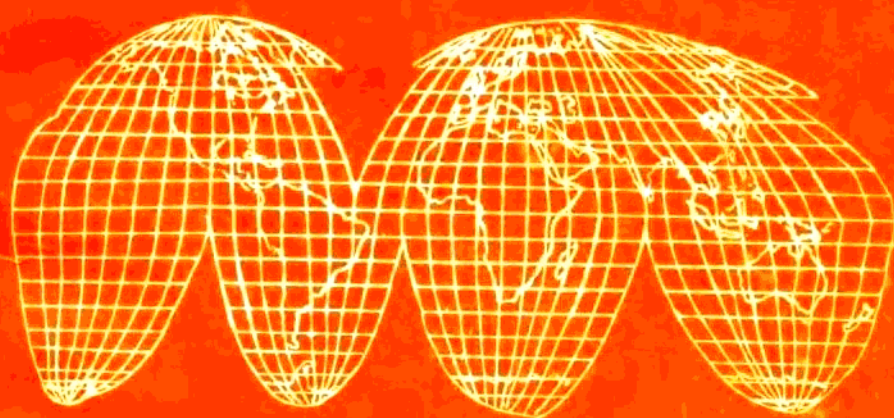


国外流体工程

第九届国际流体密封会议论文集



CMES
F E I

中国机械工程学会
流体工程学会

1983.5

前 言

国外流体工程“密封专辑”现在与读者见面了。此专辑译载“第九届国际流体密封会议”的全部论文。这次会议是在英国流体力学研究协会的赞助和组织下于1981年4月在荷兰举行的。有来自英国、美国、西德、日本、苏联等十一国的专家和学者参加。在会议分组会上宣读了三十四篇论文。这些论文反映了世界各国密封专业的科学家和工程技术人员在机械密封、静密封、往复密封、旋转密封以及密封应用等许多领域的最新研究成果。在密封原理、设计、结构、材料和试验方面有所创新和发展。值得我们学习和借鉴。

现代科学技术飞速发展。国际学术会议论文一般代表当前世界科技发展的先进水平，我们应迅速翻译出版，以便科研人员掌握世界最先进的科学技术，实现知识的更新和技术的更新换代，使我国流体工程的研究工作跨入世界的先进行列。

本专辑是由中国机械工程学会流体工程学会组织翻译出版的。译文的译、校工作分别由机械部通用机械研究所、通用机械技术设计成套公司、华东化工学院、北京化工学院、大庆石油学院、航空工业部以及核工业部的一些同志担任。机械部通用机械研究所密封技术研究所的刘志国同志和石富江同志对全部译文作了技术审阅。该所技术发展研究室的张祖光同志负责编辑工作。

由于我们水平不高，专辑中如有不当或错误之处，希望读者指正。

编 者

1983年5月。

PAPERS PRESENTED AT THE NINTH
INTERNATIONAL CONFERENCE
ON FLUID SEALING

HELD AT THE

LEEUEWENHORST CONGRES CENTER
NOORDWIJKERHOUT, NETHERLANDS

APRIL 1-3, 1981

Editors: H.S. Stephens, Mrs. C.A. Stapleton

Printed and Published by
BHRA Fluid Engineering
Cranfield, Bedford MK 43 OAJ, England

目 次

A 组 机 械 密 封

- 1 (A_1) 一种适用于气体介质的新型机械密封的原理与试验
.....[意] E.Bollina, D.A.Colombo 著 王玉明译 (1)
- 2 (A_2) 用于机械密封的新型耐腐蚀硬质合金
.....[瑞典] M.Lagerguist 著 奚 肇译 (14)
- 3 (A_3) 脉动压力下的浮动端面密封
.....[西德] H.Däuble, H.K.Maller 著 王春扬译 (24)
- 4 (A_4) 机械密封用碳化硅.....[美] R.W.Lashway 著 刘志国译 (36)
- 5 (A_5) 潜水电机渗铜碳化钨端面密封的研究
.....[苏] E.N.Griskin 著 王春扬译 (54)

B 组 静密封 (包括材料)

- 6 (B_1) 高度完善的弹性体 O 形圈静密封及其经历热瞬变的性能
.....[英] T.C.Chivers, A.F.George, R.P.Hunt 著 张勃立译 (68)
- 7 (B_2) 美国压力容器研究委员会密封垫片试验计划执行情况
与试验数据分析
.....[加] A.Bazergui, [美] G.F.Leon, R. J. Payne 著 刘德令译 (86)

C 组 往 复 密 封

- 8 (C_1) 合成橡胶往复密封的弹性流体动力润滑
.....[意] G.Medri, E.Prati, A.Strozzi 著 王盛沧译 (125)
- 9 (C_2) 往复运动油封的油膜结构
.....[日] Y.Kawahara, Y.Ohteke, H.Hirabayashi 著 潘人俊译 (143)
- 10 (C_3) 液压缸密封的最佳压力分布
.....[瑞典] H.L.Johannesson 著 张祖光译 (156)

D 组 旋 转 密 封

- 11 (D_1) 在大动力偏心度下的转轴油封
.....[西德] O.Schuck, H.K.Maller 著 项美根译 (173)

- 12 (D_2) 唇边运动及其对油唇型密封的影响
[波兰] M.J.Gawlinski 著 李玉华译 (182)
- 13 (D_3) “流体动力”旋转密封.....[荷兰] T.Visser 著 李玉华译 (193)
- 14 (D_4) 湍流短环隙密封动力学中入口旋流的影响
[英] H.F.Black, [美] P.E.Allaire, L.E.Barrett 著 夏式倩译 (207)

