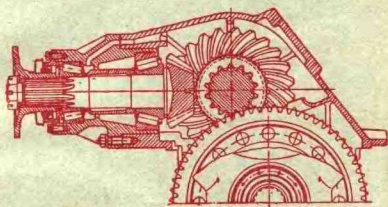


〔苏联〕И·О·崔托維奇著

於 景 复 譯



汽車、拖拉机的軸、齒輪和 軸承的极限状态計算

中国工业出版社

汽車、拖拉机的軸、齒輪和 軸承的极限状态計算

[苏联] Н. С. 崔托維奇著

於 景 复 譯

ND09/08



中国工业出版社

本书叙述了汽車、拖拉机傳动系的軸、齒輪和軸承的极限状态計算方法。此外，对于机器制造业中存在的許用应力及安全系数計算方法，也作了必要的論述。由于許用应力的計算法有很多缺点，不切实际，作者予以否定。作者推崇在机械制造业中采用极限状态的計算法。因为这个方法对于机械結構的进一步发展和完善有直接的意义。对于安全系数的計算法，作者认为有一定的局限性。

本书还推荐了如何选择承载扭矩数值的分配曲綫参数。

并列有計算实例，可供参考。

本书可供設計运输机械和农业机械的設計師使用，也可供高等院校相应专业的大学生在課程設計和毕业設計时参考。

И.С.Цитович

РАСЧЕТЫ ПО ПРЕДЕЛЬНЫМ СОСТОЯНИЯМ ВАЛОВ, ШЕСТЕРЕН И ПОДШИПНИКОВ АВТОМОБИЛЯ

Редакционно-издательский отдел БЛИ имени

И.В.Сталина, 1960

* * *

汽車、拖拉机的軸、齒輪和

軸承的极限状态計算

於景复譯

*

农业机械部教育司編輯（北京东单門北大街54号）

中国工业出版社出版（北京修羅園廠內10号）

（北京市书刊出版事业許可証出字第110号）

中国工业出版社第二印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

*

开本850×1168 $\frac{1}{32}$ ·印張4 $\frac{1}{4}$ ·插頁1·字数119,000

1964年3月北京第一版·1964年3月北京第一次印刷

印数0001—4,481·定价(科七)0.90元

*

統一书号：15165·2843(农机-57)

主 要 符 号

- σ_s, τ_s ——弯曲和扭轉强度极限,
 σ_m, τ_m ——假定的弯曲屈服极限和假定的扭轉彈性极限,
 σ_{-1}, τ_{-1} ——对称循环时的弯曲和扭轉疲劳极限,
 σ_0 ——脉动循环时的弯曲疲劳极限,
 $[\sigma], [\tau]$ ——弯曲和扭轉許用应力,
 σ_{npe}, τ_{npe} ——极限应力,
 σ_{nol} ——相应于齿輪折断时的名义弯曲应力,
 σ_δ ——实际应力,
 σ_{max} ——在动扭矩作用下产生的最大应力,
 H_n ——表面抗剝落的疲劳极限,
 $H_{c.s}$ ——表面挤压强度极限,
 H_{max} ——动扭矩作用下产生的最大表面应力,
 $T_1, T_2 \dots T_{\sigma\sigma}$ ——第一档, 第二档以及其他档的实际工作时间和总工作时间,
 $K_s, K'_s, K_{ns}, K_{ss}$ ——实际时间换算为当量时间的时间系数,
 注: K_s ——相当于 9 次方, 計算齿的弯曲时采用,
 K'_s ——相当于 3 次方, 按接触应力計算齿的疲劳时采用,
 K_{ns} ——相当于 3.33 次方, 計算軸承时采用,
 K_{ss} ——相当于 6 次方, 計算軸时采用,
 $T_{p1}, T_{p2} \dots$ ——第一档, 第二档和其它各档的計算工作时间 ($T_{p1} = T_1 \cdot K_s$ 或 $K'_{p1} = T_1 \cdot K'_s$ 等等),
 $T_{2n}, T_{2n} \dots$ ——第一档代替第二档、第三档和其它各档工作的当量工作时间,
 M_{sd}, M_p, M_v ——最大扭矩, 疲劳計算时的計算扭矩和最大动扭矩,
 n ——相当于平均使用速度的每分钟轉数,

