



提高船舶蒸汽动力 装置功率的经验

Л. Н. 伯雷依 編著

郝秀凤 譯

叶鳴高 校

人民交通出版社

本書闡明苏联北海海运局的船員們在提高蒸汽动力裝置使用效率方面的經驗，并總結了关于調節蒸汽主机，使有可能不需要特殊費用而大大地提高船舶蒸汽动力裝置功率及其工作經濟性的許多試驗和研究的效果。

本書可供船舶輪機員、船舶机务工作人員以及修造船企業設計局的工作人員參考，也可以作为航海学校學生的參考書。

提高船舶蒸汽动力裝置功率的經驗

Л. Н. БЕЛЫЙ

ОПЫТ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ СУДОВЫХ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МОРСКОЙ ТРАНСПОРТ»
МОСКВА—1958

本書根据苏联海运出版社1956年莫斯科俄文版本譯出

鄧秀風 譯 叶鳴高 校

★

人民交通出版社出版

(北京安定門外和平里)

北京市書刊出版業營業許可証出字第〇〇六号

新华書店發行

人民交通出版社印刷厂印刷

★

1958年12月北京第一版 1958年12月北京第一次印刷

开本：787×1092 1/32 印張：2 1/4

全書：59,000字 印數：1—1100册

統一書号：15044-6140

定价(10)：0.32元

軍事工程學院

242705

目 錄

緒 論	2
第一章 用合理調節的方法提高蒸汽機功率	4
§ 1. 蒸汽機的热損失及其相對指示效率	4
§ 2. 蒸汽機中各項損失的相互影響	8
§ 3. 高壓汽缸以後各汽缸的充汽度對於機器總功 率及其工作經濟性的影響	9
§ 4. 各汽缸間功率的分配及其對蒸汽機工作效率的影響	22
§ 5. 蒸汽機最大功率的調節	24
§ 6. 將蒸汽機調節到最大功率和最高經濟性時 其工作的穩定性	28
第二章 北海海運局的先進船舶在提高主蒸汽機 功率方面的工作經驗	30
§ 7. 蒸汽機輪“斯捷潘·哈爾圖林”號的工作經驗	30
§ 8. “沃爾納”型拖輪的工作經驗	33
§ 9. 蒸汽機輪“莫洛托夫”號的工作經驗	41
§ 10. 蒸汽機輪“H. 巴烏曼”號的工作經驗	45
§ 11. 蒸汽機輪“真理”號的工作經驗	46
§ 12. 蒸汽機輪“卡爾”號的工作經驗	51
§ 13. 蒸汽機輪“叶列茨”號的工作經驗	53
§ 14. 蒸汽機輪“額爾齊斯”號的工作經驗	56
§ 15. 北海海運局所屬船隊的工作總結	62
附錄：具有切斷活塞體積水表的構造及工作原理	68

目 錄

緒 論	2
第一章 用合理調节的方法提高蒸汽机功率	4
§ 1. 蒸汽机的热損失及其相对指示效率	4
§ 2. 蒸汽机中各项損失的相互影响	8
§ 3. 高压汽缸以后各汽缸的充汽度对于机器总功率及其工作經濟性的影响	9
§ 4. 各汽缸間功率的分配及其对蒸汽机工作效率的影响	22
§ 5. 蒸汽机最大功率的調节	24
§ 6. 将蒸汽机調节到最大功率和最高經濟性时其工作的穩定性	28
第二章 北海海运局的先进船舶在提高主蒸汽机功率方面的工作經驗	30
§ 7. 蒸汽机輪“斯捷潘·哈尔图林”号的工作經驗	30
§ 8. “沃尔納”型拖輪的工作經驗	33
§ 9. 蒸汽机輪“莫洛托夫”号的工作經驗	41
§ 10. 蒸汽机輪“H.巴烏曼”号的工作經驗	45
§ 11. 蒸汽机輪“眞理”号的工作經驗	46
§ 12. 蒸汽机輪“卡尔”号的工作經驗	51
§ 13. 蒸汽机輪“叶列茨”号的工作經驗	53
§ 14. 蒸汽机輪“額尔齐斯”号的工作經驗	56
§ 15. 北海海运局所屬船队的工作总结	62
附 錄: 具有切斷活塞体积水表的構造及工作原理	68

緒 論

船舶的航行速度決定于表征發動機、推進器和船體互相配合的綜合數值。

增加船舶航行速度的方法有如下幾種：以更有效的螺旋槳替換不合理的螺旋槳；裝置噴管及裝置導流環等，即提高推進器的推進性能。但是通常推進器的更換未必需要。在推進器是合理的情況下，增加發動機的功率乃是提高船舶航行速度的唯一有效方法。尤其是在更換推進器時必需注意發動機和推進器的完全配合，也就是說推進器應該安置得當發動機在使用功率最大的情況下能夠保證船舶最高的航速。