E 组 机械密封的基本原理

- 15 (E_1) 利用显影计算机来模拟和显示端面密封运动的稳定性
[美] B.M.Auer 等著 蒋树德译 (219)
- 16 (E_2) 具有最佳可动波度和倾斜度的液体端面密封的设计
[美] A.O.Lebeck 顾永泉译 (229)
- 17 (E_3) 环隙密封和端面密封中的两相紊流
[美] W.F.Hughes, R.M.Beeler 顾永泉译 (249)

F 组 在司蒂林发动机上的应用

- 18 (F_1) 各种干运转活塞环的泄漏与摩擦
[荷兰] C.Ouwerkerk, G.J.A.Theeuwes 著 王春扬译 (268)
- 19 (F_2) 重载柱塞密封.....[荷兰] G.J.A.Theeuwes 著 蒋树德译 (277)
- 20 (F_3) 弹性套筒密封的分析和试验研究.....[美] M.W.Eusepi,
 M.Cohen, J.Walowit, R.F.Cunningham 著 夏式倩译 (285)

G 组 在动力工程方面的应用

- 21 (G_1) 大直径高压水密封圈的试验研究
[英] D.Reddy 著 孙开滨译 (304)
- 22 (G_2) 主动型转轴迷宫密封的初步评价
[英] M.T.Thew, P.Norridge, R.J.Weeks 著 夏 斌译 (323)
- 23 (G_3) 大直径流体静力密封
[瑞士] A.Christ 著 刘卿、候刚译 (338)
- 24 (G_4) 超导发电机用离心磁流体密封的研制
[日] M.Mizumoto, M.Imai, H.Inoue 著 王玉明译 (347)
- 25 (G_5) 燃气涡轮发动机密封技术的发展
[美] C.W.Hlod 著 冯仰园译 (363)
- 26 (G_6) SNR—300 鎗泵粘性密封的新发展
[荷兰] Th.A.F.Pennock 著 蒋树德译 (380)

H 组 在流体工程方面的应用

- 27 (H_1) 离心泵用机械密封的性能
..... [英] D. Summers-Smith 著 沈锡华译 (390)
- 28 (H_2) 输送水、水银小型泵圆盘流体动力密封与颈环密封的比较
..... [英] S.L. Merry, M.T. Thew 著 刘德令译 (398)
- 29 (H_3) 蒸汽缓冲阀上的弹性密封圈
..... [英] R.K. Flitney, B.S. Nau 著 孙 英译 (417)

J 组 往 复 密 封 (2)

- 30 (J_1) 往复柱塞的弹性流体动力浮动衬套密封
..... [西德] E.H. Fuchs 著 张妙令译 (432)
- 31 (J_2) 往复运动柱塞桿聚四氟乙烯密封
..... [西德] H.K. Maller, N. Messner 著 张祖光译 (450)
- 32 (J_3) 用有限元法计算往复式密封的流体弹性动力特性.....
[荷兰] J. De Jong, E.A. Muyderman, G. Theeuwes, 唐梓敬译 (464)
G.P.J. van den Berg 著
- 33 (J_4) 套筒密封在往复式容积泵中的应用
..... [西德] G. Nendzig 著 王盛沧译 (474)

不在会上宣读仅供印发的论文

- (34) (X_1) 密封介质与添加剂的交联对机械密封性能的影响
..... [日] F. Hirano, T. Sakai 著 沈锡华译 (487)

一种适于气体介质的新型 机械密封的原理与试验

[意] E. Bollina, D. A. Colombo

摘 要

本报告对一种新型旋转机械密封进行了说明。可以相信,这种密封不仅完全适用于液体介质,而且由于相互摩擦的表面能够得到良好的润滑,也非常适用于气体介质。已经进行的试验表明,在这方面密封具有良好的特性。也可以认为这种密封是一种双端面密封,但它具有结构非常紧凑的优点,这是因为在两密封端面上有一环形槽,可以把密封流体泵送到槽内。这种新型密封的主要特征是有一个背部空腔,密封流体在其内自动产生一个反压来抵消密封流体的静压开启力。

本文还给出了在不同工作条件即不同压力和转速下的摩擦扭矩和漏量曲线图,它们说明这种密封具有良好的性能。

术 语

P_1 = 密封外径处的压力

P_2 = 被密封流体在密封内径处的压力

P_3 = 密封流体的压力

ΔP = 密封流体与被密封流体之间的压差

A_1 = 外交界面

A_2 = 内交界面

A_3, A_4 = 受密封流体压力 P_3 作用的面积 (见图 5)

A_5 = 受被密封气体压力 P_2 作用的面积

$A_h = A_3 + A_4$ 受密封流体压力 P_3 作用的总面积。

A_t = 总交界面积

$K_1 = A_h / A_t$ 受密封流体压力 P_3 作用的面积与总交界面积之比

$K_2 = A_5 / A_t$ 受被密封气体压力 P_2 作用的面积与总交界面积之比。

1 引 言

近年来,密封的技术要求变得越来越复杂了。除了常规的大量生产的密封元件外,还应

研制新型密封以满足更复杂机器日益增长的需要, 这些机器往往以新的非常规有腐蚀性的石油化工产品为工作介质, 并且有时在非常规的压力, 温度和转速下工作。

不过, 总该提供能确保良好的密封能力和可靠性的机械密封。在许多应用场合主要的困难问题在于如何保证摩擦面间的适当润滑和充分带走摩擦热。此外还常常要求密封蒸气或气体, 在这种情况下经常采用双端面密封, 但它的一个明显的缺点是使密封总的尺寸增加。

