

文章编号:1000-582X(2002)10-0065-03

自动变速器效率与液力变矩器的透穿性

邓定瀛, 石晓辉

(重庆工学院 机械系, 重庆 400050)

摘要:分析对比液力变矩器原始特性和动力特性,讨论了当外界阻力发生变化时,具有不同透穿性的液力变矩器速比的变化规律及其对变速器传动效率的影响,指出在自动变速器设计中,合理选择液力变矩器的结构参数,特别是注重其透穿度与发动机适应系数的合理匹配,是提高自动变速器传动效率及汽车驱动功率的有效途径。

关键词:液力变矩器;速比;效率;转矩系数;透穿性

中图分类号:TH137.332

文献标识码:A

自动变速器以其优异的驾驶方便性和传动平稳性在汽车上得到广泛的应用,这在很大程度上依赖于液力变矩器的性能。现代液力变矩器可以在失速、耦合、锁止以及其间的任何工况下工作,为变速器与发动机的完美匹配提供了可能。带液力变矩器的自动变速器可以使发动机总是在最佳工况下运转,但这并不意味着此时的汽车(驱动轮)就一定能发挥出最大功率。要使二者一致,传动系数,尤其是变速器的传动效率是关键所在。

现代汽车自动变速器主要由液力变矩器以及以行星齿轮为主导结构的变速机构组成^[1],其效率由变矩器传动效率 η_H 以及行星齿轮变速器效率 η_p 共同决定,即:

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_p$$

由于行星齿轮机构传动效率较高(一般 η_p 可达0.95以上),自动变速器的整体效率基本上取决于液力变矩器,即: $\eta = \eta_H$ 。从液力变矩器的原始特性(图1)及输出特性(图2)中可以知道^[2],对于非透穿性液力变矩器,由于泵轮转速 n_p 基本上不随涡轮转速 n_T 变化而变化(见图2(a)),因此,其速比 i_H 为涡轮转速 n_T 的单值函数,变矩器传动效率

$$\eta_H = f(i_H) = f(n_T/n_p) = f(n_T)$$

而对于透穿性液力变矩器,情况就有所不同。当外界阻力变化而导致涡轮转速变化时,尽管发动机负荷保持不变,泵轮转速也会有明显变化(见图2(b)),变矩器效率将由涡轮转速 n_T 和泵轮转速 n_p 共同决定。

$$\eta_H = f(n_T, n_p)$$

对于泵轮与发动机曲轴做成一体的液力变矩器^[3],

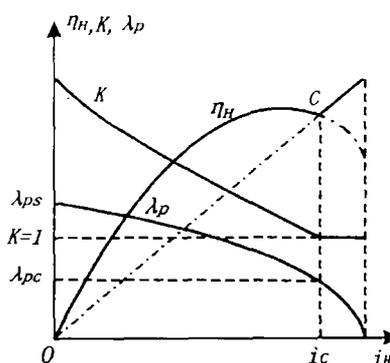


图1 液力变矩器的原始特性

泵轮转速就是发动机转速($n_p = n_e$)。因此,可以引出这样的结论:对非透穿性液力变矩器,发动机工况不随外界阻力的变化而变化;而对透穿性液力变矩器,发动机工况随外界阻力的变化在一定范围内变化,其变化程度与液力变矩器的透穿度(这儿指“正透穿”)成正比。具有不同透穿性的变矩器效率的变化规律也不相同^[4]。

下面,讨论具有不同透穿性液力变矩器传动效率的变化规律及其对汽车驱动轮上输出功率的影响。

1 泵轮转矩系数对发动机工况的影响

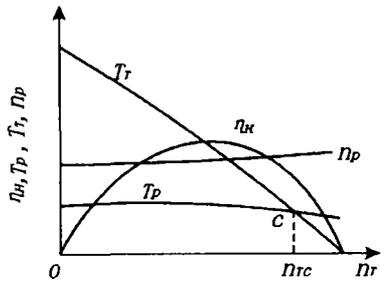
变矩器负载特性^[2]:

$$T_p = \lambda_p \cdot \rho \cdot g \cdot D^5 \cdot n_p^2$$

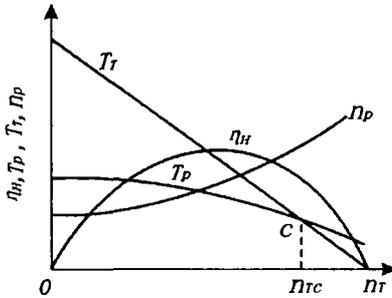
其中, ρ ——变矩器油(HTCF或ATF)的密度;
 g ——重力加速度; D ——变矩器有效直径; λ_p ——泵轮转矩系数。