i_K, i_0 ——变速箱和主傳動的傳動比,

r_K ——車輪工作半徑,

η_M ——汽車的傳動效率,

G_a, G_2 ——汽車總重和分配在驅動橋上的汽車重量,

P_K —— K 檔時驅動輪上的計算牽引力,

V_a ——汽車行駛的平均使用速度,

A_2 ——計算的中心距, 圓柱齒輪 $A_2 = A$, 而錐齒輪

$$A_2 = L - \frac{b'}{2},$$

m_n, m_s, m_{ncp} ——法面和端面模數, 以及平均模數,

A ——圓柱齒輪中心距,

L ——錐距,

b_p ——齒的計算長度,

b' ——齒輪接觸寬度 (相當於在節點齒的嚙合綫所相應的齒輪寬度),

α_n, α_s ——法面和端面嚙合角,

h, h_2, h_{cp} ——沿着齒長的齒全高, 嚙合齒高和平均齒高,

ψ_n ——齒的計算長度對計算中心距的比值,

ψ_s' ——接觸寬度對計算中心距的比值,

ξ_n, ξ_s ——法面和端面修正係數,

f_c ——齒頂高係數,

z, z_{np} ——實際齒數和當量齒數,

i, i_A ——實際傳動比和計算傳動比,

U, D ——在進行接觸強度計算和彎曲計算時的平均計算動載荷,

N_0, N'_0 ——當計算齒的彎曲疲勞和接觸疲勞時的基本循環次數,

K_0, K'_0, K_{iM} ——當計算齒輪時, 考慮動載荷的係數 (K_0 ——彎曲疲勞係數, K'_0 ——接觸應力疲勞係數, K_{iM} ——強度和殘余變形係數),

K_0 ——當計算軸承時, 考慮動載荷的安全係數,

K_K, K'_K ——考慮由於軸、齒輪和殼體的變形而造成應力集中的支承係數。對於軸承, K_K ——考慮滾動軸承內

圈或外圈旋轉对于其寿命影响的系数,

K_t ——考虑温度状况对寿命影响的系数,

K_H ——考虑齿的卸载和折斷性质的系数,

K_H ——考虑齿表面摩擦的系数,

Q_k ——轴承的运动載荷,

Q_{km} ——要求的运动載荷,

Q_{cm} ——轴承的靜載荷,

Q_z ——临界載荷, 它指出在轴承的疲劳計算时不必考虑哪些力(如果这些力的作用時間与停歇交替, 并且每昼夜不超过 3 小时),

C_m ——要求的工作能力系数,

$Q_1, Q_2, Q_3 \dots$ ——作用在滚动轴承上的轉換徑向載荷,

R, A ——轴承的徑向和軸向載荷,

m ——軸向載荷轉換为徑向載荷的系数。

目 录

主要符号

緒言	1
第一章 汽車零件的极限状态計算法	3
1. 机械零件計算方法的分析	3
2. 汽車和拖拉机傳动系計算时載荷工况的选择	8
3. 汽車各主要軸的极限状态計算	36
4. 汽車齿輪的极限状态計算	45
5. 汽車滚动軸承的极限状态計算	75
6. 汽車制造业应用的各种計算方法的总结	80
第二章 汽車和拖拉机傳动系齿輪的計算	93
1. ГАЗ-51、ЗИЛ-150和ЯАЗ-210變速箱齿輪的計算	93
2. МЗМА-400, М-20, ГАЗ-12和ЗИЛ-110變速箱齿輪的計算	101
3. МТЗ-2, ДТ-54, Формал-М和Кокшут 拖拉机變速箱齿輪的計算	108
4. МАЗ-205 汽車和 МТЗ-2及 ДТ-54 拖拉机后橋的圓柱齿輪的計算	119
5. 汽車傳动系錐齿輪的計算	122
6. 表中所列各系数的計算	126
7. 齿輪的动載荷强度計算	插頁
8. 計算得出的結論	139
9. 推荐的极限应力和金属的主要性能	141
附录	143
参考文献	144