為了增加蒸汽機的有效功率，目前採用三種主要方法：1)提高蒸汽初壓；2)改善真空度；3)增大高壓汽缸的充汽度。

最後的這個方法可能被應用得特別廣泛，它不要求任何巨大的花費來對蒸汽動力裝置的個別部件進行改裝。

但是這個方法並非在任何情況下都是完全可行的，因為在蒸汽機中由於蒸汽膨脹程度的減小而大大地提高了蒸汽的單位耗量，從而也增加燃料消耗。此外，在船用蒸汽鍋爐的蒸汽生產量不足的情況下，也不可能採用這個方法。

近年來在北海海運局採用調節高壓汽缸以後各汽缸適當的充汽使蒸汽機達到最大功率的方法獲得了廣泛推行。這個方法主要是利用高壓汽缸以後各汽缸的充汽度對蒸汽機總功率及其工作經濟性的影響。用這個方法調節蒸汽機使有可能提高機器的功率，同時又能降低蒸汽的單位耗量。

蒸汽機輪“斯捷潘·哈爾圖林”號船員——運用新方法調節蒸汽機的創始者——的創舉已經獲得了蘇聯許多其他船舶船員的支持。

由於採用了這個新方法，北海海運局有75%以上的船舶已經達到了

設計功率，其中有 25 % 經常超過設計功率的 8 % 以上。同時船舶動力裝置工作的經濟性也提高了 6 ~ 12 %。

本書中除闡述有關船舶動力裝置現代化的經驗之外，同時特別注意運用調節蒸汽機的新方法，在嚴格遵守技術操作規程的條件下保證機器工作經濟性的大大地提高。

第一章 用合理調節的方法提高蒸汽机功率

§1 蒸汽机的热损失及其相对指示效率

为了分析热的损失并鑑別它在蒸汽机的工作过程，通常是将工作过程与使能极度利用蒸汽热力的完全膨胀的标准理論过程（郎肯循环）相比較。这种理論过程乃是理想机器的示功图。

理想的机器与实际的不同。在理想的机器中，假如进入机器的新鮮蒸汽全部被利用来工作，即机器在工作中沒有損失。它所具有的唯一損失，就是乏汽进入冷凝器中的热損失。

在实际的机器中却有一系列的其他損失，損失的大小决定于該蒸汽机的工作条件和結構特点。这些損失是由于进汽和排汽时蒸汽的节流、蒸汽不完全膨胀、蒸汽与汽缸壁之間的热交换、漏汽、有害空間和蒸汽压缩的存在，以及提早进汽和提早排汽。因此，如果在蒸汽完全膨胀的理論过程的示功图 $ABCD$ 中繪出实际机器的示功图 $1\ 2\ 3\ 4$ ，那么这两个图的面积差数表示着在实际机器中工作热損失的总和（图 1）。

示功图 $1\ 2\ 3\ 4$ 的面积与蒸汽完全膨胀的理論过程示功图 $ABCD$ 的面积之比值，称为相对指示效率，用 η_{oi} 表示。由这个比值可以看出：相对指示效率判断出在实际的机器中与理想机器对比下蒸汽的利用完全程度，即表示实际机器工作的經濟性。通常它是借热降来計算的，也等于在机器中被利用的或指示的焓降对分配絕热焓降的比例。

各別汽缸的相对指示效率按下列公式計算：

$$\eta_{oi} = \frac{h_{iu}}{h_{aq}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2},$$

