

船用内燃机

设计和强度计算

〔苏联〕B.A.万谢特 编著

中国工业出版社

船用內燃机

設計和强度計算

〔苏联〕B.A.万謝特 編著

戴宝鑫 廖友湖 甘兰石 譯

許国权 呂文涵

甘 兰 石 校

經苏联高等教育部綜合工业和
机械制造学院总管理局批准作
为船舶制造学院和科系教科书

中国工业出版社

本书对船用內燃机主要零、部件的結構和强度計算問題，及其各系統的設計和計算問題作了闡述。

此外，还論述了典型发动机的結構、制造材料、特性、計算以及其使用时各部件和各系統工作条件等。

本书可供高等院校船用內燃机有关专业学生参考，也可作为船用內燃机制造的科学研究人員、工程技术人员参考之用。

В. А. Ваншейдт
**СУДОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
КОНСТРУИРОВАНИЕ И
РАСЧЕТЫ ПРОЧНОСТИ**
СУДПРОМГИЗ Ленинград 1957

船用內燃机

設計和强度計算

戴宝鑫 廖友湖 甘兰石 譯
許国权 吕文涵

甘 兰 石 校

第八机械工业部图书杂志編輯部图书編輯室編輯(北京德胜門外北沙滩)

中国工业出版社出版(北京修麟阁路西10号)

北京市书刊出版业营业许可证出字第110号

中国工业出版社第一印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

开本 $850 \times 1168^{1/32}$ ·印张18·插頁5·字数426,000

1965年11月北京第一版·1965年11月北京第一次印刷

印数0001—1,400·定价(科五)2.80元

統一书号: 15165·3967(八机-82)

譯 者 序

本书比較系統地敘述了已被广泛用作船舶动力装置的压燃式船用发动机的設計方法。书中逐章闡明发动机主要部件（曲軸、連杆、十字头机构、活塞、机体和配气机构）的設計和强度計算問題以及发动机主要系統（燃油、潤滑、冷却、扫气、增压、調速、起动和控制系统）的設計和計算問題。

論述的材料包括有典型机器的結構介紹；制造材料的特性、計算、实例；使用时各部件和各系統的工作条件等等。

与1941年版（船用发动机——柴油机的設計和試驗）相比，本书已作了較重大的修改，在发动机結構和計算方面作者引用了苏联和其他国家最新資料进行全面补充。例如在第十章中詳細闡明了最新型式的废气渦輪增压器設計的主要問題，介紹了在船用发动机上广泛采用增压技术的經驗；又如在第十一章中介紹了船用发动机上所采用的最新型式調速器，使船用发动机在不同条件下确保正常運轉。

譯者认为本书有一定实用价值，因而予以翻譯出版。由于譯、校者水平所限，錯誤在所难免，尙希讀者不吝指正。

譯 者

1964.12.

目 录

译者序

第一章 船用发动机设计的基础	1
1.基本要求	1
2.主要参数	3
3.结构形式	13
4.设计的原则	23
5.技术使用指标	27
参考文献	36
第二章 曲轴	37
1.结构及结构关系	37
2.制造曲轴的材料	67
3.船舶检验协会条例	73
4.曲轴的强度计算	75
参考文献	96
第三章 连杆与十字头机构	97
1.结构及结构关系	97
2.制造连杆组的材料	113
3.连杆及十字头机构的强度计算	120
参考文献	139
第四章 活塞组	140
1.工作条件和制造材料	140
2.活塞的结构和结构关系	145
3.活塞及其零件的计算	165
参考文献	185
第五章 发动机机体	186
1.气缸, 缸套, 曲轴箱	186
2.气缸套和曲轴箱的计算	208
3.机座底架和轴承	220

