩比、稀薄燃烧或理想配比的状态，该多模式发动机还可有效地使爆震，从而爆震损坏减为最小。当然，在 PCCI 运转中，发动机运转以通过改变，例如，如上所述，温度和 / 或等值比和 / 或压力和 / 或空气燃油混合物的自燃性质来有效控制燃烧的开始。该发动机可使用多种燃料运行，如汽油或柴油燃料。

另一个运转模式是双喷射模式，其中使用早喷射是用于为 PCCI 操作产生稀薄的可燃混合气。然后第二个迟喷射添加少量层化的燃料，燃料可以是火花点火或压燃的，以帮助点燃剩余的燃料。这种模式与柴油引导操作相似，但仅应用于不同操作模式间的转换过程中或发动机起动过程中。申请人研究了柴油引导操作对排放的影响。图 51 所示为向使用丙烷的 PCCI 发动机喷入的三种不同柴油引导喷射量的相对曲轴转角的标准化放热率的比较。0.1% 的微 - 引导喷射产生良好的放热布局，没有可测得的 FNOS_x 的增加。估计提供燃料能量的 3.6% 的柴油引导量产生具有大体上与前面情况相似的形状的放热曲线。尽管较低的 IMT 和恒定的等值比，与 0.1% 情况相比 SOC 稍微更加提前。而且， FSNO_x 排放在 0.1% 情况中从零增加到 3.9g/kg。最后的曲线表示的是 ~18% 的燃料能量来源于柴油引导的情况的放热。放热率曲线的形状与带有预混合燃烧峰值和扩散燃烧区域的标准柴油机放热率曲线相同。而且， FSNO_x (15.3g/kg) 和 FSHC (478g/kg) 显然比具有较小柴油引导的情况高一些。

对于柴油引导喷射，随着从引导获得的燃料能量百分比的增加，尽管 IMT 的降低和恒定的等值比，燃烧的开始 (SOC) 仍变得更提前。该较早的 SOC 是由比丙烷更早的柴油燃料自燃引起的。随着引导的百分比的增加，压缩冲程中引导释放的热量增加，导致了循环初期较高的温度。较高的温度增加了与丙烷有关的反应的化学反应速度，导致

较早的丙烷自燃。因此，当使用非常少的柴油引导或微引导时，最好是少于总燃料能量的 4%，可获得极低的 NO_x 水平和良好的放热布局。

5 申请人还研究了对与 PCCI 燃烧相关的噪声的控制。PCCI 燃烧产生的噪声的水平与爆震强度有关。这样，当爆震强度降低时，噪声也降低。如图 4a、4c 和 6 所示，例如，通过推迟 SOC 来降低气缸压力显著减少了爆震强度，从而降低了噪声。在保持高效、低排放 PCCI 燃烧和理想的动力输出所必须的要求气缸压力同时，该发动机和控制系统通过避免过度的峰值气缸压力来允许连续的 PCCI 燃烧。

10 本发明的控制系统操作以积极并可变地控制混合物的温度、压力、自燃性质和等值比，以保证燃烧冲程发生在 20 曲轴转角角度 BTDC 和 35 曲轴转角角度 ATDC 之间。控制系统通过利用燃烧传感器 16，例如压力传感器来实现这项功能，该燃烧传感器 16 对每个循环都发出信号，报告燃烧的开始或放热冲程的位置。而且，从传感器 16 接收信号的 EVU20 确定 SOC 是否发生在预定的曲轴转角范围内，并确定燃烧的持续时间
15 是否在预定的理想的曲轴转角范围内。ECU 确定最佳 SOC 的一个传统方法是使用检查表。如果 SOC 和 / 或燃烧的持续时间在预定曲轴转角范围外，ECU20 确定要调整的适当的控制变量或多个变量、产生适当的信号 22 并将其发送到选定的控制装置或多个装置，例如如上所述的空气冷却器、加热器 30、预热塞 44、燃油控制阀 39、41，可压缩比装置
20 38 等。控制变量是根据这样的要求变化的，即把 PCCI 燃烧开始的正时最好维持在 20 曲轴转角角度 BTDC 和 10 曲轴转角角度 ATDC 之间，并把燃烧的持续时间维持在 5030 曲轴转角角度范围内。

申请人确定，为在冷的发动机中起燃并在起动后维持 PCCI 燃烧，必须积极地影响气缸中的条件，例如温度和 / 或压力。例如，可利用
25 加热器 30 和 / 或预热塞 44 提高进气的温度，和 / 或利用气缸壁加热器 51 和 / 或发动机冷却剂 / 润滑油加热器加热气缸内壁。而且，可利用各种可压缩比装置 38 提高缸内压力和温度。用于提高起动性能的另一有效控制特征是利用喷射器 42 向进气供给添加少量臭氧，或利用喷射器 40 向气缸内添加少量臭氧。作为另外一种选择，或作为附加，
30 燃料供给之一可具有高自燃性质，例如，低辛烷数。而且，在发动机起动过程中，发动机可运转在非 - PCCI 模式，例如，作为一种火花点火、双燃料或柴油发动机。根据上面对每个控制特征所讨论的原理改

变这些控制之一或控制的组合以使 PCCI 燃烧发生。当发动机启动时，在整个发动机运转中，ECU 将通过从传感器 16 收到的燃烧数据，例如压力信号，监视燃烧的开始和燃烧的持续时间。

一旦发动机热起来后，由于 PCCI 燃烧对温度和压力历程的敏感性，SOC 和燃烧的持续时间将会变化。影响温度和压力历程的大量因素中的小变化，例如燃烧室壁温度，IMT，等值比，IMP 等，会在 SOC 和燃烧的持续时间中产生显著的变化。在运转过程中，本发明的控制系统将利用上面讨论的各种控制装置，以将 SOC 和燃烧的持续时间维持在理想的范围内的方式来改变控制变量中的一个或多个，即温度，压力，空气 / 燃油混合物的自燃性质和 / 或等值比。例如，申请人指出，如图 8 所示，通过把 IMT 从 184° 增加到 195° F 可把 SOC 从 5° ATDC 提前到 0.5° BTDC。申请人还指出，增加 CR 提高缸内温度，可用于提前 SOC。例如，图 21 所示为，当等值比为 0.35 并且 IMT 为 380K 时，把 CR 从 14:1 增加到 22:1 使 SOC 从 2° ATDC 提前到 13° BTDC。此外，申请人指出，提高可燃混合气温度和增加 RMF 也可用于提前 SOC。当通过把排气阀间隙从 0.025" 调整到 0.046" 来增加 RMF 时，SOC 从 6.4° ATDC 提前到 1.7° BTDC，如图 16 所示。向可燃混合气的热传导，无论是从主动加热元件或热表面，如燃烧室壁，都被证明能够提前 SOC。申请人还指出，当预热塞安装在燃烧室中时，预热塞被关掉后，SOC 从 0.6° ATDC 推迟到 1.5° ATDC，如图 11 所示。申请人确定，如图 9 所示，燃烧室壁温度从 400K 升高到 933K 可使 SOC 从 7° ATDC 提前到 14° BTDC。

对于压力控制，增加 IMP 适用于提前 SOC。例如，图 31c 所示为，在单缸发动机上把 IMP 从 52psia 增加到 57psia 可使 SOC 从 3.7° ATDC 提前到 1.5° BTDC。任何影响气缸压力的方法，如上面所展示的改变压缩比或改变阀正时，都可用于控制 SOC。

对于等值比，申请人确定，如图 38 所示，通过增加向发动机的燃油流量把等值比从 0.30 增加到 0.33 可使 SOC 从 5.5° ATDC 提前到 2.0° BTDC。而且，通过添加活性原子团或甚至稀释剂来改变空气 / 燃油混合物的自燃性质可影响 SOC。申请人指出，对于图 33 中所示的情况，把添加到可燃混合气中的臭氧量从 0 增加到 36g/kg 可具有使 SOC 从 1° ATDC 提前到 12.5° BTDC 的效果。在把柴油燃料应用于引导喷射以在空气 - 丙烷混合物中开始 SOC 的一个研究中，使用的引导的量影响 SOC。

例如，当引导量从约总燃料能量的 0.1% 增加到 18% 时，SOC 从 2° ATDC 提前到 10° BTDC。在一个研究中，在用后冷却器使 IMT 保持恒定的同时，利用 EGR 作为稀释剂以推迟 SOC。如图 17 所示，当 EGR 率从 2.9% 增加到 8.0% 时，SOC 从 1.2° ATDC 推迟到 4.2° ATDC。申请人指出，
5 例如，通过增加辛烷数来增加空气 / 燃油混合物的抗点火性可用于推迟 SOC。而且，申请人指出，当辛烷数从 80 增加到 100 时，对于 IMT 加上再热等于 311K 的情况，SOC 从 14° BTDC 推迟到 7° BTDC。

当然，如果必要，这些控制变量中的任何一个都可按与上面例子相反的方向调整以获得对 SOC 的相反的影响。例如，不是增加 IMT 以
10 提前 SOC，而是可以降低 IMT 以推迟 SOC。而且，可根据需要增加或减少这种变化的程度以维持理想的 SOC。

申请人指出，可通过改变不同的参数来影响燃烧或放热的持续时间。当 SOC 延迟时，放热持续时间增加。例如，图 8 所示为，当通过把 IMT 从 195 度 F 减少到 184 度 F 来使 SOC 延迟时，持续时间从约 6
15 度增加到约 24 度。同样，增加等值比减少放热持续时间。申请人还相信，增加可燃混合气的温度度数和等值比层化会增加放热的持续时间。然而，由于难以测量温度度数或等值比层化，需要更多的工作来量化层化的水平。

当然，由于 SOC 和持续时间之间的关系，任何推迟 SOC 的策略应
20 该也增加持续时间。控制等值比的同时通过使 SOC 和燃烧的持续时间维持在理想的范围内以保证稀薄燃烧条件，控制系统使 NO_x 排放最小。而且，如图 48a-50b 所示，通过使气缸中缝隙最小从而使未燃烧气体最少，该发动机设计还减少了 UHC 和 CO 排放。

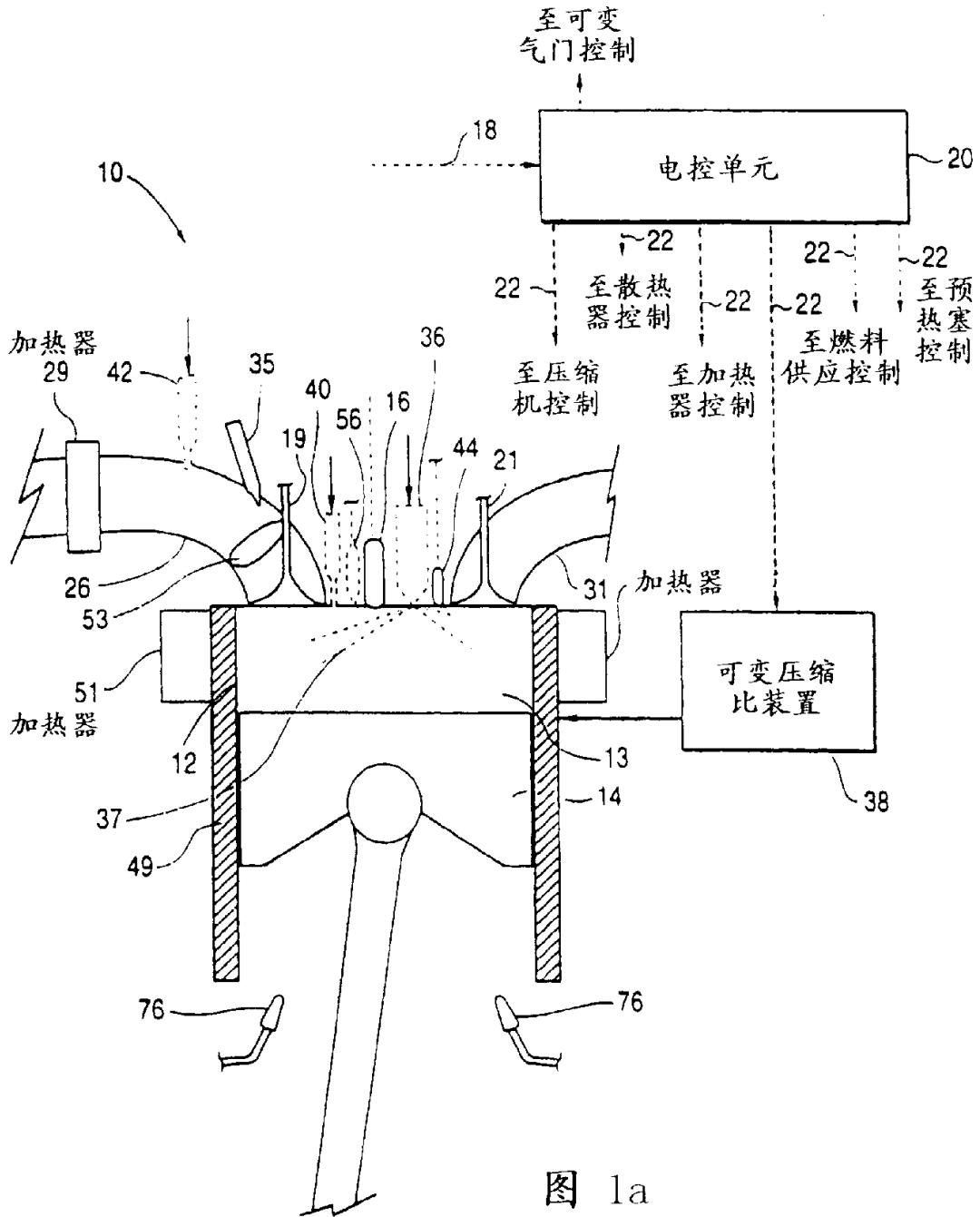
在运转过程中，如上所述，平衡图 1b 的发动机的气缸间的燃烧过
25 程可通过改变用于控制 SOC 的控制变量中的任何一个来实现。ECU20 比较传感器 16 提供的每个气缸的 SOC 和燃烧的持续时间数据。当数据表明一个或多个气缸的 SOC 和 / 或燃烧的持续时间发生在预定的曲轴转角范围外时，ECU 将确定对给定运转条件的最有效的适当的控制变量或多个变量，并产生一个用于控制该控制变量的控制信号，使 SOC 和 /
30 或燃烧的持续时间调整以回落到理想的范围内。申请人确定，可通过控制等值比、向混合物添加臭氧、控制与每个气缸进气口相关的单独的加热器、利用装置 38 或可变阀正时改变压缩比、通过引导喷射或进

气口燃油喷射添加油、进气口水喷射和 / 或任何上述用于改变 EGR 或 RMF 的方法来最好地获得气缸平衡。这些或其它燃烧控制形式中的任何一个都可单独使用, 或多种组合, 以增强燃烧平衡控制。例如, 可通过提供可变阀正时和 / 或燃烧室表面温度冷却, 例如发动机冷却剂, 或活塞冷却喷嘴控制来增加上述多燃料 / 添加剂系统提供的燃料控制。而且, 可利用一个或多个预热塞 44 (图 1a) 作为一种实现至少部分控制气缸间燃烧平衡的价廉的、容易的方法。还可能控制每个气缸的 EGR 率以平衡燃烧质量。

工业实用性

- 10 该 PCCI 发动机和控制系统可应用于任何固定的和非固定的发电装置, 包括任何汽车、工业、海洋或军事应用。在任何希望获得低排放的发电应用中该 PCCI 发动机和控制系统是特别有利的。