式中： i_1 ——进入汽缸前蒸汽的焓，仟卡/公斤；

i_2 ——汽缸出口处乏汽的焓，仟卡/公斤；

i_2' ——蒸汽絕热膨胀至排汽压力时終点的焓，仟卡/公斤；

$h_{au} = i_1 - i_2'$ ——分配絕热焓降，仟卡/公斤；

$h_{iu} = i_1 - i_2$ ——有用焓降或者指示焓降，仟卡/公斤。

多脹式蒸汽机的相对指示效率由下式决定

$$\eta_{oim} = \frac{\sum h_{iu}}{i_1 - i_2'} = \frac{H_i}{H_a}$$

式中： $H_i = \sum h_{iu}$ ——蒸汽机的有用的或指示焓降等于各汽缸指示焓降之和，仟卡/公斤；

$H_a = i_1 - i_2$ ——整个蒸汽机的絕热焓降；仟卡/公斤。

在实际工作条件下，进行
热工試驗时相对指示效率按下
列公式計算：

对于各个蒸汽机为

$$\eta_{oim} = \frac{632}{d_i H_a} ;$$

对于各个汽缸为

$$\eta_{oik} = \frac{632}{d_i h_{au}} \cdot \frac{N_{iu}}{N_{im}}$$

式中： H_a 及 h_{au} ——相应地为

由 $I - S$ 图所确定的整个机器的絕热焓降和各个汽缸的絕热焓降，仟卡/公斤；

N_{im} 及 N_{iu} ——相应地为机器的指示功率及各个汽缸的指示功率，指示馬力；

d_i ——蒸汽消耗率，公斤/指示馬力·小时。

为了决定各汽缸的焓降，需要在 $I - S$ 座标軸上繪制 工作图，因此，必須知道每个汽缸中过程的終点，此点同时也是后一 汽缸 中 过程

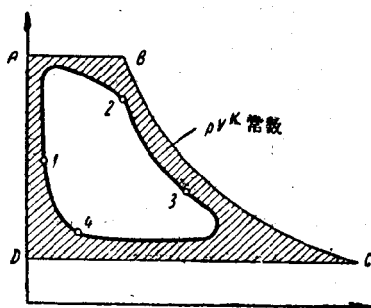


图1 蒸汽机中理想过程与实际过程图

的始点。这些点按下述方法确定：由过程始点，即对应于高压汽缸滑阀室中的蒸汽参数作垂线与对应于中压汽缸容汽器的、由试验时所决定的等压线相交。垂线长度等于汽缸中绝热焓降值 h_a 。

相应于高压汽缸中 1 公斤蒸汽所作的功的指示焓降值，不恰于此始点所作的垂线上，用 h_i 表示之。

此值由下列公式决定：

$$h_i = \frac{632}{d_i} \cdot \frac{N_{iH}}{N_{iM}}$$

式中： N_{iH} 及 N_{iM} 值由试验结果求得。

由此得到的点作平行线与相应于中压汽缸容汽器的等压线相交；平行线与等压线的交点就是高压汽缸中过程的移点，也就是中压汽缸中过程的始点。

对于中压汽缸和低压汽缸的过程的绘制，用类似方法进行。

例题：在蒸汽机拖翰“沃尔纳”号主机进行试验时，得到如下的结果：

- 1) 高压汽缸前蒸汽的参数：压力 $P_0 = 15.4$ 公斤/公分²，温度 $t_0 = 240^\circ\text{C}$ ；
- 2) 容汽器中的压力：中压汽缸—— $P_c = 5.14$ 公斤/公分²，低压汽缸—— $P_n = 0.55$ 公斤/公分²，由低压汽缸中排出时的压力 $P_r = 0.20$ 绝对大气压；
- 3) 蒸汽消耗率 d_i ——6.11 公斤/指示马力·小时；
- 4) 蒸汽机功率 $N_{iM} = 708$ 指示马力，高压汽缸功率 $N_{iH} = 246$ 指示马力，中压汽缸功率 $N_{iC} = 222$ 指示马力，低压汽缸功率 $N_{iL} = 240$ 指示马力。

需要确定整个机器的相对指示效率及各汽缸的相对指示效率。

各汽缸的绝热焓降与整个机器的绝热焓降按 $I-S$ 图用过程图解法决定。

所研究的机器，绝热焓降等于：整个机器—— $N_a = 169.4$ 仟卡/公斤；高压汽缸—— $h_{aH} = 47.8$ 仟卡/公斤，中压汽缸—— $h_{aC} = 59.8$ 仟卡/公斤，低压汽缸—— $h_{aL} = 70.4$ 仟卡/公斤。

将这些数值代入前面的公式，则求得：

高压汽缸的相对指示效率 η_{oiH}

$$\eta_{oiH} = \frac{632}{d_i \cdot h_{aH}} \cdot \frac{N_{iH}}{N_{iM}} = \frac{632}{6.11 \times 47.8} \cdot \frac{246}{708} = 0.75;$$

中压汽缸的相对指示效率 η_{oiC}

$$\eta_{oiC} = \frac{632}{d_i \cdot h_{aC}} \cdot \frac{N_{iC}}{N_{iM}} = \frac{632}{6.11 \times 59.8} \cdot \frac{222}{708} = 0.541;$$

低压汽缸的相对指示效率 η_{oiL}

$$\eta_{oiL} = \frac{632}{d_i \cdot h_{LH}} \cdot \frac{N_{iH}}{N_{iM}} = \frac{632}{6.11 \times 70.4} \cdot \frac{240}{708} = 0.499;$$

