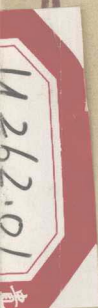


內燃機車几个理論問題

上海交通大学热力機車教研組編譯



人民鐵道出版社

本小冊子選編了上海交通大學熱力機車教研組編譯的有關內燃機車方面論文的一部分。內容包括：發動機的系列化、高速機車運動阻力的計算、提高齒輪傳動的壽命、機車動力學和試驗、燃料消耗等重要問題，多是蘇聯研究的成果，也是我國發展內燃機車方面的一些關鍵問題。

本小冊子供內燃機車方面科學研究、設計和製造的工程技術人員學習和參考。



內燃機車幾個理論問題

上海交通大學熱力機車教研組編譯

人民鐵道出版社出版

(北京市發公第12號)

北京市書刊出版業營業許可證出字第006號

新華書店發行

人民鐵道出版社印刷廠印

書號 1726 開本 787×1092 32 印張 3 字數 69 千

內燃機車发动机的選擇及其系列化問題

內燃機車发动机是決定內燃機車技術-經濟指標的最主要機組，因此，對於发动机進行合理的選擇和解決功率系列化問題，是對發展國民經濟具有非常重要意義的。

所謂发动机的選擇，具體些說，就是要確定能滿足於對內燃機車要求的发动机型式，包括发动机的功率、重量、轉速及沖程數等。但是要決定发动机的這些技術結構參數，必須根據國家的鐵路運輸任務、綫路強度、站段設備等具體條件並結合國內的发动机製造技術水平來考慮。因此說，发动机的選擇是一個很複雜而且牽涉面很廣的問題，要非常具體而確切地解決這個問題是比較困難的。本文的目的，也只是根據筆者自己在這方面的一些粗淺的、不成熟的看法，提供參考。

首先一個問題就是要確定发动机的功率。我們知道，发动机的功率是取決於所要求的機車功率的。內燃機車的功率應該根據鐵路牽引所規定的貨運量來決定，同時又必須保證機車在運用上的經濟性。換句話說，就是要消耗最少的機務費用（包括燃料費、修理費、折舊費、乘務組費和其它）。關於後者，內燃機車功率和節數對於機務費的影響，蘇聯 Н. М. Глаголев 教授在他的論文中，曾作了具體的分析。文中闡明了提高內燃機車的功率是有利的，如表 1 所示。表中是把发动机功率為 1000 馬力的單節內燃機車的機務費用作為 100，來比較其他功率的機務費用的。

分析中指出，內燃機車功率和節數對機務費用的影響主要是通過修理費、折舊費和乘務組費，至於燃料費是沒有影

响的。

表 1

每节内燃机车的发动机功率 (馬力)	节 数		
	1	2	3
1000	100	94	93
2000	84	81	80
3000	77	75	74
4000	74	72	—

此外，我們知道列車在单位時間內的貨运量（万吨公里/时），是取决于列車的重量和运行速度。換句話說，对于完成一定的貨运量，必須选择最合理的列車重量和速度。Глаголев教授在同文中也根据列車的运行速度对于內燃機車每万吨公里的燃料消耗量（約占机务費用的55%）的影响，作了理論分析。

每万吨公里的燃料消耗量可以表示如下：

$$b = \frac{g_e N_e}{QV \times 10^{-4}} \text{ 公斤燃料/万吨公里。}$$

如果把

$$N_e = \frac{N_\kappa}{\eta_n(1-\beta)}; \quad N_\kappa = (1+\alpha)N_n;$$

$$N_n = \frac{\omega_0' QV}{270}$$

等式代入上式后，使得燃料消耗量的最后形式：

$$b = \frac{1+\alpha}{\eta_n(1-\beta)} \times \frac{\omega_0'}{0.027} g_e,$$

式中 g_e ——发动机的单位有效燃料消耗量，
公斤/馬力小时；

N_e ——发动机功率，馬力；

Q ——列車重量，吨；

V ——列車运行速度，公里/小时；

a ——考虑機車运行阻力时的相对功率（ N_n 的百分数）；

β ——內燃機車輔助設備所消耗功率的百分数；

ω'_0 ——列車的單位基本阻力公斤/吨， $\omega'_0 = f(V)$ ；

η_n ——內燃機車的傳动效率。

根据現有的機車傳动装置和发动机的分析，可以平均选取 $\beta = 0.04$ ； $a = 0.05$ ； $\eta_n = 0.80$ ； $g_c = 0.180$ 。代入上式，并化簡得：