说明书附图



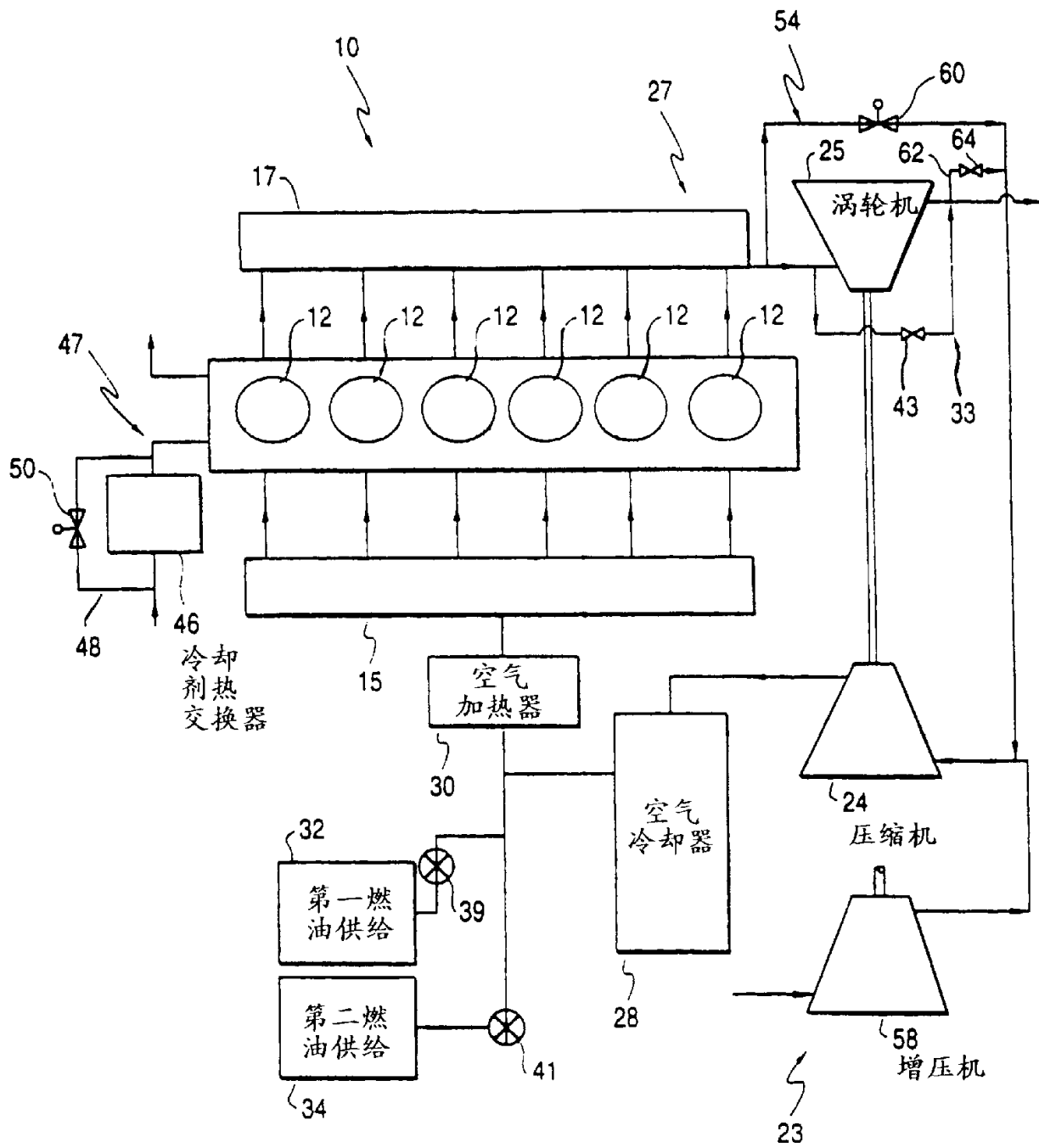


图 1b

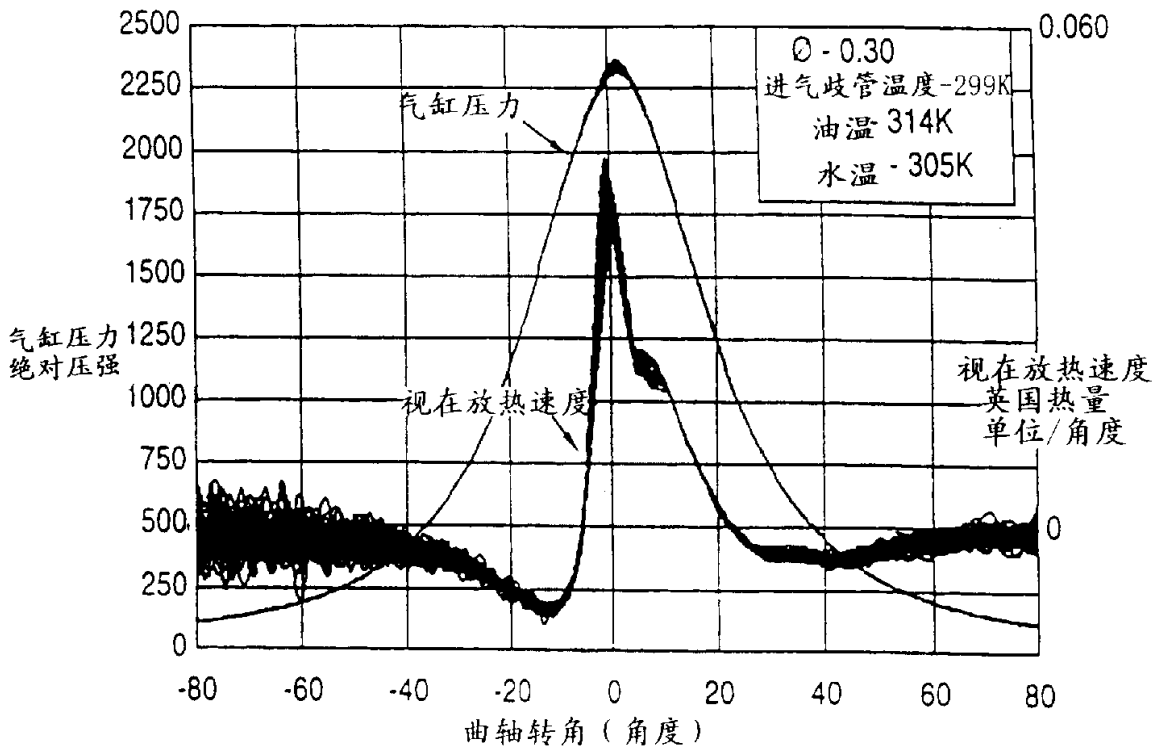


图 2

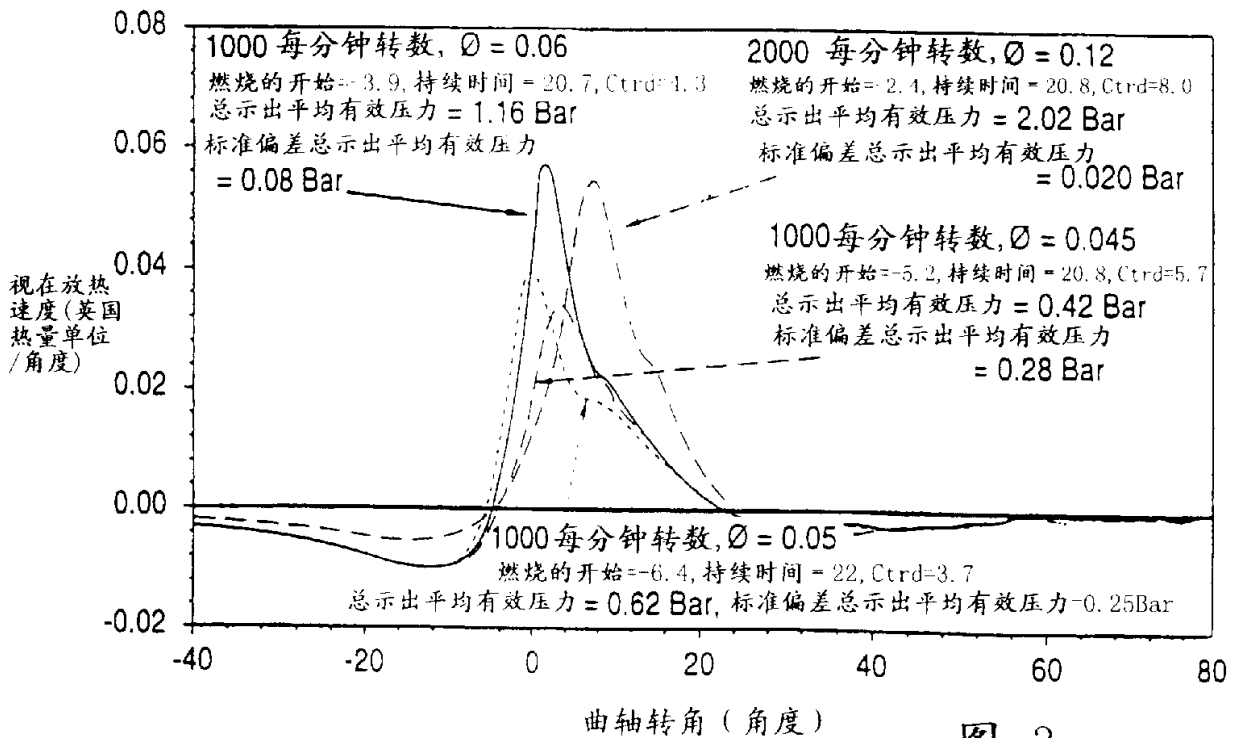
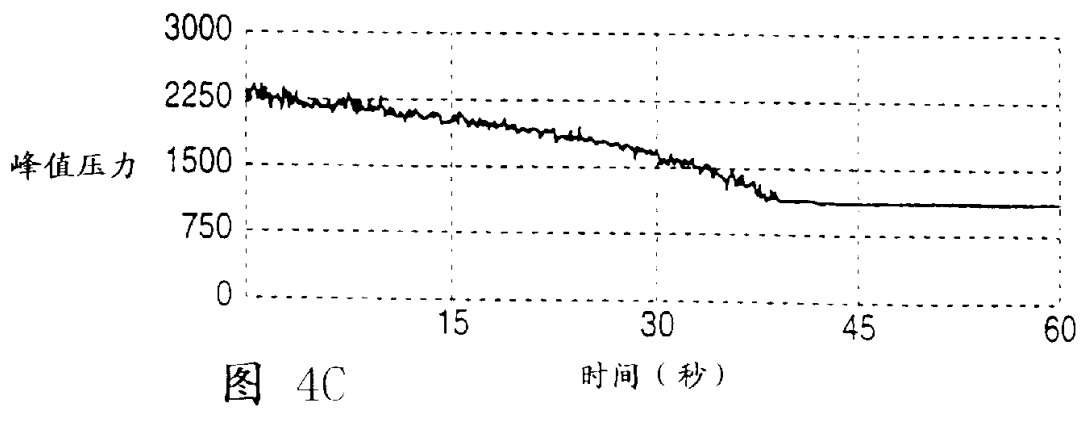
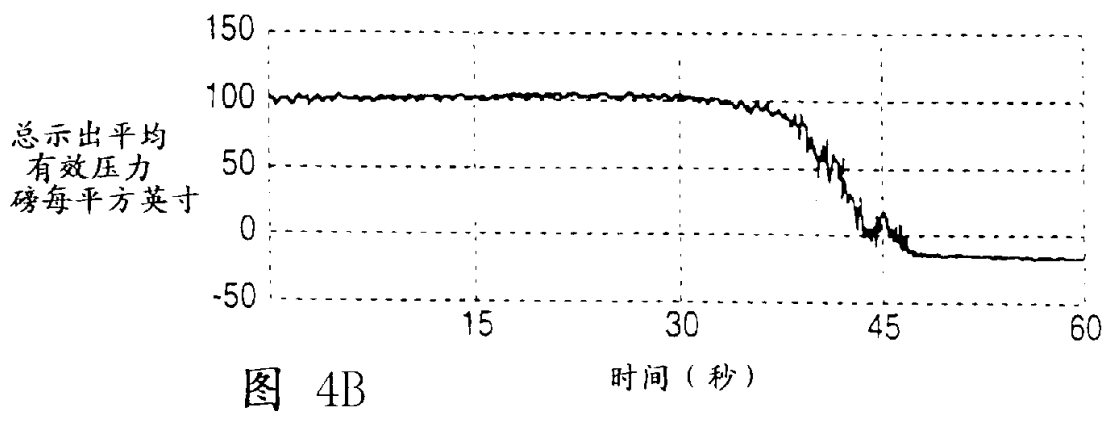
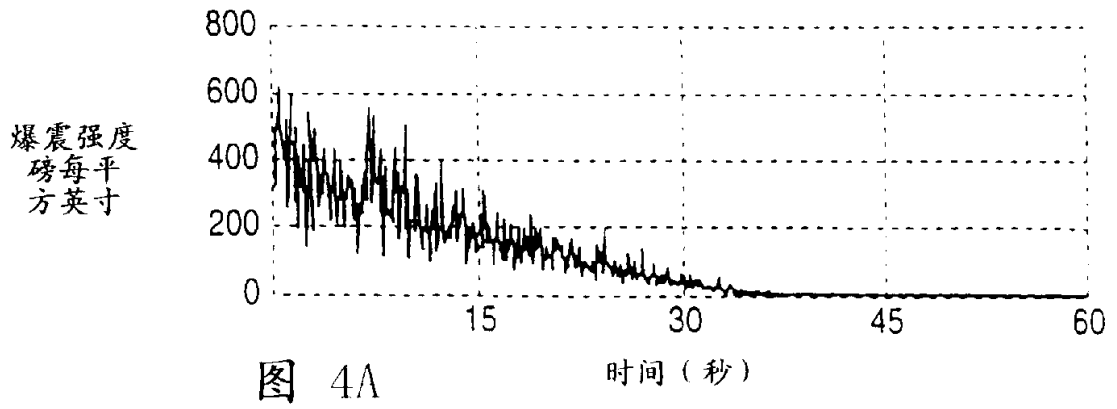


