

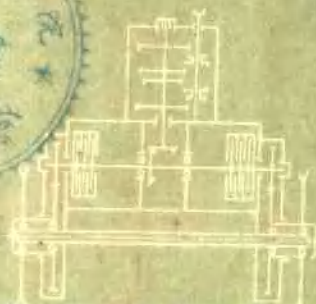
87.373

KLK

146091

运输车辆传动系的热计算

[苏联] A. Д. 克柳科夫著



国防工业出版社

运输车辆传动系的热计算

〔苏联〕A. И. 克柳科夫著

万耀青译 敦家麟校

国防工业出版社

1965

內 容 簡 介

本书主要是闡述运输車輛(汽車、拖拉機、履帶牽引車等)傳動系的計算問題,內容包括:車輛在穩定和不穩定運動時傳動系計算負荷的確定;分析傳動系各機構中的熱形成;確定所設計傳動系中形成熱量的散出和計算傳動系中平衡溫度的方法。

本书所述的热計算方法,在某种程度上亦适用于任何齒輪-摩擦傳動系。书中附有較多的图表、綫图,便于說明問題和在实际計算中应用。

本书适于从事运输車輛研究和設計的工程技術人員閱讀,也可供生产單位的技术人員和高等院校有关专业的師生參考。

ТЕПЛОТНЫЙ РАСЧЕТ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

〔苏联〕А. Л. Крюков

МАШИЗ 1961

运输車輛傳動系的热計算

万耀青譯

敦家驥校

國防工業出版社 出版

北京市書刊出版業營業許可證出字第 074 号

新华書店北京發行所發行 各地新华書店經售

國防工業出版社印刷廠印裝

850×1168 $\frac{1}{32}$ 印張 4 $\frac{1}{2}$ 113 千字

1965 年 8 月第一版 1965 年 8 月第一次印刷 印數: 0,001—1,700 册

統一書号: 15034·933 定价: (科七) 0.75 元

目 录

緒論	5
第一章 在運輸車輛穩定和不穩定運動時傳動系	
各機構計算負荷的確定	13
1. 車輛穩定運動時傳動系各構件外計算負荷的確定	13
2. 車輛不穩定運動時傳動系外部動負荷的確定	25
第二章 傳動系諸機構中的熱源	37
3. 確定傳動系機構中發熱量的分計損失法的實質	37
4. 在圓柱齒輪和圓錐齒輪傳動嚙合中熱的形成	41
5. 行星機構中熱的形成、效率的試驗研究	46
6. 單流和雙流液力傳動中熱的形成	61
7. 離合器和制動器接合時熱的形成	67
8. 軸承中熱的形成。軸承熱計算的簡化方法	75
9. 在機構或傳動系箱體中機油熱的形成	83
第三章 在傳動系結構中形成熱量的散出和	
平衡溫度的確定	86
10. 關於在運輸車輛傳動系結構中熱交換條件的概述	86
11. 運用相似理論來確定傳動系機構的溫升和散熱	92
12. 具有內熱源的機構的導熱	98
13. 從箱體表面散發熱量的確定	99
14. 與箱體接觸的傳動系零件通過導熱的方式散發的熱量	105
15. 軸的導熱	106
16. 通過箱體肋條的散熱	107
17. 簡化的熱計算法和車輛穩定運動時傳動系平衡溫度的確定	109
18. 車輛穩定運動時具有四個吸收體的簡化熱計算法	119
19. 簡化熱計算的幾個例子	120
附 錄	140
參考文獻	141
名詞索引	143

緒 論

机械傳动系和液力机械傳动系在很多机械制造部門，特别是在輪式和履帶式車輛（小轎車和載重汽車、輪式和履帶式拖拉機、輪式和履帶式牽引車、自動推進裝置及其它運輸和特种用途的車輛，為簡略起見，以後統稱為運輸車輛）上已廣泛應用。運輸車輛傳动系是現有齒輪-摩擦傳动中最複雜的一類，本書即介紹這種傳动系的热計算方法。