$$b = 9.1 \omega'_0 \text{ 公斤/万吨公里。}$$

这时，同样可以得到每吨列車重量的发动机有效功率（ N_{eq} ）与列車速度（ V ）的关系：

$$N_{eq} = \frac{N_e}{Q} = \frac{1+a}{\eta_n(1-\beta)} \cdot \frac{\omega'_0 V}{270}$$

$$\approx 0.005 \omega'_0 V \text{ 馬力/吨。}$$

表 2 中列出了根据以上公式計算所得的关于发动机有效功率（ N_{eq} ）以及每万吨公里燃料消耗量（ b ）与列車在平直道上的运行速度（ V ）之間的关系。由表可見，內燃機車牵引的經濟指标将随着列車速度的提高而显著地恶化。与此同时，每单位列車重量所需的发动机功率，由于与列車的速度平方成正比，增加的更快。因此，可以明显地看出，要

表 2

V (公里/小时)	30	65	100	140
N_{eq} (馬力/吨)	0.31 [*] 0.31	$\frac{1.05}{1.15}$	$\frac{2.05}{2.84}$	$\frac{—}{6.3}$
b (公斤/万吨公里)	$\frac{19}{19}$	$\frac{28}{30}$	$\frac{37}{52}$	$\frac{—}{82}$

* 分子对于貨运列車，分母对于客运列車。

提高鐵路運輸的通過能力，增加列車的重量較為有利，而不是提高列車的速​​度。當然過份地提高列車重量也會受到內燃機車軸重和站綫長度的限制的。

按照目前內燃機車牽引的鐵路來說，每萬噸公里的燃料消耗量平均為32公斤。對於貨運列車在平直道上的平均速度定為65公里/小時（客運140公里/小時），可以保持 $b=32$ 公斤（表2一般實際的比計算的要高一些），而不致過份增加機務費用。該時單位列車重量的發動機功率 $N_{eq} = 1.05$ 馬力/噸。

現在來討論一下，根據我國使用和发展內燃機車牽引的情況來確定機車，以及發動機所需要的功率。按照我國的長遠發展計劃，內燃牽引的綫路大都是單綫，並經過分析第二個五年計劃內使用內燃牽引的貨運量，重車方面根據已掌握的資料，大部淨重為500~700萬噸，運量最大的約為1000~1500萬噸。

如果以每晝夜17對貨物列車（不包括管內運輸、零担列車和客運列車）的行程量計算，則貨物列車的重量為：

$$Q = \frac{(500 \sim 700) \times 10^4 \times 1.5 \times 1.2}{17 \times 365}$$

$$= 1450 \sim 2000 \text{ 噸,}$$

式中 1.5——車輛自重係數；

1.2——貨流波動係數。

同樣，當貨運量為1000萬噸時，列車重量為2900噸；貨運量為1500萬噸時，列車重量為4350噸。這樣，我國的內燃機車功率，若按表2取 $N_{eq}=1.05$ （以平均速度為65公里/小時計算），則在單綫區段上運用時，應為2000~5000馬力。當然，對於貨運特別繁忙的區段而論，機車功率為6000馬力的也是合運的。

我們知道，随着內燃機車功率的增加，特别是4000馬力以上的，由于受到機車軸数和軸重的限制，因此在单节內燃機車上所能實現的功率是有一定限制的。这样，对于4000~6000馬力的內燃機車，可以由每节功率为2000~3000馬力的二节內燃機車連挂使用。这主要是由于內燃机具有便于多机操作的特点。

当然在单节內燃機車上的功率也可以由裝置一台发动机或裝置二台发动机来实现。关于这个問題，在下面我們还要詳細討論的，它主要与內燃機車傳动型式和发动机的高速性有关。譬如說，在西德功率大于1000馬力的干綫內燃機車，基本上却是采用单节、双机的型式。因为在这个国家里，機車傳动的主要型式是液力傳动，到目前为止，很少有超过1000馬力的。这样就能使機車的整个动力裝置变得非常輕巧紧凑；发动机、傳动裝置和轉向架就有可能做成配套，对于干綫內燃機車和調車內燃機車都能互换，大大地簡化了修理和維護工作。而美国的情况恰好相反，它主要是采用电力傳动的內燃機車，可以提高发动机的单机功率，同时发动机的生产也是偏重于中型、中速的，重量比較大，所以很多采用单节、单机的形式。但是在美国有一个特点，機車发动机的单机功率主要是1000~2000馬力的，并不很大（目前也有再大的），而采取多节联挂的方式（多至4~5节），使內燃機車的功率达到8000~10000馬力。采取这种牵引方式，当然主要是由于在資本主义制度下鐵路運輸沒有計劃的結果，但也有一定的优点，就是機車的型式可以少而通用性大，可以改变內燃機車节数来适应運輸任务的需要。并且，只要改变牵引电动机与車軸間的傳动比，就能用于調車、客运或貨运內燃機車上。