图 3



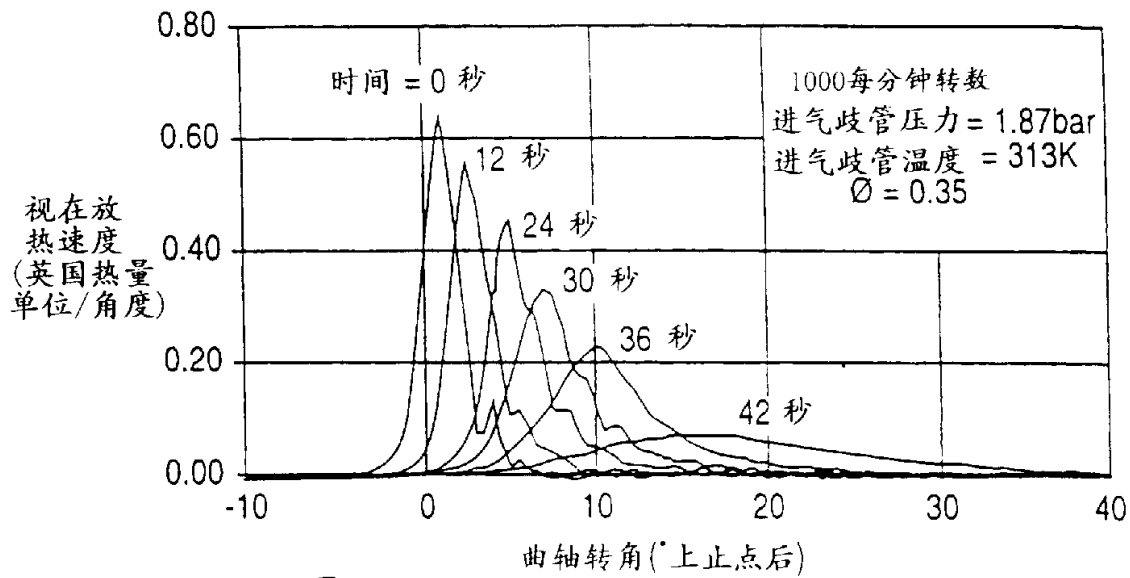


图 5

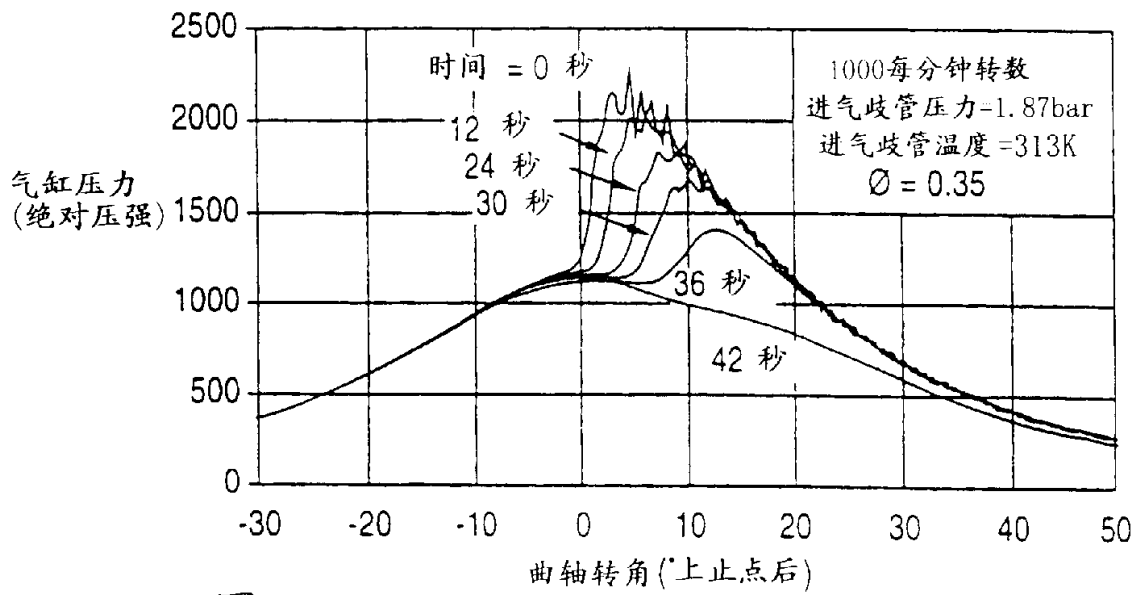


图 6

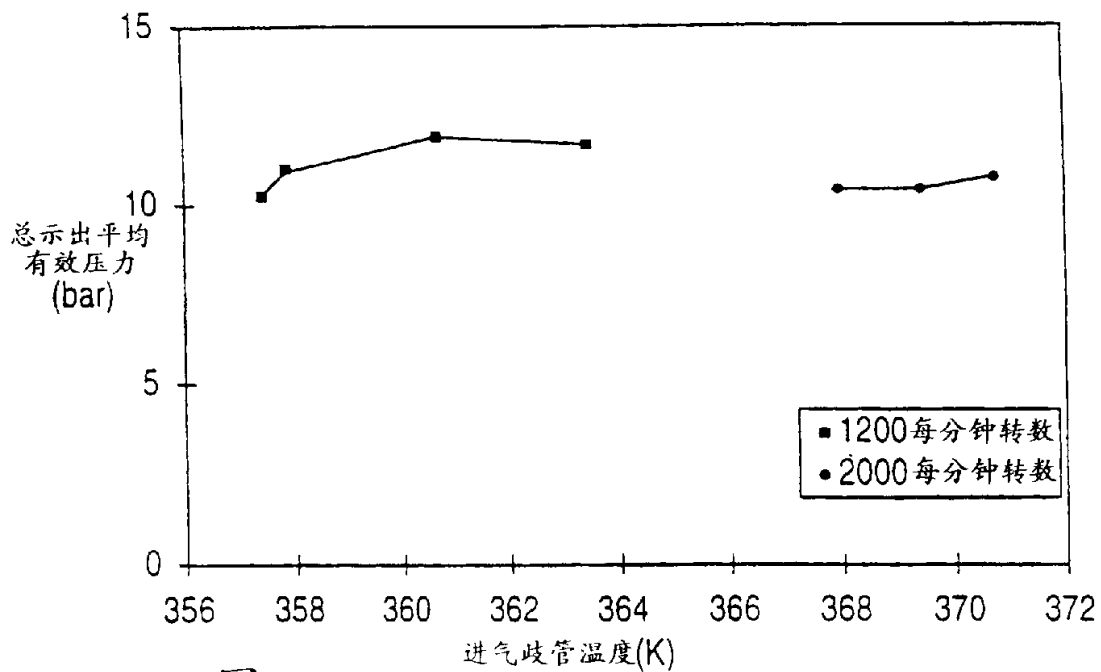


图 7a

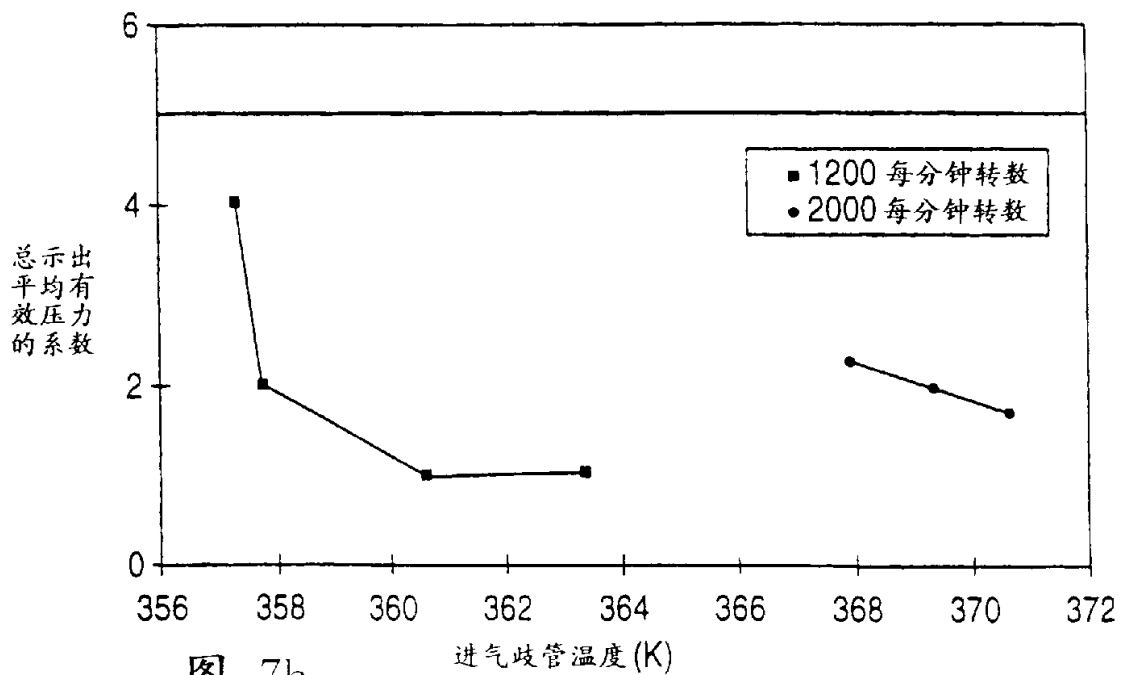


图 7b

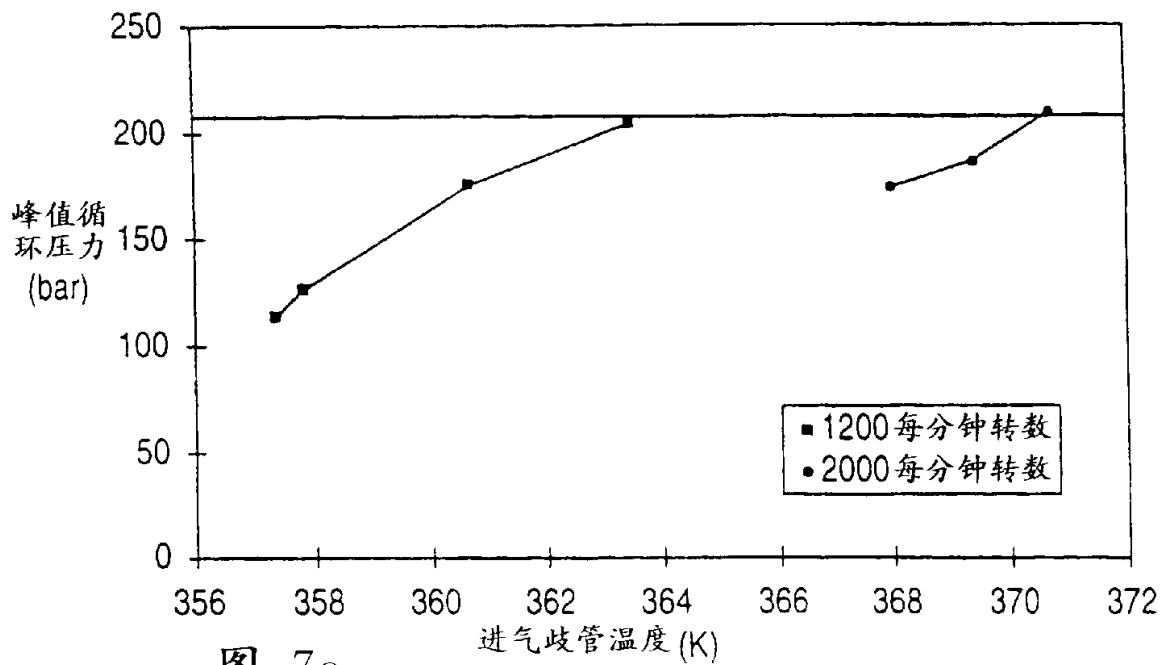


图 7c

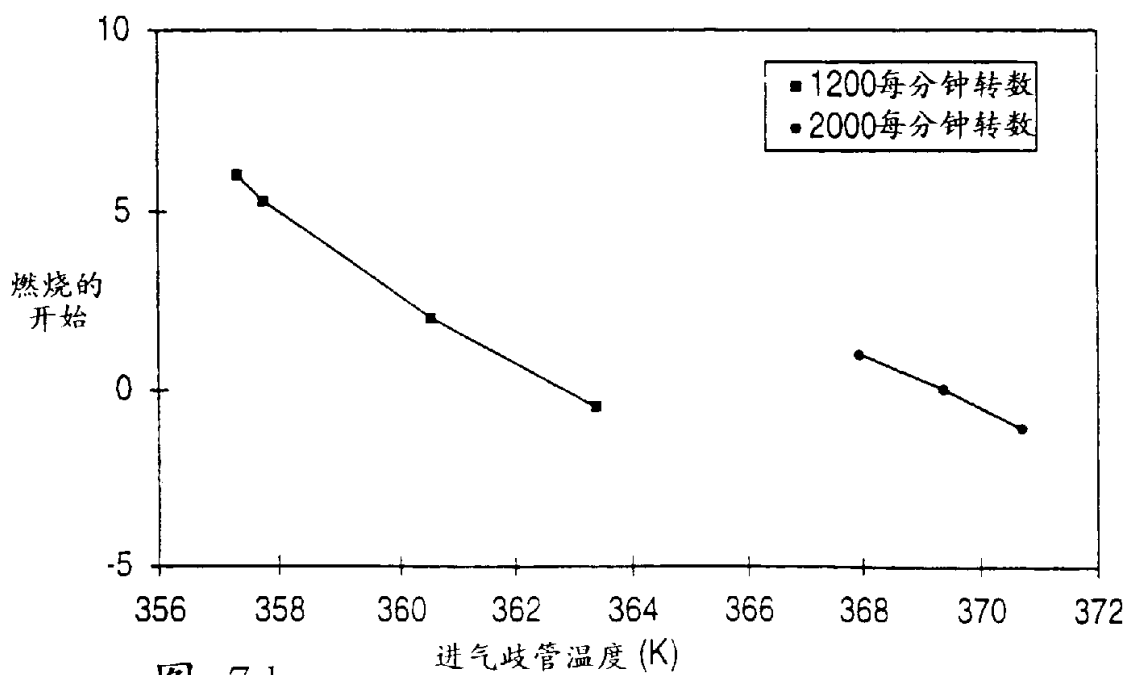


图 7d

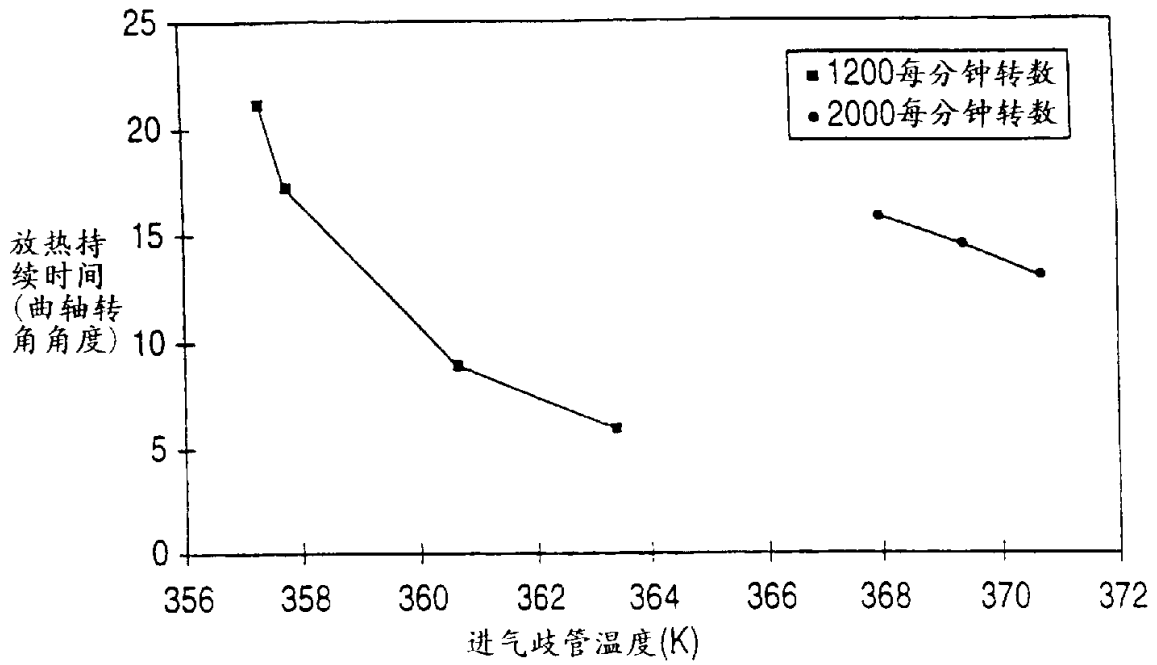


图 7e

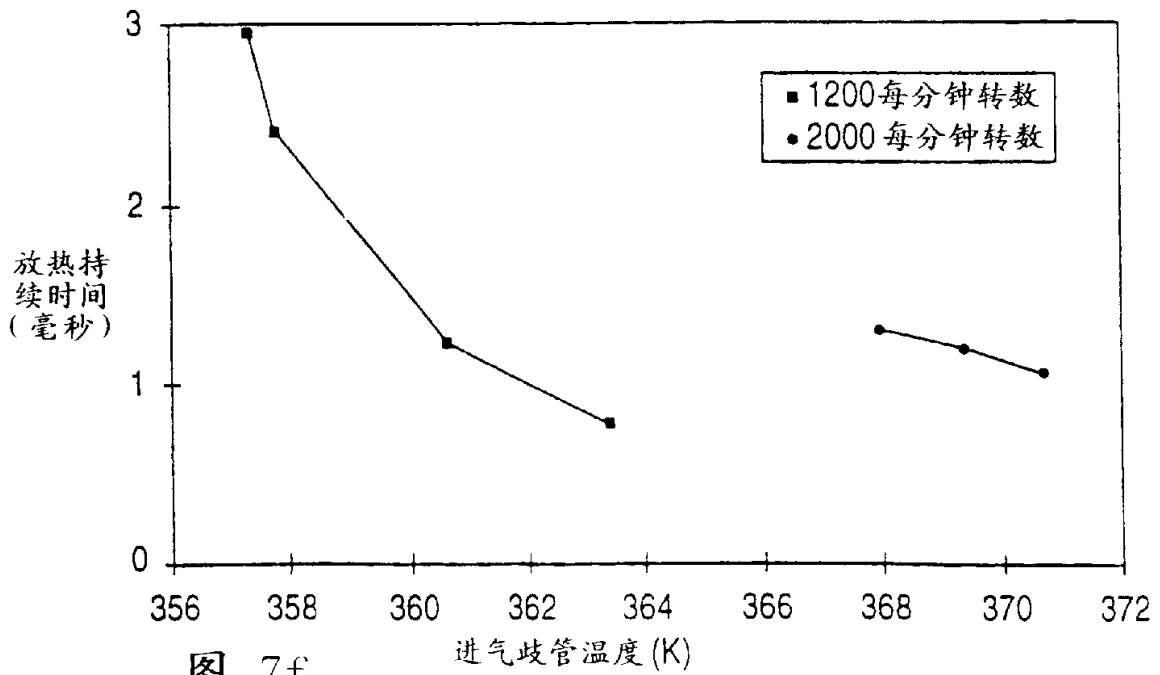


图 7f

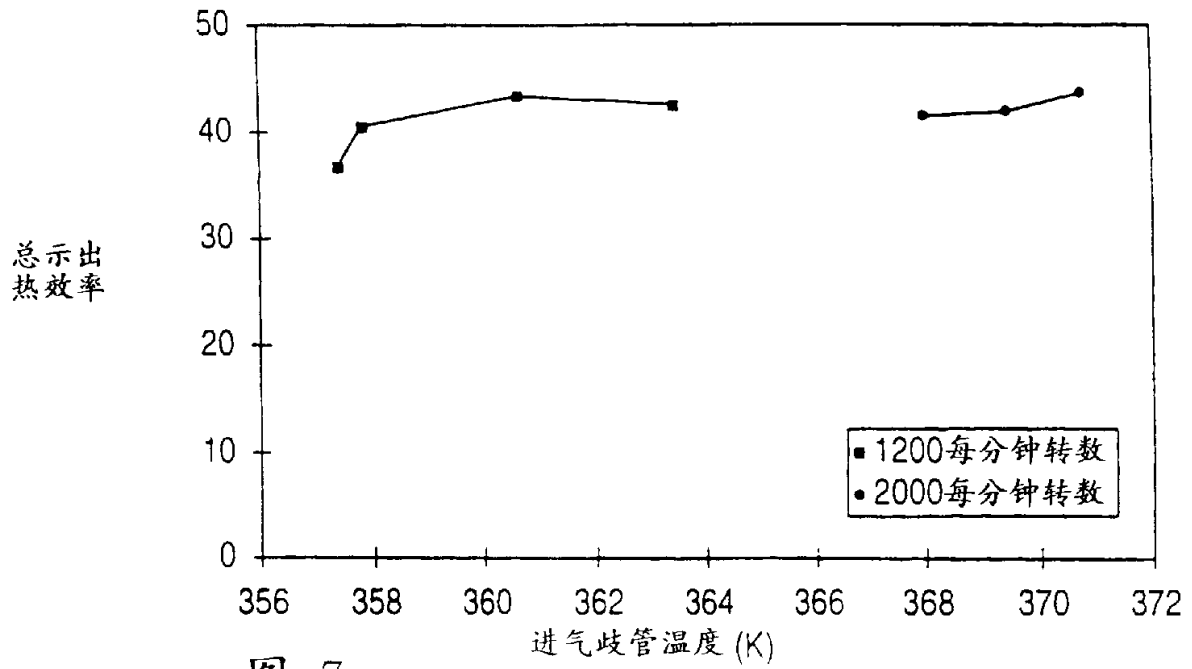


图 7g

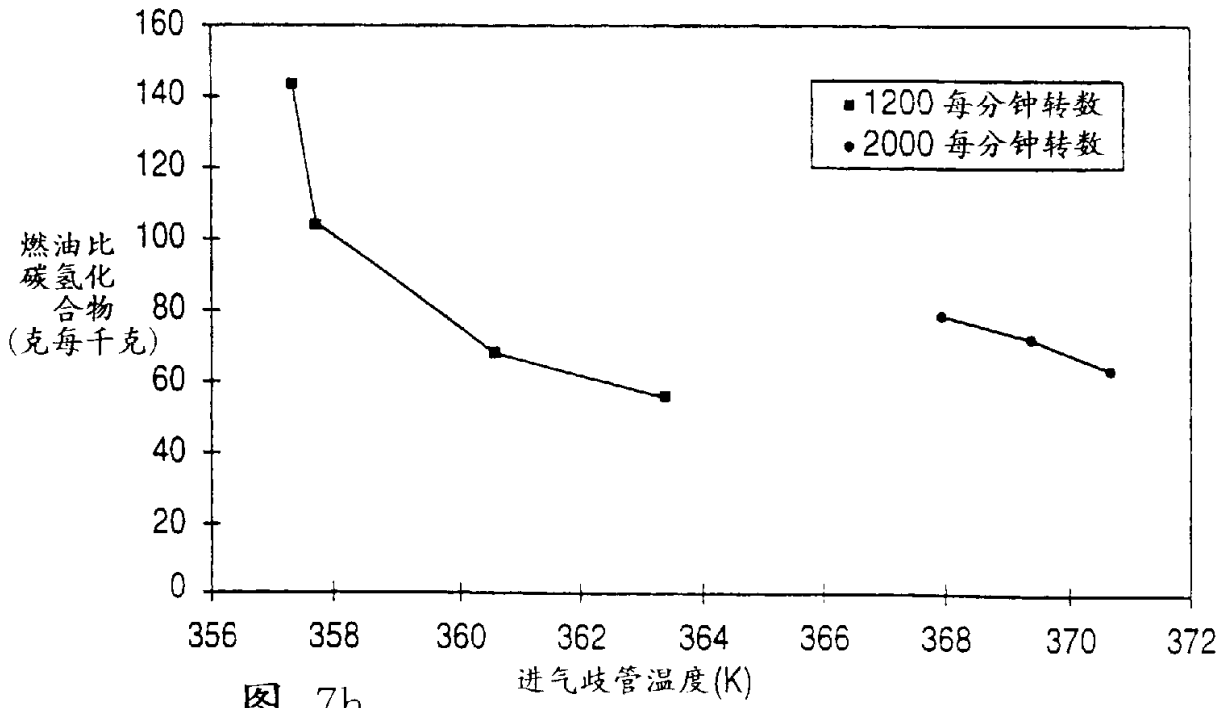


图 7h

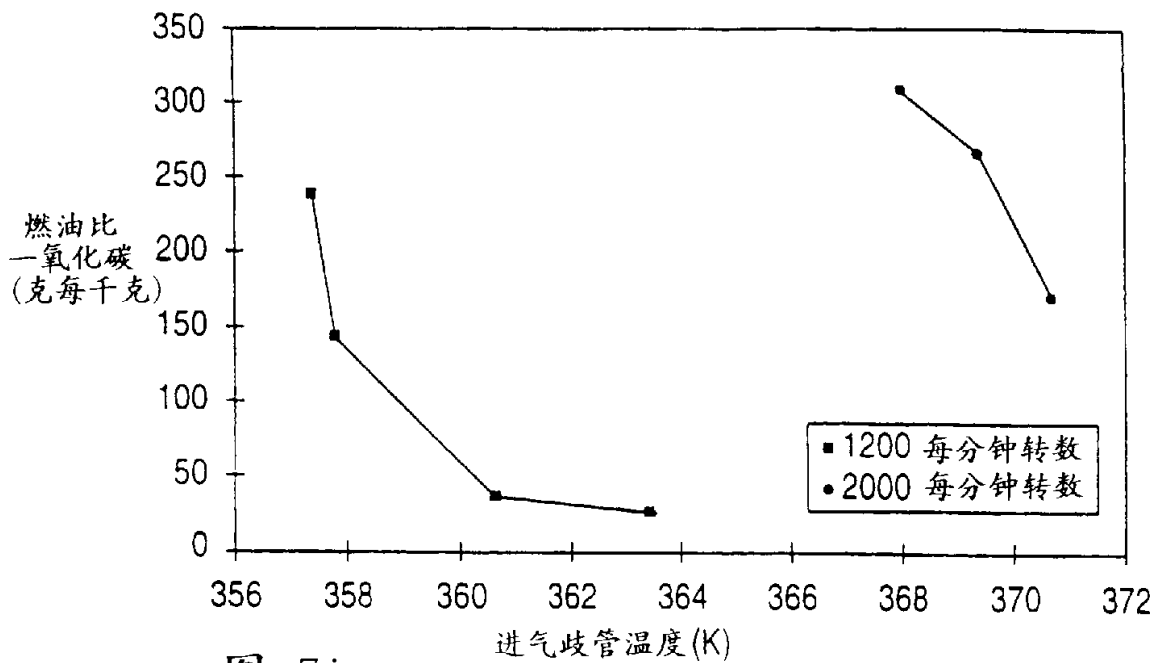


图 7i

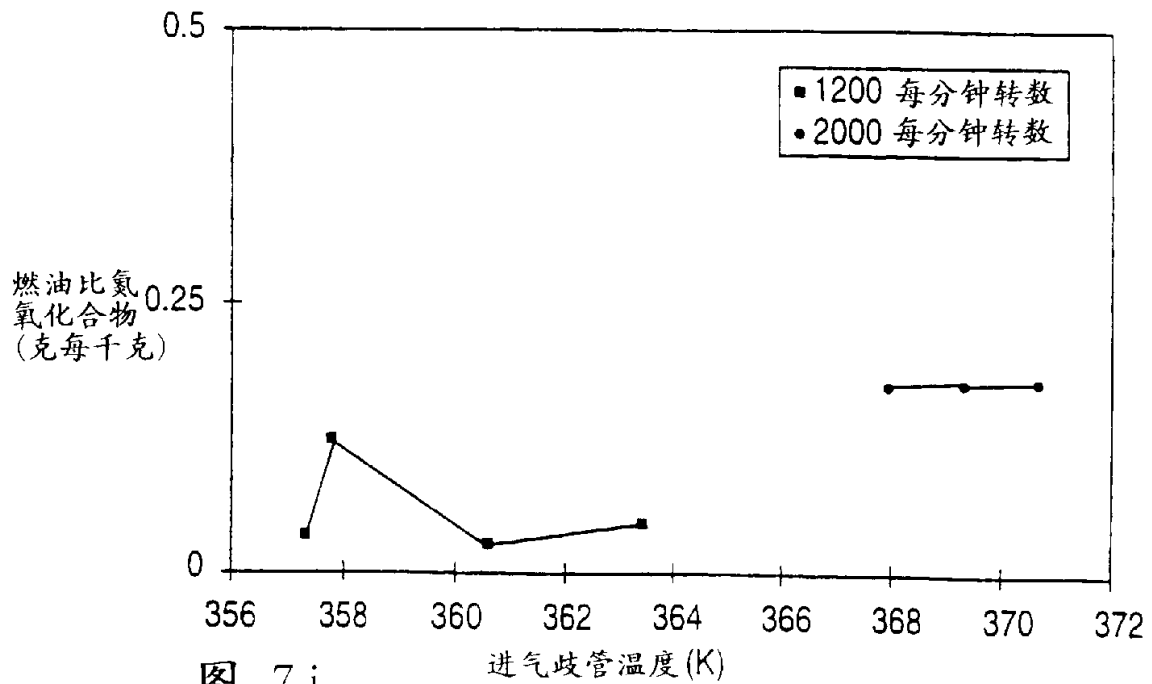


图 7j