• 收稿日期:2002-06-16

作者简介:邓定瀛(1944-),男,南京人,副教授。主要从事汽车结构和传动方向研究。



(a) 非透穿性变矩器



(b) 透穿性变矩器

图2 液力变矩器的输出特性

对于一定的变矩器, ρ, g, D 为定值,

$$T_p = C\lambda_p n_p^2, C = \rho g D^5$$

该特性方程的意义:

当 λ_p 为定值时,

$$T_p = C\lambda_p n_p^2 = C' n_p^2$$

此时,变矩器泵轮转矩曲线为一抛物线(图3(a))。

由于 T_p, n_p 即为发动机的转矩 T_e 和转速 n_e , 可在图中加上某一负荷(通常为全负荷)下的发动机转矩曲线 T_e , 其与曲线 T_p 之交点 A , 即为在该发动机负荷下液力变矩器泵轮的工作点。

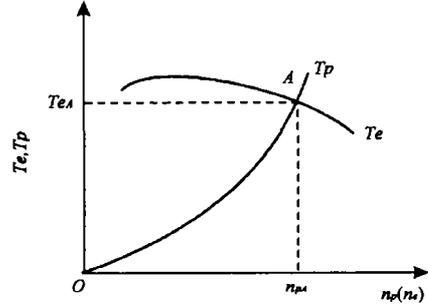
当 λ_p 为变值时,

$$T_p = C\lambda_p n_p^2 = C'_i n_p^2, C'_i = C'_1, C'_2 \dots$$

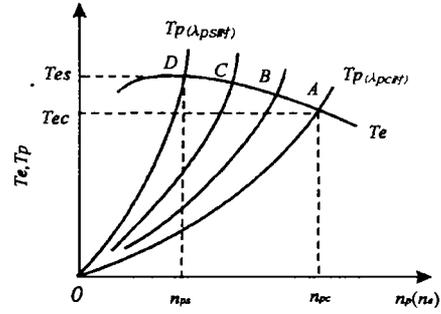
此时,变矩器泵轮转矩曲线为一组斜率不同的抛物线(图3(b))。

同样加上发动机全负荷下的转矩曲线 T_e , 与各不同 λ_p 下的 T_p 曲线相交得到一组交点 $A, B, C, D \dots$ 。它表明,当 λ_p 为变值时,外界阻力的变化会引起变矩器泵轮工况的变化(从 $A \rightarrow D$, 或从 $D \rightarrow A$)。或者说, λ_p 体现了变矩器泵轮转速 T_p 随外界阻力的变化情况,其实质是反映了变矩器速比 i_H 的变化,即: $\lambda_p = f(i_H)$ 。这在液力变矩器原始特性中也能清楚地看出(见图1)。

现在的问题是,转矩系数 λ_p 与变矩器效率 η_H 有什么关系。



(a) 非透穿性变矩器



(b) 透穿性变矩器

图3 液力变矩器泵轮转矩曲线与发动机转矩曲线

2 液力变矩器透穿性对效率的影响

通常以转矩系数 λ_p 的变化范围来表征液力变矩器的透穿性:^[5]

$$P = \lambda_{ps} / \lambda_{pc}$$

其中: λ_{ps} —— 发动机失速状态(stalling, 即涡轮转速 $n_T = 0$) 时泵轮转矩系数; λ_{pc} —— 变矩器耦合状态(coupling, 即转矩比 $K = T_T / T_p = 1$) 时泵轮转矩系数。

根据以上分析,设定:

$P = 1$ (实际上一般认为 $P = 0.9 \sim 1.15$) 的变矩器为非透穿性;

$P \geq 1.2$ (大多数情况下 $P \geq 1.5 \sim 1.8$) 的变矩器为透穿性^[2]。

对于非透穿性变矩器,当外界阻力变化(如增加)时,由于泵轮工作点不变,其转速 n_p 不变,变矩器速比 $i_H = n_T / n_p$, 将随涡轮转速 n_T 减小而同步减小;从图1中 η_H 曲线可知,在绝大多数情况下,变矩器效率 η_H 将随速比 i_H 的减小而急速下降。