为了便于闡明內燃機車发动机比重的意义及其重要性起

世界各國主要干綫

國別	發 動 機 型 號	氣缸數 及排列 型 式	增 壓 情 況	冲 程	功率 N_e (馬力)
苏联	2Д100	10 π	$P_K=1.35$	2	2000
	9Д100	12 π	$P_K=1.85$ 中間冷却	2	3000
	Д45	V 16	$P_K=2.3$ 中間冷却	2	3000
美国	GM 567C	V 16	$P_K=1.29$	2	1750
	ALCO 244	V 16	$P_K=1.9$ 中間冷却	4	2250
	ALCO 251	V 12	$P_K=1.9$ 中間冷却	4	2000
	F. M. 38D	12 π	$P_K=1.4$	2	2540
	Baldwin 608A	8	$P_K=1.8$	4	1750
	Cooper-Bessemer FVBL-12-T	V 12	增压冷却	4	1980
西德	MAK MA301 CK	8	增压	4	1000
	Maybach MD650	V 12	增压	4	1200
	Maybach MD850	V 16	增压	4	1600
	Maybach MD870	V 16	增压冷却	4	1800
	M. A. N LV17.5/21A	V 12	增压	4	1000
	M. A. N V8V 22/30ASL	V 16	增压冷却	4	2030
	Daimler Benz MB320D ₅	V 12	增压冷却	4	1350
	Daimler Benz MB339	V 16	增压冷却	4	2500
	Deutz BTM625	V 16	增压	2	1050
英国	Paxman 16YHXL	V 16	增压	4	800
	English Electric 8SVTMK II	V 8	增压	4	1000
	Mirrles JVS12T	V 12	$P_K=1.38$	4	1250
	MBL/MAN L12V18/21S	V 12	增压冷却	4	1000
	English Electric 16SVTMK II	V 16	$P_K=1.38$	4	2000
	Deltic	18 ∇	$P_K=1.3$	2	1650
	Crossley	V 8	$P_K=1.14$	2	1200
	M. G. O. V12SHR	V 12	增压	4	900
瑞士	Sulzer 8LDA28	8	增压	4	1580
	Sulzer 12LDA28	12 π T	$P_K=1.5$	4	2300

內 燃 机 車 发 动 机 特 性

表 3

轉 速 n (轉/分)	活塞直径×行程 $D \times S$ (毫米)	平均有效压力 P_e (公斤/厘米 ²)	平均速度 C_m (米/秒)	C_m P_e	单位耗油量 g_e (克/馬力小时)	比重 W_{θ} (公斤/馬力)
840	207×(2×254)	6.2	7.2	44.6	175	7.8
850	207×(2×254)	9.3	7.2	67	160~165	—
750	230×300/304	9.1	7.5	68	175~180	—
835	216×254	7.0	7.05	49.75	200	7.7
1000	228×266	11.5	8.9	102	—	—
1000	228×266	13.9	8.9	123.5	—	—
850	207×(2×254)	6.6	7.2	47.5	175	8.0
625	324×394	9.9	8.2	81	175	10.2
1000	228×266	13.8	8.9	123	—	7.35
750	230×300	12.1	7.5	91	—	8.4
1500	185×200	11.2	10.0	112	165	3.75
1500	185×200	11.2	10.0	112	165	3.4
1500	185×200	12.6	10.0	126	—	3.16
1500	175×210	10	14.4	144	—	3.5
1000	220×300	10.3	10.0	103	—	4.6
1500	175×205	13.9	10.25	141	152	2.3
1500	185×230	15.13	11.5	174	174	1.76
750	200×250	6.7	6.25	42	165	6.2
1250	178×197	7.5	8.0	60	170	7.16
850	254×305	8.7	8.65	75	—	—
850	248×267	8.9	7.55	67	—	—
1445	180×210	9.5	10.1	96	173	4
850	254×305	8.9	8.65	76	—	—
1500	130×(2×184)	8.7	8.65	75	165	2.72
625	267×343	5.7	7.2	41	172	11.6
1500	175×180/192	10.1	9.0/9.6	91/97	155.5	5.0
750	280×360	10.6	9.0	95.5	—	8.0
750	280×360	10.6	9.0	95.5	167	9.5