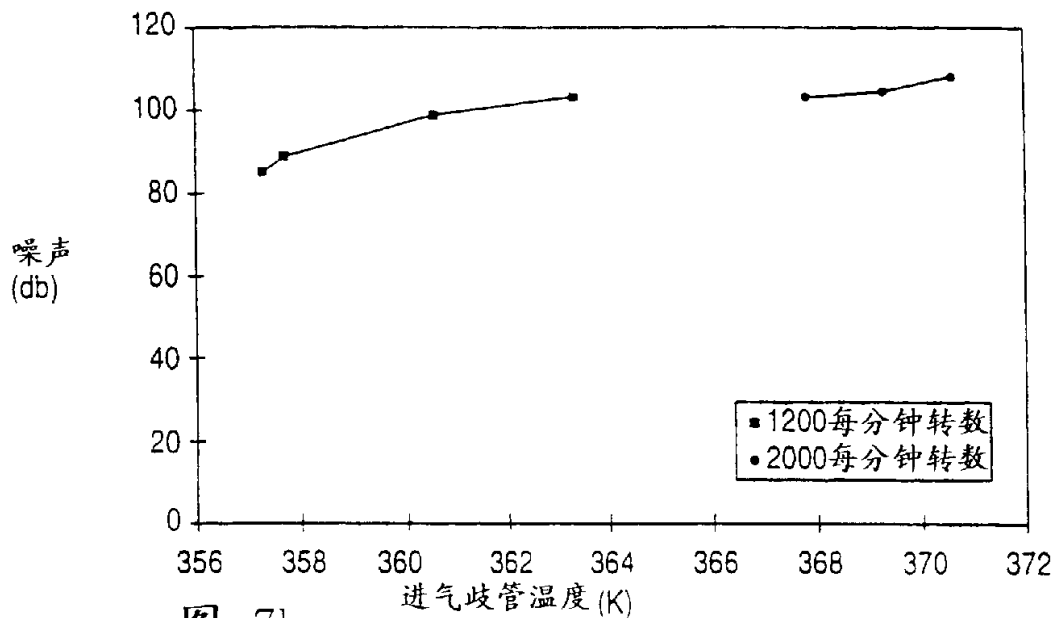


图 7k

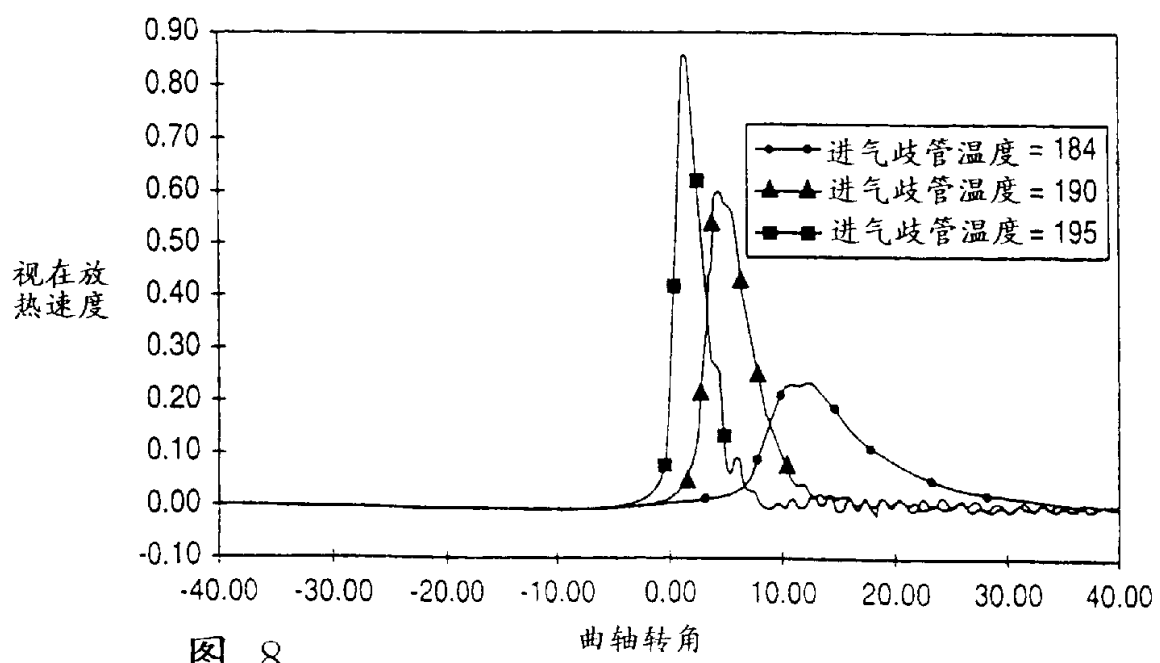


图 8

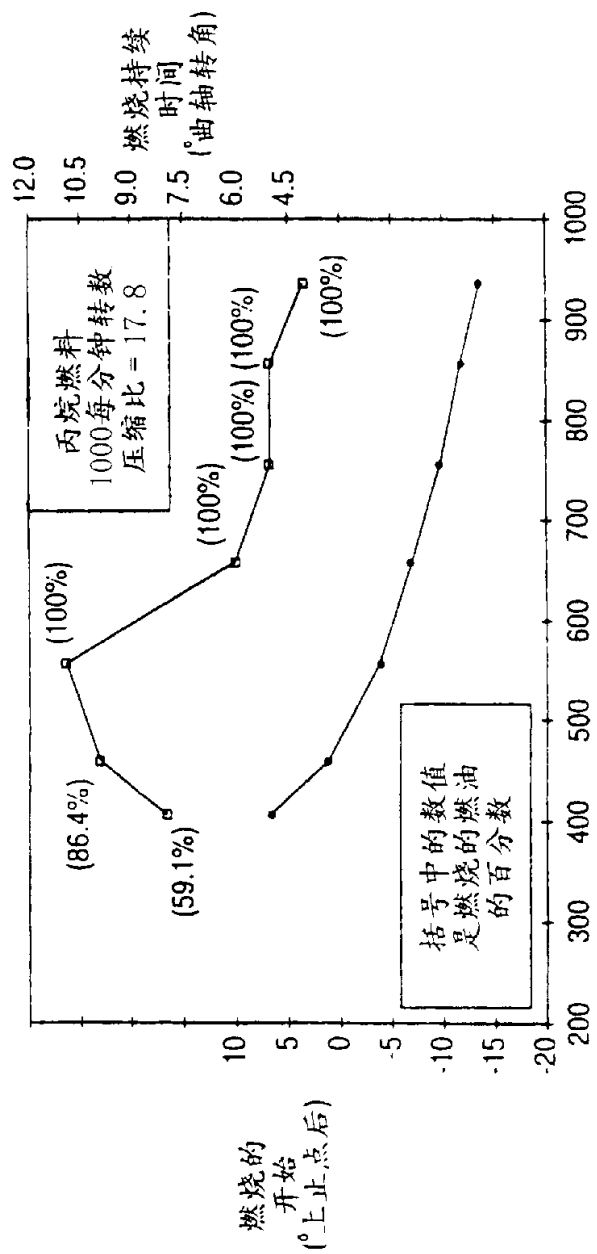


图 9

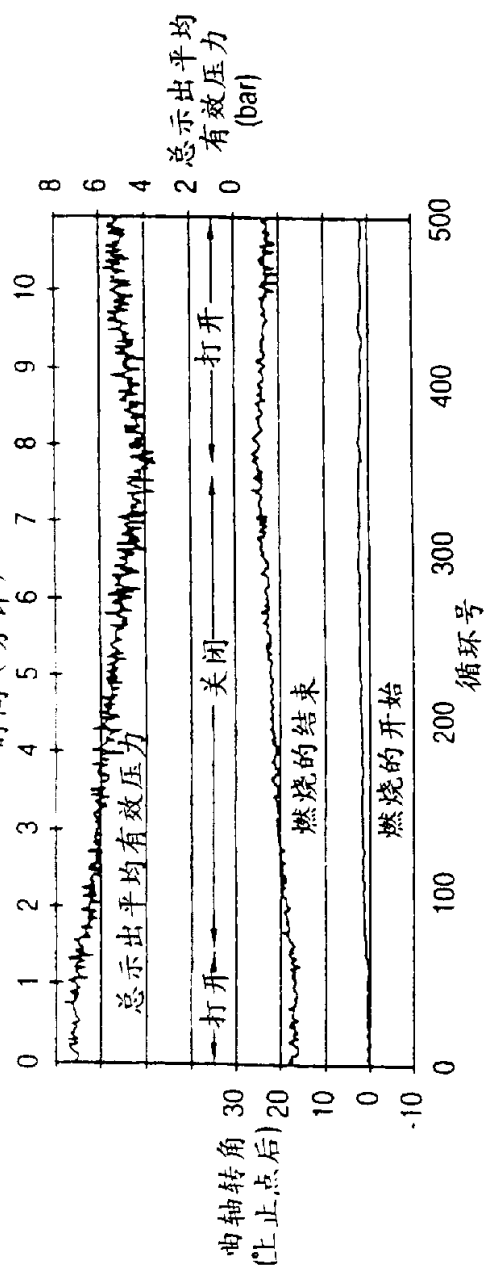


图 10
1000每分钟转数 进气歧管温度 = 308K
进气歧管压力 = 3.1bar $\phi = 0.24$

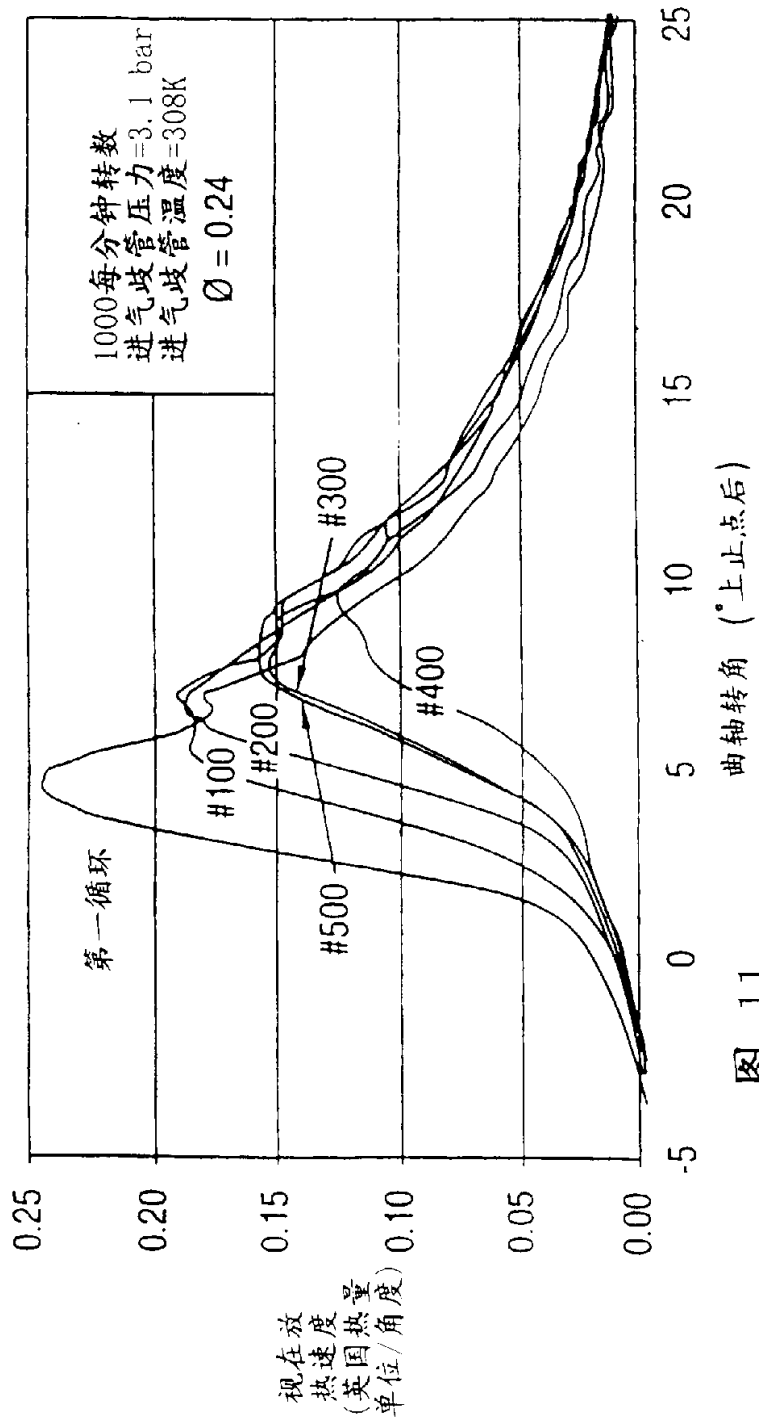


图 11

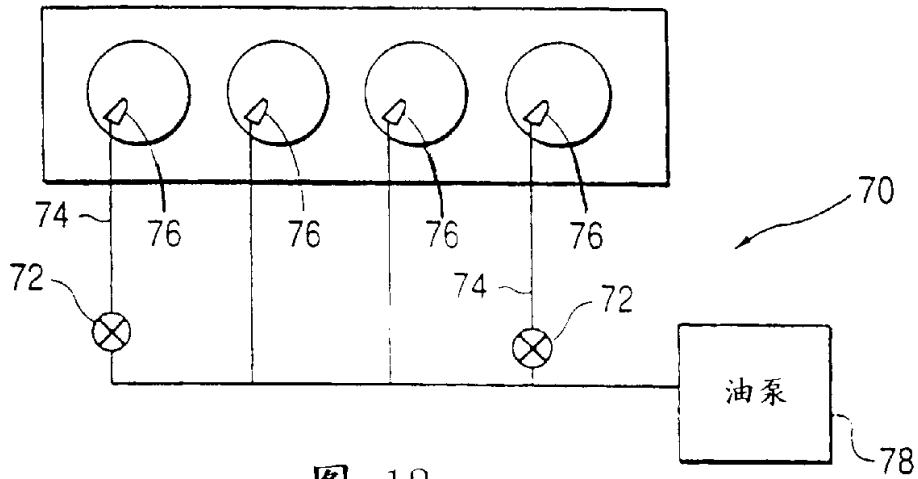


图 12

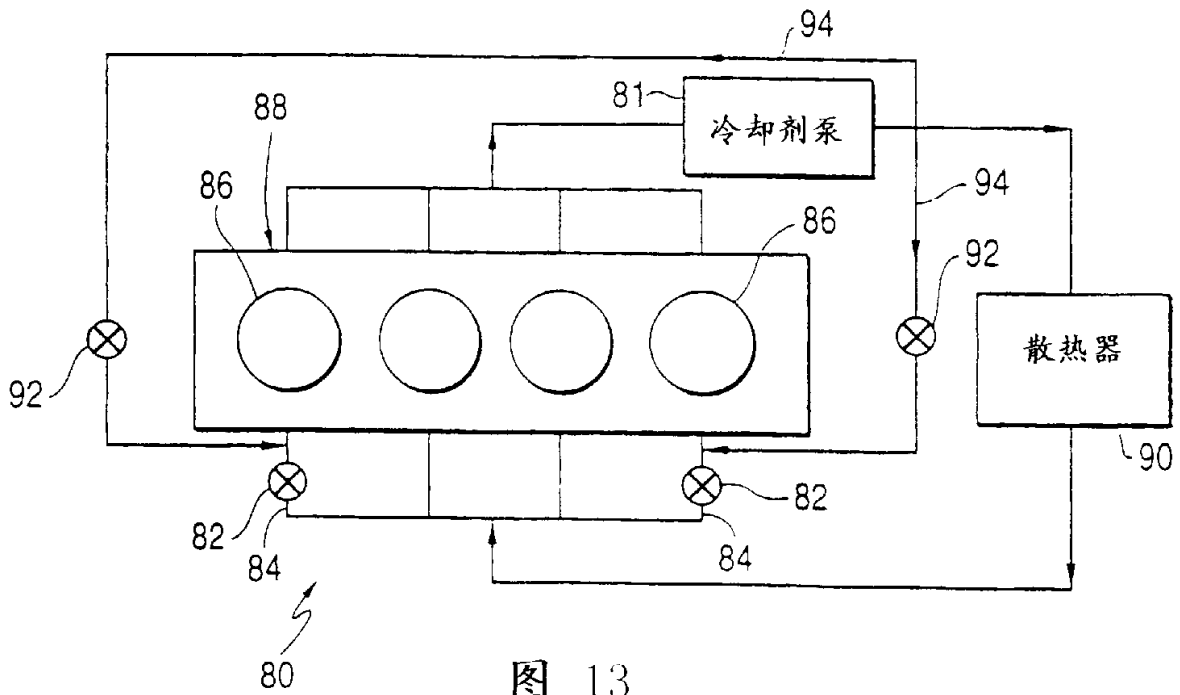


图 13

从基线上
止点温度的
变化(K)

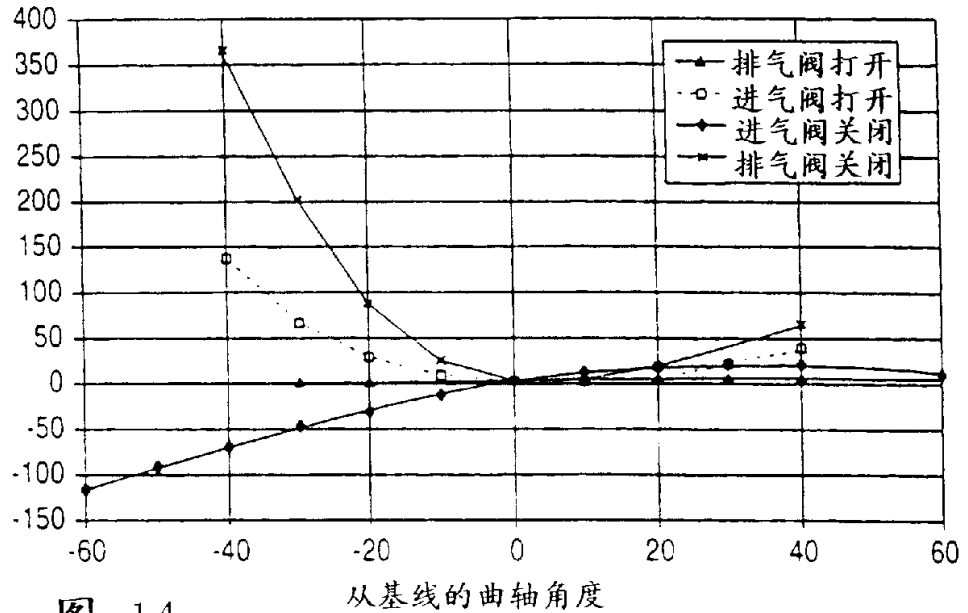


图 14

残余质量
百分比

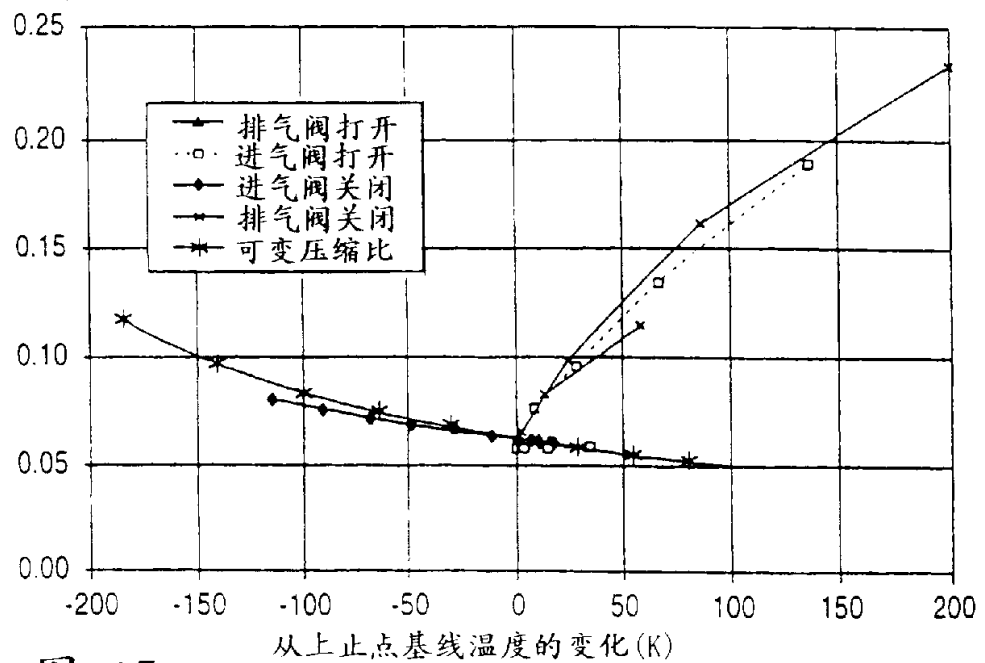


图 15

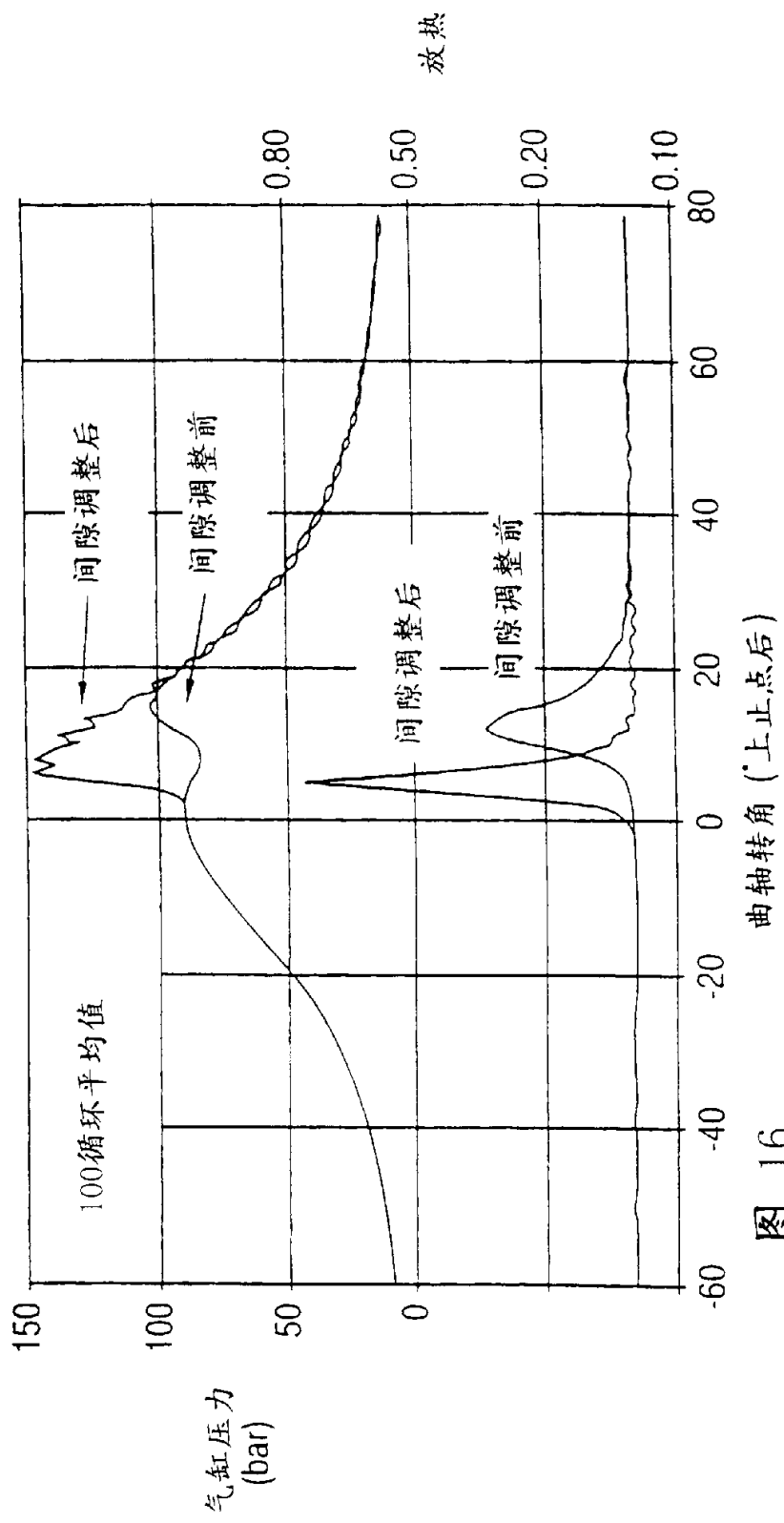
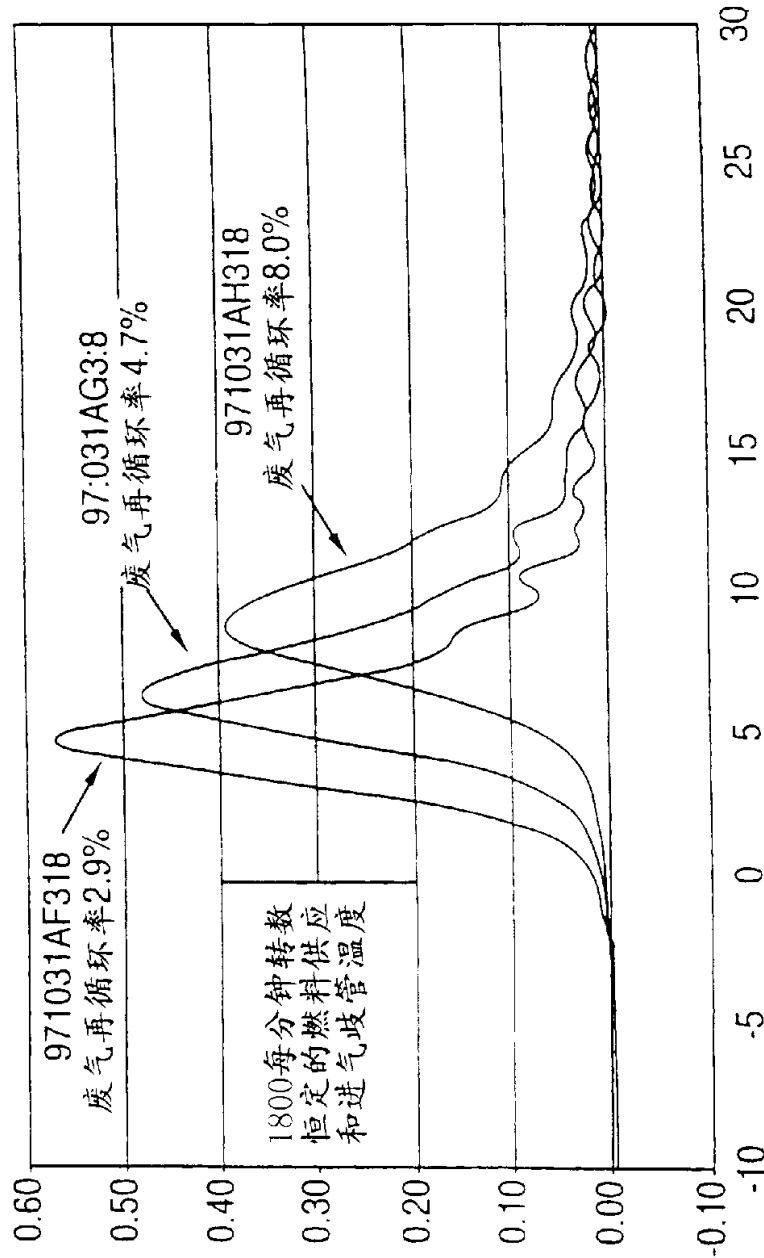