VI

4. 气缸盖 (缸头)	237
参考文献	252
第六章 配气机构	253
1. 进气門与排气門	253
2. 气門传动机构	263
3. 凸輪盘的外形	271
4. 凸輪及气門传动机构的形状及运动	282
5. 气門传动机构上的作用力	298
6. 配气机构主要零件强度的計算	307
7. 无气門配气	316
参考文献	322
第七章 燃油供給系統	323
1. 輸油泵	323
2. 噴油器	340
3. 噴油泵与噴油器的主要尺寸	348
4. 噴油泵与噴油器的特性	355
5. 噴油泵凸輪盘外形的选择	360
6. 燃油供給系統的計算	364
参考文献	371
第八章 潤滑系統	372
1. 潤滑油及其性能	372
2. 滑动軸承的計算	382
3. 潤滑系統	400
参考文献	424
第九章 冷却系統	426
1. 船用发动机的冷却系統	426
2. 現有冷却系統的实例	427
3. 水泵和冷却器	430
第十章 扫气及增压装置	437
1. 轉子-叶片式增压器	437
2. 螺旋形容积式增压器	452
3. 二冲程发动机的活塞式和离心式扫气泵	455
4. 废气渦輪增压器; 結構及材料	464

5. 废气涡轮增压器主要参数的确定	475
参考文献	493
第十一章 发动机的调节	494
1. 调速器的主要型式、功用及其原理图	494
2. 离心式调速器的静力学	500
3. 调速器的技术特性及对其的要求	509
4. 现有结构的实例	517
5. 直接作用式调速器的计算	523
参考文献	539
第十二章 发动机的起动, 操纵及换向	540
1. 发动机的起动; 起动装置; 起动阀的计算	540
2. 操纵台换向装置	552
3. 发动机起动的动力学	558
本书各章所用的总参考文献	565
附录 1	插頁
附录 2	插頁

第一章 船用发动机設計的基础

1. 基 本 要 求

对于船用发动机提出的結構和使用特征的技术要求是：

1. 工作可靠性，即发动机在所有的使用工况下，不間断或者不强迫停車的長時間工作能力，而工作持續時間則决定于船舶的型式和用途。

2. 保証获得高的技术使用指标的現代化結構，并尽可能地合理、簡單。

3. 高的經濟性，即無論在額定負荷下或者在部分負荷下，工作时都具有低的燃油耗油率和潤滑油耗量。

4. 长的使用寿命（所謂“发动机寿命”），即到大修时的期限尽可能地长，而持續期限是由发动机的高速程度和强化程度来决定。

5. 無論是发动机本身的外形尺寸，或者是它工作所必須的輔助机构的外形尺寸都要尽可能地小；这个要求对于高速，輕型以及强化的发动机特別重要。

6. 在必須滿足工作可靠性和耐久性方面要求的情况下，发动机及其輔助机构的比重量要尽可能地小。

7. 当曲軸在任何位置时，发动机从“热”和“冷”状态都能无阻碍地起动。并且消耗外部能源（壓縮空气，电动机）能量最小。

8. 在操纵台上能将发动机的轉速和負荷（換言之，即船的行驶速度）按規定的螺旋桨或其他特性，在較寬的范围内变更。

9. “前进”时，当轉速不小于額定30%的情况下，以及“后退”时，当功率不小于額定功率85%的情况下，要保証发动机工

作稳定。

10. 好的机动性，即保证多次短促連續逆轉（沒有充滿起動瓶时不少于12次）的能力，其每次延續時間不大于12秒。

11. 全部操纵机构之間应有連鎖裝置，而在必要时与机艙传令钟連接，这样有可能在不正确運轉时进行报警。

12. 为了防止产生船体感觉到的振动，应尽可能地完全平衡由于旋轉和往复运动质量所产生的慣性力和慣性力矩。

13. 当发动机在額定轉速时，保证旋轉的不均匀度不大于 $\frac{1}{30}$
 $\sim \frac{1}{40}$ 。

14. 在发动机正常的工况下不应有不許可的临界轉速区域。

15. 具有灵敏的調速器，能自动地控制发动机在所規定的轉速和負荷上運轉。此外，在极端情况下，当灵敏調速器不能工作时，它能切断燃油泵（当发动机的功率大于500有效馬力时最希望这样）。帶动螺旋桨的发动机的調速器不允許轉速超过額定轉速的12%。