緒 言

技术的发展，新型高速机器的創造，特殊材料的采用，各种热化学饱和状态和表面强化加工的运用等等——所有这些，都要求重新考虑在机器制造业中现有的計算方法，并研究出一些新的更精确的方法。按照这些方法所得到的零件尺寸，能保証零件、部件和机器有一定的寿命。目前流行的一些計算方法是建立在許用应力和統一的安全系数的基础上的。在設計新汽車和拖拉机傳动系时，这些方法并不是經常适用的。

建筑业中所制訂的极限状态計算法，在目前是最合理的和最精确的。机器制造业除了保存了建筑业中計算方法的实质和明确的方向之外，但还存在着另外一些极限状态和某些不同的計算方法。

机器不能再繼續使用时的状态，称为零件和部件的极限状态。极限状态首先可用磨損和損坏的形式及其性质来确定。磨損和損坏的每种形式：折断、剝落、表面挤压和不允許的殘余变形等等——都应有相应的計算方法。

在第一部分中，对軸、齿輪和軸承的計算进行了分析，并且建議确定統一的載荷工况，这个工况根据零件的特点，可轉变成某种极限状态。在大多数現代汽車方面的著作中，軸和齿輪的計算是按发动机的最大扭矩进行的，而軸承則是按照比最大扭矩小得多的平均使用扭矩来进行計算的。根据极限状态設計零件时，应进行一系列单独的計算，其中包括疲劳計算和动載荷强度計算。各个研究者在同一型号汽車的傳动系中測得的最大动載荷完全不同。因此，得出一个运用最大动扭矩的概念；給出确定它的近似的理論方法，計算主要国产(苏联)汽車的动扭矩，并且与試驗时的扭矩值进行比較，最后，按动扭矩計算軸、齿輪和軸承。这里

不研究动扭矩的精确計算，因它要求考虑帶非綫性部分的多环节动力系统 (Многозвенная динамическая система)。

齒輪計算是按照四种极限状态进行的。应力的分析指出，对于汽車傳动系來說，可以不进行弯曲应力的疲劳計算，但按最大动扭矩計算輪齒的弯曲强度是必要的。

在决定軸承尺寸时，建議采用「运动载荷量」(кинематическая грузоподъемность) Q_k 作为主要的原始数据， Q_k 是軸承在一百万轉期間所能承受的載荷。用載荷 Q_k 代替現有的工作能力系数 C ——沒有物理意义的数值——的概念，就能够比較各个零件所能承受的載荷，并且可以分析引起不同形式磨損的各个力的范围。因为在大多数国产 (苏联) 产品的目录中指出了工作能力系数。所以必須首先計算 $Q_k = \frac{C}{18.5}$ ，然后再算出临界力和按接

触剝落进行疲劳計算时所考虑的交变載荷的范围。

第二部分列举了許多汽車和拖拉机齒輪的計算。計算的結果以图表示出，可用这些图表来比較新設計的齒輪和現有齒輪的应力。从图表中可以看出，所有的齒輪和所有的极限状态都沒有統一的安全系数。