图 16



放热率
(100个循环
的平均值)

图 17

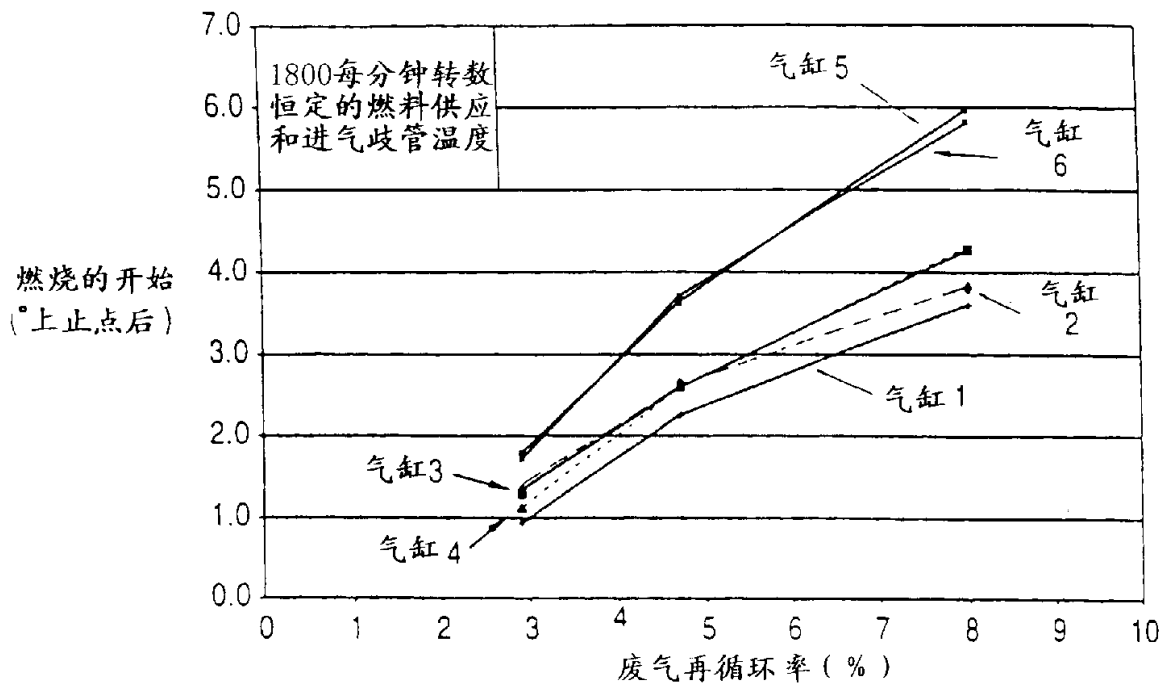


图 18

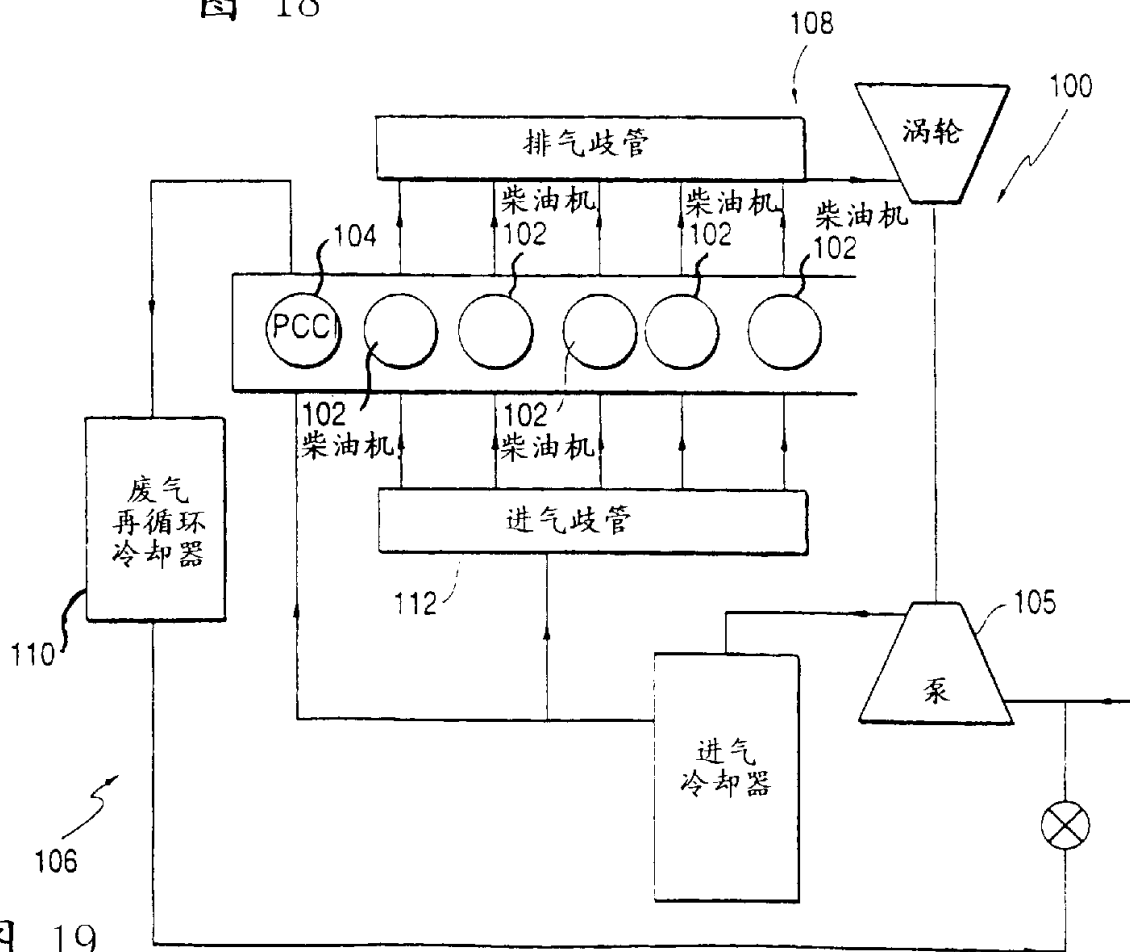
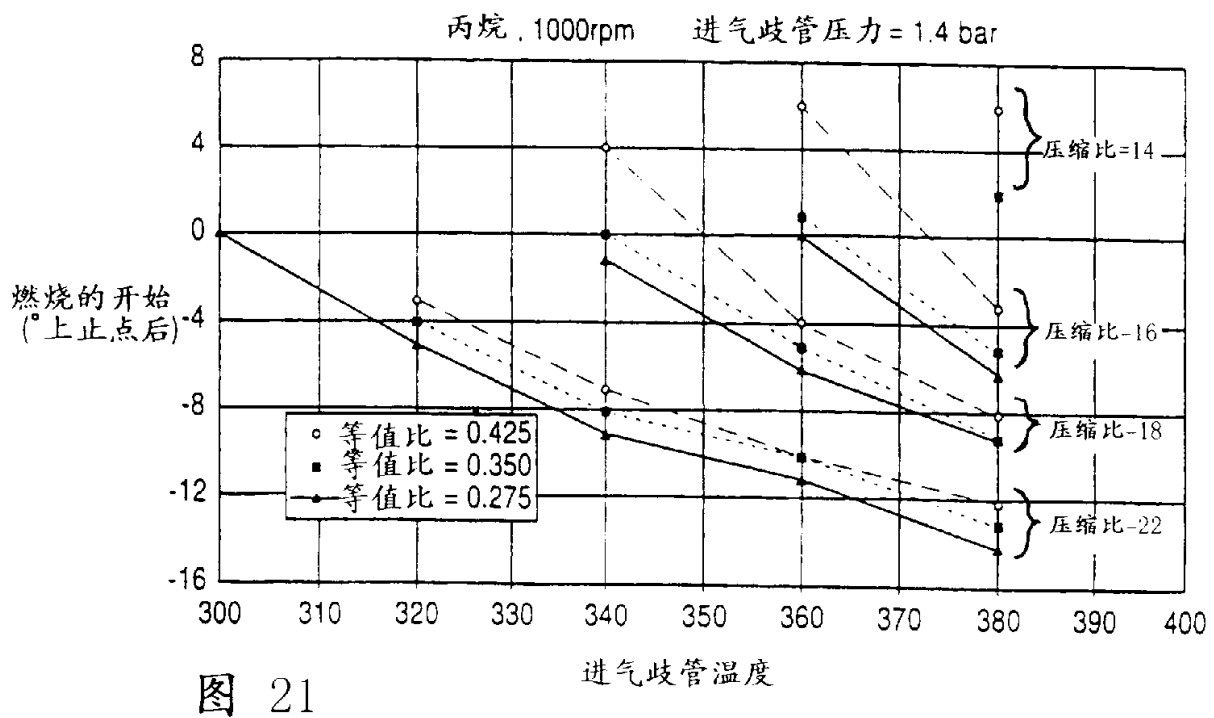
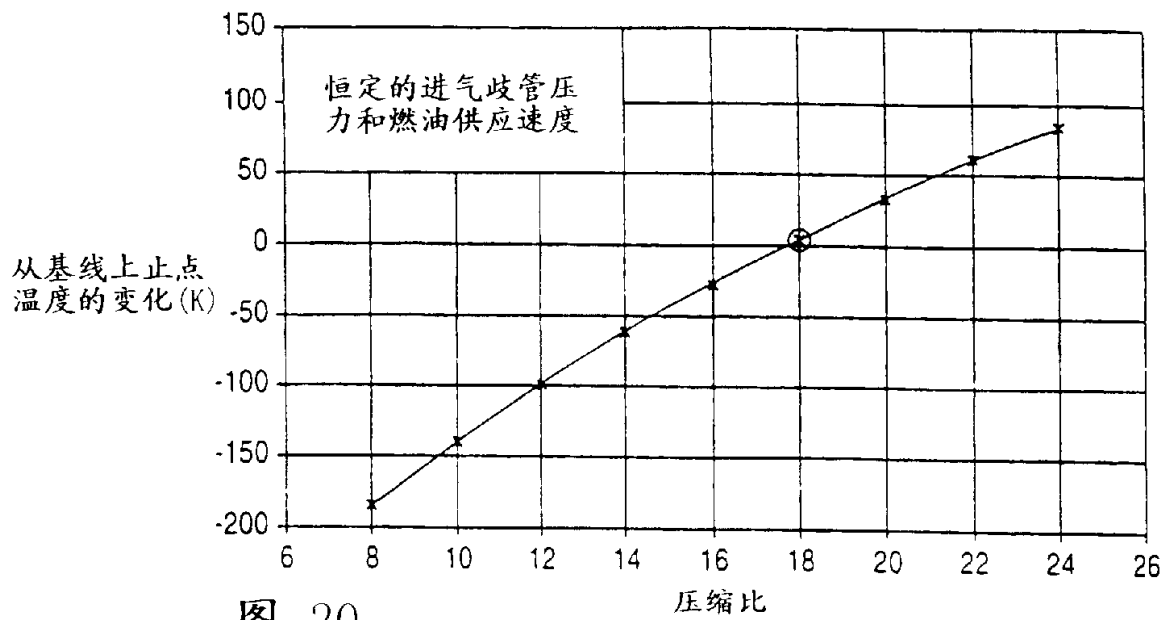