16. 保证尽可能小的噪音，在距离发动机及其机組以及进气和排气系統一米处的噪音应不超过90~100分貝。

17. 保证发动机最主要零件，如缸盖、活塞、軸承等很方便的装拆，以及检查和修理这些零件的方便性（除了具有机組修理的高速型发动机）。

18. 在发动机工作的所有使用条件下，例如在船舶摆动时，应能絕對安全工作。并遵守为发动机所規定的劳动保护条例（安全裝置，栏杆）。

19. 为了便于操作和减少操作人員，发动机的操纵和控制要尽可能地完全自动化。

20. 低速发动机应有可能在不同品种的重油情况下工作，（包括要求預热的油渣燃油IT2和IT3）。

21. 具有盘車裝置，为了在起動前检查时用手或者用电动机旋

轉曲軸（低速发动机）。

22. 保証发动机某些部件和零件結構的工艺性；并考虑所确定的生产批量以及制造工厂的装备情况。

23. 采用无缺陷的并且便宜的制造材料。

24. 发动机本身和它工作所必須的其他机构的制造成本要尽可能地低。

25. 無論在发动机的結構方面，或是在其材料质量和制造方面都要遵守国家規定的条例。

对于主机和与直流发电机或交流发电机連接的輔机（柴油机—电力装置，輔助柴油机—发电机）还提出一系列补充要求；其中最主要的是：

1. 旋轉不均匀度对于直流发电机必須保証在 $\frac{1}{100} \sim \frac{1}{150}$ 范围内；对于交流发电机应在 $\frac{1}{150} \sim \frac{1}{250}$ 范围内。

2. 具有灵敏的調速器，其特性应保証在发动机負荷和轉速改变的情况下能工作稳定，以及使几个机組有可能并車工作。

2. 主 要 参 数

功率系列、发动机的相似性

在設計新发动机时最好是使发动机成为功率系列中的一个。功率系列的目的是在发动机制造領域中确定設計和生产工作的有计划发展。遵守功率系列，可以用最少型号尺寸的发动机来满足国民經济所要求的全部功率范围，从而簡化了发动机的生产，并降低了它們的价格。

国外有些公司以功率系列作为发动机典型系列，就是一个代表性的例子，它們具有大致相同的結構和外部形状，并且能满足某些等級（例如低速船用、十字头式等）发动机的功率范围。

固定式、船用和机車用发动机新的 ГООТ 草案規定了三組功

率系列，它們用22种型号尺寸的发动机来满足5到9000有效馬力机組功率范围。

第一組二冲程低速发动机的系列 (c_m 到 6.5 米/秒)，用六种型号可满足单缸功率从 25~900 有效馬力，其轉速从 750~115 轉/分，而整机功率当缸数从 1 到 10 时为 25~9000 有效馬力。

第二組四冲程低速发动机的系列 №7-13，用七种型号满足单缸功率从 5~250 有效馬力，其轉速从 1500~250 轉/分，而整机功率当缸数从 1 到 8 时为 5~2000 有效馬力。

第三組二冲程和四冲程高速发动机的系列 №14-22 (c_m 大于 6.5 米/秒)，用九种型号满足单缸功率从 5~250 有效馬力，其轉速从 3000~750 轉/分，而整机功率当缸数从 1 到 16 时为 5~4000 有效馬力。