這些車輛傳动系的使用經驗表明，它們的工作性能在很大程度上取決於結構元件的發熱強度。由於齒輪傳动和傳动系，尤其是履帶車輛側傳动的發熱強度過高而引起報廢的事例，是車輛使用者所熟知的。儘管軸、齒輪輪齒、軸承和其它零件有很大的強度儲備，但它們却往往因機油過熱分解而損壞。過去，由於傳动系傳遞的功率不大，各傳力構件的角速度較小以及這些機構的尺寸較大，對運輸車輛傳动系热計算不夠重視，在某種程度上是可以容忍的。現在，在限制傳动系輪廓尺寸的同時，傳动系傳遞的功率和各構件的角速度比以前卻增長了好幾倍。例如明斯克汽車廠所生產的汽車發動機，功率接近 400 馬力，車里雅賓斯克拖拉機廠所生產的車輛上的發動機功率為 300 馬力等等。因此，為了創立工作可靠的結構，所有設計人員必須仔細地完成傳动系全部機構的热計算。

應當指出，到目前為止，在這個領域內幾乎還沒有進行過理論和試驗研究，因此在技術文獻中甚至一般機械制造方面的文獻中，很少涉及齒輪傳动的热計算。

沒有擬訂出運輸車輛各機構和傳动系热計算方法，不能認為是正常的。這些車輛的傳动系機構是在極困難條件下工作的。箱

体缺乏必要的吹風冷却，齒輪节点的單位壓力很高，傳動系傳遞的單位功率很大，存在大量摩擦元件，機構過份緊湊，散熱器冷却表面積很小或根本沒有散熱器，所有這些在保證正常的發熱強度方面，亦即保證這些部件結構的工作能力方面造成很大困難。

傳動系各機構由於熱工況增高而損壞的過程，通常是因潤滑摩擦表面的機油的潤滑性改變（機油分解，樹脂化作用）而開始。這就導致摩擦表面的磨損增加，機油中出現磨粒，密封填料（尤其是橡膠填料）硬化及金屬粘附在制動器和離合器上，而後者卻能使計算摩擦系數改變。由於機構發熱強度過高而損壞的結果，可能會引起車輛的損壞。

如果設計師能夠正確地確定機構各摩擦部分產生的熱量，並從結構上採用有效的強制潤滑系和利用散熱器的機油冷却系，則保證機構正常的熱工況問題可以圓滿地解決。

強制潤滑和冷却系在本質上與飛濺潤滑不同。大家知道，這種系統中的機油是在一定壓力下通過結構上設置的相應間隙和專用導管送到摩擦部分和軸承中，這樣，機油不僅潤滑摩擦表面，而且帶走過熱摩擦部位的過剩熱量。因此設計師在確定新的傳動系布置時，應仔細分析所設計傳動系的所有結構元件的整個散熱系統。為此，應為各機構建立獨特的熱計算方法。

傳動系熱計算有下列特點：

а) 熱計算應按各個機構單獨進行。所謂傳動系機構現可理解為用來傳遞發動機扭矩並放在單獨箱體中的任何機構。

通常以液力變矩器、減速器、變速箱、轉向機構、側傳動、側行星變速箱、摩擦變矩器等作為傳動系機構。非常明顯，對每一個這種機構應根據其本身的發熱源和散熱情況來進行熱計算。最後，應當確定出由傳動系每一機構的熱平衡所決定的平衡溫度；

б) 熱計算應當根據車輛在穩定和不穩定運動下所產生的計算負荷來進行。

當車輛穩定運動時，機構中的功率流是不變的，因此，其中

的热流量也保持不变;