此外, 应当控制和减小密封的功率消耗, 这首先是为了尽可能减小摩擦热, 在许多情况下摩擦发热是使密封损坏的主要原因; 其次从节能观点来看也应减小功率消耗。

为了解决上面简要说明的密封问题, 设计了一种新型机械密封。

2 密封结构说明

在此说明一下一种新型密封的设计原则和工作原理, 这种密封是一项专利^[1]。

这种密封的主要特点是在摩擦表面之间始终存在润滑膜, 并有一个有效的系统带走密封运转过程中由于摩擦而产生的热量。

图 1 表示了这种密封新概念的主要特点: 在两个相互摩擦的表面之间设有二环形槽(B), 背室(C)与润滑和冷却流体流经其中的前室相连通。槽(B)中流体的存在造成一个充分的润滑膜从而使密封工作良好。

在密封结构上引入了“C”室以抵消由槽内的流体压力和端面的流体静压力造成的开启反力。实际上泵送入“C”室作用于浮动动环背面的液体施加一个轴向推力 F_1 来对抗力图使两密封面开启的力 F_2 。适当选择“C”室的尺寸就可以使作用在动环上的力始终保持平衡。

这种密封的作用原理与双端面密封相似, 在双端面密封中将密封流体以适当高于被密封流体的压力泵送入一个中间腔室以造成一个屏障, 当然还会有一些泄漏。当被密封流体是有毒的和危险的化学流体时, 这种工作原理是很有用的, 有时是必须采用的。同双端面密封相比, 这种密封有两个主要优点: 总尺寸小, 紊流腔室小。必须指出, 这种密封在本质上不同于其它类似的密封方案, 特别是不同于图 2 所示的流体静压密封, 在那种密封中密封流体被送入动静环表面间的同一个环槽中, 但没有被加压, 因为不能用密封装置中其它部分的压力来平衡密封流体的压力。此外, 这种密封在结构和原理上也不同于图 3 所示的同心环密封。实际上这种密封仅有一组沿圆周方向布置的弹簧、一个作为整体元件的动环和一个摩擦表面, 尽管该表面被分成内外两半, 但密封仍然保持着单个密封的特性: 内外两摩擦表面动作必定一致, 因而它与具有不同特性的两个同心环的同心环密封的情况完全不同。在运转过程中, 压入环槽的润滑流体由于离心力而向外侧运动, 因此使外摩擦表面间润滑膜的厚度增加, 使动静环离开。尽管如此, 由于动环是一个整体, 不仅外摩擦表面有分开的趋势, 而且两个内摩擦表面也是如此。否则就会在不良的条件下运转; 这种工作状况能使功率消耗和磨损减小很多。

这种密封的另一种重要特征是能够冷却靠近摩擦表面的区域, 这是由于存在一个引入润滑冷却液的环形槽。这种液体不是处于静止状态而是通过外回路不断循环的。非常靠近摩擦表面区域的循环冷却液的存在使密封环能够维持较低的温度, 因此能够控制由温度梯度引起的变形, 从而使密封处于良好的工作状态。此外, 由于在密封面间直接引入润滑液而获得

良好润滑, 摩擦扭矩低, 摩擦发热少于传统的双端面密封, 因而密封的冷却也容易进行。

这种密封适于密封液体, 看来也非常适于密封气体或蒸汽。可以将润滑冷却液引到密封表面的中间位置, 这种液体可以是处于液态的工艺流体或者是能与工艺流体相容的别种液体, 它可以解决在气体介质中工作的机械密封所遇到的问题。

在实践上这种密封可以有許多不同的布置形式。弹簧可以布置成静止的或旋转的, 工艺流体可以处于内径也可以处处于外径处。当然, 几何尺寸应当有所不同以使轴向力保持平衡, 从而维持适当的水力载荷并减小机械应力。

3 密封试验

目前对这种密封正在进行试验研究。本报告给出的结果是初步的, 将来还会进一步修正。研究工作现仍处于参数的最佳化阶段, 其中包括水力载荷, 弹簧力, 摩擦端面的几何尺寸和环形槽的尺寸等。前述四种主要布置方式正在进行试验以确定和比较密封特性, 尽管初步试验表明当施加于密封的水力载荷相同时安装方式对性能没有引起任何明显的差别。试验在一个试验台上进行, 其主要特点是: 能连续地改变转速; 能改变密封与被密封流体的压力、温度、流量; 能改变被密封介质与密封介质的种类; 能精确地测量密封的功率消耗并能根据适当的运转时间确定平均漏量。

我们不准备全面地叙述试验台[全面的叙述见参考文献 2], 在此仅说明几个主要方面: 其内装有悬臂轴的密封壳体装在球轴承上面可以摆动, 但当它转动时被一个测力传感器抵住, 因此传感器可以测量由密封中的摩擦扭矩引起的反作用扭矩。该系统通过在一个标尺上加已知重荷的方法可以很容易地在运转状态下进行标定。

转速用一个磁性探测器测量, 泄漏率根据给定的时间内在带标尺的容器中收集到的泄漏流体的数量来测量。所有测量数据(反作用扭矩, 转速, 被密封与密封流体的温度和压力, 密封流体的流量等, 都进行记录然后由计算机加以处理。