在設計中，必須選擇最小的安全系数。材料和热处理的选择要使得在所有极限状态下能保證零件所要求的工作寿命。

白俄罗斯斯大林工学院几年来就是根据所叙述的方法計算了一些新型汽車和拖拉机的傳动系。

第一章

汽車零件的极限状态計算法

1. 机械零件計算方法的分析

目前采用三种主要方法来計算单个零件：

- 1) 按許用应力，
- 2) 按安全系数(按破坏載荷)，
- 3) 按极限状态。

在机械制造文献中沒有确切地区別这些方法，并給以定义。

一些作者试图証明只存在两种計算方法：即按点的应力和按极限状态(按应力和載荷)；而实际上由于在变形过程中，应力的彈性-塑性的重新分配，可以算出承载能力的增加，同时无須改变計算的实质，也就是說按应力和載荷的計算只有一个系数不同。此外，在机械制造的文献中虽然沒有說明极限状态的計算方法，但是，实际上这种方法很广泛地应用于所有的技术部門，其中也包括机械制造业。如所周知，在建筑結構上也是按极限状态来計算。

有些建筑工程結構专家建議机械师应改用极限状态的計算方法。

由于某些主要出发点不明确，使得一般的技术課程(材料力学和机械零件)和专业課程(机床設計，汽車和拖拉机設計等等)所介紹的机械零件的計算有所分歧。这些分歧必須消除。

現在我們来分析上述三种方法的实质，以及闡述它們的应用范围。

許用应力的計算

按照这个方法，建議用下列方式設計机械零件：

a) 首先确定所设计的零件的许用应力:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \dots}; [\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \dots}, \quad (1)$$

也就是用材料本身的一个机械特性 ($\sigma_{\text{пред}}, \sigma_m, \sigma_{-1} \dots$) 除以安全系数的办法。这个安全系数等于一系列个别系数 (Частные коэффициенты) 的乘积, 而个别系数取决于零件的结构特点和它的使用条件 (以及使用该零件的部件和机器的特点);

б) 然后按上述许用应力和名义 (计算) 载荷确定零件的尺寸。

不仅对于每个零件, 而且对于装在不同机器上的同样一个零件, 当用公式 (1) 中的某一公式计算许用应力时, 得到的许用应力的数值也是不同的。

可见, 如果已知某一零件的许用应力, 那么对于其它的, 甚至是相似的零件, 这个应力也不能认为是许用应力。因为这不可避免地会有一系列系数的改变。例如, 考虑比例尺因素的系数、动载荷系数等等。此外, 当利用公式 (1) 时, “安全系数”本身概念的涵义被歪曲了。

假设某一牌号钢的疲劳极限是 100 公斤/毫米², 用这种钢制造的零件的应力集中系数是 2, 动载荷系数是 2.5 和名义应力是 20 公斤/毫米²。是否可以断定这个零件有五倍的强度储备呢? 当然, 没有。零件没有任何强度储备。

最后, 在利用许用应力时, 毕竟还不明确应该根据什么样的载荷来算出零件的尺寸。例如, 没规定是否应该根据发动机的最大扭矩, 还是根据平均使用扭矩或任何其它扭矩来算出汽车传动系零件的尺寸。所以在汽车拖拉机制造业中给出一系列许用应力: 其中某些应力建议在按发动机最大扭矩计算时采用, 而另一些则建议在按平均使用扭矩计算时采用等等。

由于上述原因——每个零件有不同的许用应力, 这就曲解了“安全系数”这个词的实质, 并且由于无根据地选择计算载荷——在实际计算中公式 (1) 改变了: 把一些系数从安全系数中取出, 并把它们加到计算应力中去; 这时, 对于一系列零件来说, 许用

应力变成了一个常数。

仅仅在这种条件下，才能够证实“许用应力”的概念。但另一方面，随便将一些系数或是代入许用应力，或是代入名义应力（计算应力）都将使同一零件出现大量的许用应力。

现在已把许用应力开始理解为对一特定的机械零件，在假设的计算载荷作用下，按一定公式计算出的应力，而零件在这个应力下，能在实际的使用中正常地工作。但由于在设计任何新机器时，其零件的材料或者外形，或者其它什么方面总是和以前的不同（更不用说局部设计完全新的零件了），所以只有在最初估算时才可能运用许用应力。