В) 当車輛直綫稳定行駛时, 傳动机构可能承受串联的或并行的功率流負荷 (这取决于傳动系的簡图), 且在受并行功率流时, 在一定簡图中可能在机构的封閉迴路中产生循环功率 N_u , 使机构各构件傳遞的功率超过发动机的功率 N_a , 因此計算功率为

$$N_p = N_a + N_u; \quad (1)$$

Г) 当車輛稳定轉向时, 与高速履帶联结的傳动系构件將傳遞发动机的功率 N_a 和再生功率 N_r , 因此在这种情况下的計算功率为

$$N_p = N_a + N_r; \quad (2)$$

Д) 当車輛不稳定直綫运动时, 傳动系各构件將承受外来动負荷, 估計这种动負荷是非常必要的, 因为稳定运动是車輛使用过程中特别是沿起伏不平地区行駛时的特殊情况。此时計算功率取决于由功率 N_j 值所决定的动負荷。功率 N_j 的大小由构件的加速度或减速度 (尤其在換擋时) 决定, 故計算功率为

$$N_p = N_a + N_j; \quad (3)$$

е) 当車輛不稳定轉向时, 功率流特別复杂, 只能近似地确定。

由此可得出結論, 为了完成傳动系热計算, 首先应知道計算功率值 N_p 和計算扭矩值 M_p , 它們影响到热流量的脉动和发热量;

ж) 現代非行星傳动系、半行星傳动系、液力机械傳动系和电力机械傳动系是由很多的局部机构組合而成的 (在变矩过程中及当接合摩擦元件时在这些机构中会引起功率损失)。这些局部机构是: 圓柱齒輪、圓錐齒輪、行星排、液力变矩器、液力偶合器、摩擦变矩器、制动器、离合器、軸承、密封等等。

傳动系各机构或甚至装在一个总箱体中的整个傳动系都是由这些元件組成的。目前有很多不同的傳动系运动学簡图。利用行星傳动系和液力机械傳动系的綜合理論, 可以从很多簡图中选出最好的簡图, 并针对每一具体場合建立令人滿意的傳动系, 在这

种传动系中将包含各种局部机构。局部机构是产生热的根源，因为在这些机构中存在摩擦，而且其效率小于1。

为了确定任何传动装置中发出的热量，我们采用分计损失的方法作基础。这方法的实质是：为了确定机构内部发出的总热量，应当把确定出的各部分热量加起来，这些热量是位于传动系内部各局部摩擦源发出的。若已知以效率表示的在机构的摩擦源中的损失及包含在所设计传动系中的这类发热源的数目后，则可事先以一定精确度求出单位时间内发出的总热量。

因此，设计师在知道局部热源的数目，并具备以有关的效率试验曲线表示的损失特性（这些效率试验曲线是扭矩、转速、温度或其它各参数表示的函数）后，就可以确定单位时间内传动系内部所发出的总热量。

因此，分计损失法对于任何新设计的及现用的传动系均适用。如前所述，为了利用这种方法，应知传动系的布置图、计算负荷和标志各局部热源中所损失的机构效率试验曲线。

遗憾的是，将各种机构的效率作为所传递扭矩、转速、温度及其它参数的函数而加以研究，所得的试验数据都极端贫乏。

为了稍能弥补这个空白点，在作者领导和直接参加下完成了以下试验工作：

- 1) 外啮合和内啮合的行星机构效率的研究；
- 2) ГАЗ-51 和《莫斯科人》汽车变速箱效率的研究；
- 3) 一对圆柱齿轮的减速器中搅油损失的研究；
- 4) 当系统作稳定和不安定运动的情况下，双流液力减速器的效率和变矩系数的研究；
- 5) 摩擦离合器接合过程的曲线图的研究和各种摩擦材料的摩擦系数的试验确定；
- 6) 螺旋伞齿轮传动机构效率的研究；
- 7) 带式制动器摩擦副的摩擦系数的研究等。

当车辆不稳定运动时，计算动负荷将随外阻力而改变。这就

引起傳動系中熱流量的脈動和溫度變化。

因此當車輛不穩定運動時，傳動系的熱計算由於外界道路阻力的多樣性，傳動系熱焓的可變性、研究放熱等現象時利用分析法的局限性等等帶來很大困難。這種情況使車輛不穩定運動時的熱計算具有假定性質，且不得不以車輛長時間穩定運動情況下的計算負荷為依據。但是根據第一章的資料有可能考慮某些動負荷，使計算接近於真實條件。