蒸汽机的相对指示效率 η_{oiM}

$$\eta_{oiM} = \frac{632}{d_i H_a} = \frac{632}{6.11 \times 169.4} = 0.610$$

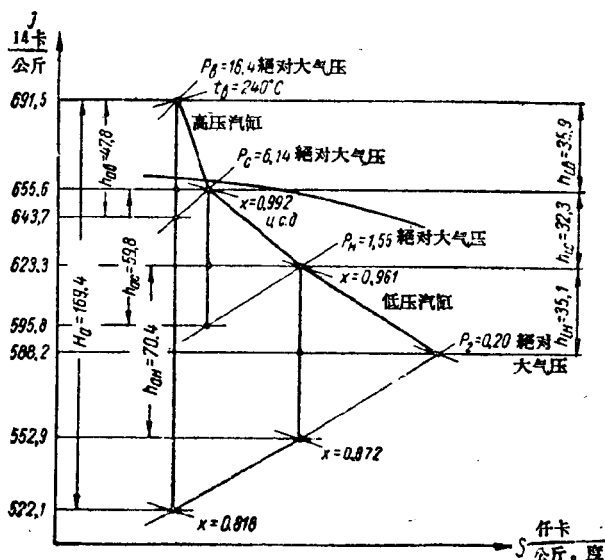


图2 蒸汽机拖輪“沃尔納”号主机的蒸汽工作过程

图2是上例中所述的工况下在 $I-S$ 座标上繪制的蒸汽机拖輪“沃尔納”号主机假定的蒸汽工作过程。当繪制汽缸中分配焓降 h_{ai} 的过程中，取进汽时容器中蒸汽平均状态与排至相繼容器时平均压力之間的絕热焓降，即蒸汽自容汽器流出及排汽时蒸汽压力的损失不予計算。这些损失很难确定，而且它們的数值通常沒有实际意义。蒸汽机工作的經濟在极大的程度上表现为蒸汽消耗率，同时在蒸汽机的相对指示效率的决定上也沒有特別必要。通常对于每个汽缸相对指示效率最有关关系的并

不是它的绝对数值，而是蒸汽机在各种不同工况时它的变化特性。

高压汽缸的相对指示效率的数值比较中压汽缸和低压汽缸的相对指示效率的数值大得多。这就说明了中压汽缸和低压汽缸是在较低的蒸汽初参数和湿蒸汽条件下工作的，因此，由于热交换而有相当大的损失。此外，这些汽缸，特别是低压汽缸，由于蒸汽不完全膨胀具有很大的损失。

§2 蒸汽机中各项损失的相互影响

实际蒸汽机中各项热损失彼此有着密切联系，而且互相影响。例如，为了抵消蒸汽机前进运动部件在越过死点时的惯性力，采用压汽的方法，但这样就消耗了一部分的分配功。压汽损失的功，决定于蒸汽机的构造特点，大约为3~10%，而对某些高速蒸汽蒸汽机则达到很大的数值。但是由压汽而引起的损失并不完全损失，因为压汽的存在可以减少新蒸汽为填充有害空间的消耗量。此外，压汽在进汽开始的瞬间引起汽缸壁温度的升高，从而减少热交换的损失。压汽的存在也促使由于蒸汽不完全膨胀损失的一定程度的降低。

随着压缩度的提高，压缩所耗费的功因之增加，而有害空间、蒸汽不完全膨胀和热交换所引起的损失却减小了。因此，必需这样来选择压缩度，即在保证蒸汽机充分稳定性的工作情况下，使上述各项损失的总和为最小。蒸汽不完全膨胀的损失与排汽时压力的损失，以及蒸汽和汽缸壁间热交换的损失有密切的关系。蒸汽不完全膨胀损失减小了后二项损失。

蒸汽膨胀不完全是由于汽缸的有限的容积（比较理想蒸汽机汽缸的容积为小），所以其有害表面使得热交换的损失减小，从而提高了汽缸壁的平均温度并且因此减小了新蒸汽与汽缸壁之间的温度差。

热交换损失与在周围介质中的损失同样地有着密切的关系。例如，当汽缸不充分隔热时会使得在周围介质中的损失增大，这将导致汽缸壁温度降低，蒸汽与汽缸壁之间的温度差增长，也就是热交换的损失增大的原因。

提早排汽的损失将减小排汽时压力的损失，因为在开始排汽至活塞移到死点的期间内将促成很大的压力降，结果，在这个期间内大部分的

蒸汽流入容汽器中或冷凝器中，同时活塞反行程时在排汽期間內排汽量減小了。

随着蒸汽膨胀度的减小，即汽缸充汽度的增大，蒸汽不完全膨胀的损失因之增大，而漏汽损失的相对数值却减小了。

这样一来，各种热损失由于其互相間的依賴性和各种因素的影响，也将决定無論在数量方面或質量方面蒸汽机中过程的进行情况。

§3 高压汽缸以后各汽缸的充汽度对于机器 总功率及其工作經濟性的影响

过去人們認為高压汽缸以后各汽缸充汽度的大小仅对蒸汽机各汽缸的功率的分配有所影响，而对于蒸汽机的总功率及其工作經濟性是沒有影响的。这是从研究綜合理論图得出的結論沒有計及多脹式实际蒸汽机中的热損失。

如果研究蒸汽机的过程时考虑到热損失那就不难相信：在高压汽缸充汽度保持不变，以及高压汽缸前的压力和冷凝器中真空度不变的情况下，中压汽缸和低压汽缸充汽度的改变不仅会引起各汽缸功率的重新分配，而且会引起机器总功率及机器工作經濟性的变化。