国别	发 动 机 型 号	长×阔×高 $L \times B \times H$ 毫米	增压器型式及牌号
苏联	2Д100	5936 × 1420 × 2300	罗茨式
	9Д100	6620 × 1510 × 3140	离心式+废气涡轮
	Д45	4200 × 1700 × 2540	离心式+废气涡轮
美国	GM 567C	5400 × 1590 × 2260	罗茨式
	ALCO 244	4800 × 1750 × 2150	Elliot
	ALCO 251	3500 × 1480 × 2310	Elliot
	F. M. 38D	5600 × 1700 × 2980	罗茨式
	Baldwin 608A	5300 × 1830 × 2470	—
	Cooper-Bessmer FVBL-12-T	4455 × 1840 × 2000	Elliot
	MAK MA 301 CK	—	—
西德	Maybach MD550	—	—
	Maybach MD350	—	—
	Maybach MD870	—	—
	M. A. N. IV17.5/21A	—	—
	M. A. N. V8V 22/30ASL	—	—
	Daimler Benz MB320Db	—	BBC
	Daimler Benz MB339	—	—
	Deutz BTM625	—	—
	Paxman 16YHXL	—	Napier
	English Electric 8SVTMK II	—	Napier
英国	Mirrles JVS12T	—	BBC
	MBL/MAN L12V18/21S	—	Napier
	English Electric 16SVTMK II	—	Napier
	Deltic	—	离心式
	Gossley	4030 × 1680 × 2720	罗茨式
	M. G. O. V12SHR	—	—
	Sulzer 8LDA28	—	Napier
瑞士	Sulzer 12LDA28	—	Napier

續表 3

機車型号	傳 動 型 式	機車 比重	每节 機車 發動 機數	每节機車功率	用途
TЭ-3	電力傳動	63	1	2000	貨運
TЭ-10	電力傳動	46	1	3000	貨運
TЭ-50	電力傳動	46	1	3000	貨運
F-9	電力傳動	58.3	1	1750	萬用
DL-2BA	電力傳動	68	1	2250	萬用
—	電力傳動	—	1	2000	—
—	—	—	—	—	—
A.16	電力傳動	63	1	1750	—
—	—	—	—	—	—
2000BB	液力傳動 (Voith)	40	2	2000	—
N200	液力傳動 (Voith, Mekydro)	35.6	2	2000	—
ML2000BB	液力傳動 (Voith, Mekydro)	—	2	3200	—
—	液力傳動 (Mekydro)	—	2	3200	—
V200	液力傳動 (Voith)	35	2	2000	客貨運
—	—	—	—	—	—
V80	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—
—	液力傳動 (Voith)	37.5	2	2000	萬用
干綫 1 型	電力傳動	85	1	800	貨運
干綫 1 型	電力傳動	72	1	1000	貨運
干綫 2 型	電力傳動	36.4	1	1250	貨客運
干綫 4 型 D500	液力傳動	40	2	2000	客運
干綫 4 型 D200	電力傳動	54	1	2000	客貨運
干綫 5 型	電力傳動	32.1	2	3300	客運
—	電力傳動	—	—	1200	—
060DB	電力傳動	62	2	1800	客運
—	—	—	—	—	—
法國 060DA	電力傳動	60	1	200 馬力 (發動機 $n=710$)	貨運

見，这里先来談一下关于內燃機車的重量問題。我們知道，內燃機車所必要的和合理的重量，是取决于全部利用黏着牽引力和功率时(在計算坡道上的最高速度)的运行条件。按計算的結果，貨运內燃機車和客运內燃機車的最低必需的单位重量为40公斤/馬力和10公斤/馬力，其相应的在平直道上的速度各为65公里/小时和140公里/小时。再減輕內燃機車的重量就会使機車的牽引性能变坏。从目前世界各国制造的內燃機車的发展情况来看，都有力图減少內燃機車比重以接近上述最低必需值的趋势(表3)。这是因为內燃機車比重的減少，就標誌着金属消耗量和制造复杂程度的減少，也就是降低了制造的成本。总的來說，当前世界各国所生产的內燃機車比重是比較大的，制造成本还很高，超过蒸汽機車2~2.5倍。这当然在一定程度上与內燃機車生产的机械化和流水作业化程度有关，但是內燃機車比重的降低也可以通过合理地減輕发动机、傳动裝置、走行部分的重量来达到。

