

高等学校教学用书

內燃機車液力及机械传动

铁道部教材編輯組选編

人民铁道出版社



本書系鐵道部教材編輯組選編，並推薦作為高等學校教學用書，適用於熱力機車（內燃機車）專業。

本書分為機械傳動和液力傳動兩部分。在機械傳動部分說明了內燃機車機械傳動裝置的工作原理及設計計算的方法。在液力傳動部分說明了動液傳動元件（偶合器和變扭器）的構造、工作原理及特性，並分析了目前內燃機車上所用的幾種主要類型的液力傳動裝置，說明其結構和作用以及設計內燃機車液力傳動裝置的一般方法。

本書是以唐山鐵道學院和上海交通大學的原有講義為基礎。書中的第一部分由上海交通大學熱力機車教研組改編定稿，第二部分由唐山鐵道學院內燃機車教研組改編定稿。

高等學校教學用書
內燃機車液力及機械傳動

鐵道部教材編輯組選編

人民鐵道出版社出版

（北京市霞公府17號）

北京市書刊出版業營業許可証出字第010號

新華書店科技發行所發行

各地新華書店經售

人民鐵道出版社印刷廠印

書號 1788 開本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ 印張 $6 \frac{1}{8}$ 字數 167 千

1961年7月第1版

1961年7月第1版第1次印刷

印數 0,001—900 冊 定價 (10) 0.86 元

目 录

緒 論

§ 1. 內燃機車傳动裝置的必要性	1
§ 2. 內燃機車三種基本傳动裝置	3

第一部分 机械传动

§ 1. 机械傳动裝置的工作原理	6
§ 2. 机械傳动裝置的設計計算	9
§ 3. 主离合器和档位离合器	13

第二部分 液力传动

第一章 液力偶合器	18
§ 1. 偶合器的构造及工作原理	18
§ 2. 偶合器的扭矩計算公式及扭矩系数	20
§ 3. 偶合器的能量平衡	22
§ 4. 偶合器的外特性曲綫及无因次特性曲綫	23
§ 5. 偶合器与发动机共同工作时的特性曲綫	25
§ 6. 偶合器的构造对其特性的影响	28
§ 7. 偶合器工况的調节方法	31
§ 8. 偶合器的設計計算	33
第二章 液力变扭器	36
§ 1. 变扭器的构造及工作原理	36
§ 2. 变扭器泵輪和渦輪的扭矩計算公式及扭矩系数	38
§ 3. 变扭器的能量平衡	39
§ 4. 变扭器的外特性曲綫及无因次特性曲綫	43
§ 5. 变扭器的非可透性、正可透性和負可透性	47
§ 6. 变扭器和发动机共同工作时的特性曲綫	48
§ 7. 用类比法决定变扭器的尺寸	54
§ 8. 变扭器的分类及实例	55
§ 9. 复合式变扭器	59
§ 10. 变扭器工况的調节方法	61
§ 11. 变扭器工作輪的水力計算和設計	64
第三章 內燃機車的液力传动裝置	72
§ 1. 機車液力傳动裝置的分类	72
§ 2. 液力傳动裝置的主要类型	73
第四章 內燃機車液力传动裝置的控制、冷却和供油	78
§ 1. 对內燃機車液力傳动裝置控制系統的要求	78
§ 2. 內燃機車液力傳动裝置的控制系統	82

§ 3. 內燃機車液力傳动裝置的冷却.....	85
§ 4. 內燃機車液力傳动裝置的供油.....	86
第五章 內燃機車液力傳动裝置的設計.....	89
§ 1. 選擇液力傳动裝置的型式.....	89
§ 2. 選擇變扭器和偶合器.....	90
§ 3. 選擇泵輪轉速和決定增速齒輪的傳动比.....	90
§ 4. 確定變扭器和偶合器的尺寸并繪出与發動机共同工作的特性曲綫.....	91
§ 5. 確定變扭器和偶合器的工作範圍和各檔的机械傳动比.....	92
§ 6. 繪機車的牽引特性曲綫.....	94

緒 論

S1. 內燃機車传动裝置的必要性

內燃機車是鐵路運輸的牽引動力。從鐵路運輸的要求來看，內燃機車應具有以下的特徵：

1. 機車在工作過程中，由於列車重量和綫路縱斷面的不同，機車的運行速度將在很大的範圍內變化。機車運行速度的變化範圍稱為機車工作速度範圍，可用 P 表示。即

$$P = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \quad (0-1)$$

式中 P ——機車工作速度範圍；

$V_{\max}$ ——機車的最大工作速度，也即機車的構造速度；

$V_{\min}$ ——機車的最小持久工作速度，也即機車牽引列車在計算坡道上運行時的平衡速度。

隨著機車的用途不同，要求的 P 值也不相同。對於干綫機車，要求 $P = 5 \sim 8$ ；對於調車機車，要求 $P = 6 \sim 10$ 。

2. 為了提高鐵路的通過能力，機車應能在保證行車安全的條件下（機車速度不超過 $V_{\max}$ ）以尽可能高的速度牽引列車運行，而當機車在低速（機車速度大於 $V_{\min}$ ）時，又能牽引列車很快加速或者是有可能牽引較重的列車。因此在機車速度自最小持久工作速度 $V_{\min}$ 至最大速度 $V_{\max}$ 之間，機車應以尽可能大的功率工作。換句話說，在機車的工作速度範圍以內，機車應始終能以最大的功率工作。

因此，機車在工作速度範圍內的動輪輪周功率可以下式表示：

$$N_k = \frac{F_k \cdot V}{270} = N_{k \cdot \max} = \text{常數} \quad (0-2)$$

式中 N_k ——機車動輪輪周功率，馬力；

F_k ——機車動輪輪周牽引力，公斤；

V ——機車速度，公里/時。

(0-2)式中所表示的牽引力和速度的關係是雙曲綫（見圖0-1）。這就是鐵路運輸所要求的機車的理想牽引特性曲綫。

傳到機車動輪輪周的功率主要決定於發動機的功率。如果在機車的工作速度範圍內，機車發動機輸出的有效功率為 N_e ，而發動機的最大有效功率為 $N_{e \cdot \max}$ ，則發動機的功率輸出率 φ 為

$$\varphi = \frac{N_e}{N_{e \cdot \max}} \quad (0-3)$$

顯然，為了使機車在工作速度範圍內的輪周功率始終保持最大值， φ 必須始終等於1。

此外，發動機的功率是通過發動機曲軸和機車動輪之間的驅動裝置而傳到動輪上的，驅動裝置在傳遞功率的過程中要消耗一部分能量，所以機車的輪周功率 $N_k = N_e \cdot \eta_n$ （ η_n ——機車的驅動效率）。

輪周功率是發動機功率中可利用來牽引列車的部分，故發動機的功率利用率 ψ 為

$$\psi = \frac{N_k}{N_{e \cdot \max}} = \frac{N_e}{N_{e \cdot \max}} \cdot \eta_n = \varphi \cdot \eta_n \quad (0-4)$$