在研究傳動系的計算負荷時，我們把外計算負荷和內計算負荷加以區分。外計算負荷指的是當克服外界阻力時（加速、制動、遇障礙的撞擊等）在鏈輪上產生的負荷；內計算負荷則是由於齒輪傳動中嚙合幾何關係被破壞、車體震動、履帶推進器工作的不均勻性等所產生的負荷。

在第一章中將闡述當運輸車輛穩定和不穩定運動時傳動系中的計算負荷。這個問題很複雜，前已指出，這是由於車輛進行加速、制動、不穩定轉向時，車輛運動的外界阻力是多種多樣的。不穩定的負荷在傳動系中造成變化的熱流量。

目前，還沒有簡單而可靠的方法來確定動力傳動各構件中的動負荷，因此我們只能限於用近似的計算方法。

在第二章里將研究組成現代運輸車輛傳動系的各熱源中所發出的熱量。根據效率研究的試驗數據可求出總發熱量，而求算的範圍對設計師來說已足夠他在設計和計算任何機械傳動系及液力機械傳動系時作為參考了。

在第三章里將研究散熱並給出機構熱計算的各種實例。因此，知道了傳動系中發出的熱量和借助於導熱及對流所散走的熱量就可以求出新設計傳動系所期望的平衡溫度。這就是所提出的齒輪-摩擦傳動（精確地說就是運輸車輛的機械傳動系和液力機械傳動系）熱計算方法的主要概略。齒輪傳動作為一個元件包含在這些按一定規律變換發動機輸出扭矩的傳動系中。

為了近似地估計所設計傳動系預期的溫度，我們引用了設計

师所需的比較评价参数。选取由圆柱齿輪对和周轉齿輪型行星排所組成的側傳动为基础。

利用类似机构和傳动系的比較评价参数来估計新設計傳动系可能的平衡溫度，尽管是近似的，但在設計新傳动系結構的过程中，是必要的。

这些评价参数是根据类似側傳动的使用經驗的比較数据而得到的。

我們提出下列评价参数：

a) 机构布置的紧凑性系数，它是机构箱体内部容积 $V_{\text{вн.ymr}}$ 对位于箱体內的各零件的总体积 $\Sigma V_{\text{дет.}}$ 之比，即

$$\alpha = \frac{V_{\text{вн.ymr}}}{\Sigma V_{\text{дет.}}} = 1.2 \sim 1.7. \quad (4)$$

系数 α 越小，机組布置就越紧凑，因而其潤滑和冷却系就应当越完善。行星傳动具有最小的 α 系数值，这可从其布置上看出。

б) 傳动系机組容积利用系数，它是最大傳动比 $i_{a,p}$ 与計算功率 N_p 的乘积对部件的外部体积之比，即

$$\beta = \frac{i_{a,p} N_p}{V_{\text{нар}}} = 20 \sim 40 \text{ 馬力/分米}^3. \quad (5)$$

系数 β 越大，則考虑到側傳动中所实现的傳动比的側傳动单位容积利用越紧张。

в) 附着扭矩傳遞系数，它是鏈輪上的扭矩对傳动系部件外部体积之比，即

$$\gamma = \frac{M_{\kappa}}{V_{\text{нар}} i_i \eta_i} = \frac{\Phi G_m r_{\kappa}}{V_{\text{нар}} i_i \eta_i} = 10 \sim 25 \text{ 公斤·米/分米}^3 \quad (6)$$