发动机的重量是整个內燃機車重量的一部分。因此，发动机的重量应同內燃機車的功率和重量、傳动裝置和走行部分的重量相适应。根据Глаголев教授的分析，最合理的发动机比重 W_g 可用下式求出：

$$W_g = \frac{P_g}{N_e} = \frac{0.37\eta_n(1-\beta)}{\psi_k V_p} - \frac{P_n + P_s}{N_e},$$

式中 P_g ——发动机重量，公斤；

P_n ——傳动裝置重量，公斤；

P_s ——走行部份重量，公斤；

V_p ——內燃機車在計算坡道上的速度。

这里应当着重地提出这样一点，就是一般发动机比重的概念常与其高速性、增压程度或发动机的使用寿命和工作可靠性联系在一起。对于內燃機車來說，無論从檢修組織或延

长使用期限的观点来看，都不适于采用比重很小的輕型发动机。因此，內燃機車对于发动机比重的要求，只在滿足內燃機車必要重量和发动机外形尺寸的要求下，并不希望过份的小。这样，从上面的公式可以看出，当提高內燃機車傳动裝置的效率 η_m 、降低驅動輔助設備所消耗的相对功率 β 、減輕傳动裝置和走行部分的重量（ P_n 及 P_s ）时，就有可能使用比重較大的发动机。这对于发动机來說是有利的。从分析現有的內燃機車发动机来看，它的重量約为內燃機車重量的15%。如果根据这个比例数值，我們可以近似地求出合理的貨运內燃機車发动机的比重 W_g 为 $41 \times 15\% = 6 \sim 7$ 公斤/馬力，和客运內燃機車发动机的比重为 $10 \times 15\% = 1 \sim 2$ 公斤/馬力。对于客运機車发动机來說，为了保証发动机的工作可靠性和使用寿命，它的合理比重值可以提高至 $2 \sim 3$ 公斤/馬力。

但是世界上現有的各种內燃機車的比重都很大，客貨运电力傳动內燃機車的比重，平均为 $60 \sim 70$ 公斤/馬力，客貨运液力傳动內燃機車的比重平均为 $50 \sim 60$ 公斤/馬力，超过了內燃機車合理的比重值很多。因此，近年来世界各国的內燃機車制造部門都有降低发动机比重的要求。表4說明了苏联所生产的和設計的內燃機車和发动机在重量指标上的发展情况。

至于发动机比重对于內燃機車軸負荷的影响，根据分析近代內燃機車的結果，証明內燃機車軸重受到这种影响是不大的。但是，随着单节內燃機車功率的增大，內燃機車的軸重就会受到允許数值的限制。这时，对于大功率機車发动机的重量要求就很严格了。貨运內燃機車发动机的比重应限制在 $4 \sim 5$ 公斤/馬力。

在內燃機車机务費用中，內燃機車的修理費約占总費用

表 4

制造年份	內燃機車型号	发动机 牌 号	发动机 功 率	发动机 比 重	內燃機車 比 重	用 途
1924	ЦЭЛ-1	—	1000	25	180	貨运
1932	ЭЭЛ	42БМК6	1050	22	131	貨运
1946	ТЭ-1	Д50	1000	17.5	124	貨运
1948	ТЭ-2	Д50	1000	17.5	87	貨运
1953	ТЭ-3	2Д100	2000	9.75	63	貨运
1958	ТЭ-10	9Д100	3000	7.3	46	貨运
1958	ТЭ-50	Д45	3000	4.0	46	貨运
1958(設計)	ТЭ-15	М785	1750	—	32.6	客运
1958(設計)	ТГ-100	М751	750	2.15	—	客运

的30%，其中发动机的修理費占到一半。因此，对于內燃機車发动机来說，提高其使用期限，是具有重大意义的。貨运內燃機車发动机使用期限应在18000~20000小时，客运的应在10000~12000小时。鉴于发动机的使用期限与发动机的高速性有很大的关系。因此，对于轉速問題加以个别的討論，是有其必要性的。