图 19



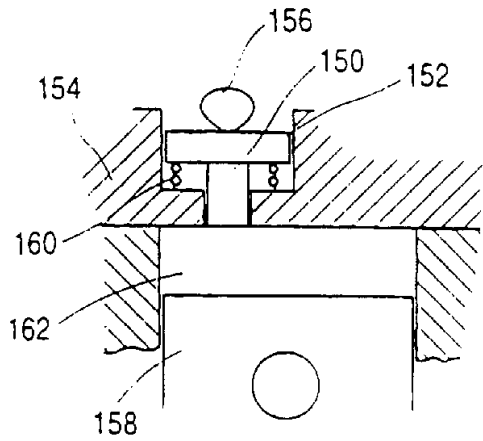


图 22a

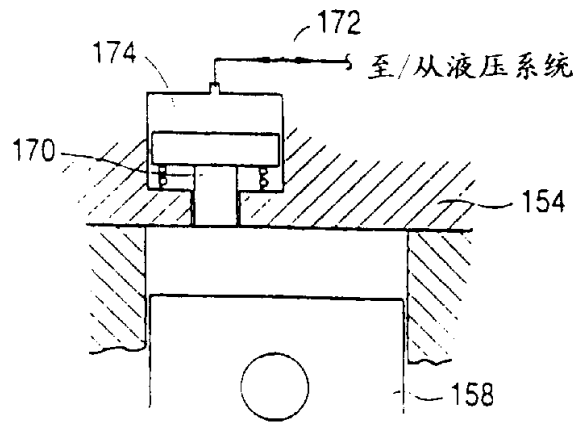


图 22b

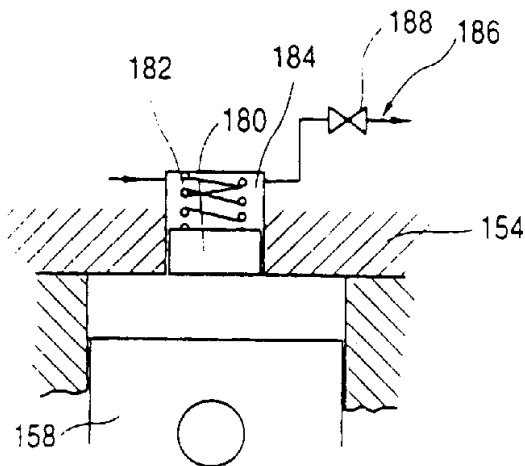


图 22c

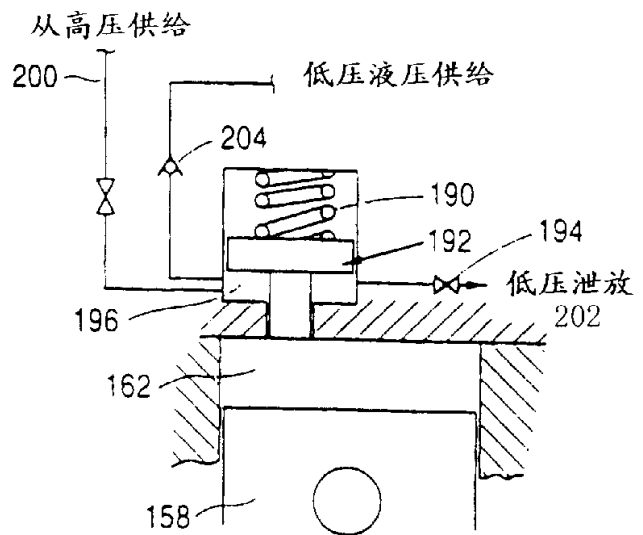


图 22d

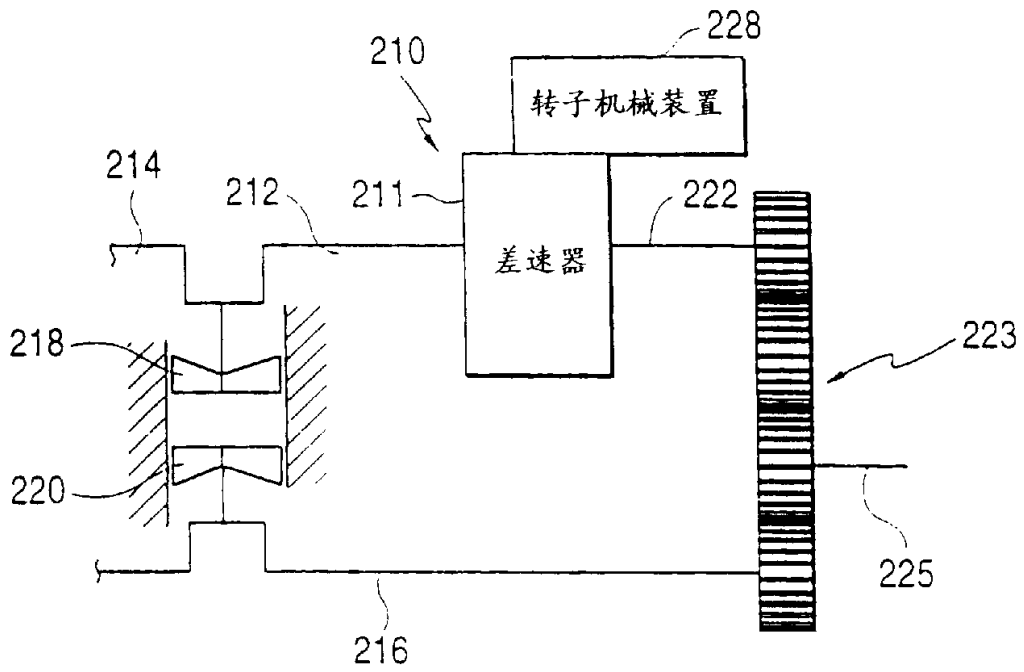


图 23

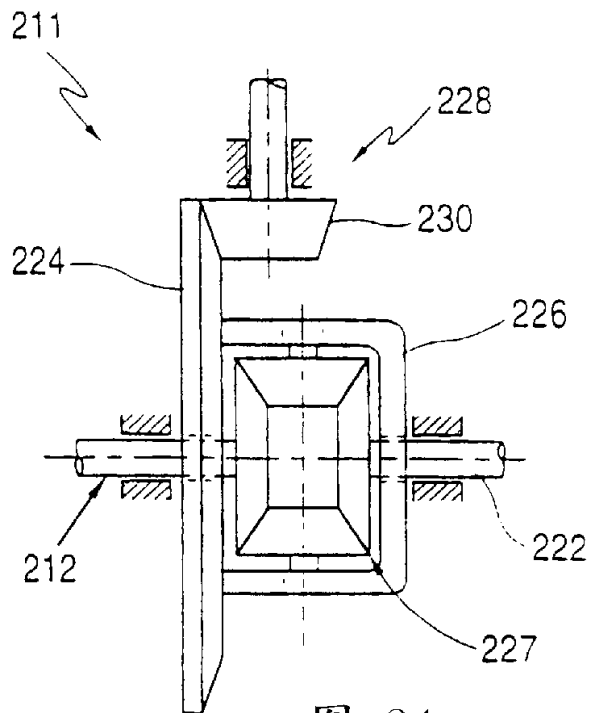


图 24

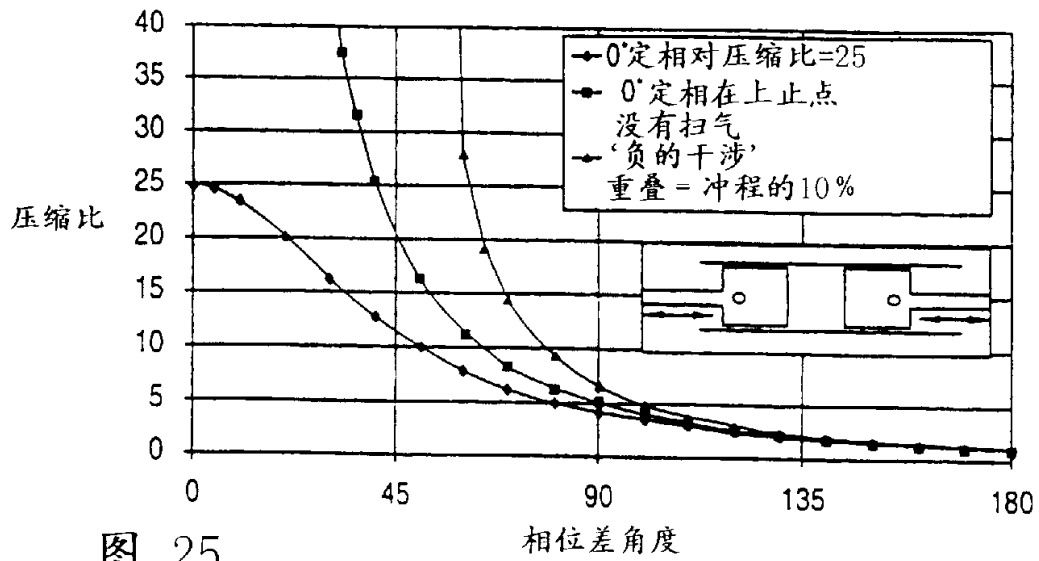


图 25

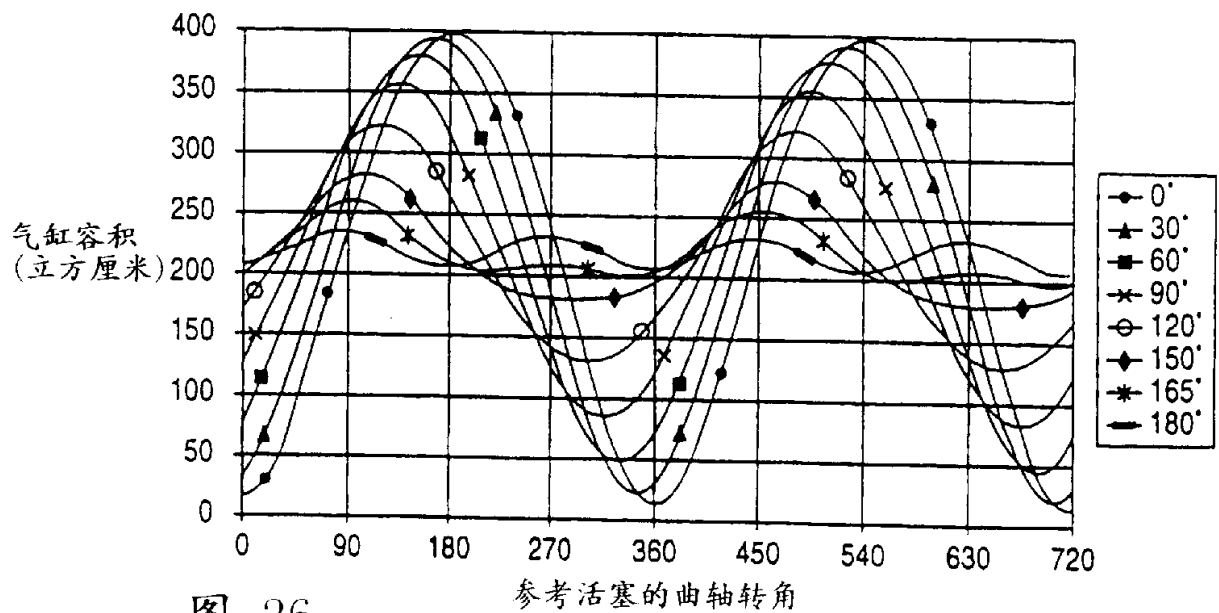


图 26

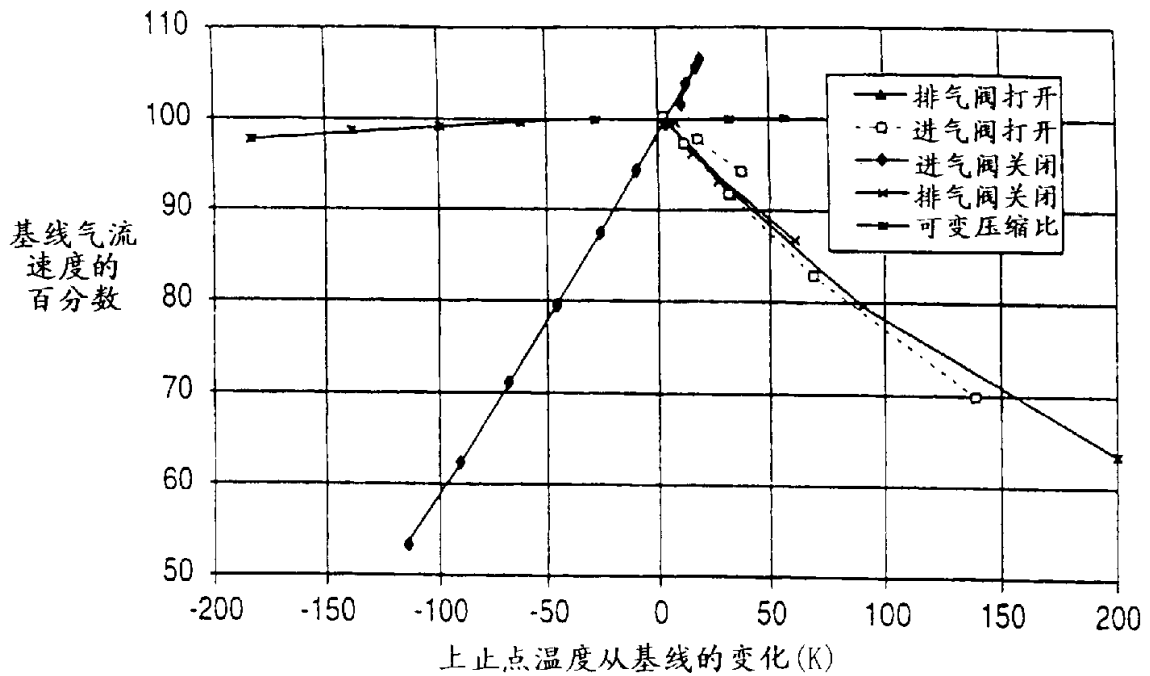


图 27

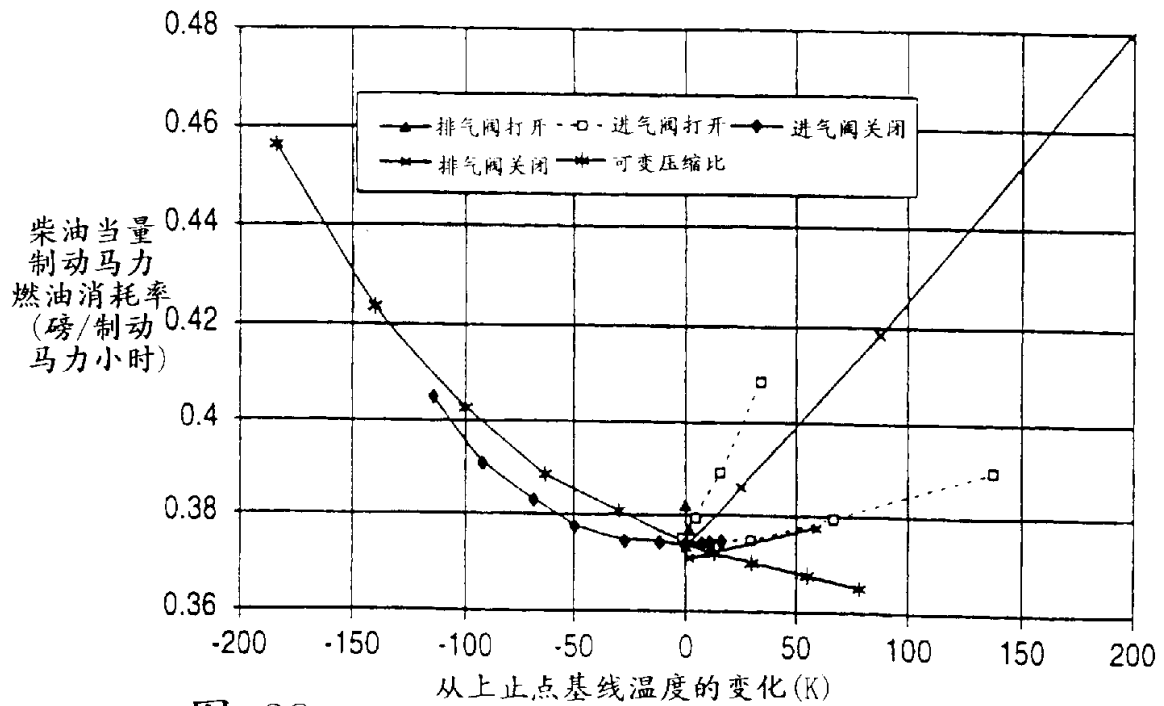


图 28

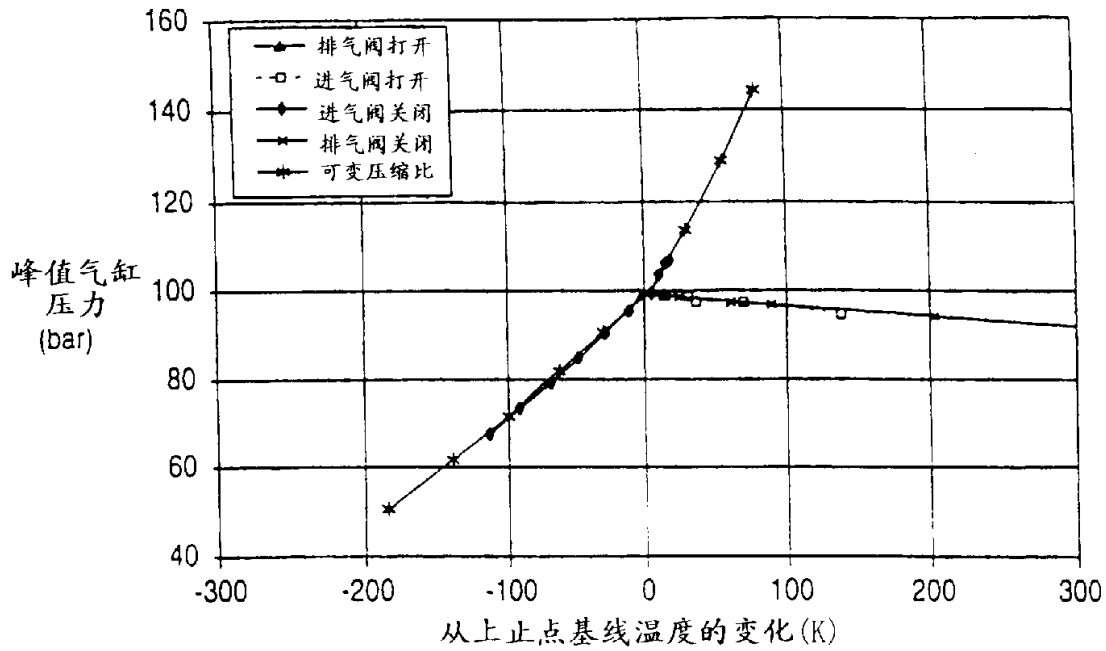


图 29

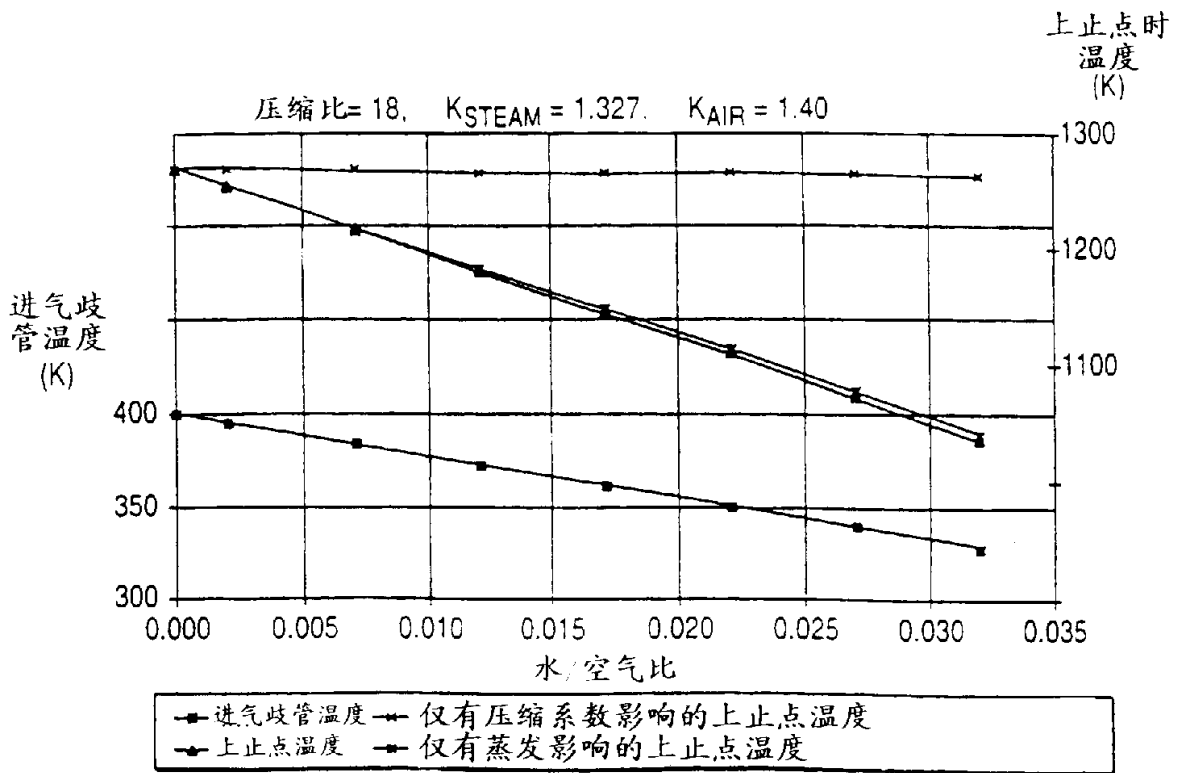


图 30

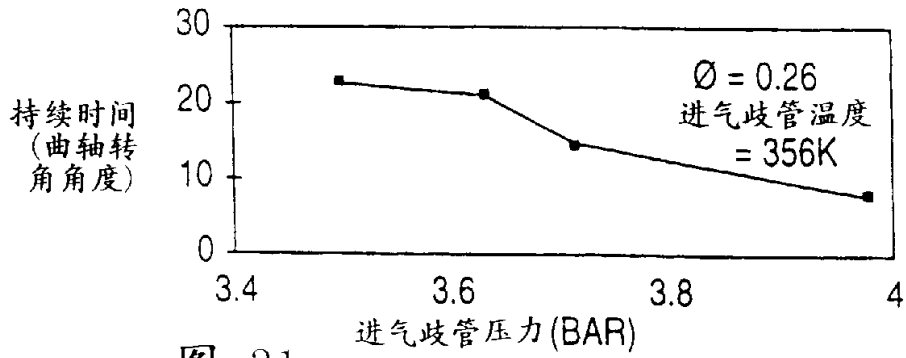


图 31a

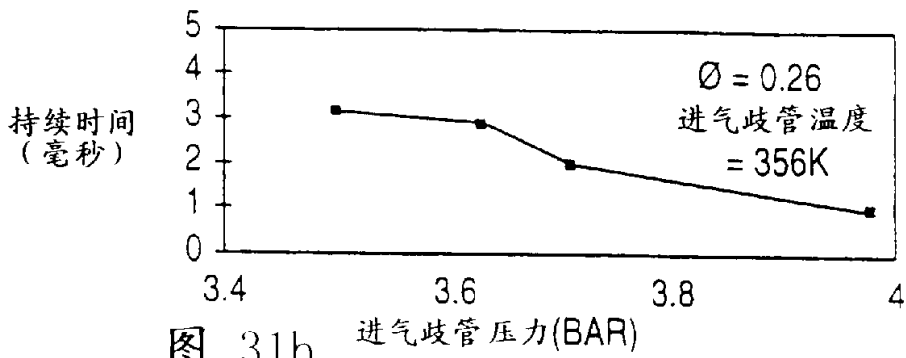


图 31b

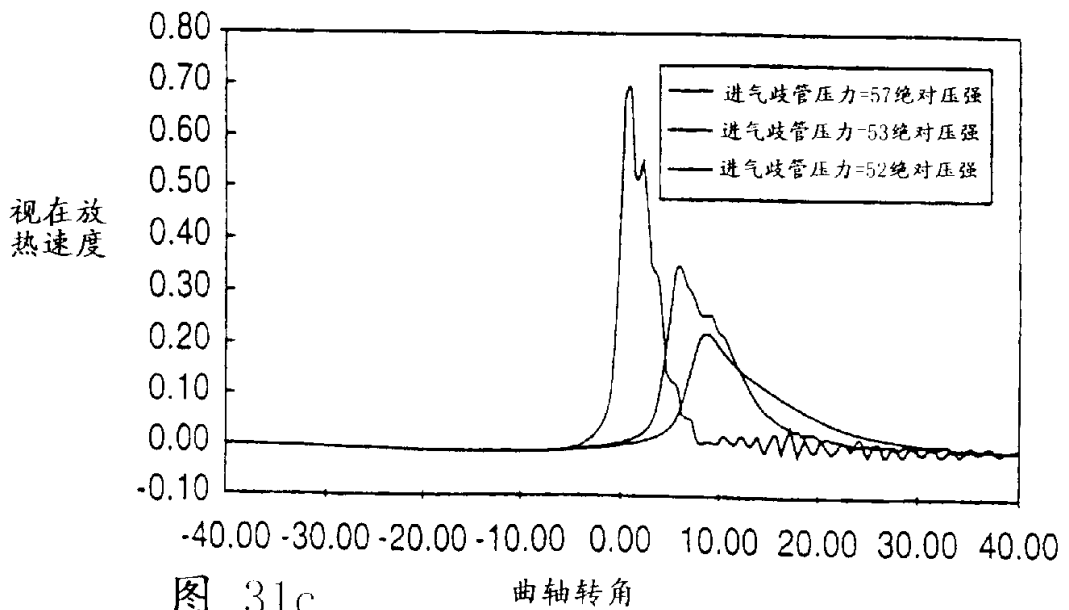