故為了使機車的輪周功率在工作速度範圍內始終保持最大值，除了 φ 始終等於1外，驅

动效率 η_n 也必须始终保持最大值。

3. 列车在起动及以低速(速度小于 $V_{\min}$)运行时, 机车的轮周牵引力受粘着牵引力的限制。为了充分利用机车的粘着重量, 当机车速度在 $0 \sim V_{\min}$ 之间时, 轮周牵引力应等于粘着牵引力。这一要求也反映在图0—1上。

在干线机车中, 起动时的轮周牵引力 $F_{\kappa 0}$ 与在最大工作速度时的轮周牵引力之比 $\frac{F_{\kappa 0}}{F_{\kappa \cdot v_{\max}}}$ 往往大于10。

目前内燃机车上所用的发动机基本上是柴油机。柴油机的特性曲线如图0—2所示。

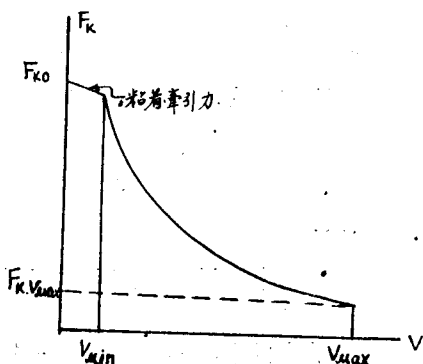


图0—1 机车的理想牵引特性曲线

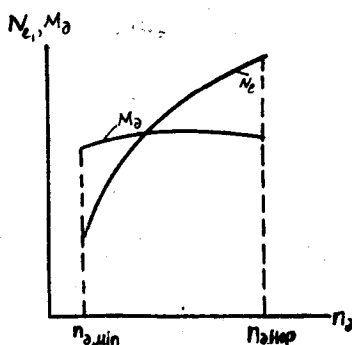


图0—2 柴油机的特性曲线

当柴油机的曲轴通过驱动装置和机车动轴相速时, 机车速度就与柴油机转速成正比即 $V \propto n_0$ 。这时候的机车工作速度范围

$$P = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{n_{0 \cdot \text{ном}}}{n_{0 \cdot \min}} = \delta \quad (0-5)$$

式中 $\delta = \frac{n_{0 \cdot \text{ном}}}{n_{0 \cdot \min}}$ ——柴油机的转速范围, 或称柴油机的弹性系数;

$n_{0 \cdot \text{ном}}$ ——柴油机额定转速;

$n_{0 \cdot \min}$ ——柴油机最小工作转速。

对于大马力的柴油机, $\delta = 2 \sim 3$ 。因此由(0—5)式所决定的机车工作速度范围 $P = 2 \sim 3$, 故不能满足铁路运输的要求。

此时, 由柴油机扭矩所产生的机车轮周牵引力为

$$F_{\kappa} = \frac{2M_0}{D_{\kappa}} \cdot \frac{1}{i} \cdot \eta_n \quad (0-6)$$

式中 M_0 ——柴油机的扭矩;

D_{κ} ——机车动轮直径;

$i = \frac{n_{\kappa}}{n_0}$ ——机车驱动装置的传动比;

n_{κ} ——机车动轮转速;

n_0 ——柴油机转速。

如果驱动装置的传动比 i 不能随机车速度 V 而改变, 则由于柴油机扭矩 M_0 与转速 n_0 的关系几乎是一根水平线(见图0—2), 机车牵引力 F_{κ} 和速度 V 的关系也将几乎是一根水平线, 这和图0—1所表示的机车理想牵引特性曲线有很大的距离。所以, 为了使机车轮周牵引力 F_{κ} 能够随着速度 V 的改变而改变, 机车驱动装置的传动比 i 必须能够随着速度 V 的改变而改变。

机车速度 V 和动轮转速 n_{κ} 成正比, 即 $V = a \cdot n_{\kappa}$ (a 是常数), 则当驱动装置的传动比 i 随着速度 V 而改变时, 将有以下的关系:

$$\left. \begin{aligned} V_{\max} &= a \cdot n_{\kappa \max} = a \cdot i_2 \cdot n_{\partial, \text{нор}} \\ V_{\min} &= a \cdot n_{\kappa \min} = a \cdot i_1 \cdot n_{\partial, \min} \end{aligned} \right\} \quad (0-7)$$

式中 $n_{\kappa \max}$ 和 $n_{\kappa \min}$ ——对应 $V_{\max}$ 和 $V_{\min}$ 的动輪轉速。

i_2 和 i_1 ——对应 $V_{\max}$ 和 $V_{\min}$ 的驅動裝置傳動比。

这时候的機車工作速度範圍

$$P = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{a \cdot i_2 \cdot n_{\partial, \text{нор}}}{a \cdot i_1 \cdot n_{\partial, \min}} = \frac{i_2}{i_1} \cdot \delta \quad (0-8)$$

因此，当傳动比 i 可以随着機車速度 V 而改变时，只要合理选择 $\frac{i_2}{i_1}$ 这一比值，就可以使由 (0-8) 式所决定的機車工作速度範圍 P 满足鉄路運輸的要求。

此外，由图 0—2 看出，柴油机只有以其額定轉速 $n_{\partial, \text{нор}}$ (最大工作轉速) 工作时，才能輸出最大功率 $N_{e, \max}$ 。故为了使機車在工作速度範圍內始終保持最大的輪周功率，还必須使柴油机在機車工作速度範圍內始終保持額定轉速。这一任务也可以由驅動裝置完成。

綜合上述，由于柴油机的特性不能适应機車牽引特性的需要，对于自柴油机曲軸至機車动輪之間的驅動裝置提出了兩項任务：使傳动比 $i \left(= \frac{n_{\kappa}}{n_{\partial}} \right)$ 随着機車速度的改变而改变以及使柴油机在機車工作速度範圍內始終保持額定轉速。

自柴油机曲軸至機車动輪間的驅動裝置由許多部件組成，其中担负着完成以上所提出的兩項任务的部件就称为傳动裝置。所以傳动裝置是驅動裝置中最重要的部分，驅動裝置中除傳动裝置以外的其他部分都称为輔助驅動裝置。

柴油机特性不能适应機車牽引特性的需要就是內燃機車必需傳动裝置的原因。

S2. 內燃機車三種基本傳动裝置

傳动裝置在完成 §1 所提出的兩項任务的过程中，还應該满足以下几点要求：

1. 傳动裝置中的能量損失应尽可能小，以得到尽可能高的驅動效率 η_n 。
2. 傳动裝置应有最小的重量和尺寸。
3. 傳动裝置應該工作可靠，造价及維修費低。
4. 機車在前进或后退时都应具备同样的牽引特性。因此如果在輔助驅動裝置中沒有換向裝置，傳动裝置中应有換向裝置。