取附着系数 $\varphi = 0.6$ ；

г) 在傳遞計算功率 N_p 的齿輪各齿单位工作表面上产生的单位摩擦功率

$$N_y = \frac{N_p}{i F} < 30 \text{ 馬力/厘米}^2, \quad (7)$$

式中 F ——一个齿的工作表面积；

i ——各受負荷齒輪的齒數。

β) 摩擦元件的單位摩擦功 l 及摩擦元件的零件在一次接合內的溫升 $t^\circ\text{C}$ ，即

$$\left. \begin{aligned} l &= -\frac{L}{iF} = 150 \sim 400 \text{ 公斤} \cdot \text{厘米} / \text{厘米}^2, \\ t^\circ &= -\frac{L}{427 \cdot cQ} \leq 15^\circ\text{C}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中 L ——磨滑功 (公斤·厘米)；

iF ——摩擦元件的摩擦面積 (厘米²)；

i ——摩擦表面對數；

c ——材料的比熱；

Q ——材料的重量 (公斤)。

這些係數值是從使用性能較好的車輛上得出的。

若在新的傳動系布置中各係數值在上述規定範圍內，那麼就可以相信繼續擬定方案，然後再完成熱計算是沒有問題的。

研究表明，運輸車輛動力傳動中的熱交換是一種很複雜的過程。現將發動機和傳動系的組合稱為《動力傳動系》。發動機的發熱量對傳動系的熱交換有一定影響，特別是當傳動系直接靠近發動機的情況下。

本書不研究發動機的發熱量，因為這是個獨立的問題，而僅引用可確定發動機發熱量的相應公式。本書主要集中研究傳動系機構中的熱交換問題，亦即研究其熱流量。

為了在傳動系各機構之間形成熱交換過程，在機構之間必須存在溫度差，此時熱量向溫度較低的方向流動。

為了研究傳動系中的熱交換，現將導熱、對流和輻射這三種本質上不同的過程，系統地加以區別。

導熱的特征是，它必須在有實體介質存在的條件下才能產生，且熱交換僅僅在物體的接觸質點之間發生。這種過程可想象為熱量從一個質點傳播到另一質點，而質點並不移動，而在金屬

內部熱傳播則是借助自由電子的擴散來實現的。

對流僅僅在液體和氣體中產生，它是通過質點的移動而使熱量轉移的。此時液體或氣體的運動狀態及特性具有很大意義。

對流現象常常伴隨着從一個質點到另一質點的導熱現象，而且是在有溫度差的條件下出現。

熱輻射是能量以電磁波形式傳播的過程，它伴隨有熱能轉變為輻射能或反之輻射能轉變為熱能的現象。產生輻射能的數量取決於溫度。由於傳動系的溫度相對地較低，且放出的或接受的熱量是由物體所輻射和所吸收的熱量之差值來決定，故可以忽略輻射熱交換。

因此，傳動系機構中的熱交換和作用熱流量是由導熱和對流來決定的，且對流常常伴隨着導熱。這使我們可以斷言，在傳動系各機構中，伴隨熱流量的只有一種對流熱交換過程。應該指出，由於對流熱交換的結果，從高溫機構向低溫機構傳遞的內能流叫做熱流量。

這樣，研究對流熱交換的過程亦將是運輸車輛傳動系機構熱計算方法的內容。擬訂這種方法是重要而艱巨的任務。

本書對象為設計師、工藝師、直接參加生產人員和工科大學學生們。因此作者盡量不用複雜的數學推導。同時，計算方法的敘述是以作者和其它研究人員得到的試驗數據為基礎，故所舉出的確定部件的效率和熱計算的實例，均是在傳動系使用過程中檢驗過的。

由於對運輸車輛傳動系的熱計算的介紹還是第一次，故本書不強求詳盡無遺地研究所有的問題。

第一章 在运输车辆稳定和不稳定运动

时传动系各机构计算负荷的确定

1 车辆稳定运动时传动系各构件外计算负荷的确定

当车辆稳定运动时，传动系各构件的计算负荷根据公式(1)和(2)所得的扭矩来决定。

对于非行星传动，计算扭矩 M_p 是主动扭矩 M_o ，传动比 i_{ox} 和效率 η_{ox} 的函数。

$$M_p = M_o i_{ox} \eta_{ox}; \quad N_p = \frac{M_p \eta_p}{716.2}, \quad (9)$$

式中 o 和 x ——主动轴和被动轴；

N_p ——传动机构所传递的计算功率。

对于二自由度的行星传动，计算扭矩由每一个受负荷的行星排所列出的功率平衡方程式和扭矩方程式来决定。功率平衡法对于任何的行星传动均是适用的，因其中总是有主动轴 o ，被动轴 x 和制动构件 q 。