进一步提高功率可借助提高轉速和进行增压来实现。

功率系列給发动机系列結構部件的标准化和大量生产創造了广泛的基础，象燃油泵，噴油器，調速器，机油泵和濾清器，管道附件配件等等。

在設計单缸功率不同、而主要尺寸 (D 和 S) 也不相同的同类型发动机时，可力求在結構形式、几何尺寸和工作过程方面采用相似性原則。

在几何相似的发动机中，各系統，結構部件和某些零件的主要尺寸應該互相成比例。在拟定某些零件的結構关系时，一般地是取工作气缸的直径 D 作为原始的結構参数。因此，几何相似的发动机的特点是与工作气缸直径 D 的比例相同：活塞行程 (S/D)；气缸間的距离 (a/D)；連杆的长度 ($L/R \approx kL/D$)；曲軸軸頸的直径 (d/D)；活塞銷的直径 (d_n/D)；工作气閥的直径 ($d_{\kappa, \lambda}/D$)；气口的高度 ($h = kS \approx kD$)——在二冲程发动机中。

除了几何相似性外，相似的发动机應該用同样的材料制造，并且應該具有相同的高速程度、相同的机械应力和热应力，这些，可在活塞平均速度和工作循环示功图相同的情况下获得。

活塞平均速度

$$c_m = \frac{Sn}{30} \text{ 米/秒,}$$

众所周知, c_m 是表征发动机的高速性和动力强度的主要参数⁽¹⁾。发动机零件上由于惯性力作用而产生的机械应力和相对变形与 c_m^2 成比例。表征发动机强化程度的 $c_m \cdot p_e$ 乘积也与 c_m 成比例。在乘积 $c_m \cdot p_e$ 同一数值的情况下, 活塞组的热应力随气缸直径的增大而增长。扫气-排气系统参数的强度与扫气值有关

$$Dn = D \frac{30 c_m}{S} \approx k c_m,$$

它与活塞平均速度 c_m 成比例。

示功图恒等表征了气缸内由气体压力而产生的按曲轴转角计的力相同, 工作循环的最大压力 p_z 和平均压力 p_i 也相同。

因此, 在具有相同 c_m 和示功图的几何相似的发动机中下列数值也是相同的⁽¹⁾:

- 1) 零件中由于气体和惯性力作用而产生的应力;
- 2) 轴承上的比负荷 k_{max} 和 k_{cp} ;
- 3) 配气机构中的气体速度 w ;
- 4) 机械阻力所做的功和机械效率;
- 5) 热损失和温度应力。

除此之外, 在相似的发动机中:

- a) 有效功率与 D^2 成比例;
- b) 公升功率与 $1/D$ 成比例;
- c) 发动机的绝对重量与 D^3 成比例;
- v) 比重量与 D 成比例;
- d) 相对的冷却表面与 $1/D$ 成比例。

在实践中对于同类型发动机而言, 这种相似性理论的结论采用得较少, 主要是对于气缸尺寸很少差别的两个发动机 (不大于 50%)。其主要原因如下:

- 1) 在设计某一系列中的新型号时, 为了改善发动机和提高它的参数, 结构上将有一系列的改变;

2) 在所設計的发动机中, 保持物理和热过程的相似是十分困难的, 并一般是不能实现的, 因为設計師总是力求改善发动机的工作过程;

3) 作为 D 函数的鑄造壁的厚度, 在小尺寸的发动机中总是相对做得比較大些;

4) 在小尺寸的发动机中, 某些結構的部件和紧固零件的相对尺寸, 由于結構和安装的关系, 一般也是做得較大些。

发动机的功率和轉速

在設計船舶的时候就应确定, 船用主机所需的机組功率和轉速, 并向制造工厂提出。在額定轉速和給定的外界环境 (进气和排气) 技术参数的情况下, 发动机的額定功率是指全部的有效功率, 它是在曲軸連接法兰上測得的并得到制造工厂的保証。在沒有給出外界环境的情况下, 額定功率是指标准的大气条件 (溫度是 15°C 和压力为 760 毫米水銀柱高); 对于不增压发动机, 功率換算到标准条件可以按下列公式

$$N_e = N'_e \frac{760}{B} \frac{530 + t_0}{545},$$

其中 N'_e —— 发动机試驗时所得到的功率;

t_0 —— 外界环境的溫度 $^{\circ}\text{C}$;