目前內燃機車上采用三種基本的傳动裝置：電傳动、机械傳动和液力傳动。这三种傳动裝置基本上都能完成 §1 所提出的兩項任务以及满足上述的几点要求。

在電傳动裝置中，柴油机輸出的功率經由发电机、牽引电动机、輔助驅動裝置而傳到機車动輪。由发电机和牽引电动机共同完成对傳动裝置所提出的任务。電傳动裝置的傳动比 i 是随着機車速度的变化而无級改变，故由 (0—6) 式，機車的牽引力 F_{κ} 也将随着機車速度的变化而无級变化，機車的牽引特性曲綫可以是接近于双曲綫的平滑曲綫。電傳动裝置的效率介于机械傳动和液力傳动之間，是目前大功率內燃機車用得最广泛的一种傳动裝置。但是它要消耗大量貴重的有色金屬 (約 4—5 吨/千馬力)。和其他两种傳动的機車比較，電傳动內燃機車的重量較大、造价較高。

在机械傳动裝置中，柴油机輸出的功率經由主离合器、齒輪變速箱、輔助驅動裝置而傳到機車动輪。完成对傳动裝置所提出的任务的是主离合器和齒輪變速箱。在三种傳动裝置中，机械傳动的效率最高，而且結構簡單。但是它有以下严重的缺点：傳动比 i 是分級变化而在每一級內保持不变，因此机械傳动機車的牽引力和速度的关系不可能是接近双曲綫的平滑曲綫；在某一級不变的傳动比下工作时，柴油机轉速将随着機車速度的降低而降低，故不能充分利用柴油机的功率；由一級傳动比改变为另一級傳动比 (称为換档) 时，變速箱中的齒輪或档位离合器之間会发生冲击；在机械傳动裝置工作时，主离合器中的主、从部分总会

发生滑轉，引起主离合器的磨耗和发热，傳遞的功率越大，磨耗和发热就越严重。由于这些严重的缺点，目前在大功率的内燃機車上，除了以燃气輪机作为动力的機車以外，均不采用机械傳动装置。机械傳动装置主要用于小功率的内燃機車。

在液力傳动装置中，柴油机输出的功率經由液力变速箱、輔助驅動装置而傳到機車动輪。由液力变速箱完成对傳动装置所提出的任务。液力傳动装置的傳动比可以随着機車速度的改变而无級地变化，而且可以使柴油机始終維持在額定轉速下工作，因此液力傳动機車的牵引特性曲線可以是接近双曲線的平滑曲線。同时，液力傳动機車只需消耗少量的有色金属、重量較輕和造价較低，又沒有机械傳动装置所存在的缺点，尽管它的傳动效率在三种傳动装置中是最低的（稍低于电傳动），但是，如果把機車重量考虑在內，而在機車挽鈎上計算牵引力及效率（这样比較合理），則液力傳动機車的优点比电傳动機車有过之而无不及。基于上述原因，液力傳动装置便日益广泛地为人們所重視，特別是內燃機車上已經应用起来，而在交流电力機車上也有采用它的可能性。

与其他的科学技术一样，液力傳动装置也是由低級而高級，在发展的过程中也遇到过不少的阻碍。

动液傳动是在20世紀初发明的，距現在还不到六十年。十九世紀90年代以前，在船舶上是用低速的蒸汽机和柴油机与螺旋桨直接相連作为动力。90年代以后出現了效率高、尺寸和重量小的高速柴油机和汽輪机，非常适用于大功率的船舶。但由于螺旋桨只能在低速下工作，要把高速的原动机和螺旋桨相連，就需要傳动装置。当时齿輪傳动的技术水平还处在低級阶段，不能胜任高速運轉，电傳动也未成功，于是就采用了离心泵及液力渦輪机作为傳动装置。这种傳动装置的示意图如图0—3所示。

图0—3中，离心泵2的軸1和原动机相連。原动机工作时，离心泵将工作液体自槽9經管10吸入。液体在泵中获得能量后，就經由管3被送至渦輪机4，推动渦輪机作功。渦輪机軸5与工作机械（例如螺旋桨）相連。液体将能量傳給渦輪机后，即沿管6流入槽7。槽7的液体可經由管8流回槽9，再被离心泵吸入。液体就是这样作为一种傳遞能量的介質循环不已。

当时有一些权威人士对这一方案提出了意見：“認為在离心泵中的損失不小于15%，而在渦輪中的損失不小于10%，如果假設主要管路的損失不小于5%的話，这种傳动装置的总效率充其量也不过70%”。那就是說这种傳动方案是沒有希望的。

为了减少图0—3这一傳动系統中的能量損失，1902年德国人弗丁杰（H·F·öttinger）提出將傳动系統中的各部分造成一个整体的傳动装置方案（見图0—4），这种傳动装置就称为液力变扭器。直至1907年第一次試驗成功后，变扭器就大量作为船用傳动装置。后来逐渐发展作为內燃機車、汽車、拖拉机及其他工业用傳动装置。

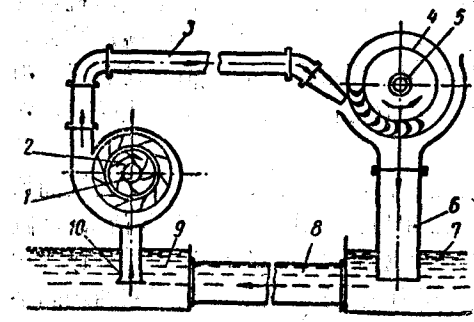


图0—3 渦輪式液力傳动裝置的示意图。
1——离心泵軸； 2——离心泵； 3、6、8 和 10——管子； 4——渦輪机； 5——渦輪机軸； 7和9——液槽。

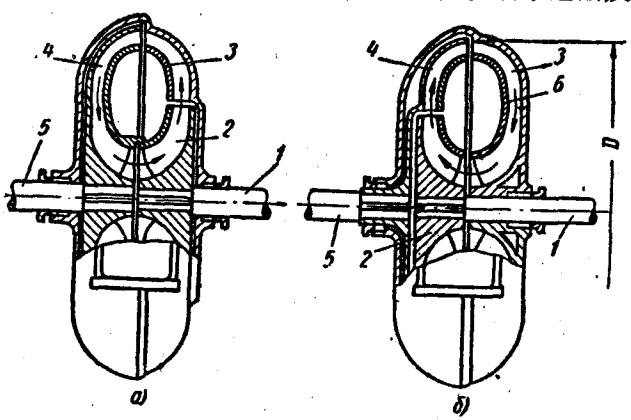


图0—4 液力变扭器簡图。
1——主动軸； 2——泵輪； 3——导向器； 4——渦輪； 5——从动軸； 6——內环。

按照图 0—4a, 在主动轴 1 上装有泵轮 2, 它把工作液体送入固定的导向器 3, 然后液体进入装在从动轴 5 上的涡轮 4, 液体把自泵轮得到的能量传给涡轮后, 又流回泵轮。