下列结果是针对按图 4 布置的特定密封给出的, 它是作为密封气体介质的双端面密封进行试验的。摩擦端面中的静环材料为石墨, 动环为斯太利特合金。被密封流体处于密封内径处, 外径处是压力为大气压的空气。

下面根据密封外侧压力 P_1 , 内侧压力 P_2 和泵送入摩擦表面间环形槽内的润滑和冷却流体的压力 P_3 来说明不同的试验条件。

在图 5 中画出了浮动的静环和作用到它上面的明显的开启力和闭合力。在图 6 中表示了当假设磨擦面间的润滑膜的压降是呈线性规律时作用在该环上的总闭合力。该力可以用下列方程计算:

$$F = \left(A_h - \frac{1}{2} A_s \right) \Delta P + \left[\frac{1}{2} A_1 - A_s (1 - K_1 - K_2) \right] P_2 + \left(\frac{1}{2} A_1 - A_s \right) P_1$$

试验的目的是验证不同润滑流体压力 P_3 和不同被密封流体压力 P_2 下的密封特性, 润滑流体是恩氏粘度为 6° 的油, 试验用的被密封流体是压力在 1—4 巴范围内变化的压缩空气。在所有试验中润滑流体的压力是变化的以保证压差 ΔP 可以在 2—6 巴的范围内变动; 转速的变化阶梯是 1000 转/分, 最高转速可达 6000 转/分。

4 密封的功率消耗

密封的摩擦扭矩示于图7—图10。

在图7中压力 $P_2=1$ 巴，摩擦扭矩随转速的增加而减小，最后逐渐接近于一条渐近线。压力 P_3 的增加使摩擦扭矩加大，这是因为净闭合力加大了的缘故。

这种密封的摩擦扭矩低——差不多为相同直径的传统双端面密封的一半——证明在摩擦面间存在良好的润滑。

在图8中气体压力 $P_2=2$ 巴，气体有挤入磨擦表面间的趋势，改变了密封的状态。摩擦扭矩的平缓增加——特别是在高的转速和压力下——是由于润滑膜有所改变。

在图9中气体压力 $P_2=3$ 巴，在图8中稍微显露出来的现象看得更明显了。

在高速下，润滑液压力降低时摩擦扭矩大大增加，而润滑液压力高 ($P_3=7-9$ 巴) 时摩擦扭矩低。这种特性是由于加压气体力图破坏摩擦表面间的润滑膜，在某种情况下它力图将油取而代之，因而使摩擦系数增大，该图表明最好的条件是在压差 ΔP 等于4巴的时候。由于更高的压差使密封的净闭合力加大，会引起不必要的负作用。

对于图10中气体压力为4巴的情况可以作出同样的评述。在高转速下有必要提高润滑膜的厚度，以避免油膜被破坏或者部分地被两相膜或气体膜所代替。在该图所示情况下可以推荐一个最佳润滑液压力。当油压从6巴增加到8巴时效果最好，如果油压从8巴再增加到10巴，则会使密封的运转情况变坏，这是由于水力载荷太大了。

对图7—图10的综合分析表明，转速和横越摩擦面的压差对密封特性有很大的影响。为了更清楚地了解密封性能，在图11—图13中表示了气压和油压不同但密封与被密封流体间的压差相同时的摩擦扭矩。

综观上述数图首先可以看出，在低转速 (≤ 3000 转/分) 下密封特性大体相同，而在高转速下压力的影响相当明显。

从图11可以看出，当密封加压气体时，取压差 $\Delta P=2$ 巴对于保证良好的密封特性是不够的，并且当气体压力 P_2 增高时这一缺陷变得越来越明显。

对图12的分析表明， $\Delta P=4$ 巴对于在各种转速下保证有良好的密封特性是正确的，特别是在较高的气体压力下。对图13的分析表明，取 $\Delta P=6$ 巴也是可以的，但比较图12和图13可以看出 $\Delta P=6$ 巴时功率消耗比 $\Delta P=4$ 巴时高。

没有将图12和图13中的曲线按照初步理论分析所要求的那样加以重迭，这是因为密封几何尺寸上的差别不能忽略。

可以改变工作条件 (密封与被密封流体的压力) 来保证横越内磨擦面的压差相同，但是显然外磨擦面的工作条件是随内磨擦表面工作条件的变化而逐步变化的。在这一点上这种密封是与双端面密封一样的，因此所应考虑的问题也与之相似。

这三张图表明，最佳密封压差 ΔP 的研究应当依据被密封气体的压力和轴的转速分别进行。

为了更清楚地理解这个问题，在图14—图16中表示了三种不同转速下摩擦扭矩与压差的关系。图14表明，在低转速下无论被密封气体的压力高低，压差 ΔP 对密封功率消耗的影响

都是比较平缓的。在图 15 和图 16 中的高转速下,可以看出,对于低的气体压力,低的压差 ΔP 不仅足够而且是可取的;而对于高的气体压力,最佳 ΔP 值为:在 3000 转/分下 $\Delta P=2$ 巴,在 6000 转/分下 $\Delta P=4$ 巴。

