

SGA3723 与 SGA3722 矿用汽车匹配及动力性对比

张国芬¹① 张文明¹ 刘晋霞¹ 高全峰²

(1:北京科技大学土木与环境工程学院 北京 100083;2:北京首钢重型汽车制造厂 北京 100043)

摘要 SGA3723 矿用汽车是北京科技大学与北京首钢重型汽车制造厂合作设计并于 2006 年推出的新车型,它是 SGA3722 矿用汽车的升级产品。建立了液力变矩器和发动机匹配计算和汽车动力性计算的数学模型,并利用 MATLAB 软件对 SGA3723 和 SGA3722 的发动机、匹配评价指标、主要动力性指标进行对比和形象直观显示。结果表明 SGA3723 比 SGA3722 液力变矩器与发动机匹配更合理,动力性也更好,这与样机实际使用效果相符。

关键词 发动机 液力变矩器 动力性 匹配 评价指标

中图分类号 U463.22 U464.12

文献标识码 A

A Comparison on the Matching and Tractive Performance Between SGA3723 and SGA3722 Mining Trucks

Zhang Guofen¹ Zhang Wenming¹ Liu Jinxia¹ Gao Quanfeng²

(1:Civil and Environmental Engineering School, University of Science and Technology Beijing;

2:Beijing Shougang Heavy Duty Truck Manufactory)

ABSTRACT SGA3723 mining truck is manufactured in 2006 which is designed by University of Science and Technology Beijing and Beijing Shougang Heavy Duty Truck Manufactory. It is modified on the basis of SGA3722 mining truck. The mathematical model of the matching calculation for hydraulic torque converter with engine and the tractive performance calculation is developed in the paper. And the engines, matching evaluation indexes and tractive performance indexes of SGA3723 and SGA3722 mining trucks are compared and displayed visually on MATLAB. The results show matching rationality and tractive performance of SGA3723 mining truck is better than SGA3722 mining truck, and this is consistent with the prototype result in practice.

KEYWORDS Engine Hydraulic torque converter Tractive performance Matching Evaluation index

1 引言

SGA3723 矿用汽车(45t)是北京科技大学与北京首钢重型汽车制造厂合作设计并于 2006 年推出的新车型,它是 SGA3722 矿用汽车(42t)的升级产品,其中一个大的改进就是采用电喷式发动机 QSX15 - C525 代替涡轮增压式发动机

KTA19 - C525。同一液力变矩器与不同发动机匹配的效果是不一样的,而它们的匹配程度对汽车的性能有直接影响。本文建立了液力变矩器匹配计算和汽车动力性计算的数学模型,并从发动机、匹配指标、主要动力性指标等方面对这两种矿用汽车进行对比分析。

① 作者简介:张国芬,女,1975 年出生,北京科技大学车辆工程专业 2003 级在读博士研究生,主要从事液力机械变速箱设计及性能优化等方面的研究

2 汽车传动系主要组成

SGA3723 和 SGA3722 矿用汽车的传动系组成如下:发动机发出的动力依次经过传动轴、变速箱、由万向节和传动轴组成的万向节装置以及安装在驱动桥中的主减速器、差速器、半轴和轮边减速器传到驱动轮。

SGA3723 和 SGA3722 矿用汽车传动系的差别在于使用的发动机不同,SGA3723 矿用汽车采用电喷式发动机 QSX15-C525,SGA3722 矿用汽车采用涡轮增压式发动机 KTA19-C525。QSX15-C525 发动机的原始特性曲线如图 1 所示,最大扭矩为 $2440 \text{ N} \cdot \text{m}$ (1400 r/min),最大输出功率为 430 kW (1800 r/min),最小燃油消耗率为 $205 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ (1700 r/min),图中菱形符号、圆形符号和三角形符号表示原始数据,曲线是样条插值得到的(后面图中的各种符号和曲线同理)。

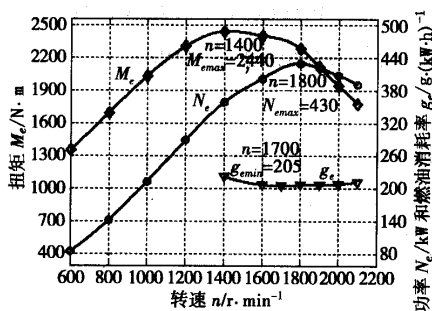


图1 QSX15-C525 发动机原始特性

发动机增压方法有机械增压、废气涡轮增压和气波增压^[1],KTA19-C525 采用废气涡轮增压。它是利用发动机本身排出的压力废气驱动涡轮旋转,涡轮轴带动叶轮式压气机来提高进气的压力,增加进入气缸空气的密度,为发动机提供更多的空气,从而增大发动机的功率^[2]。涡轮增压器的最大优点是能够在不加大发动机排量的情况下较大幅度地提高发动机的功率及扭矩,一般而言,加装增压器后的发动机的功率及扭矩可以提高 $20\% \sim 30\%$ 。涡轮增压器的缺点是滞后性,即由于柴油机和涡轮增压器的运动机件均具有一定的惯性,管道中气体的可压缩性,以及供油、喷射、着火和燃烧等过程的延迟,使涡轮增压器、柴油机自身以及二者配合之间存在工作响应滞后,造成涡轮增压柴油机动态特性较差^[3]。