工作液体在变扭器内循环流动, 它所经过的空间称为循环圆。事实上, 液体并不是在循环圆这一平面内循环, 其循环路线如图 0—5 所示。

图 0—4b 的方案和图 0—4a 类似, 其区别在于液体由泵轮先经涡轮、再到导向器。因此, 进入涡轮的液流方向和离开泵轮的液流方向相同, 即涡轮的旋转方向和泵轮相同, 也就是从动轴和主动轴的旋转方向相同。而在图 0—4a 中, 液流由于导向器的作用, 其进入涡轮时的流动方向可以和离开泵轮时不同。因此就有可能使从动轴的旋转方向和主动轴相反。

在变扭器技术水平发展的同时, 齿轮传动装置也趋向完善 (传动比增大、效率高达 0.97~0.98), 它又逐渐代替了变扭器。

齿轮传动装置本身可以改变所传递的扭矩。但是为了避免齿轮的损坏, 在齿轮装置和柴油机中间需装有弹性联轴节。因此, 就出现了液力耦合器, 作为齿轮传动装置的弹性联轴节应用。与变扭器比较, 耦合器没有导向器。其作用原理和变扭器相似 (图 0—6)。

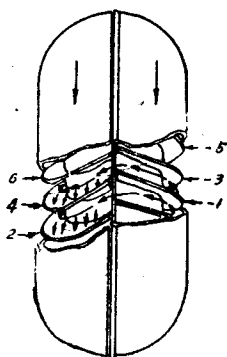


图 0—5 液体在变扭器中的循环路线

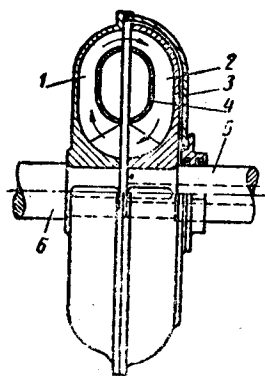


图 0—6 液力耦合器简图：
1——泵轮；2——涡轮；3——外壳；4——内环；
5——涡轮轴；6——泵轮轴。

由于变扭器本身有许多优点, 而且经过不断地改进, 使变扭器的效率可达 90% 以上, 故目前又被广泛地采用。

目前液力传动装置大量应用于汽车、拖拉机和战斗车辆上。大功率液力传动内燃机车目前虽然为数不多, 但它在全部内燃机车中的比重正在逐年增加。功率达 2200 马力的液力传动内燃机车已在正式投入运用; 功率为 2000 马力的液力传动机车正在试运; 而功率为 4000 马力的液力传动机车则正在试制。

苏联很早就从事液力传动装置的研究工作, 是世界上最有成就的国家之一。苏联现在除已成批生产液力传动调车机车外, 还正在试制和试运不同功率和不同用途的液力传动机车。各机车工厂和铁道科学研究机关正为制造出最好的液力传动装置而进行着大量的工作。

1958 年起, 随着我国的工农业大跃进, 铁路上不仅出现了电传动内燃机车, 而且也试制成了液力传动机车。四方机车车辆工厂继 1958 年试制成 600 马力液力传动的内燃机车后, 又于 1959 年制成了每节 2000 马力 (2×1000) 的液力传动客运机车。目前我国各内燃机车制造厂正在已取得的经验的基础上, 继续研究、设计和试制各种用途的液力传动内燃机车。

本课程的目的就是扼要介绍机械传动及液力传动的构造、原理及设计计算方法。

第一部分 机械传动

§1. 机械传动装置的工作原理

內燃機車的机械传动装置由主离合器，档位离合器和齿輪变速箱組成。变速箱的主动軸通过主离合器与发动机的曲軸相联，从动軸則經万向軸和車軸减速箱（或經出力軸和連杆机构）与機車的动軸相联，如图 I—1 所示。改变变速箱中参加工作的齿輪付，就可使主从动軸获得数档（图 I—1 中是 3 档）不同的传动比。

機車的持續速度就是機車能在这种速度下进行长期的运转的工作速度，其最大和最小数值受到各种因素的限制。对于机械传动內燃機車來說，最大持續速度受結構和发动机最大轉速的限制，而在最低持續速度时主离合器应无摩擦而工作。機車在低于最低持續速度只能作短時間运转。

現在我們来研究具有三档速度（图 I—1）的机械传动內燃機車的工作过程。

由于機車在起動时和低速时需要很大的牵引力，因此起動前应使变速箱处于减速比較大的第 I 档上，这只要合上第 I 档档位离合器和脫开第 II、III 档档位离合器即可。然后脫开主离合器，使柴油机在无載情况下起動，并使它保持在最低轉速 n_{0min} 进行运转。接着就慢慢地合上主离合器，機車就开始起動。

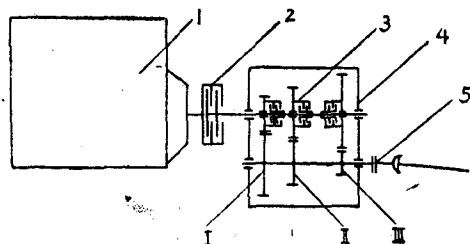


图 I—1 机械传动原理图，
1——发动机；2——主离合器；3——档位离合器；
4——变速箱；5——从动軸輸出法藍；I，II 和 III——档位数。

內燃機車机械传动装置中的主离合器一般都采用圆盘式摩擦离合器。它的主动摩擦片和柴油机的曲軸相联，从动摩擦片和变速箱主动軸相联。压紧主从动摩擦片后，依靠片間摩擦力的作用，能将扭矩由主动摩擦片傳給从动摩擦片，而且所傳遞的扭矩和片間的压力成正比。在正常的压力下，主离合器能很好地傳遞柴油机的額定扭矩 M_0 。

主离合器合上后，柴油机的扭矩就通过主离合器，变速箱主动軸，經档位离合器和齿輪付 I，由变速箱从动軸而傳到機車的輪对（这时齿輪付 II、III 在主从軸上空轉，不傳遞扭矩），使機車产生牵引力 $F_{\kappa I}$ 。随着主离合器摩擦片間压力的逐步增加，機車的牵引力也逐渐增大，当牵引力大于機車所需克服的列車起動阻力 W 时（图 I—2 的点 A），機車就开始起動。同时由于主离合器摩擦片間的压力逐步达到規定值，主离合器立即傳遞柴油机的額定扭矩，牵引力也迅速增加到額定数值 $F_{\kappa I}$ 。

随着機車的速度逐渐增加，主离合器从动摩擦片的轉速也逐渐增大，也就是說，主从动摩擦片間的相对摩擦逐渐减小，当機車的速度增加到 V_{min} 时，从动摩擦片的轉速剛好等于主动摩擦片的轉速，摩擦停止。在这种速度下機車可以持續运转。