所以，目前“许用应力”这个词不是理解为随材料而变化的一定的应力，而是理解为根据一定的公式计算这个零件所允许的应力。许用应力是根据同一公式，在对现有的类似零件计算的基础上得出的。

这样的应力不正确地被称为许用应力，它们必须称为与其实质相符的其它名词，即：比较应力。用“许用应力”这个名词甚至是有害的。因为它不正确地引导计算者根据手册寻求客观上并不存在的虚构的许用应力，而不去分析某一材料的机械性质，以及机器或零件的工作条件。

按安全系数的计算[11]

提出这种方法是为了统一计算过程和避免同一零件有很多个许用应力，而这些许用应力取决于载荷和在计算时必须考虑的因素。

在这种计算方法中没有引入任何许用应力的概念。计算实际应力并且与极限应力相比较。极限应力与实际应力的比值称为安全系数。

$$\sigma = \sigma_n \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdots; \quad \frac{\sigma_{np}}{\sigma} = n \text{ 或 } \frac{\sigma_{np} \cdot K_s}{\sigma} = n, \quad (2)$$

式中 σ_n ——名义应力；

$K_1, K_2, K_3, \dots$ ——估計到由于使用和結構的因素(应力集中, 动載荷等), 而引起名义应力增加的系数;

n ——实际的安全系数;

K_s ——由于在变形过程中彈性-塑性应力的重新分配, 使承载能力增加的系数。

对于不同的机械制造部門和由一定材料制造的一些零件, 都建議有自己特有的安全系数。从許用应力的計算轉变到安全系数的計算, 无疑地是进步了。因为这时消除了虛构的“許用应力”的概念, 而且在很大程度上保存了“安全系数”概念的意义。

按安全系数計算現代的机械零件后指出, 为了决定零件的尺寸, 仅仅知道一个“安全系数”是不够的。实验証明, 机器工作时零件內的应力并不是常数, 而通常是变化的: 在特殊工况下所产生的瞬时最大載荷值能够达到屈服极限(有时是强度极限), 而平均使用应力大部分低于疲劳极限。最后, 在某些工况下应力超过疲劳极限。

总之, 为了計算机械零件, 必須知道一系列的安全系数, 短時間載荷作用下的安全系数, 长期的多次載荷作用下的安全系数等等。在技术文献中并没有选择这些系数方面的可靠資料。此外, 由于运用了試驗来验证計算公式, 使其計算公式更加准确, 并查明了影响应力的因素, 因而降低了安全系数。如果注意到: 正确設計和制造的任何机械零件經過一定的时间被损坏, 也就是說没有多余的安全系数, 以及实际的安全系数只考虑到公式和計算示意图的不精确, 那么計算名称——安全系数的計算很明显是不正确的。

应该认为它們是极限状态計算的一个組成部分。

极限状态的計算

研究和分析了一些机械零件的工作条件及其损坏的原因后指出: 零件的尺寸不仅取决于它們內部的主要应力(內部应力)和外部的接触应力, 而且取决于对作为某总成和机器組成部分的这个