事实上，假如中压汽缸的充汽度提高了，那么中压汽缸容汽器中的压力就会减小，以致使高压汽缸排汽压力以及压汽始点压力和終点压力降低。

由于压汽压力的降低，在有害空間中的蒸汽量就减小，因此在活塞每一冲程中为填充有害空間而消耗的新蒸汽增大了。

排汽压力和压汽終点压力的降低使得高压汽缸壁溫度降低，从而也增大进汽与汽缸壁之間的溫度差。

蒸汽与汽缸壁之間溫度差的增大，以及进气与排汽压力差的增大，相应地引起热交换損失和漏汽損失的增加，这样就引起了为补偿这些損失的新蒸汽的附加消耗量。

由此可見，随着中压汽缸充汽的增大，新蒸汽的消耗量也就增加了。而这一增大無論是为填充有害空間容积发生增加的耗汽或者是为补偿热交换和漏汽損失发生附加耗汽，都是由于他們的絕對值增长的緣

故。

上面所研究的关系反映出中压汽缸充汽度对数量方面的影响，即它对蒸汽总消耗量的影响，但是也必需講到对质量方面的影响，即中压汽缸充汽度对于进入蒸汽机中新蒸汽的完全利用程度的影响。

这样，随着中压汽缸充汽度的增大，除了在高压汽缸由于热交换和漏汽损失的绝对值增加以外，将有蒸汽不完全膨胀、有害空间及提早排汽损失的增加，同时排汽损失却减少了。但是与损失的绝对值增加的同时，高压汽缸的分配焓降也将增大（由于排汽压力降低），以致使汽缸中各项损失总和的相对数值保持不变或仅稍微增加一点。损失的数值不仅高压汽缸中改变，而中压汽缸也同样由于充汽度的增大而蒸汽分配的所有因素也都被改变。例如，由于蒸汽压缩度的减小，则蒸汽压缩损失也减小了，同时却使排汽时压力损失因之提高。进汽压力降低和排汽压力提高将使进汽和排汽压力减小，也就是蒸汽与汽缸之间的温度差减小，以致同样地使得漏汽损失和热交换损失降低。由于排汽压力提高，蒸汽不完全膨胀损失将被减小。总之，中压汽缸各项损失的总值（无论绝对数值和相对数值）都会发生变化，而变化的大小和趋向，将决定于各项损失的相互影响。对于大多数的蒸汽机来说，其热损失的总数是降低的。

提高中压汽缸的排汽压力，将相应地引起低压汽缸进汽压力的提高，并在低压汽缸中引起热损失的微小变化。

当减小中压汽缸充汽度时，蒸汽消耗量和热损失的变化是与上面所叙述的情况相反的。

在三胀式蒸汽机中，低压汽缸的充汽度也可以改变，并且也会引起低压汽缸的某一些损失减小而另一些损失增大，如上面所谈到的中压汽缸损失的变化情况相同。

由此可见，当高压汽缸后各汽缸的充汽度改变时，则过程无论在数量方面和质量方面都不相同。

我们现在来分析蒸汽机指示功率的公式：

$$N_{i.m} = \frac{H_a \cdot \eta_{oi.m} \cdot D}{632.3} \text{ 指示馬力,}$$

式中： H_a ——绝对焓降，仟卡/公斤；

η_{oi} ——蒸汽相对指示效率;

D ——蒸汽机的蒸汽总消耗量, 公斤/小时;

由分析中可以清楚地看出: 当蒸汽机进汽和排汽时的蒸汽参数不变的情况下, 绝热焓降 H_a 保持不变, 而随著高压汽缸后各汽缸充汽度的改变, 则蒸汽总消耗量 D 和相对指示效率 η_{oi} 必定发生变化。无论是由于蒸汽总消耗量 D 改变, 或者由于相对指示效率 η_{oi} 变化, 蒸汽机的功率总会发生变化。