此后，由于起動后列車的阻力迅速减小，機車速度繼續由 V_{min} 增加到 V_1 ，柴油机的轉速也由 n_{0min} 增加到最大轉速 n_{0max} 。由柴油机扭矩轉換而得的機車牵引力 $F_{\kappa I}$ 在 V_{min} 到 V_1 范圍內几乎保持不变，柴油机的功率 N_0 在 V_{min} 前保持常值，在 V_{min} 后則和機車的速度成正比，如图 I—2 所示。

由于機車持續工作的速度範圍要比柴油机的彈性系数大得多，機車速度到 V_1 后還必須繼續增加，而柴油机的轉速已到达最大值，不能再增加了，为了解决这个矛盾，变速箱必須換档。也就是說，必須减小变速箱主从动軸間的傳动比，使機車能繼續加速前进。

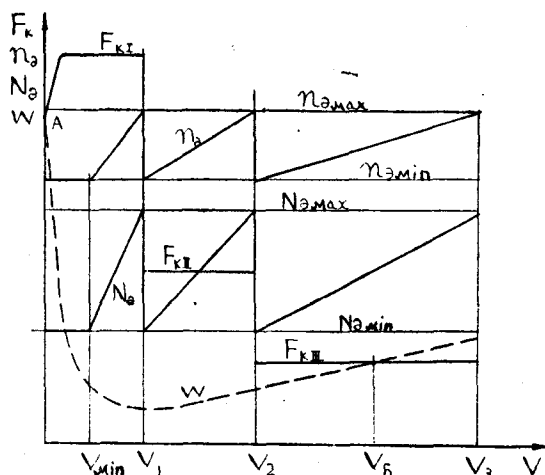


图 I—2 具有三档速度变速箱的机械传动内燃機車的牽引力，列車阻力，柴油機轉速，柴油機功率和機車速度的关系。

F_k ——機車牽引力； W ——列車阻力； n_d ——柴油機轉速； N_d ——柴油機功率；——機車速度。

主动軸和其所帶零件慣量較大，同步过程中冲击也愈大。因此，機車上档位离合器一般不用爪牙式，而用圓盘摩擦式。在同步过程中依靠摩擦片之間的摩擦而吸收其冲击，使換档过程比較平稳。

和摩擦离合器相比，爪牙式离合器具有尺寸小，重量輕，結構簡單，运用中很少磨耗的优点。如在爪牙离合器中装以專門的同步机构，就能消除同步过程中所产生的冲击。因此，在功率較小的機車上，也有采用装有同步机构的爪牙离合器作为档位离合器的。

換档时如不先脫开主离合器，則換档将在功率傳遞下进行，而在換档过程中要和变速箱从动軸同步的慣量，除变速箱主动軸外，还包括柴油机曲軸、飞輪以及与曲軸相联的运动部份，这就会增加同步过程中的冲击，使档位离合器工作恶化。

变速箱由 I 档換到 II 档以后，就合上主离合器。

主离合器的从动摩擦片和变速箱主动軸相联，由 I 档換到 II 档后其轉速已經降低。当主离合器开始合上时主动摩擦片的轉速仍等于柴油机的最大轉速 n_{dmax} ，由于在这个最大轉速下柴油机的扭矩不能立即克服从动摩擦片所帶的慣量（包括機車車輛的慣量），使機車車輛立即加速。因此柴油机的轉速下降，降到 n_{dmin} 后主动摩擦片的轉速剛好等于从动摩擦片的轉速，摩擦停止。換档过程到此結束。

由 I 档換到 II 档后，变速箱主从动軸間傳动比减小，機車牽引力 F_{kII} 也比 F_{kI} 减小（見图 I—2）。如果这时機車牽引力仍大于列車阻力，則機車速度繼續由 V_1 增加到 V_2 ，柴油机的轉速也相应由 n_{dmin} 增加到 n_{dmax} 。到了 V_2 后如機車速度还要增加，則必須將变速箱由 II 档換到 III 档，換档过程仍如上述。

由 II 档換到 III 档后，变速箱主从动軸間傳动比减小，機車牽引力 F_{kIII} 又比 F_{kII} 减小，柴油机轉速再由 n_{dmax} 減到 n_{dmin} 。这时如牽引力仍大于列車阻力，機車繼續加速。到平衡速度 V_6 后，機車牽引力等于列車阻力，列車就等速前进。

V_6 是機車在牽引状态下所能达到的最大速度，該时柴油机的轉速为 n_{dmax} 。

当綫路縱断面改变，使列車阻力增加而大于機車的牽引力时，機車开始減速。機車減速

时变速箱的换档过程和加速时一样，只是在换档后柴油机的转速不是降低，而是由 n_{dmin} 增加到 n_{dmax} 。

具有三档速度变速箱的机械传动内燃机车，其机车牵引力，列车阻力，柴油机转速，柴油机功率和机车速度的关系，如图 I—2 所示。

通过以上的分析后我们可以看到，机械传动内燃机车的优点是：

机械传动装置的结构制造简单，重量轻和尺寸小，其驱动效率在各种传动装置中是最高的，一般可达 0.88~0.94。

但是，它也有下列缺点：

(1) 机车的牵引力是多级的，跳动的，和牵引力按双曲线规律随机车速度而变化的机车理想牵引性能是有差别的。当变速箱档数愈多时，这一差别就愈小。

(2) 换档时机车的牵引力中断，这是由于一般在换档时必须脱开主离合器之故。由于换档时间相对较长，当列车上坡需要机车发出较大牵引力而换档时，牵引力发生中断现象是很不希望的。

(3) 在机车持续工作速度范围之内，柴油机发出的功率在 N_{dmin} 和 N_{dmax} 之间变化，只有在个别的速度上（I 档的 V_1 ，II 档的 V_2 和 III 档的 V_3 ）柴油机才发出最大（额定）功率。因此，机车的功率输出率不高，当变速箱的档数愈多时，柴油机的功率输出率愈高。

(4) 在机车起动和换档时，主离合器将产生不可避免的磨损和发热，因此摩擦片必须经常更换。档位离合器如采用爪牙式，则必须具有复杂的同步机构；而采用摩擦式时，虽无需同步机构，但在机车功率较大时，其尺寸和重量就较大。

大功率干线机车的任务是在干线牵引客货列车，要求机车在绝大部分运转时间中发出全部的功率，因此希望柴油机有较高的功率输出率。同时，希望机车牵引力的变化比较平稳，在换档时不要有很大的跳动，以减少在线路纵断面变化时机车和所牵引列车之间的冲击。而采用机械传动的干线内燃机车远远不能满足这些基本要求，因此，在大功率干线内燃机车上机械传动很少应用，而且今后也没有发展前途。