对于透穿性变矩器,存在 $\lambda_{ps} > \lambda_{pc}$, 当外界阻力增加时, T_p 曲线左移(λ_p 增大), 这将带来两个方面的影响。

1) 泵轮转速 n_p 将减小。此时速比 $i_H = n_T / n_p$ 不再线性地随涡轮转速 n_T 的减小而成比例的下降, 泵轮转

速 n_p 的减小减缓了速比 i_H 下降的趋势(减缓程度取决于透穿度 P)。换言之,变矩器效率的下降得到了一定程度的抑制。

2) 泵轮转矩 T_p 将增大。从转矩比 $K = T_T/T_p$ 及变矩器原始特性可知,外界阻力增加,涡轮转矩 T_T 将相应增加,即转矩比 K 增大,导致效率 η_H 下降。而此时由于 T_p 曲线的左移提高了发动机转矩,即泵轮转矩 T_p 有所增加,从而减缓了转矩比 K 的增大趋势,这又在一定程度上抑制了效率 η_H 的下降。对于采用具有较大转矩适应性发动机和大透穿度液力变矩器($P \geq 2$)的轿车而言,透穿性变矩器的上述特性对提高其变矩器传动效率,从而使驱动轮获得较大的驱动功率具有十分重要的意义。

在图 3 的基础上加上功率外特性曲线予以说明(见图 4)^[6]。

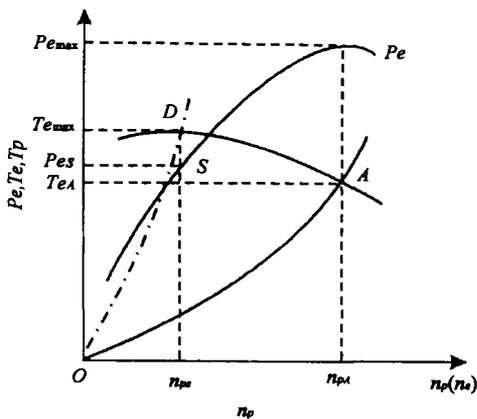


图 4 液力变矩器泵轮转矩曲线与发动机外特性曲线

以汽车起步加速行驶为例。为使汽车能迅速起步并加速,希望驱动轮能得到尽量大的驱动功率。

对于非透穿性变矩器,在全负荷工况下于 A 点工作具有最好的动力性,此时 $P_e = P_{e_{max}}$ 。但由于此时泵轮转速(n_{pA})很高而涡轮转速很低($n_T \rightarrow 0$),故速比 i_H 极小,效率 η_H 自然极低。

此时驱动轮上功率为

$$P_T = P_{e_{max}} \cdot \eta_T = P_{e_{max}} \cdot \eta_H \ll P_{e_{max}} (\eta_T \text{ 为传动系总效率})$$

而对于透穿性变矩器,泵轮可工作于 D 点,此时 $\lambda_p = \lambda_{pS}$ 。由于泵轮转速大幅降低,为 n_{pS} ,尽管该点发动机功率有所下降(为 P_{eS}),但效率的相对增加($\eta'_H > \eta_H$)足以补偿驱动轮上功率的损失。此时驱动轮上得到的功率将大于 A 工况。

$$\text{即 } P'_T = P_{eS} \cdot \eta'_H > P_T = P_{e_{max}} \cdot \eta_H$$

参考文献:

- [1] 过学迅. 汽车自动变速器[M]. 北京:机械工业出版社, 2000.
- [2] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社, 2000.
- [3] 罗邦杰. 液力机械传动[M]. 北京:人民交通出版社, 1983.
- [4] 韩家钢. 汽车液力传动[M]. 重庆:重庆大学出版社, 1988.
- [5] 葛安林. 车辆自动变速理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1993.
- [6] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京:人民交通出版社, 1993.

Efficiency of Auto Transmission and the Penetrativity of Hydraulic Torque Converter

DENG Ding - ying, SHI Xiao - hui

(Mechanical Department, Chongqing Engineering Institute, Chongqing 400050, China)

Abstract: analyzing the primary characteristic and the power performance, this article discusses the changing regularities of the ratio in two types of HTC, which have different penetrativity. The effect to the AT efficiency is also discussed. It is pointed out that to find the best match of the percentage of penetrating and engine accommodation coefficient is a good way to increase AT efficiency and car driving power.

Key words: hydraulic torque converter (HTC); ratio; efficiency; torque index; penetrativity

(责任编辑 陈移峰)