为了分析高压汽缸后各汽缸充汽度对蒸汽机工作的影响, 我们现在来研究蒸汽机拖輪“沃尔纳”号主机詳細的热工試驗的数据作为例子。

蒸汽机拖輪“沃尔纳”号

主机的主要数据

类型: 三胀式, 具有由低压汽缸的曲柄驅动的单偏心輪滑閥傳动机構

設計功率..... $N_{i\pi} = 800$ 指示馬力

轉数 (設計轉数)..... $n = 140$ 轉/分

蒸汽参数..... $P_K = 16$ 公斤/公分²

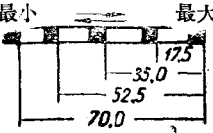
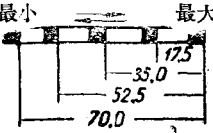
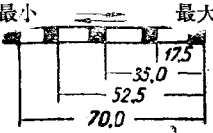
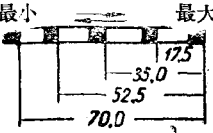
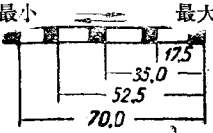
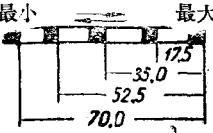
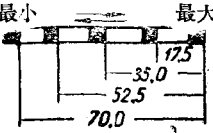
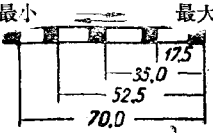
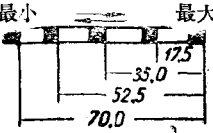
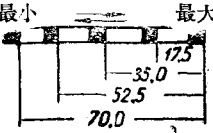
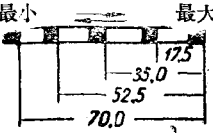
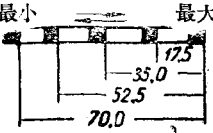
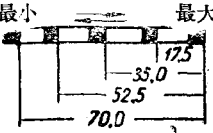
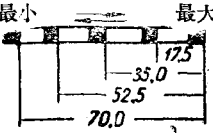
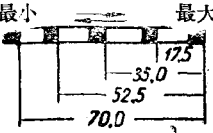
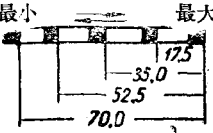
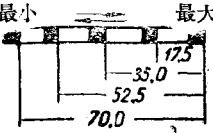
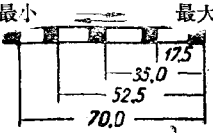
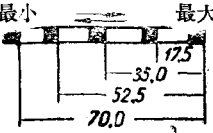
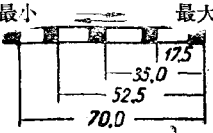
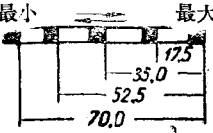
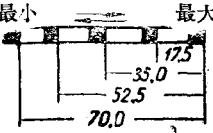
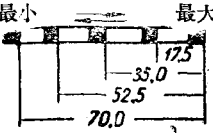
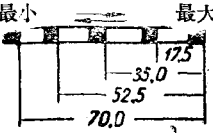
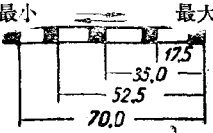
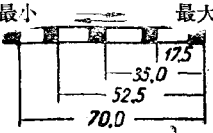
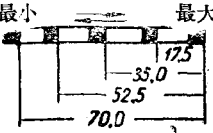
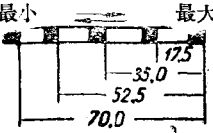
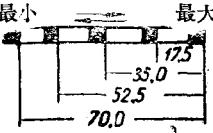
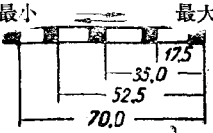
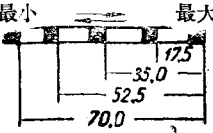
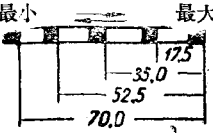
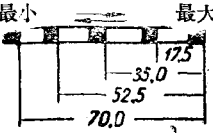
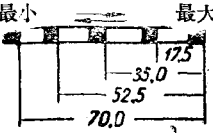
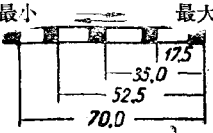
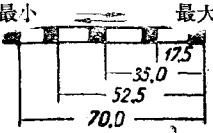
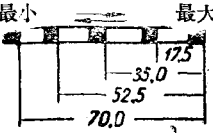
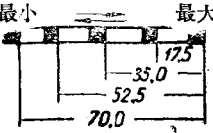
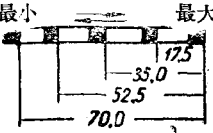
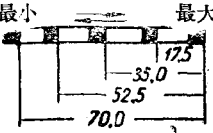
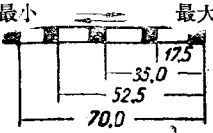
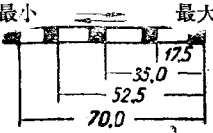
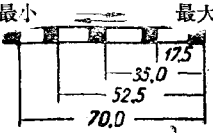
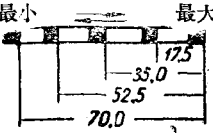
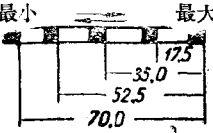
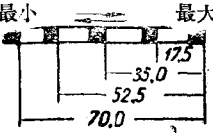
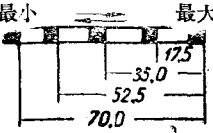
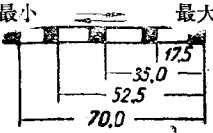
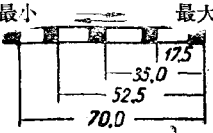
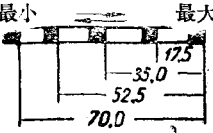
温度..... $t_{\pi n} = 280^\circ\text{C}$