调车机车的任务是在编组站或厂矿内部调度车辆，其工作的特点就决定了不可能在机车大部运转时间中发出全部功率，发动机的功率一般都有较大的储备，因此对柴油机的功率输出率要求不高。其次，调车机车的工作地点多在平道上，换档时对牵引力的跳动并不十分敏感，而希望传动装置的结构制造简单、重量轻、尺寸小、工作可靠，因此在功率较小的调车内燃机车上，广泛地采用机械传动。

大城市间高速客运的重油列车，一般希望在列车起动后获得很大的加速度，发动机的功率往往有很大的储备，功率输出率要求不高。同时希望传动装置结构简单，效率较高。因此在重油列车上，也广泛采用机械传动。

必须指出，上述结论只对机车发动机采用柴油机的内燃机车才是正确的。如果机车发动机采用外特性如图 I—3 所示的燃气轮机，则结论就完全不同。变速箱具有三档速度的机械传动燃气轮機車的牵引性能如图 I—4 所示。由图 I—4 可见，大功率机械传动内燃机车上所具有的牵引力跳动和发动机功率输出率不足的重大缺点，在燃气轮機車上并不存在。而机械传动的效率高，制造和结构简单、重量轻和尺寸小的优点就更

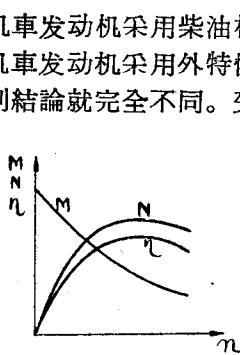


图 I—3 燃气轮机的外特性：
M——出力轴扭矩；
N——功率；η——效率；
n——转速。

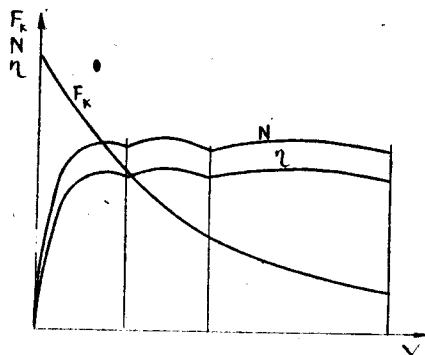


图 I—4 具有三档速度的机械传动燃气轮機車的牵引特性：
 F_k ——机车牵引力；N——燃气轮机功率；
η——機車效率；V——機車速度。

加突出。因此，在大功率燃气輪機車上采用机械傳动具有广闊的发展前途。

§2. 机械传动裝置的設計計算

在設計內燃機車机械傳动裝置之前，应由机械傳动裝置的設計技术任务书中获得下述基本参数：柴油机的最大和最小轉速、柴油机最大（額定）功率、外特性曲綫；機車的构造速度、最低持續速度、动輪直徑、輔助驱动裝置的型式和变速箱允許的限界尺寸等。

在有了上述基本参数，可按下述方法进行設計計算：

1. 变速箱速度档数的决定

根据機車持續工作的速度范围 P 和柴油机的彈性系数 δ ，就可决定变速箱的速度档数。

設計时，为了保証主离合器在機車持續工作速度范围内不致产生摩滑，機車的最低持續速度应大于或至少等于主离合器摩滑停止时的機車速度 V_p ，即

$$\begin{aligned} V_{\min} &\leq V_p; \\ \text{若取} \quad V_{\min} &= V_p, \\ \text{則} \quad V_1 &= \delta V_{\min}; \\ V_2 &= \delta V_1 = \delta^2 V_{\min}; \\ V_3 &= \delta V_2 = \delta^3 V_{\min}; \\ &\dots\dots\dots \\ V_n &= \delta V_{n-1} = \delta^n V_{\min}, \end{aligned}$$

式中 $V_1, V_2, \dots, V_n$ 为相应各档的機車的最大速度，在这一速度时柴油机的轉速为最大轉速 $n_{\max}$ ， V_n 应等于機車的构造（最大）速度。

機車的持續工作速度范围

$$P = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_n}{V_{\min}} = \frac{\delta^n V_{\min}}{V_{\min}} = \delta^n,$$

由此可得变速箱的档数

$$n = \frac{\log P}{\log \delta}.$$

实际上，由于換档过程中機車的牽引力中斷，換档后機車的速度有可能減低。为了使柴油机的工作更加稳定和留有余地，避免在換档后因柴油机的轉速低于最低轉速 $n_{\min}$ 而引起柴油机熄火；同时也为了提高柴油机的功率輸出率，設計时并不采用柴油机的最低轉速，而用較高的 $n'_{\min}$ 来代替 $n_{\min}$ ，即 $n'_{\min} > n_{\min}$ 。則

$$\frac{n_{\max}}{n'_{\min}} = C < \delta,$$

式中 C ——实际应用的柴油机轉速变化范围，一般取 $C = 1.4 \sim 2.2$ 。

因此，变速箱的档数

$$n = \frac{\log P}{\log C} \quad (\text{I-1})$$

內燃機車变速箱的档数一般在 3 ~ 5 档之間（在燃气輪機車上多为 2 档）。

必須指出，变速箱档数的增多虽然能提高柴油机的功率輸出率和减小換档时牽引力的跳動現象；但同时也将使变速箱結構复杂，制造成本增加和換档的控制困难，因此过份地增加档数也是不适当的。

2. 变速箱各档機車速度的分配

为研究方便起見，我們以四档速度的变速箱作为計算对象。

变速箱各档的機車速度可按下式求得：

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_3}{V_2} = \frac{V_2}{V_1} = C. \quad (\text{I-2})$$

已知 V_4 等于機車的构造速度，則

$$V_3 = \frac{V_4}{C};$$

$$V_2 = \frac{V_3}{C} = \frac{V_4}{C^2};$$

$$V_1 = \frac{V_2}{C} = \frac{V_4}{C^3};$$

式中 $0 \sim V_1$ ——变速箱第 I 档工作时機車的速度范围；

$V_1 \sim V_2$ ——变速箱第 II 档工作时機車的速度范围；

$V_2 \sim V_3$ ——变速箱第 III 档工作时機車的速度范围；

$V_3 \sim V_4$ ——变速箱第 IV 档工作时機車的速度范围。

機車的最低持續速度也可按 (I-2) 式求得，即

$$V_{\min} = \frac{V_1}{C}。$$

3. 变速箱各档总减速比的确定

总减速比就是指柴油机轉速和機車动輪轉速之比。由于機車在构造速度 $V_{\max}$ 时柴油机的轉速为最大轉速 $n_{d\max}$ ，因此第 IV 档总减速比