5 密封泄漏

在试验过程中也进行了漏量测量。首先应指出,没有记录到向内测即通过内密封表面向加压气体侧的泄漏。

看来,密封的布置对于密封环内侧的密封能力有决定性的影响。

因此,图 17—图 20 中给出的测量结果仅仅表示通过外摩擦表面向大气侧的泄漏。对这几个图的分析说明,泄漏受轴的转速、被密封流体的压力以及密封与被密封流体间的压差这几个因素的综合影响。无论在低速还是在高速下,加到密封上的压差 ΔP 对泄漏的影响与它对功率消耗的影响是一致的。在低的被密封压力下 ΔP 的增加引起泄漏的增加。当气体压力 P_2 增加时, ΔP 的增加首先产生一个有利的影响(使扭矩减小)随之就产生一个不利的影响(使功率消耗增加),因为对于功率消耗存在一个最佳 ΔP 。这个最佳值是气体压力和转速的函数。

据据泄漏确定最佳 ΔP 并将其与根据功率消耗所确定的最佳 ΔP 加以比较是十分重要的。最好的密封设计自然要求选择一个统一的最佳 ΔP 值使之能够满足两方面的要求。作为一个例子,在图 21 中绘出了在给定转速下的流量与 ΔP 之间的关系曲线,不难看出所有决定密封特性的参量间的交互作用。

图 16 和图 21 表明,对于任何给定的工作条件都可以找到一个同时满足功率消耗和泄漏要求的适当 ΔP 值。

图 4 所示的密封在静止状态下也具有很好的特性。对它的结构进行了研究,从而使它在静止状态下当润滑流体没有被外部的泵加压而气体仍然处于加压状态时也能保证满意的密封。

试验表明,在静止状态下被密封流体的漏量小于 2×10^{-10} 公斤/秒。

为了得到良好的密封性能,摩擦面应很好地磨光。在图 22 中可以看到动环研磨后的表面平直度形貌图,而在图 23 中表示了经过许多小时运转之后的平直度形貌图。对图 22 的分析表明,加工平直度的误差小于 0.5 微米;图 23 表示了摩擦表面的磨痕,它表明经过运转之后平直度没有明显的变化。此外还进行了粗糙度的检查,结果表明经过运转后摩擦面的粗糙度没有增加,这证明摩擦表面得到了良好的润滑。

6 结 论

这种新型密封看来可以满意地解决许多密封问题。其设计准则灵活,因此可以适用于许多不同的密封工况。这种密封作为气体或蒸汽密封具有双端面密封的优点,并具有较小的总的结构尺寸和良好的工作特性。初步试验表明这种密封具有以下特点:

1. 在静止状态具有很好的密封效果;
2. 具有低而稳定的功率消耗,这意味着端面润滑良好,摩擦发热低,相应地密封寿命

长,

3. 密封流体与被密封气体之间没有通过内侧摩擦面的相互泄漏;
4. 密封流体通过外侧摩擦面向大气的泄漏低, 泄漏随转速的增加而增加;
5. 存在一个使功率消耗为最小值的最佳密封压差, 它是被密封气体压力的函数;
6. 存在一个使密封流体向大气侧的泄漏为最小值的最佳压差, 它是被密封气体压力的函数;

7. 上述这两种密封压差具有相同的变化趋势, 这使我们最终容易选择一个合适的 ΔP 值以使密封运转良好。

很明显, 为了更加透彻地了解这种密封的特性需要进行更多的试验, 这种密封现仍处于最佳化研究阶段。然而, 到目前为止已经进行的试验和应用预示这种新型密封将来必定会得到发展。

参 考 文 献

- [1] Italian Patent n° 22242 A/78
- [2] Bollina E., Colombo D.A.: "Gli assorbimenti di coppia nelle tenute meccaniche"-Atti del XXXIV Congresso Nazionale ATI, Palermo, 8-12 ottobre 1979 —vol. II°, Macchine a fluido, pp. 101-119 (in Italiano).