蒸汽机拖輪“沃尔纳”号主机在高压汽缸充汽度 $\epsilon_{2B} = 43\%$ 保持不变而中压汽缸和低压汽缸充汽度不定的情况下, 进行試驗的結果列于表 1。

为了建立不同的充汽度, 傳动軸曲柄的調节架划分成四等份, 这样就可以将中压汽缸和低压汽缸的充汽确立为五个位置, 其中一个位置相当于最小的充汽度, 另一个位置相当于最大的充汽度, 其余三个位置相当于中間值。为了表明中压汽缸与低压汽缸充汽度的相互影响, 在低压汽缸傳动裝置的滑块五个位置中的每一位置的情况下, 中压汽缸滑块相应地安置在五个位置上。結果, 从表 1 中可以明显地看出, 由于高压汽缸以后各汽缸充汽度不同, 共得出了 25 种工况。例如, 工况 1~5 相当于低压汽缸最小的充汽度和中压汽缸由最小至最大的各个不同充汽度。其次在工况 6~10 中, 低压汽缸的充汽度較工况 1~5 时稍大, 但也固定不变, 而中压汽缸的充汽度与前面所进行五种工况一样被改变着。

工 况	压力, 公斤/公分 ²				凝汽器中真空度, 公厘水銀柱高,	温度°C				軸 轉 數, 轉/分	功率, 指示馬力			
	鍋爐蒸汽	高压汽缸進汽	中压汽缸進汽	低压汽缸進汽		凝結水	第二級給水預熱器	蒸汽机前蒸汽	高压汽缸		中压汽缸	低压汽缸	蒸汽机总功率	
	P_K	P_D	P_C	P_H	W	t_K	$t_{n\theta}$	t_{nn}	n	$N_{i\theta}$	N_{ic}	N_{in}	N_{is}	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
1	15.9	15.4	5.14	0.55	660	43	130	240	127.0	246	222	240	708	
2	16.0	15.4	4.72	0.59	660	45	132	243	129.2	268	224	257	749	
3	16.0	15.4	4.31	0.63	660	44	131	245	131.5	290	226	278	794	
4	15.9	15.3	4.00	0.66	660	43	128	245	133.5	311	226	292	829	
5	16.0	15.4	3.80	0.70	660	45	129	243	134.7	322	220	303	845	
6	15.9	15.4	5.08	0.28	660	43	131	240	126.7	252	228	225	705	
7	16.0	15.4	4.60	0.31	660	43	132	245	128.0	271	234	242	747	
8	15.9	15.3	4.20	0.35	660	43	127	245	131.1	295	238	257	790	
9	15.8	15.3	3.90	0.38	660	37	117	247	133.0	315	239	271	825	
10	16.0	15.3	3.70	0.42	660	40	120	242	134.4	332	234	284	850	
11	15.8	15.3	4.92	0.13	660	50	130	245	126.3	248	244	210	702	
12	15.9	15.4	4.50	0.17	660	40	120	245	128.6	274	244	224	742	
13	15.8	15.3	4.10	0.20	660	51	129	247	130.5	298	246	240	787	
14	15.7	15.2	3.80	0.25	655	52	126	241	132.4	317	246	259	822	
15	16.0	15.4	3.60	0.28	660	43	122	245	133.9	334	243	268	845	
16	15.7	15.3	4.90	0.05	670	36	123	244	125.9	242	250	197	699	
17	15.9	15.4	4.40	0.08	670	41	122	240	128.0	275	251	210	737	
18	16.0	15.4	4.00	0.12	670	51	133	243	130.0	298	254	227	779	
19	15.8	15.2	3.80	0.15	670	45	126	244	131.8	321	254	240	815	
20	16.0	15.3	3.60	0.18	660	51	127	244	133.3	334	256	248	838	
21	15.8	15.4	4.84	0.005	660	51	127	237	125.3	256	247	185	688	
22	16.0	15.4	4.40	0.05	670	52	136	238	127.5	277	253	197	727	
23	15.7	15.2	4.00	0.07	670	48	128	241	129.5	295	255	214	764	
24	15.7	15.2	3.72	0.10	670	49	127	244	131.1	315	256	229	801	
25	15.8	15.2	3.60	0.13	665	49	130	242	132.5	331	257	237	825	