$$i_{IV} = \frac{n_{d\max}}{n_{k\max}}, \quad (I-3)$$

式中 $n_{k\max}$ ——機車动輪最大轉速，轉/分。

機車动輪轉速可按下式确定

$$n_{k\max} = \frac{V_{\max}}{0.1884 D_k},$$

式中 D_k ——機車动輪直徑，米；

$V_{\max}$ ——機車构造（最大）速度，公里/时。

这样，第 IV 档总减速比

$$i_{IV} = \frac{n_{d\max} \cdot 0.1884 \cdot D_k}{V_{\max}};$$

其他各档总减速比

$$i_{III} = \frac{n_{d\max} \cdot 0.1884 \cdot D_k}{V_3} = i_{IV} \cdot C;$$

$$i_{II} = i_{III} \cdot C;$$

$$i_I = i_{II} \cdot C。 \quad (I-4)$$

4. 变速箱型式的選擇和确定

变速箱型式可以在分析現有各种機車变速箱的基础上，加以選擇或改进創造而得。在确定型式时除必須保証設計的技术要求外，尚須注意下列各点：

(1) 結構簡單，裝拆方便，以利于制造和維修。

(2) 变速箱中齒輪，軸，离合器等零件的数目应尽可能地少，以减少重量和尺寸，节约金属消耗和降低成本。

(3) 力求减少每档速度上传递扭矩的齒輪对数，以提高机械傳动裝置的效率。

(4) 为了使各档位离合器具有同样尺寸和改善其工作条件，档位离合器应放在扭矩較小的軸上，并使各档位离合器傳遞相等的扭矩。

(5) 为了使錐齒輪的工作更加可靠，錐齒輪最好布置在扭矩較小的軸上。

(6) 摩擦式档位离合器最好布置在箱体之外，以利于檢修。

(7) 变速箱应装有換向裝置。同时，所有摩擦面必須保証有足够的潤滑。

具有四档速度的內燃機車變速箱如圖 I—5 所示，圖 I—6 為 1450 馬力內燃機車所用的變速箱。

柴油機的功率經主離合器由錐齒輪 1 輸入，經各齒輪後由與齒輪 6 和 13 相聯的出力軸輸出。換向任務由裝在錐齒輪 1 和 2 上的換向離合器完成。

各檔速度時變速箱的功率傳遞綫如下，I 檔：錐齒輪 1 和 2，檔位離合器 I，圓柱齒輪 3、4、5 和 6；II 檔：錐齒輪 1 和 2、檔位離合器 II、圓柱齒輪 8、9、5 和 6；III 檔：錐齒輪 1 和 2，圓柱齒輪 10 和 11、檔位離合器 III、圓柱齒輪 7 和 6；IV 檔：錐齒輪 1 和 2，圓柱齒輪 10 和 11，檔位離合器 IV，圓柱齒輪 12 和 13。

錐齒輪放在扭矩較小的輸入軸上。四個檔位離合器由於所受扭矩的數值一樣，其尺寸也一樣，而且放在箱體外面便於檢修。

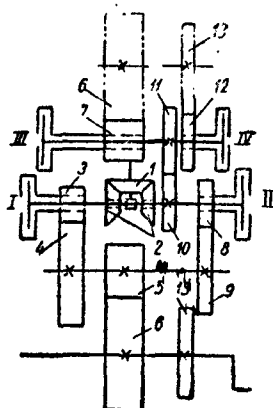


圖 I—5 四檔速度變速箱示意圖：

1~13——齒輪；
I~IV——檔位離合器。

5. 總減速比在各傳動齒輪上的分配

各檔總減速比應很好地配置在相應各檔的各傳動齒輪上。對於由出力軸經連杆直接驅動機車動輪的變速箱，總減速比應全部分配在變速箱相應各檔的傳動齒輪上。對於帶有中間齒輪箱，萬向軸和車軸減速箱的機械傳動裝置，變速箱的減速比只是總減速比的一部份，而其餘部份減速比則分配在中間齒輪箱和車軸減速箱上。必須指出，分配在中間齒輪箱和車軸減速箱上的減速比是固定的，並不隨機車的速度而變。

例：給定

$$n_{d\max} = 900 \text{ 轉/分；}$$

$$C = \frac{5}{3}；$$

$$V_{\max} = 100 \text{ 公里/時；}$$

$$D_k = 1.5 \text{ 米；}$$

求如圖 I—5 所示的四檔變速箱各傳動齒輪對的傳動比。

解：先求總減速比

$$i_N = \frac{n_{d\max} \cdot 0.1884 \cdot D_k}{V_{\max}} = \frac{900 \cdot 0.1884 \cdot 1.5}{100} = 2.54；$$

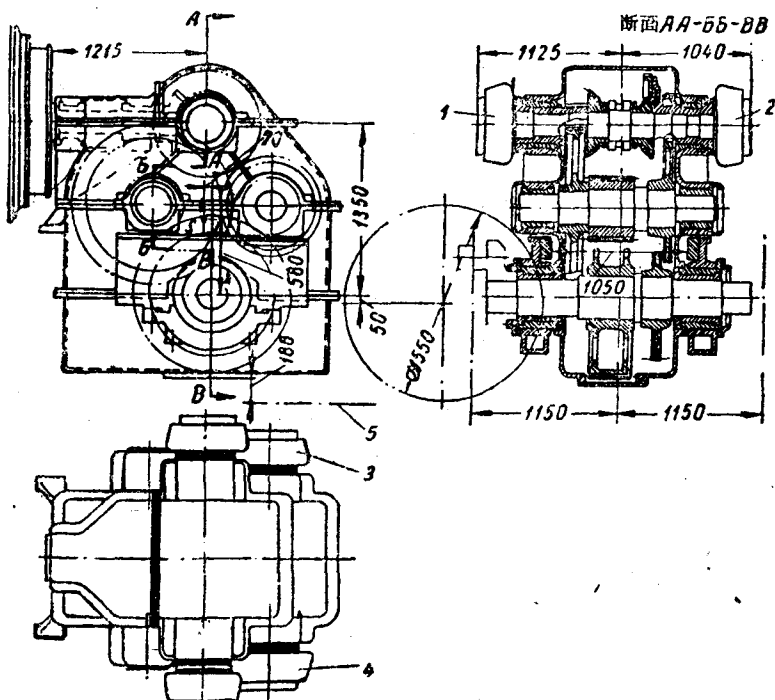


圖 I—6 功率為 1450 馬力（輸入軸轉速為 470 轉/分）內燃機車用變速箱：

1~4——檔位離合器； 5——軌頭平面。

$$i_{III} = i_N \cdot C = 2.54 \cdot \frac{5}{3} = 4.24;$$

$$i_{II} = i_{III} \cdot C = 4.24 \cdot \frac{5}{3} = 7.07;$$

$$i_I = i_{II} \cdot C = 7.07 \cdot \frac{5}{3} = 11.78。$$

取錐齒輪 1 和 2，圓柱齒輪 10 和 11 的傳動比為 1，即 $i_{1-2} = 1$ 和 $i_{10-11} = 1$ 。在這種情況下各檔位離合器所受到的扭矩相等，而且等於發動機的扭矩。