图 31c

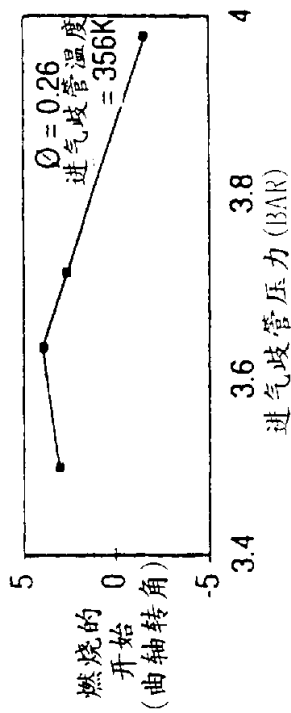


图 31d

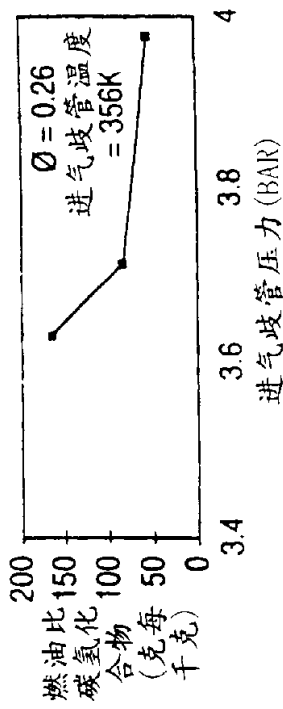


图 31e

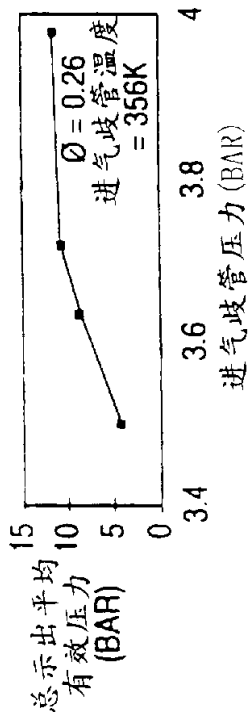


图 31f

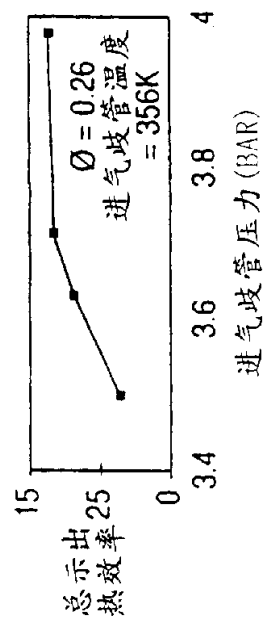


图 31g

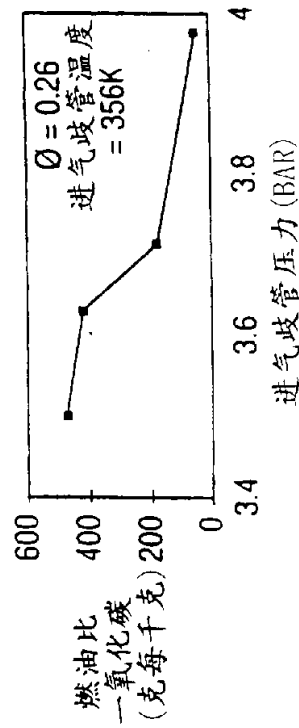


图 31h

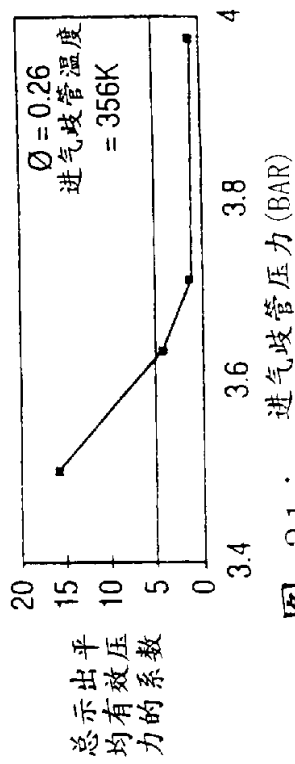


图 31j

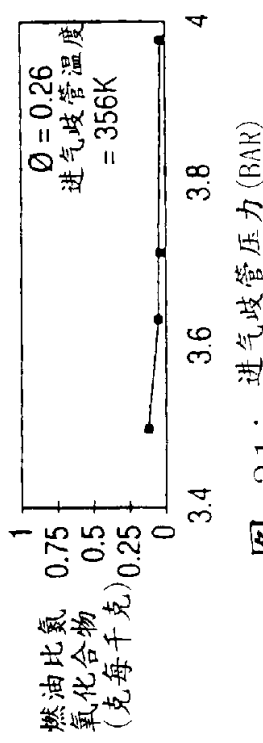


图 31i

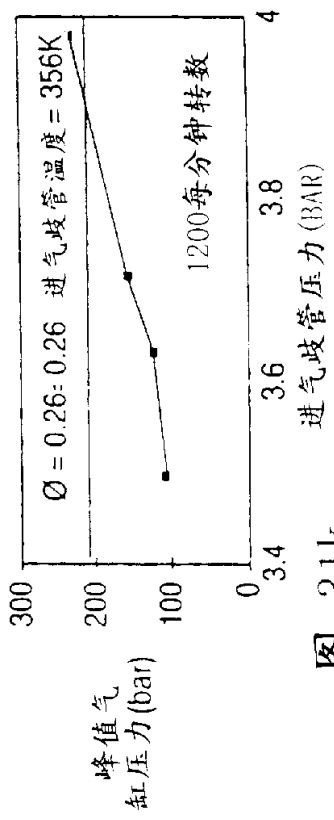


图 31k

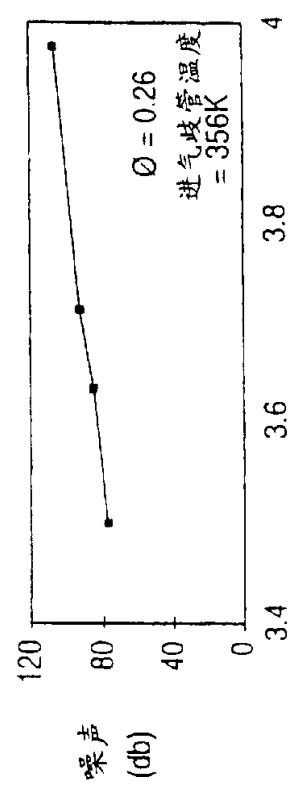


图 31l

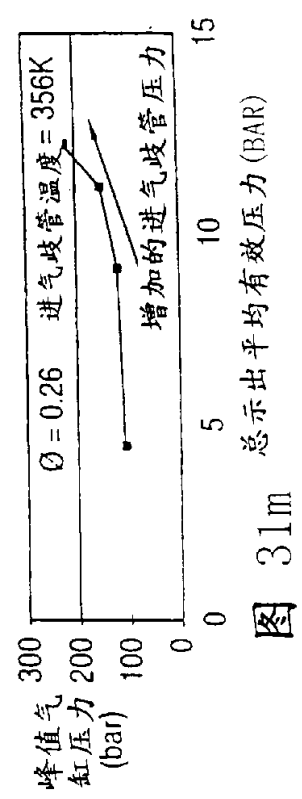
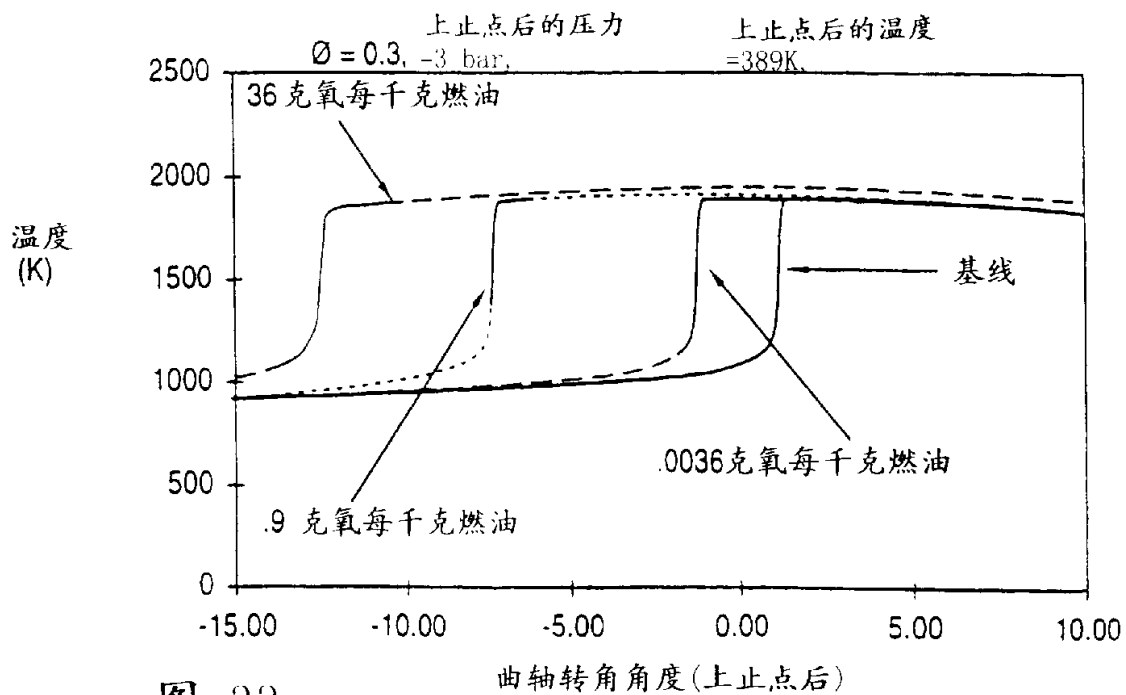
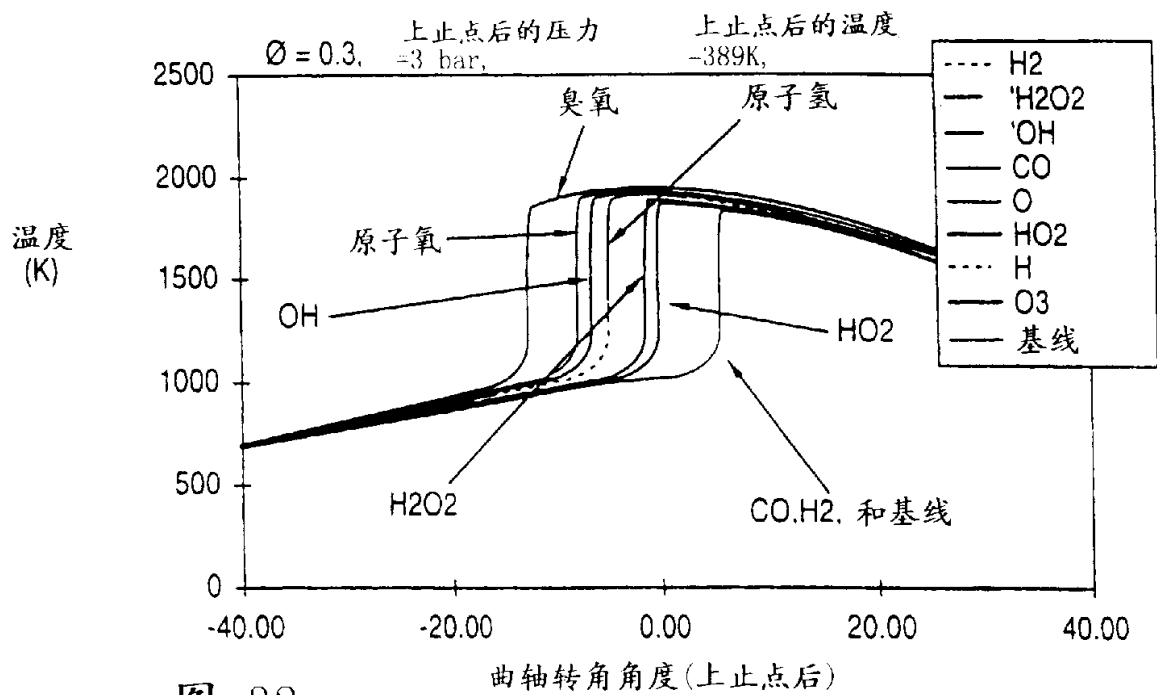
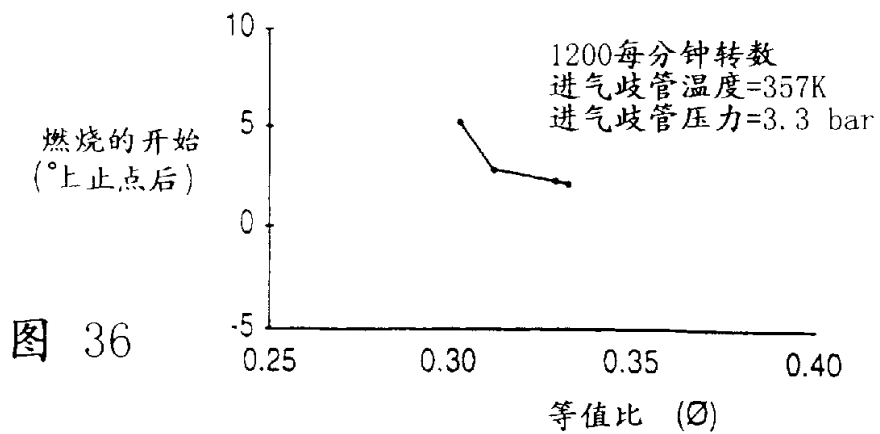
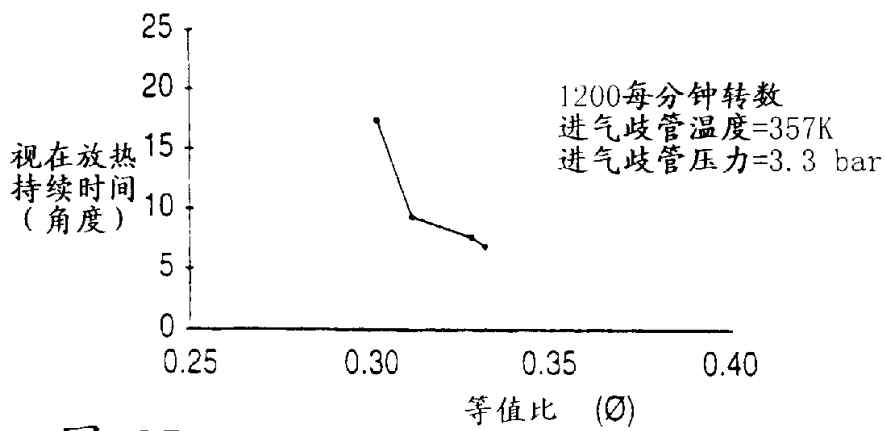
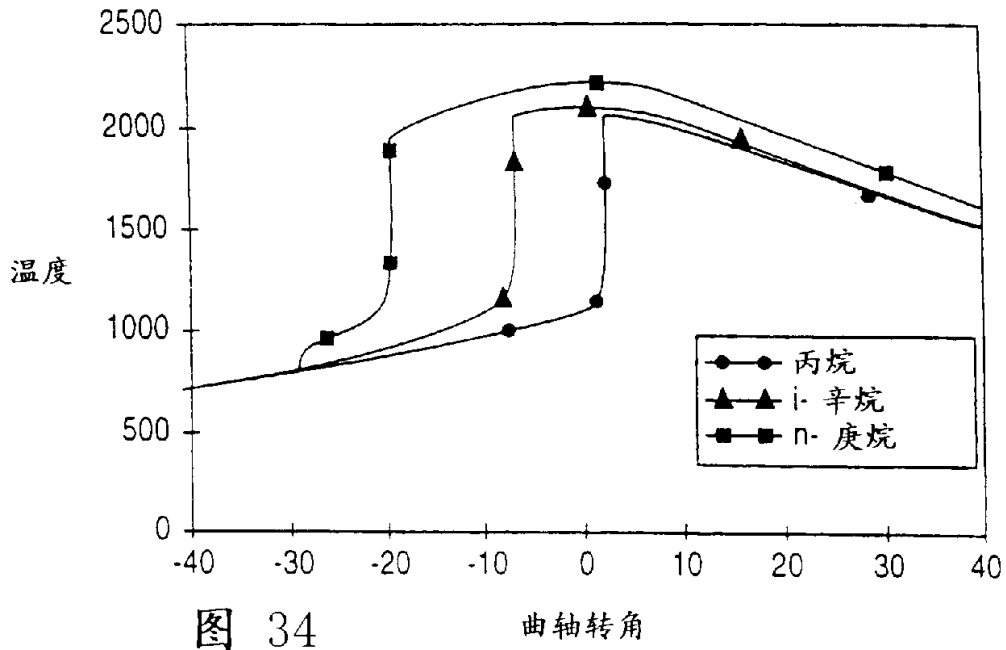