表 1

蒸汽消耗量, 公斤			充汽度, %		負荷, %			傳動裝置調節架上的滑塊位置	
主汽消耗量 每小时 指示馬力耗 蒸汽	每小时 指示馬力耗 蒸汽	活塞汽消耗 每冲程	中压 汽缸	低压 汽缸	高压 汽缸	中压 汽缸	低压 汽缸	最小	最大
D	d_i	gh						低压汽缸	中压汽缸
15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
4320	6.11	0.2833	30.0	40.0	34.9	31.5	33.6		
4410	5.89	0.2846	35.0	40.0	35.8	29.3	34.4		
4540	5.73	0.2872	40.0	40.0	36.7	28.5	34.8		
4665	5.63	0.2910	45.0	40.0	37.5	27.3	35.2		
4765	5.58	0.2938	50.0	40.0	38.2	26.3	35.5		
4310	6.11	0.2834	30.0	44.5	35.5	32.9	31.6		
4380	5.86	0.2843	35.0	44.5	36.5	31.3	32.2		
4510	5.72	0.2873	40.0	44.5	37.4	29.9	32.7		
4650	5.63	0.2913	45.0	44.5	38.2	28.6	33.1		
4745	5.58	0.2939	50.0	44.5	39.0	27.7	33.8		
4300	6.12	0.2835	30.0	48.5	36.0	34.6	29.4		
4380	5.87	0.2850	35.0	48.5	36.9	32.9	30.2		
4500	5.72	0.2874	40.0	48.5	37.9	31.3	30.8		
4630	5.63	0.2914	45.0	48.5	38.6	29.9	31.5		
4720	5.58	0.2940	50.0	48.5	39.5	28.8	31.7		
4300	6.15	0.2836	30.0	52.5	36.3	35.8	27.9		
4380	5.94	0.2852	35.0	52.5	37.3	34.1	28.6		
4486	5.76	0.2876	40.0	52.5	38.3	32.6	28.1		
4620	5.65	0.2916	45.0	52.5	39.2	31.3	28.5		
4710	5.61	0.2941	50.0	52.5	39.8	30.4	28.8		
4262	6.26	0.2836	30.0	57.0	36.7	36.4	26.9		
4370	6.01	0.2856	35.0	57.0	37.7	34.8	27.5		
4472	5.85	0.2877	40.0	57.0	38.6	33.4	28.0		
4594	5.74	0.2919	45.0	57.0	39.5	32.0	28.5		
4680	5.67	0.2942	50.0	57.0	40.2	31.1	28.7		

如此进行下去，直到工况21~25相当于低压汽缸的最大充汽度为止。中压汽缸的充汽度由30%改变到50%，低压汽缸的充汽度由40%改变到57%。在試驗期間內，高压汽缸滑閥室中蒸汽参数及冷凝器中压力的变动是不大的。

蒸汽消耗量利用具有断出活塞的体积水表按冷凝水来确定（参看本书末附录）。同时在試驗期間一只主冷凝器是专为一台主机工作的。

根据实验的数据繪出当傳动装置調节架上的滑块由某一位置移至另一位置时，或者在相反的情况下，中压汽缸（见图3）及低压汽缸（见图4）在各种充汽度时蒸汽机工作的主要特性綫。在繪制蒸汽机和汽缸的相对指示效率变化图表时，后者对每一工况按§1中所示的公式确定之，它与絕热焓降、汽缸負荷及蒸汽消耗率有关系。絕热焓降根据I-S图确定。

由图3及图4可以看出如果中压汽缸的充汽度 Σ_{2c} 提高时，则中压汽缸容汽器中的压力 P_{pc} 急剧降低，而低压汽缸容汽器中的压力 P_{pn} 稍微增大；当低压汽缸充汽度 Σ_{2n} 提高时，低压汽缸容汽器中的压力更急剧地降低，同时中压汽缸容汽器中的压力有一些降低。容汽器中压力的改变乃是汽缸中压力和焓降改变的原因，这就結合着蒸汽分配的因素的改变，同时也与各项热損失之間存在着密切关系及互相影响，引起相对指示效率及蒸汽消耗率的变化。例如，由于中压汽缸充汽度 Σ_{2c} 的提高，高压汽缸的相对指示效率 η_{oiB} 将稍微降低，而中压汽缸的相对指示效率 η_{oiC} 则急剧提高；当中压汽缸充汽度自 $\Sigma_{2c}=30\%$ 到 $\Sigma_{2c}=43\%$ 时，低压汽缸的相对指示效率 η_{oiN} 增长着，而中压汽缸充汽度 Σ_{2c} 达到50%时，低压汽缸的相对指示效率几乎是固定不变。当中压汽缸充汽度 Σ_{2c} 在45%以下时，蒸汽机的相对指示效率 η_{oiA} 急剧增加，在 Σ_{2c} 超过45%以后，蒸汽机的相对指示效率就增长很少。相应地，当中压汽缸充汽度 Σ_{2c} 在45%以下时，蒸汽消耗率 d_i 也急剧地降低。低压汽缸充汽度 Σ_{2n} 的增大，伴随着是各汽缸（除去低压汽缸外）的相对指示效率的降低。在这里可以看出，当低压汽缸充汽度 Σ_{2n} 在46%以下时，低压汽缸的效率有一些提高，然后则是降低。当低压汽缸充汽度 Σ_{2n} 在48.5%以下时，蒸汽机的相对指示效率 η_{oiA} 固定不变，然后則稍見降低；同样，