B —— 大气压力, 毫米水銀柱高。

船用发动机机組的功率范围很广, 在現有的发动机中随着船舶用途不同, 功率可从 3 一直到 22500 有效馬力。

技术条件規定了部分功率值 (和轉速)。初步假定近似地取与螺旋桨直接連接的发动机部分功率与轉速立方成比例, 并且认为, 轉速与船舶的行駛速度 v 成正比, 即

$$\frac{v_{HOM}}{v_{BC}} = \frac{n_{HOM}}{n_{BC}}, \quad \frac{N_{HOM}}{N_{BC}} = \left(\frac{n_{HOM}}{n_{BC}} \right)^3.$$

发动机某一型号的机組功率 N_e , 其有效馬力, 可以按不同的公式計算 (參看第 12 頁)。

$N_e = k_1 n p_e$ 有效馬力或者 $N_e = k_2 c_m p_e$ 有效馬力

其中常数 k_1 和 k_2 与发动机的冲程数、缸数和主要尺寸有关。

正如已經叙述过的，除了机組功率以外，船舶制造业还提出了螺旋桨最适宜的轉速，它能保証得到最大的效率。因此，在与螺旋桨直接連接的情况下，螺旋桨的轉速决定了主机的轉速。

装在海輪上的大功率船用发动机制成十字头式的，并且具有适度的轉速 100~250 轉/分。

装在海运和河运船舶上的中等功率船用发动机做成筒式的，其轉速为 250~600 轉/分（或更高）。

在专门用途的船舶上——潜水艇，魚雷艇，扫雷艇，捕魚潜水艇等——采用具有轉速 300 到 1000 轉/分（或更高）的各种功率的发动机。輔助和工程船队的船用主机具有最广泛的功率和轉速范围。

經過减速传动（或者电力驱动）的发动机轉速已經不同于推进軸的轉速了，发动机轉速可以选择得高些，从而有可能采用比較輕的和結構紧凑的发动机。

传动直流或者交流电动机的輔机由电力工业提出，其轉速等于 300 到 1500 轉/分。具有頻率为 50 赫芝的交流发电机-柴油机的轉速为：

成对极数	12	10	8	6	5	4	3	2	1
轉速(轉/分)	250	300	375	500	600	750	1000	1500	3000

发动机轉速的絕對值應該只把它当作与单缸功率 N_{e_u} 或者与缸径 D 的相互关系来研究。

实际上

$$n = \frac{30c_m}{S} \text{ 轉/分}$$

如果取活塞的平均速度 c_m 和比值 $S/D = \nu$ 等于常数，則

$$n = \frac{k}{D},$$

即轉速与缸径成反比。

例如，当 $c_m = 5$ 米/秒和 $\nu = 1.5$ 时可得：

缸 径 D (毫米)	100	250	500	750
轉 速 n (轉/分)	1000	400	200	133

力求减小发动机的重量和外形尺寸迫使工厂用减少 D ，降低比值 S/D 和提高 c_m 的方法来进一步提高轉速（尤其在高速发动机中）。提高轉速的主要障碍是：发动机的寿命縮短及其噪音程度增加。

活塞平均速度

活塞平均速度

$$c_m = \frac{Sn}{30} \text{ 米/秒}$$

它是发动机最主要的参数之一，并且决定了发动机的高速程度和耐久性（除了轉速之外）；所以在很大程度上根据 c_m 可以判断发动机的型式和用途。

按活塞平均速度，現代船用发动机大致可以分为三組：

低速	$4 < c_m < 6$ 米/秒
中速	$6 < c_m < 9$ 米/秒
高速	$9 < c_m < 13$ 米/秒

属于第一組的船用主机，它与螺旋桨直接联接并且是用于装在民用船舶上。低的活塞速度引起了发动机的外形尺寸和重量的增加，但是保证了装置具有較高的可靠性、耐久性和經濟性。