图 31m





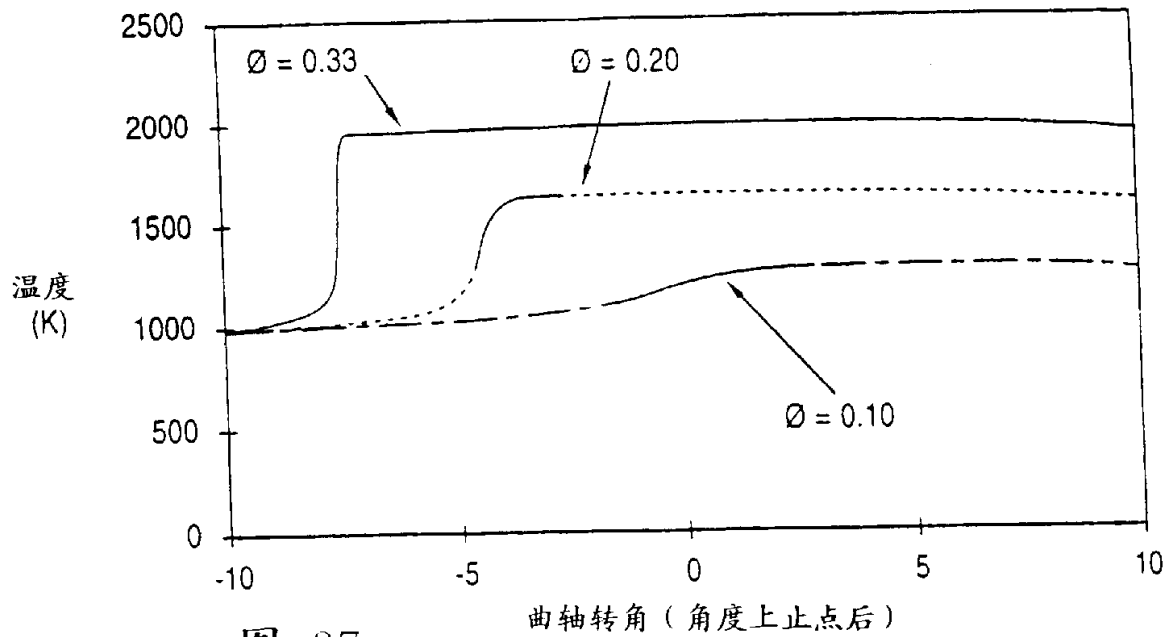


图 37

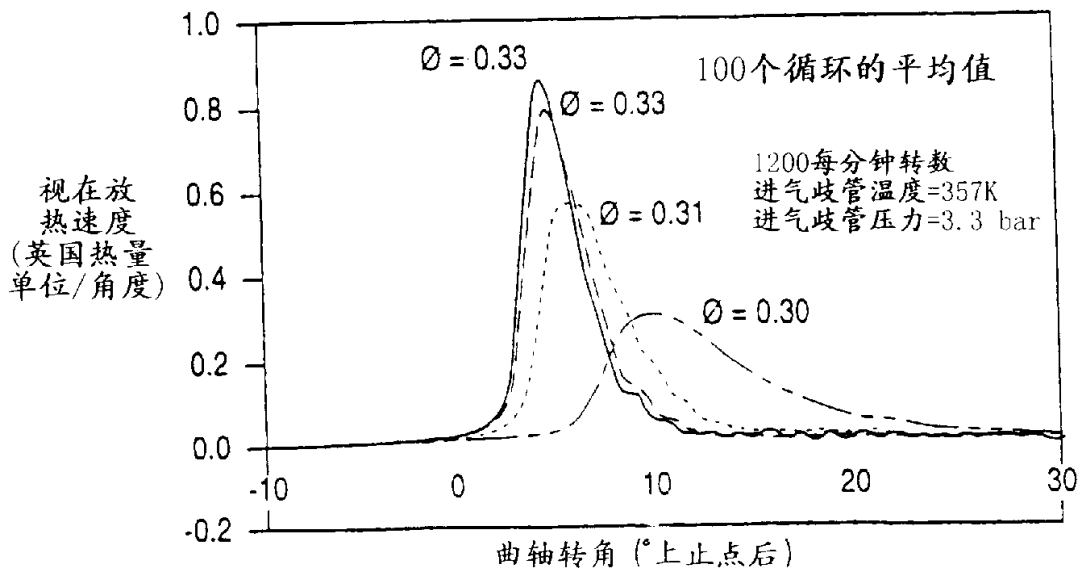


图 38

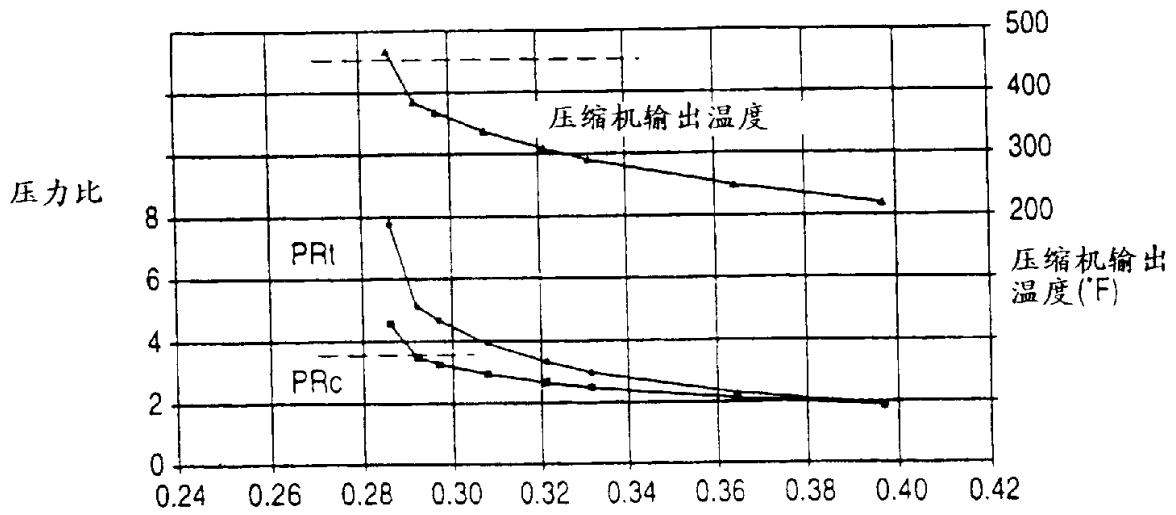


图 39 等值比

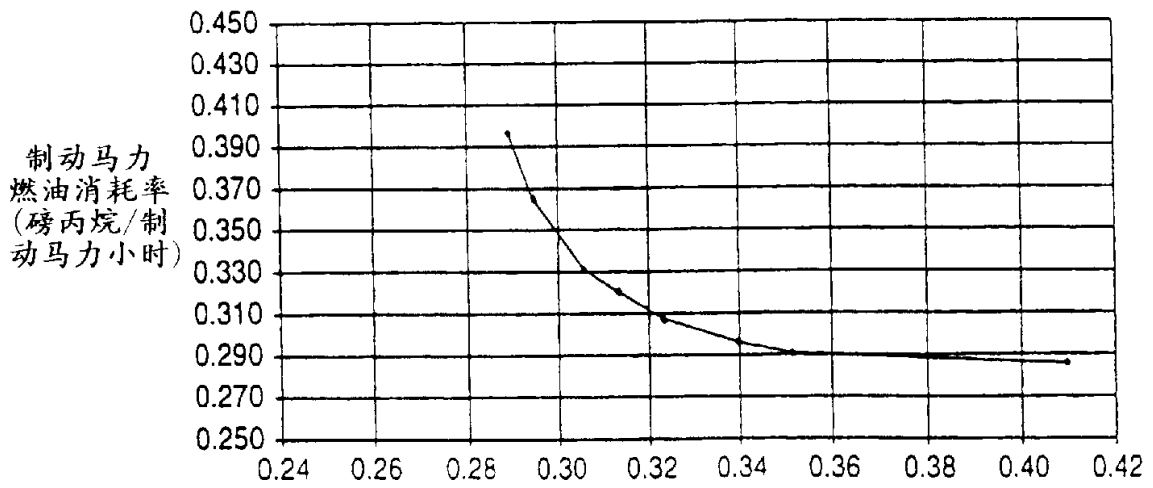


图 40 等值比

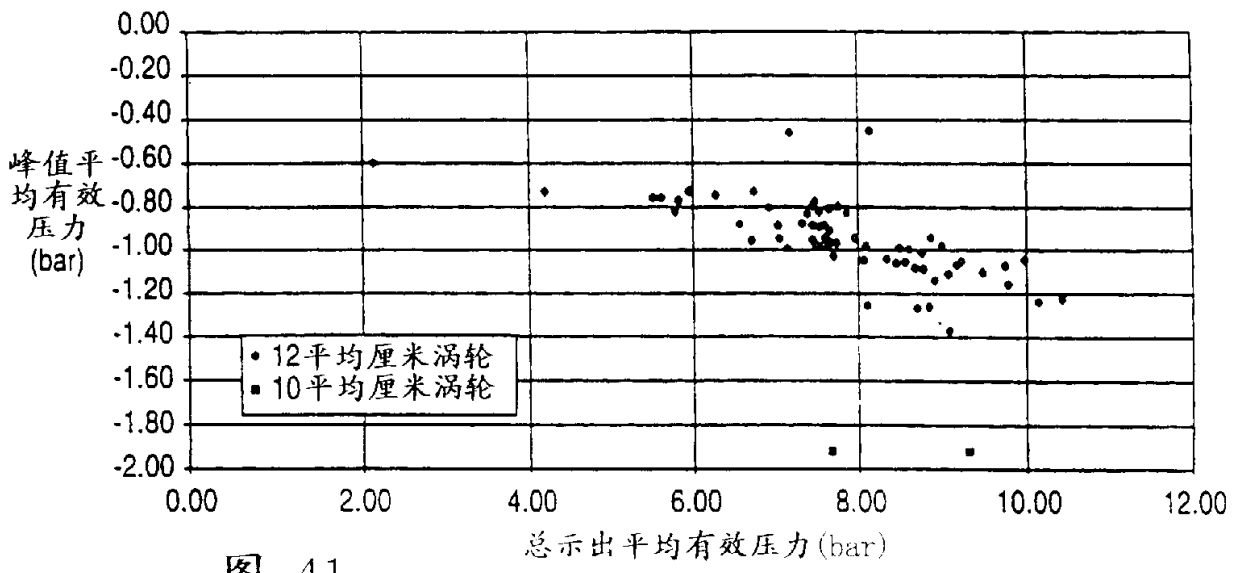


图 41

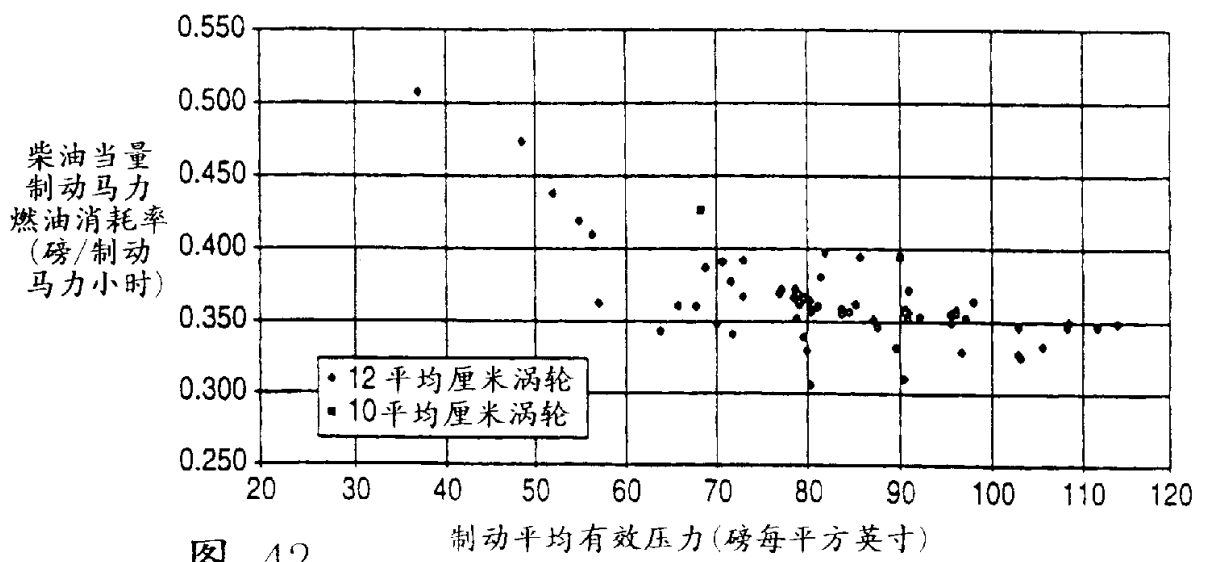


图 42

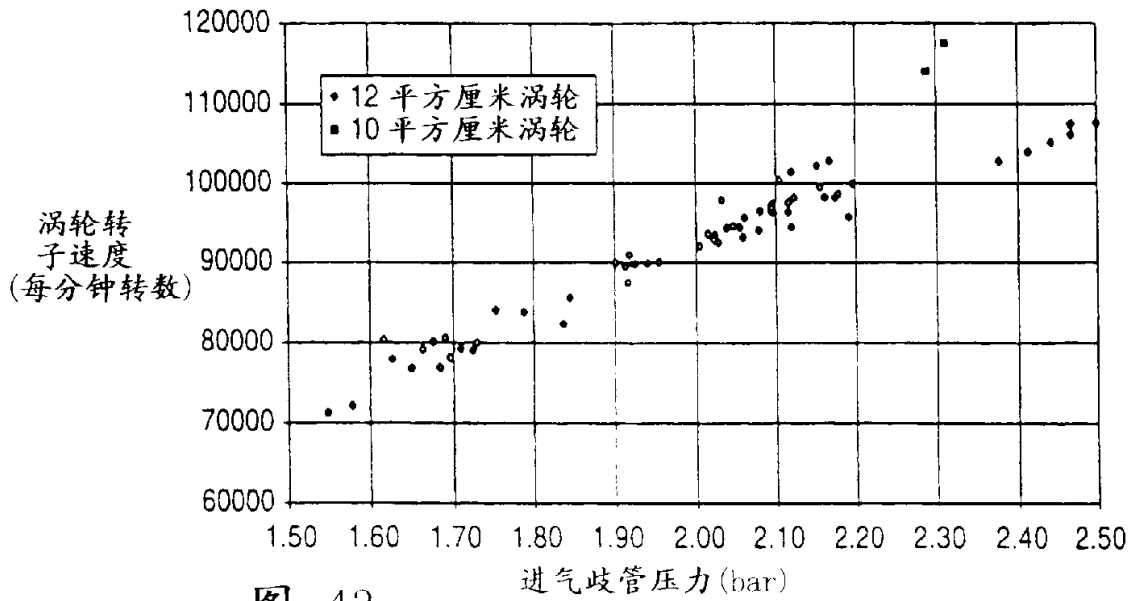


图 43

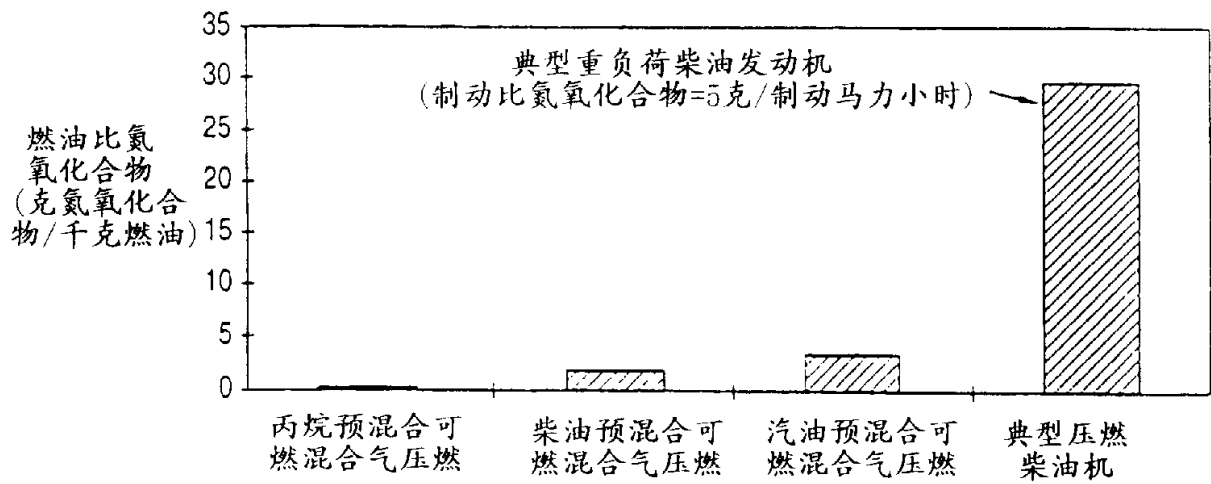
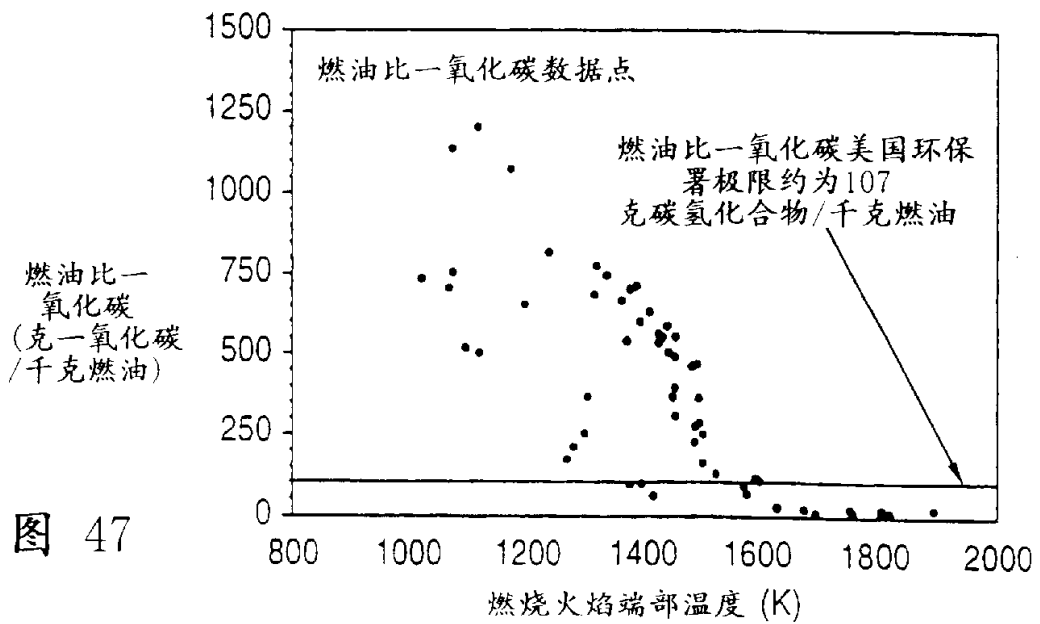
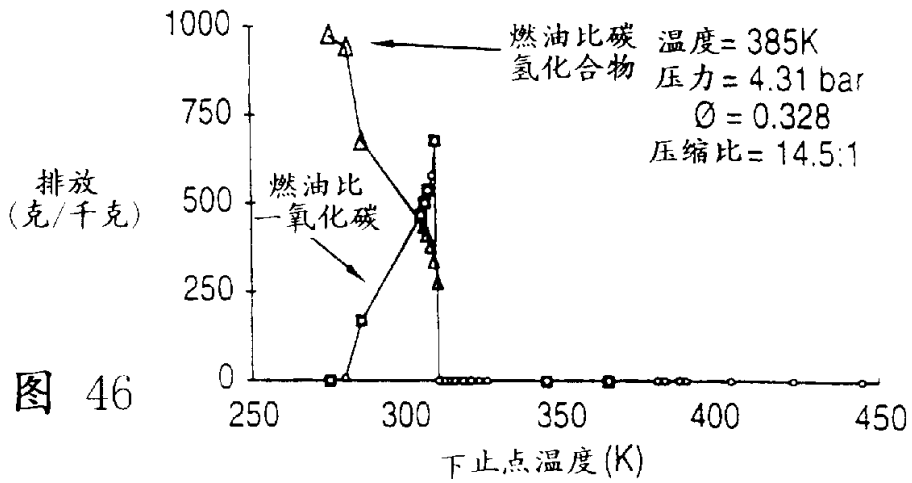
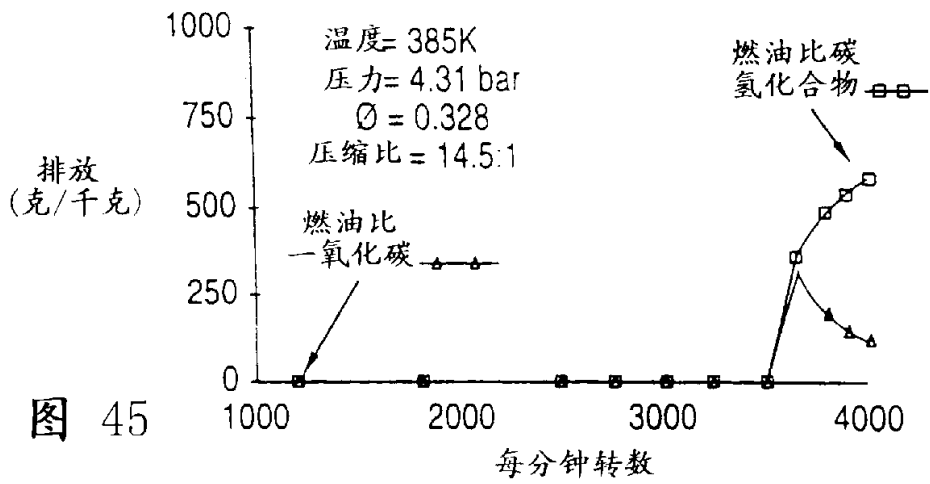


图 44



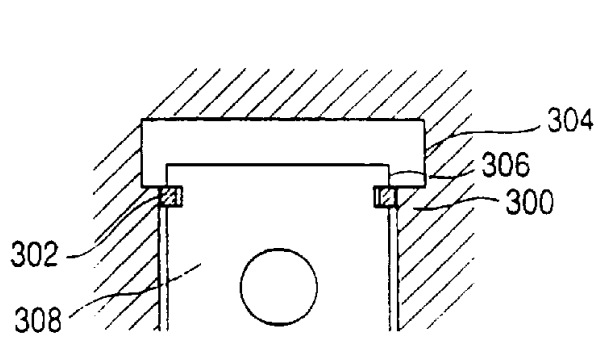


图 48a

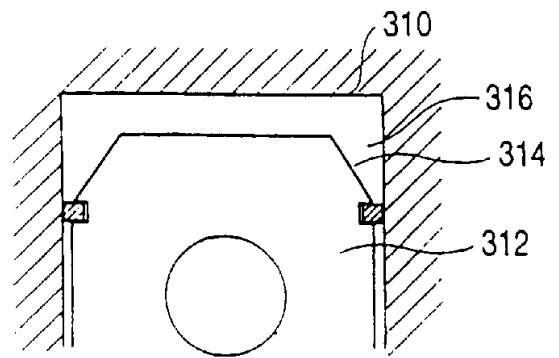


图 48b

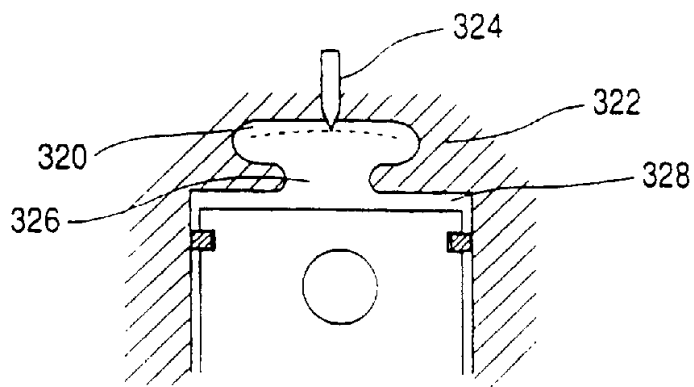


图 49

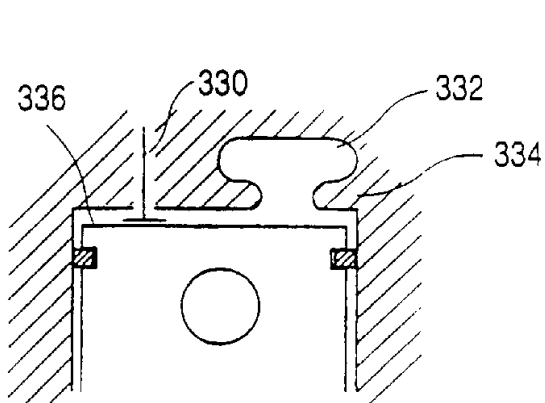


图 50a

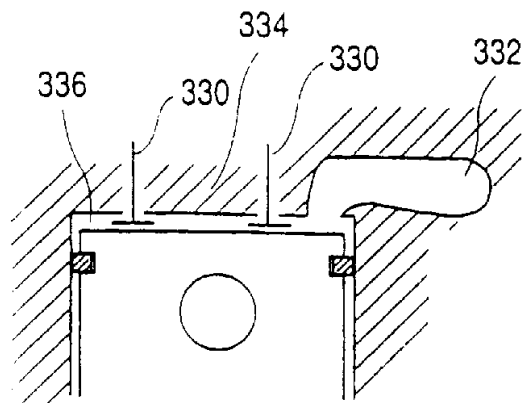


图 50b

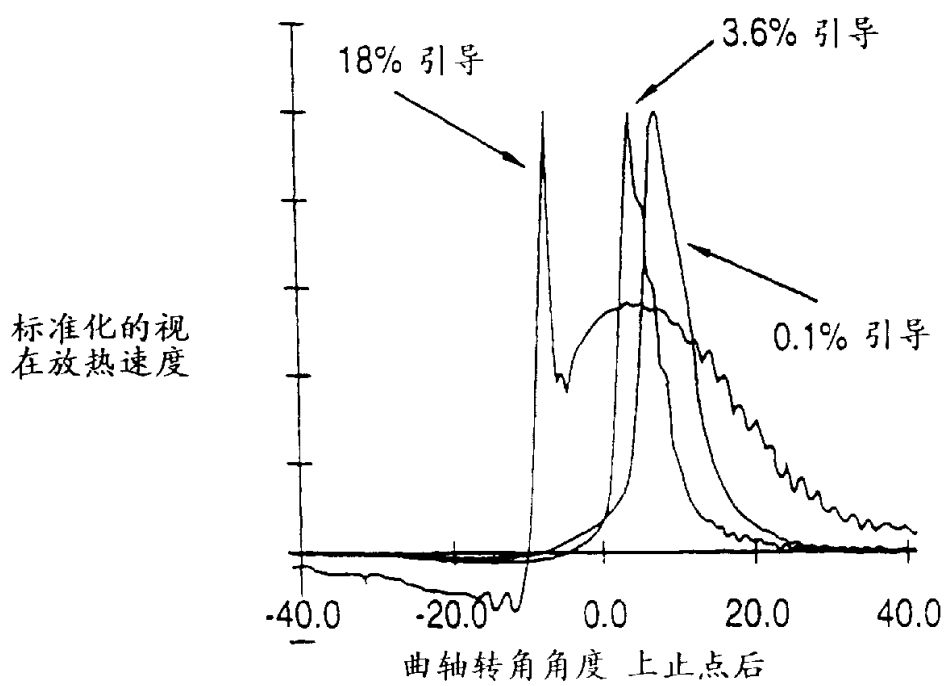


图 51