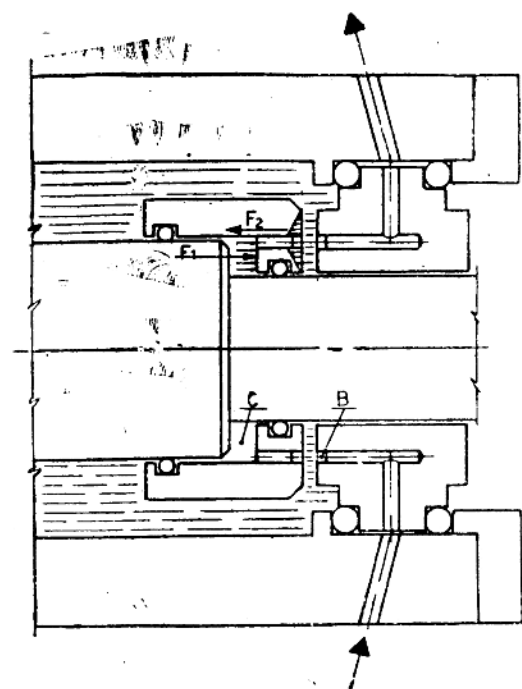


图 1. 密封示意图

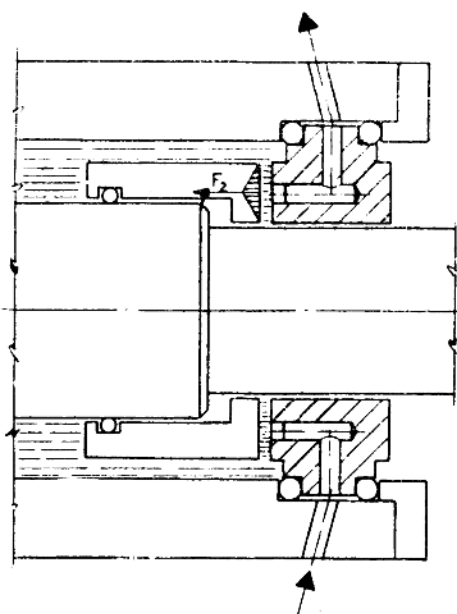


Fig.2 - Scheme of hydrostatic seal

图 2. 静压密封示意图

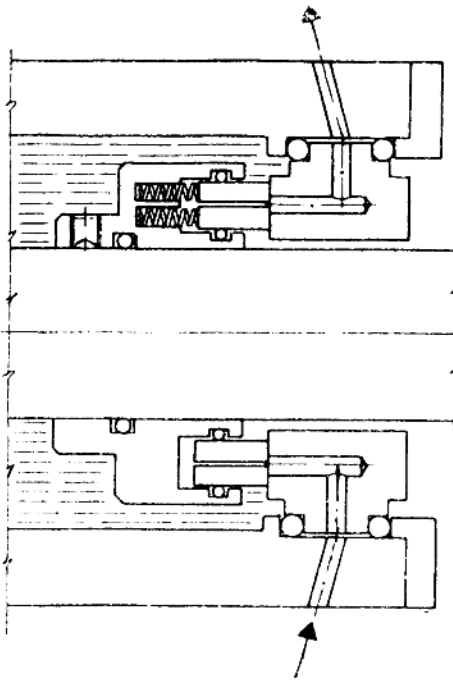


图 3. 同心密封示意图

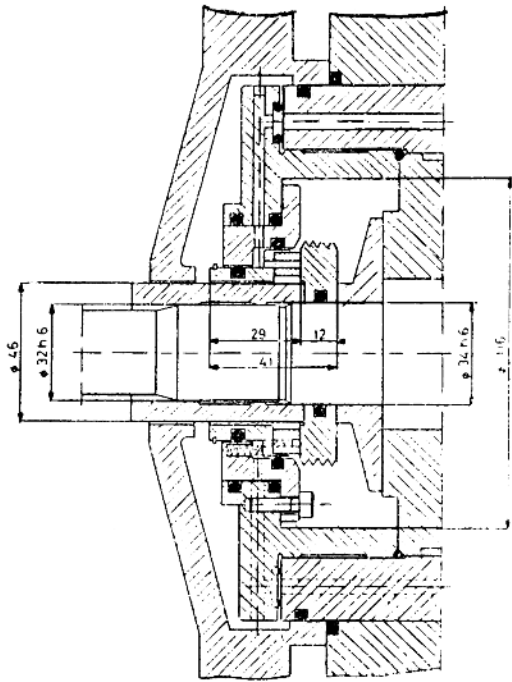


图 4. 试验密封的结构

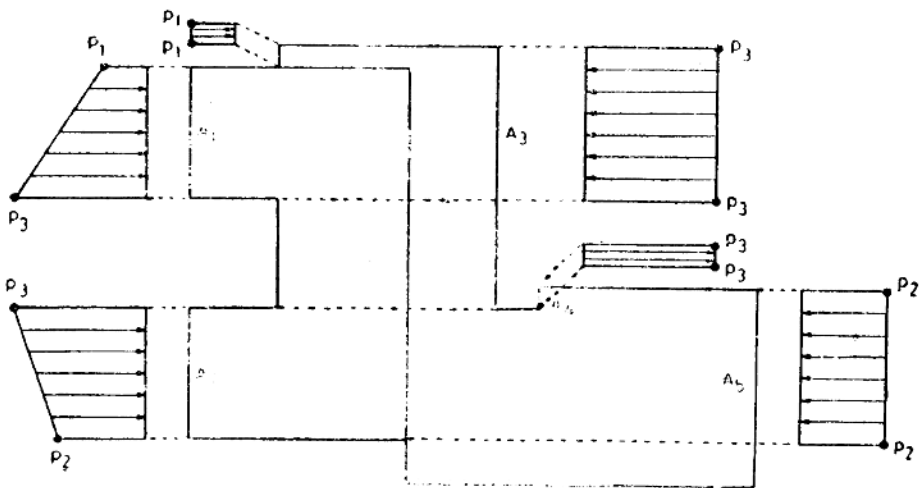


图 5. 作用在密封浮动环上的力

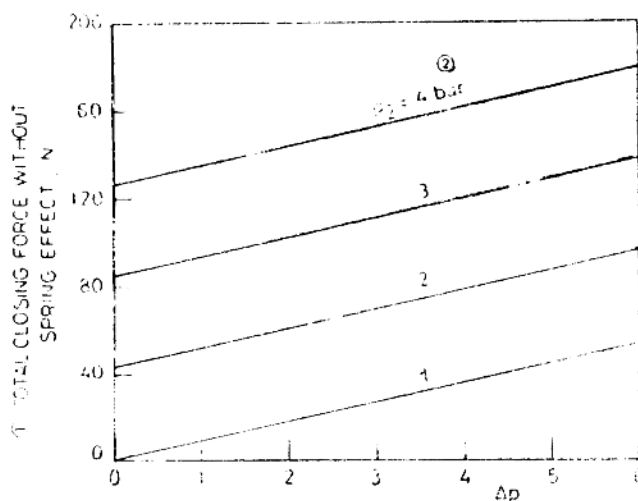


图6. 作用在密封上的总闭合力

① 不计弹簧作用的总闭合力 牛顿 ② 巴

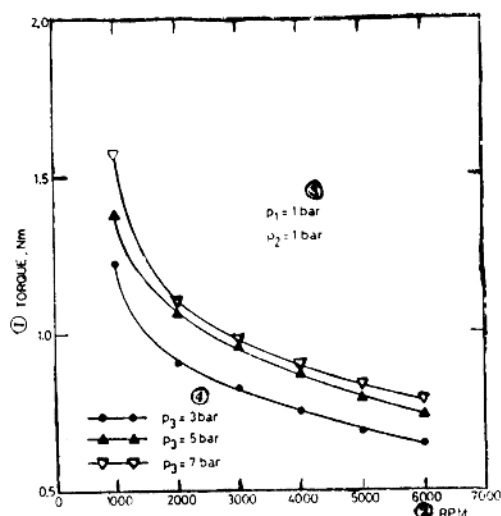


Fig 7 - Seal torque consumption for sealed gas pressure $p_2 = 1$ bar

图7. 当被密封气体的压力 $P_2 = 1$ 巴时密封的摩擦扭矩

① 扭矩, 牛顿·米 ② 转速 转/分 ③ 巴 ④ 巴