兹列出对于制动构件角速度 ω_q 的相对角速度表达式：

$$\frac{\omega_o - \omega_q}{\omega_x - \omega_q} = i_{ox}^q; \quad \omega_o + (i_{ox}^q - 1) \omega_q = i_{ox}^q \omega_x, \quad (10)$$

式中 i_{ox}^q ——在制动制动器 q 时变速箱的传动比。

方程式(10)把三个变化的角速度 ω_o 、 ω_x 和 ω_q 联系起来。这些角速度图本是空间图形，在实用上不方便，因此假设取 $\omega_o = 1$ ，亦即取主动轴的角速度作为测量单位。

这样，方程式(10)可改写为下面形式：

$$1 + (i_{ox}^q - 1) \omega_q = i_{ox}^q \omega_x,$$

或

$$\omega_q = \frac{i_{qx}^*}{i_{qx}^* - 1} \omega_x - \frac{1}{i_{qx}^* - 1} \omega_0 \quad (11)$$

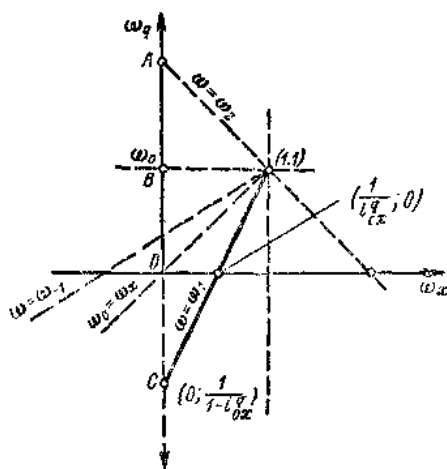


图1 二自由度行星传动的基本构件的角速度平面图。

扭矩静平衡方程式

$$M_0 + M_x + M_q = 0, \quad (13)$$

式中 $M_x = -(M_0 + M_q)$ ——被动轴上扭矩。

以 M_x 值代入方程式 (12) 可得

$$M_0 \omega_0 + M_q \omega_q = (M_0 + M_q) \omega_x,$$

$$\text{或} \quad \frac{M_q}{M_0} = -\frac{\omega_0 - \omega_x}{\omega_q - \omega_x} = -\left| \frac{\omega_0}{\omega_q} \right|_{\omega_x=0} = -i_{oq}^*,$$

$$\text{故} \quad \boxed{M_q = -M_0 i_{oq}^*} \quad (14)$$

方程式 (14) 表明, 二自由度行星传动的任何承受负荷的制动件 q 上的扭矩等于主动轴上的扭矩 M_0 和主动轴到该构件的传动比的乘积 (当制动被动轴 x 时), 并冠以负号。

根据方程式 (11) 绘制行星传动的传动比为 i_1, i_2, i_3 和 i_4 时的角速度平面图 (如图 1)。角速度平面图的绘制方法在文献 [1] 中有所阐述。我们来确定行星传动所传递的计算扭矩。

依据能量守恒定律列出功率平衡方程式 (不计损失) 如下:

$$M_0 \omega_0 + M_x \omega_x + M_q \omega_q = 0. \quad (12)$$

由于行星传动是一多轴系统，这些轴上安装有制动器和闭锁离合器，故应当确定为计算接合过程中制动器和闭锁离合器磨滑发热量所需要的扭矩值。

在确定制动扭矩和闭锁扭矩时应依据这样假设，即车辆停住，输入功率 ($M_0\omega_0$) 全部消耗在摩擦元件的磨滑中 ($-M_q\omega_q$)，亦即

$$M_q\omega_q = M_0\omega_0; \quad M_q = -M_0 \frac{\omega_0}{\omega_q} \bigg|_{\omega_x=0}^{\circ}$$