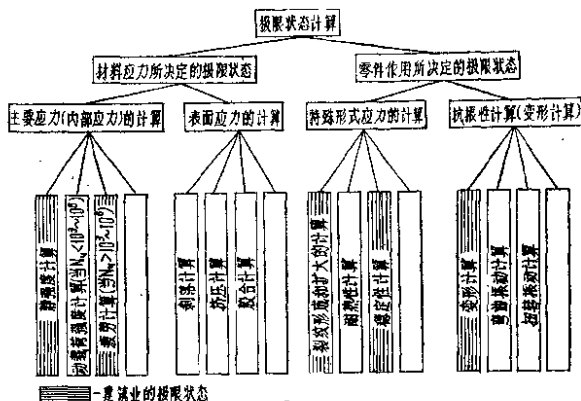
零件的要求，以及一系列其它的条件。

因而在設計时，不仅要进行一种計算，而且要根据零件的工作特点和它們可能的磨損和損坏进行若干种計算。

同一零件的这些計算，应该用特殊的术语称呼为——极限状态的計算。

为了正确的选择每个零件的計算数目和进行計算的程序，极限状态的計算可按照它們的特点分成几个組。图 1 列出了机械零件和建筑构件的計算中类似的分类。

机械零件和建筑构件的計算分类



从图 1 可以看到，极限状态的計算分为：a) 与零件材料的应力状态(“内部”的或“外部”的，以及长期的或短期的)有关的，b) 与这个零件所起的作用有关的两组計算。

此外，极限状态的計算可再分成下面四个組(图 1)：

a) 按主要的“内部”应力分(承载能力)，对于机械零件來說，最主要的是两种計算：第一，疲劳計算，这时多次出現的应力应该与疲劳极限相适应，第二，强度計算，这时有限次数出現的最大应力(例如，对于齿輪不大于 2×10^4 次)不应该超过一定的疲

劳极限(有时是屈服极限或强度极限)。

б)按外表面应力分,与上述情况相同,主要是两种计算:多次载荷的疲劳计算和少数大载荷的挤压计算。

в)按抗振性分,在这种情况下求出挠度、转角和其它变形,然后求出自振频率,扰动力和阻尼力,最后求出最大可能的振动;在某些情况下不必把计算进行到底,例如:可仅仅局限于挠度或自振频率的计算。

г)按抵抗特殊破坏形式的能力分。

前述的分类具有假定的、相对的特征,因为根据零件的作用所决定的极限状态计算,在某些情况下可属于材料应力的计算。

但是,这种分类是必须的;因为,在设计时必须知道应该进行多少次和应该进行什么样的计算。

其次在本书中研究了汽车的主要零件——轴、齿轮和轴承计算工况的选择和计算方法。目前这些方法在汽车专业文献中已经介绍了,同时指出根据可能的极限状态,计算这些零件时所采用的方法。

2. 汽车和拖拉机传动系计算时载荷工况的选择

实验证明,在汽车和拖拉机使用过程中,加在传动系零件上的扭矩不断地在发生变化。

根据汽车在不同性质的道路条件下行驶时扭矩的记录,可以分别画出每档扭矩随时间变化的分布曲线。

分布曲线的形式取决于汽车的使用条件和它的结构特点。

初看起来,对于设计新汽车的传动系来说,似乎确定每档的分布曲线和总曲线的参数就够了。

但是,传动系零件的磨损和损坏的分析,以及一系列专门的试验指出,并不是所有的载荷都是相同的。下列试验证明了这一点:а)新齿轮的齿和长期使用而报废了的齿轮的齿(剥落、胶合和齿边断裂)当在压床上折断时,发现齿损坏处的作用力和应力在此两种情况下是不变的;б)在疲劳试验时定期地使齿轮过载(有

限次数)；这些过载直到损坏之前，并没有影响它的工作时间。

这些试验指出，不能把所有的作用载荷加起来。首先，把载荷分为两类是合理的：连续作用不多于 $5 \sim 10$ 次和总次数不多于 $2 \times 10^4 \sim 6 \times 10^5$ 次的个别最大载荷，与连续作用多于 10 次和总次数多于 $2 \times 10^4 \sim 6 \times 10^5$ 次的长期周期性载荷。前者能引起一些零件的故障损坏，而后者影响到零件的疲劳强度。长期的周期性载荷在计算疲劳时加以考虑，而个别最大载荷则在别的计算时按动载荷考虑。图 2 说明了载荷的范围。