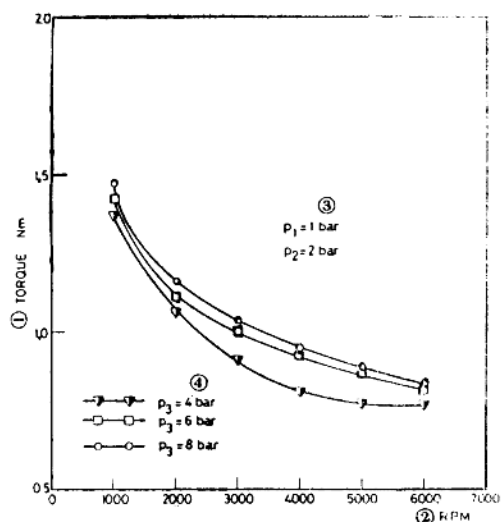


Fig. 8 - Seal torque consumption for sealed gas pressure $p_2 = 2 \text{ bar}$

图 8. 当被密封气体的压力 $P_2 = 2$ 巴时密封的摩擦扭矩
 ①扭矩, 牛顿·米 ②转速 转/分 ③巴 ④巴

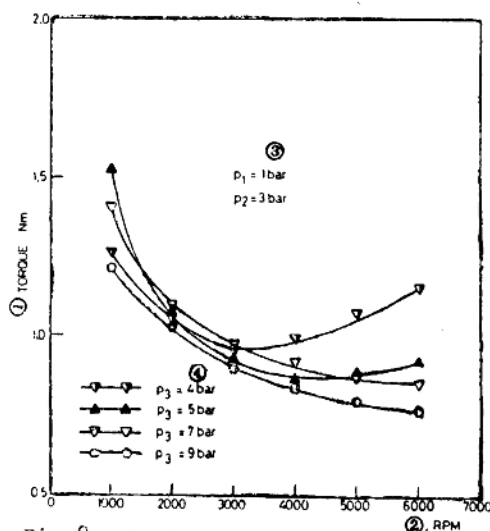


Fig. 9 - Seal torque consumption for sealed gas pressure $p_2 = 3 \text{ bar}$

图 9. 当被密封气体的压力 $P_2 = 3$ 巴时密封的摩擦扭矩
 ①扭矩 牛顿·米 ②转速 转/分 ③巴 ④巴

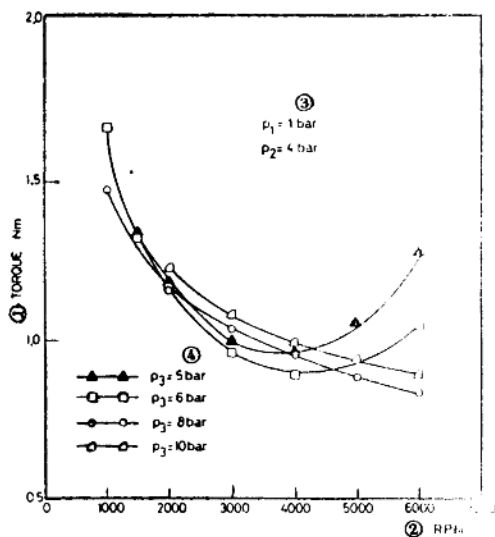


Fig.10- Seal torque consumption for sealed gas pressure $p_2 = 4$ bar

图 10, 当被密封气体的压力 $P_2 = 4$ 巴时密封的摩擦扭矩
①扭矩 牛顿·米 ②转速 转/分 ③巴 ④巴

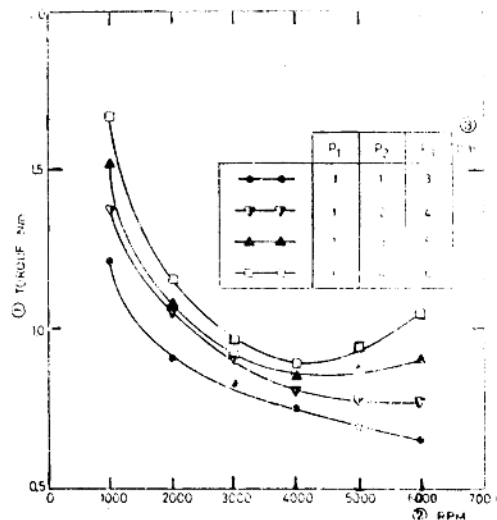


图 11, 在恒定压差 $\Delta P = 2$ 巴下密封的摩擦扭矩