当 $M_0 = 1$ 和 $\omega_0 = 1$ 时可得

$$M_q = -\frac{1}{\omega_q} \bigg|_{\omega_x=0}^{\circ} \quad (15)$$

用公式 (15) 可以求出制动扭矩和闭锁扭矩。

制动扭矩 $M_m = M_q$ 利用方程式 (11) 来决定，该式中当 $\omega_x = 0$ 时，制动数的相对角速度 ω_q 为

$$\omega_q = \frac{1}{1-i_{qx}^2} \bigg|_{\omega_x=0}^{\circ}$$

以这个表达式代入公式 (15)，得

$$M_q = M_m = (i_{qx}^2 - 1)_{\circ} \quad (16)$$

一档或倒档的传动比越大，则制动扭矩值亦越大。当制动器磨滑时 $M_m < M'_m$ ，式中 M'_m 为磨滑制动器的扭矩值。

为了确定闭锁离合器的扭矩亦可利用公式 (15)。车辆停住时构件 1 和 2 之间的相对角速度 ω_q 最大，而且联接构件 1 和 2 的离合器所传递的扭矩最小。 ω_q 值越大，闭锁离合器的扭矩 $M_{\delta A}$ 就越小。在角速度图上 ω_q 的最大值 (图 1) 位于 A 点和 C 点之间。线段 AO 和 OC 之和给出最大的 ω_q 值，该值相当于构件 1 和 2 的最好闭锁情况。因此

$$M_q = M_{\delta A, \text{opt}} = -\frac{1}{\omega_{q \max}} \bigg|_{\omega_x=0}^{\circ} \quad (17)$$

公式 (14)~(17) 可以确定车辆在稳定运动时 ($\omega_0 = 1$) 二自由度行星传动的全部计算负荷。

除了上述确定行星传动计算负荷的方法外，还应补充说明一

下确定行星传动中计算负荷的具体程序。

令 n_1 、 n_2 、 n_3 和 n_4 相应为太阳齿轮、齿圈、框架和行星轮的转速； M_1 、 M_2 、和 M_3 相应为太阳齿轮、齿圈和框架所传递的扭矩。

现列出三构件单排机构相对于框架的相对角速度方程式

$$\frac{n_1 - n_3}{n_2 - n_3} = -\frac{z_2}{z_1} = -k; \quad n_1 = -kn_2 + (1+k)n_3. \quad (18)$$

功率平衡方程式和扭矩方程式为：

$$M_1 n_1 + M_2 n_2 + M_3 n_3 = 0; \quad M_1 + M_2 + M_3 = 0. \quad (19)$$

为所有受负荷行星排列出公式 (18) 和 (19)，另外再给出这些行星排的运动学和静力学平衡的关系方程式。联立解这些方程式可以确定传动系所有构件在各挡下的计算负荷。

在行星传动简图中绘制功率流量的实质就是将各行星排受负荷构件的扭矩和转速相乘。乘积的符号可区分出主动件和被动件，并指明功率流的方向。

为了证明起见，把方程式 (18) 改写为

$$n_1 = -\frac{r_2}{r_1} n_2 + \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) n_3; \quad k = \frac{z_2}{z_1} = -\frac{r_2}{r_1};$$

或

$$n_1 r_1 + n_2 r_2 = (r_1 + r_2) n_3.$$

以行星排啮合节点的圆周力乘最后一个方程式的各项： $P_1 = P_2 = P$ ； $P_3 = 2P$ ；于是

$$n_3 r_1 P + n_2 r_2 P = (r_1 + r_2) n_3 P;$$

或

$$M_1 n_1 + M_2 n_2 = M_3 n_3; \quad N_1 + N_2 = N_3. \quad (20)$$

方程式 (20) 表示在封闭传动中没有循环功率时差速机构的功率平衡。

如果在封闭传动中 $n_1 < 0$ ，则可得另一表达式：

$$-N_1 + N_2 = N_3; \quad N_2 = N_3 + N_1. \quad (21)$$

方程式 (21) 表示框架所传递的功率 N_3 和太阳轮所传递的功率 N_1 均传到齿圈上。