具有中間传动的螺旋桨（齿輪，电力或其他）的船用主机和輔机（柴油机-发电机），以及直接传动螺旋桨的主机（專門用途的船舶）主要是属于第二組。

專門用途的发动机属于第三組，它直接或者經過传动机构与螺旋桨連接。

为了减少外形尺寸和重量，采用提高 c_m 会导致动力负荷和热负荷相应地增高，因此降低了发动机工作的耐久性。大致保持原来的耐久性（在提高 c_m 的情况下）可以用提高所采用材料的质量和耐磨性，提高加工精度以及润滑油的质量来达到。

除了所指的因素外，提高 c_m 还受下列因素限制：

a) 在工作气缸中，实现高质量充气交换过程困难；b) 增加了发动机的噪音程度。

平均有效压力

平均有效压力

$$p_e = p_i \eta_m \text{ 公斤/厘米}^2$$

它可以从工作循环的 p_i 值和所选择的机械效率 η_m 来决定，或者从设计上现有相类似的和考验过的发动机的试验数据直接来估计。

整个来说， p_e 值表征了工作过程的完善程度（在不增压的发动机中），因而也表征了发动机结构的完善程度。

可以用提高充气系数、改善燃烧过程、降低机械损失、改善扫气和排气（在二冲程发动机中）的方法来提高平均有效压力 p_e 。除此之外， p_e 也可以用增压——机械式或废气涡轮增压的方法来提高。

在现代船用发动机中的 p_e 值（平均）[O-10]●：

		p_e , 公斤/厘米 ²
四冲程（不增压）	低速	5.2~5.6
	高速	5.5~6.5
二冲程（不增压）	直流扫气	5.0~6.5
	回流扫气	4.5~5.5
	双作用式发动机	4.0~5.0
增压的	四冲程	7.0~20.0
	二冲程	6.5~15.0

目前四冲程发动机做成增压的和不增压的。在二冲程低速发

● 参考文献总目录索引在方括号内，序号前面并有字母“O”。

动机中将用适度的增压 ($p_e=6.5\sim 8.0$ 公斤/厘米²)；在高速发动机中——高增压 ($p_e=10\sim 15$ 公斤/厘米²)。

在选择 p_e 的时候，是以发动机的额定功率为出发点的。当发动机超负荷时，在低速发动机中最大的 p_e 值不应该超过额定的15~20%，在高速发动机中不超过10~15%。

发动机的 p_e 值和有效功率是在工厂中在台架试验时确定的。在船舶上 p_e 值是根据所测定的指示压力 p_i 和在台架试验时所得到的机械效率 η_m 来确定的。在船舶上要直接确定 p_e 和 N_e 可以用扭力计来测量。

气 缸 数

船用主机缸数 i 的选择应取决于下列要求：

1) 曲轴在任何位置时可以起动，这在四冲程发动机中当缸数不小于6缸时可以达到，而在二冲程发动机中则应不小于4缸；

2) 运动部分的惯性力和惯性力矩要尽可能地完全平衡；

3) 必要的运转均匀性，它要保证发动机能平稳地工作；

4) 发动机的长度与机器房的大小要相适应。

现有船用主机的标准缸数 i 为：

发动机型式	四 冲 程	二 冲 程
低 速	6; 8; 10	5; 6; 7; 8; 9; 10
高 速	6; 8; 10; 12*; 16*; 20*	6; 8; 9; 10; 12*; 16*; 18*; 20*

注：符号 * 表示V-型或者双列发动机。

实际上最常采用的是6缸和8缸发动机。

最多的缸数采用在大型的、高速的和强化了了的发动机中。

活塞行程和缸径的比值

比值 S/D 的选择与发动机的型式和活塞平均速度 c_m 有关。