各對齒輪的傳動比是：

$$i_N = i_{1-2} \cdot i_{10-11} \cdot i_{12-13} = 2.54;$$

$$i_{12-13} = \frac{i_N}{i_{1-2} \cdot i_{10-11}} = 2.54,$$

$$i_{III} = i_{1-2} \cdot i_{10-11} \cdot i_{7-6} = 4.24;$$

$$i_{7-6} = \frac{i_{III}}{i_{1-2} \cdot i_{10-11}} = 4.24,$$

$$i_{II} = i_{1-2} \cdot i_{8-9} \cdot i_{5-6} = 7.07;$$

$$i_{5-6} = i_{7-6} = 4.24;$$

$$i_{8-9} = \frac{i_{II}}{i_{1-2} \cdot i_{5-6}} = 1.67,$$

$$i_I = i_{1-2} \cdot i_{3-4} \cdot i_{5-6} = 11.78;$$

$$i_{3-4} = \frac{i_I}{i_{1-2} \cdot i_{5-6}} = 2.78。$$

6. 機車牽引特性曲線的繪制

機車牽引特性就是指機車輪周牽引力 F_k 、輪周功率 N_k 和機車效率 η_A 與機車速度的關係。

機車輪周牽引力可按下列式求得：

$$F_{ki} = \frac{2(1-\beta)M_\theta i_i}{D_k} \eta_{sk}^k \cdot \eta_{\theta A}^z, \quad (I-5)$$

式中 F_{ki} ——第 i 檔時機車輪周牽引力，公斤；

M_θ ——柴油機扭矩，公斤·米；

β ——機車輔助裝置所耗功率占柴油機總功率的百分比，一般取 $\beta = 0.1$ ；

i_i ——第 i 檔時總減速比；

D_k ——動輪直徑，米；

η_{sk} ——一對齒輪的傳動效率（已考慮到軸承中的損失）；

對精加工圓柱齒輪： $\eta_{sk} = 0.98 - 0.99$ ；

對精加工圓錐齒輪： $\eta_{sk} = 0.97$ ；

k_i ——第 i 檔時傳遞扭矩的齒輪對數；

$\eta_{\theta A}$ ——運動機構效率；

如在變速箱出力軸和動輪之間用連杆機構驅動，則

$$\eta_{\theta A} = 0.98^z;$$

式中 Z ——連杆對數；

如用萬向軸驅動，則

$\eta_{\theta A} = 0.996^z$ ——萬向軸傾角小於 2° ；

$\eta_{\theta A} = 0.99^z$ ——萬向軸傾角小於 7° ；

式中： Z ——萬向軸數。

变速箱各档速度时机車效率可按下式求得：

$$\eta_{Ai} = \eta_e (1 - \beta) \eta_{jk}^i \cdot \eta_{\partial A}^2 \quad (\text{I-6})$$

式中： η_{Ai} ——第 i 档时机車效率；

η_e ——柴油机效率。

公式 (I-5) 和 (I-6) 中柴油机的扭矩 M_2 和效率 η_e 将随柴油机轉速的改变而稍有改变。在各档機車速度中柴油机的轉速可按下式求得：

$$n_{\partial} = V \cdot \frac{n_{\partial \max}}{V_i} \quad (\text{I-7})$$

式中 n_{∂} ——機車速度为 V 时柴油机轉速，轉/分；

V ——第 i 档时机車任意速度 (第 I 档时必须使 $V > V_p$)，公里/时；

V_i ——第 i 档时机車最大速度；

$n_{\partial \max}$ ——柴油机最大轉速。

柴油机扭矩 M_{∂} 和效率 η_e 随柴油机轉速 n_{∂} 变化的规律可由柴油机外特性中获得

機車的輪周功率可按下式求得：

$$N_{ki} = \frac{F_{ki} \cdot V}{270} \quad (\text{I-8})$$

式中 N_{ki} ——第 i 档时机車輪周功率，馬力。

利用上述公式，即可作出機車的牽引性能曲綫，如图 I-7 所示。

7. 变速箱各部件的設計計算

这部份工作包括：齒輪的計算，軸的計算，軸承的選擇，箱体計算，控制部份和其他輔助系統的設計計算等。这部份內容在机械零件中已經討論过，这里不再詳述。

齒輪和軸承的寿命在機車上一般以 20000 小时計算，在考虑箱体时应注意其外部尺寸是否在允許的限界之內。

接下去的工作是繪制技术設計和施工設計圖紙，机械傳动的設計工作到此結束。

S3. 主离合器和档位离合器

主离合器和档位离合器是內燃機車机械傳动装置中的重要組成部份。主离合器又称起动离合器，其作用是：能使柴油机和傳动装置暂时分离，以保証柴油机能在无載的情况下起動；可以保持柴油机在最低轉速的情况下，使機車平稳地起動；換档时脫开主离合器，可使变速箱主从動軸在同步过程中的冲击大大减小。档位离合器的作用是完成变速箱的換档任务。在沒有主离合器的情况下，第 I 档位离合器也完成主离合器的任务。

內燃機車机械傳动装置中主离合器和档位离合器多采用摩擦式的，因此在这一节里把摩擦离合器作为研究的对象。

機車用摩擦离合器由于傳遞功率較大和需要遙控，因此离合器的离合过程一般用壓縮空气，压力油或电磁作用来完成的。

利用电磁力来完成离合作用的电磁摩擦离合器如图 I-8 所示。它由与軸固接的內轉子 2 和与齒輪 (图中未表

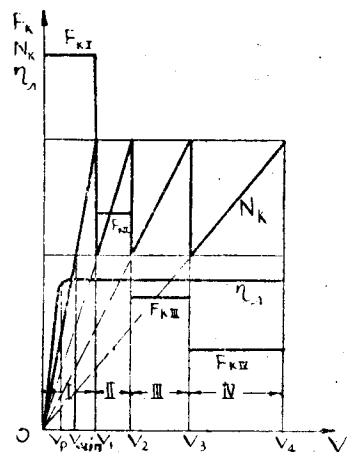


图 I-7 具有四档速度变速箱的机械传动內燃機車的牽引性能曲綫：
 F_k ——機車輪周牽引力； N_k ——機車輪周功率； η ——機車效率； V ——機車速度。

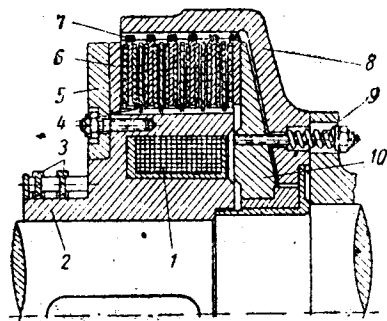


图 I-8 电磁摩擦离合器：

1——电磁线圈；2——內轉子；3——接触环；4, 7——摩擦片；5——止推环；8——外壳；9——弹簧；10——銜鉄垫圈。