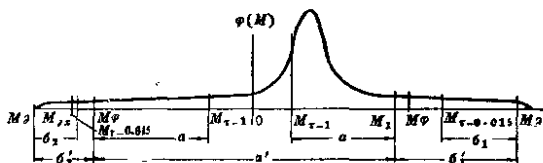


图 2 作用在汽车传动系零件上的载荷范围

长期的周期性载荷的范围，相当于从按发动机最大扭矩 (M_{τ}) 计算的倒档扭矩到同样是发动机最大扭矩 (M_{τ}) 时的第一档扭矩的这一段；这两个扭矩应受附着扭矩 (M_{ϕ}) 的限制。换言之，长期的周期性载荷的范围相当于从 $-M_{\tau}$ (如果 $|M_{\tau}| < |M_{\phi}|$) 或从 $-M_{\phi}$ (如果 $|M_{\phi}| < |M_{\tau}|$) 到 M_{τ} (如果 $M_{\tau} < M_{\phi}$) 或到 M_{ϕ} (如果 $M_{\phi} < M_{\tau}$) 的这一段。对于重新设计的汽车来说，在上述范围内确定扭矩的分布曲线 (或直线) 是合理的。必须注意到，传动系零件的一些计算并不包括上述整个范围，而根据零件的特点和它的工作条件，仅仅包括了整个范围的某一部分。

把整个汽车看作是多环节的动力系统，而单独地确定超过扭矩或者附着扭矩的个别最大载荷是合理的。

在图 2 上，用 a' , b_1' 和 b_2' 线段表示长期的周期性载荷的范围 (a') 和个别的最大载荷的范围 (b_1' 和 b_2')，并且用 a , b_1 和 b_2 线段表示载荷的一部分范围，在疲劳计算和扭转强度计算时的载荷应在这些范围内考虑。

第一种载荷工况——疲劳计算的工况

为了进行传动系零件的疲劳计算，应该确定在各个档上载荷随时间变化的分布曲线和每个档的工作时间。

首先，必须确定每档最大的周期性作用的扭矩，而这个扭矩是传动系能比较长期地承受的（如27页所述）。下面将把这个扭矩称为计算扭矩。在机械式传动系中，它们通常相当于发动机的最大扭矩。如果任一档的上述扭矩大于相应的驱动轮的附着扭矩，那么，后者应该取为计算扭矩。当传动系中有液力变扭器时，各个档的计算扭矩可以按表1，根据驱动轮上的最大附着力和发动机的最大扭矩进行选择。

表 1

排 档	计 算 扭 矩
第 一 档	$M_{p1} = M_{\text{эд}} \cdot i_{\text{дм}} \cdot \eta_{\text{дм}} \cdot 0.7 K_{\text{маз}}.$ 计算时如果驱动轮上这个扭矩大于附着力，即 $\frac{M_{\text{эд}} \cdot i_{\text{дм}} \cdot \eta_{\text{дм}} \cdot 0.7 K_{\text{маз}}}{r_{\kappa}} \cdot i_{\text{мк}} \cdot \eta_{\text{мк}} > G_{\text{сш}} \times 0.7,$ 那么，应该按附着力算出计算扭矩 $M_{p1} = \frac{G_{\text{сш}} \cdot 0.7 r_{\kappa}}{i_{\text{мк}} \cdot \eta_{\text{мк}}}.$
第 二 档	$M_{p2} = \sqrt{M_{p1} \cdot M_{\text{пп}}}$
直 接 档	$M_{\text{пп}} = M_{\text{эд}} \cdot i_{\text{дм}} \cdot \eta_{\text{дм}}.$
超 速 档	$M_{py} = M_{\text{пп}}.$
倒 档	$M_{\text{пз}} = M_{p1}.$

符号： $i_{\text{дм}}$ ——从发动机至液力变扭器的机械传动的传动比；

$\eta_{\text{дм}}$ ——从发动机至液力变扭器的传动效率；

$K_{\text{маз}}$ ——液力变扭器的最大变扭系数；

$i_{\text{мк}}$ ——从变扭器至汽车车轮的传动比；

$\eta_{\text{мк}}$ ——从变扭器至汽车车轮的传动效率；

$G_{\text{сш}}$ ——汽车的附着重量，也就是作用在驱动轮上的重量。