①扭矩 牛顿·米 ②转速 转/分 ③巴 ④巴

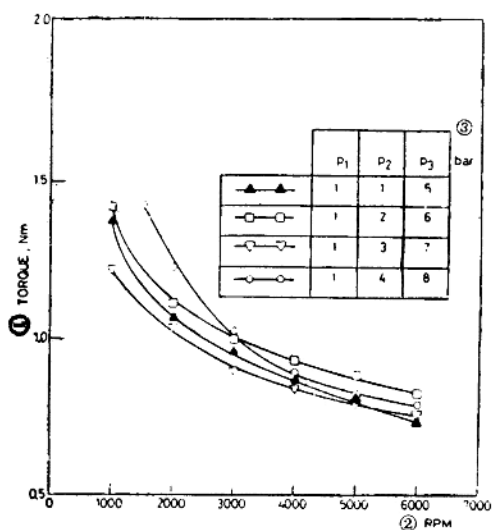


图 12, 在恒定压差 $\Delta P = 4$ 巴下密封的摩擦扭矩
①扭矩 牛顿·米 ②转速 转/分 ③巴 ④巴

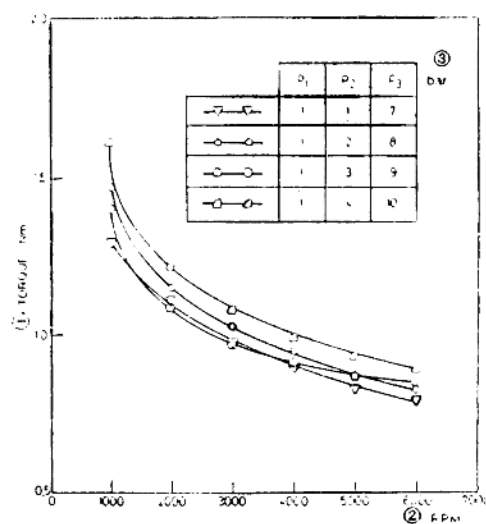


图 13, 在恒定压差 $\Delta P = 6$ 巴下密封的摩擦扭矩
①扭矩 牛顿·米 ②转速 转/分 ③巴 ④巴

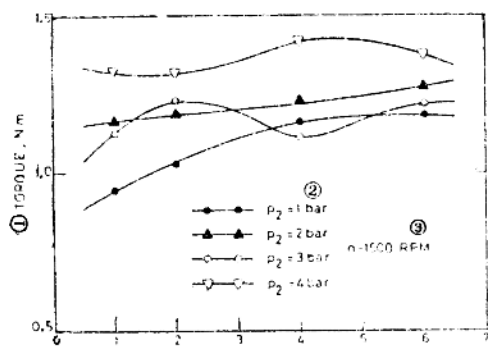


图 14. 在 1500 转/分的恒定转速下密封的摩擦扭矩
①扭矩 牛顿·米 ②巴 ③转/分

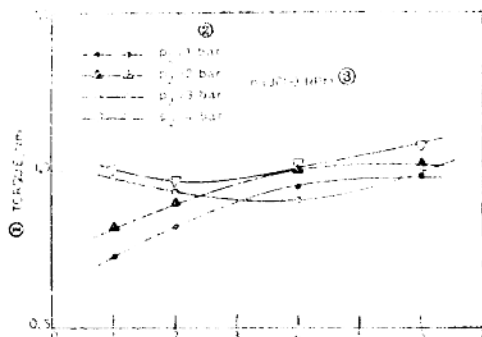


图 15. 在 3000 转/分的恒定转速下密封的摩擦扭矩
①扭矩 牛顿·米 ②巴 ③转/分

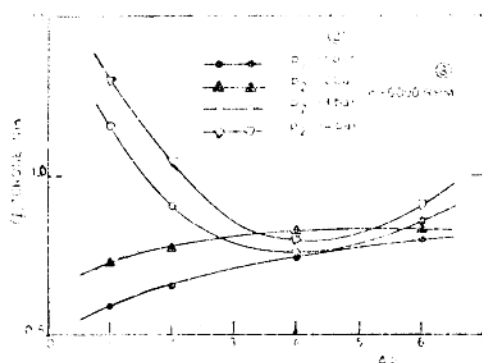


图 16. 在 6000 转/分的恒定转速下密封的摩擦扭矩
①扭矩 牛顿·米 ②巴 ③转/分

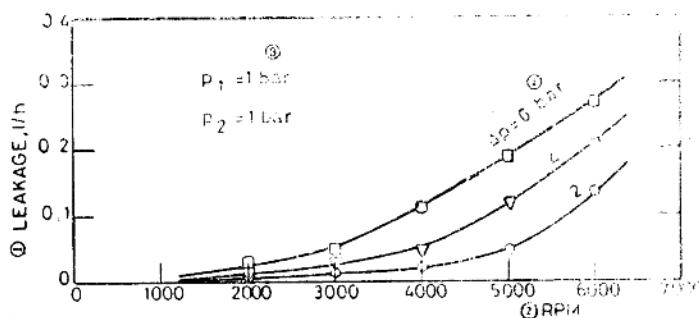


图 17. 当被密封气体的压力 $P_2 = 1$ 巴时密封的漏量
①漏量 升/小时 ②转速 转/分 ③巴 ④巴