到目前为止，对于內燃機車发动机轉速的选择，在世界上还有爭論意見不一致。有主張采用中型中速（指1000轉/分以下）的，也有主張采用輕型、高速（大于1000轉/分）的。总的来說，这二种发动机型式的孰优孰劣，不易得出結論。在一般的概念中，轉速对发动机使用寿命有很大的影响，这是事实。但是，从实际的运用中証明，发动机的使用寿命在很大的程度上，取决于燃料和潤滑油的品質、零件的加工与装配質量，以及各种滤清设备的滤清能力。換句話說，高速发动机的寿命可以通过改进上述各个方面的措施来得到保証的。而采用高速的发动机却带来了許多优点。首先，高速发动机的制造成本要比中速发动机低得多。虽然高速发动机对工作零件的要求，無論在工艺上或材料上都比較

高，但它具有适于大量或成批生产的优越性，可以大大降低生产成本。譬如說，苏联生产的2Д100型发动机，它的造价是650000卢布，但是在苏联新型Tr-100型液力傳动內燃機車上的高速M751发动机的生产成本只有65000卢布，而与它功率相仿的TЭ-15型機車上的M785只有180000卢布（表5）。其次，对于大量生产的发动机的修理也比較方便，且可以集中。此外，运轉費也較少。

表 5

牌 号 参 数	2Д100	M751	M785
功率(馬力)	2000	750	1750
轉速(轉/分)	840	1500	1400
缸徑(毫米)	207	180	180
行程(毫米)	2 × 254	200	200
缸数	10	V 12	V 16
油耗量(克/馬力·时)	175	170~175	160~165
制造費(卢布)	650000	65000	180000

总之，在考虑选择发动机的轉速时：更重要的是必須結合一个国家的工业技术水平和具体条件。譬如說，西德是一个工业較发达的国家，对于这个国家無論在发动机制造的工艺水平和石油提炼技术方面对于制造具有使用期限较长的高速发动机在客觀上是具备有利条件的。例如，Maybach 公司的几种MD型輕型高速发动机，据該公司的报导，在两次大修期間的走行公里可以达到 1000000 公里，如果以平均速度为65公里/小时計算，并考虑到列車在坡道运行和加速，就相当于使用寿命16000~20000小时。其次，在西德鉄路的內燃牵引中主要是采用液力傳动，对于这种傳动表置來說，配用速度轉高的发动机，在結構方面是比較有利的。此外，在西德国家內客运占多数，內燃機車的比重和軸重都很小。

因此，在要求发动机的轉速或单位重量时，應該把該国家对于采用这种类型发动机的必要性与制造这种类型发动机的客觀可能性結合起来，这样才是准确的。就根据我国目前的燃料质量和发动机制造的工艺水平而論，機車发动机的轉速不宜提得过高，規定在750~1000轉/分是比較适宜的。

接着再来討論一下关于发动机的增压和发展方向問題。当然，发动机增压的意义就不仅在于可以减少发动机比重和降低它的制造成本，而更重要的是它能够很有效地提高发动机的運轉經濟性，降低內燃機車的机务費用，同时为发动机提高单机功率向大功率內燃機車方向发展，开辟了广闊的道路。

鉴于采用增压的发动机具有这么多优越点，因此，在近代各国所設計和制造的機車发动机上都采用了增压装置。

大家都知道，在目前的內燃機車上应用得最广泛的是具有低度增压的（增压，压力为1.5左右）发动机。因为对于这种发动机我們可以很方便地在不改变原发动机設計的基础上提高发动机功率50%左右，平均有效压力达到 $P_e = 8.5 \sim 8.8$ 公斤/厘米²，而不致引起过大的气缸爆发压力，热負荷也与不增压的差不多，并且廢气渦輪前的廢气温度也不会超过在目前冶金技术条件下所能制造的渦輪叶片的持續工作温度极限（約600°C）。随着鐵路牵引的貨运量的增长，所要求的內燃機車功率的提高，对于发动机來說，无論从減輕重量或提高发动机功率方面来看，要通过提高轉速的办法来达到这个目的是有一定限度的。因此，无疑地說，在今后內燃機車上广泛采用具有高度增压的发动机是肯定的发展方向。所謂高增压就是指增压压力超过了2~3公斤/厘米²，該时功率将比原来的提高200~300%。在这种发动机里，它的气缸最高压力将达到105~120公斤/厘米²，同时气缸的热負