KTA19-C525 发动机的原始特性曲线如图 2 所示,最大扭矩为 $2237 \text{ N} \cdot \text{m}$ (1300 r/min),最大输出功率为 392 kW (2100 r/min),最小燃油消耗率为 $204 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ (1500 r/min)。QSX15-C525 发动机额定功率为 392 kW (525 hp),与 KTA19-C525 发动机相同;最大扭矩比后者增大了 $203 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。QSX15-C525 发动机燃油消耗率在最低点虽比后者稍有增加,仅为 $1 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$;但在额定功率点降低了 $9 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,则总体消耗量下降。

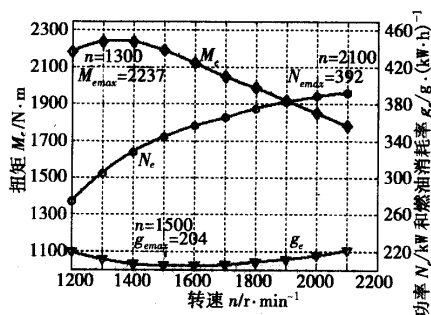


图2 KTA19-C525 发动机原始特性

电喷式发动机是根据安装在发动机进气系统及机体上的传感器所感知的信息,提供给计算机控制系统,精确计算出发动机在各种工况下所需的供油量,并向喷油器提供所需脉冲宽度,然后将有一定压力的燃油通过滤油器喷入进气缸。其最大优点是:解决了混合气在进气缸中的分配和燃油雾化等问题,并能精确及时地供给发动机工作时所需的最佳混合气。电喷发动机不仅性能优良,动力性强,尾气排放更环保,省油,油路也大为减少^[4]。电喷发动机一般可提高发动机输出功率约 5% ,节省燃油 $5\% \sim 20\%$ 。总之,QSX15-C525 发动机可使整车的动力性、燃油经济性、排放水平等主要性能指标得到有效提高。

3 匹配对比

3.1 发动机参数选择

对于液力机械传动而言,发动机与液力变矩器共同工作的性能直接与传动连接形式有关。匹配计算时,必须首先将发动机的原始特性向液力变矩器泵轮进行转换,以求发动机实际参与匹配的净特性^[5]。

发动机原始功率 N_e 由发动机附件功率消耗

N_f 、油泵等连接装置带来的功率消耗 $\sum N_{pk}$ 和实际参与匹配的泵轮轴上的净(有效)功率 N_{ej} 三部分组成。下面是与功率相对应的发动机附件的扭矩消耗 M_f 、油泵的扭矩消耗 $\sum M_{pk}$ 和净扭矩 M_{ej} 计算的数学模型。

3.1.1 发动机附件的扭矩消耗

$$M_f = 954.5 \frac{N_{eH}}{n_{eH}} \left(\frac{n_e}{n_{eH}} \right)^2$$

式中 n_{eH} ——发动机额定转速, r/min;

n_e ——发动机实际转速, r/min;

N_{eH} ——发动机额定功率, kW。

3.1.2 油泵的扭矩消耗

SGA3723 和 SGA3722 矿用汽车油泵共 5 个:前油泵(包括主泵和变矩器泵)、举升油泵(2 个)、转向油泵(1 个)。

$$\sum M_{pk} = \sum_{k=1}^5 \frac{P_k q_k}{2\pi \eta_k \eta_{pk} i_{pk}}$$

式中 P_k ——第 k 个油泵空转压力或工作压力, MPa;

q_k ——第 k 个油泵的额定排量, ml/r;

η_k ——第 k 个油泵的总效率;

$\eta_{pk} \cdot i_{pk}$ ——发动机与第 k 个油泵间连接装置的传动效率和传动比。

其中前油泵是双联齿轮泵, 根据参考文献[6]排量按 $6.66Zm^2B/1000$ (Z 为齿数; m 为模数, mm; B 为齿宽, mm), 其它油泵排量由厂家提供; 计算中需要的其它参数由现场试验测得。

3.1.3 发动机净扭矩计算

当扣除各种辅助装置的扭矩消耗后。可得到发动机实际参与液力变矩器匹配的净扭矩 M_{ej} , 即 $M_{ej} = M_e - M_f - M_q - M_j - M_z$ 。

式中: M_f 、 M_q 、 M_j 、 M_z 分别为发动机带动附件、前油泵(包括主泵和变矩器泵)、举升油泵(2 个)、转向油泵换算到发动机上所消耗的扭矩。

目前发动机最普遍采用的机械式调速器主要是全程式和两极式。由于全程式调速器在平均输出功率、高效力矩范围、高效范围内平均油耗和牵引后备方面优于两极式^[7], 故矿用汽车采用全程式调速器, 这样从发动机额定转速到空转最高转速之间的调速曲线就近似是一条直线。

图 3 是 QXS15-C525 和 KTA19-C525 发动机

原始扭矩和净扭矩对比图, 从图中可以看出相同转速下, 前者的扭矩比后者大, 从而实际有效功率也大。

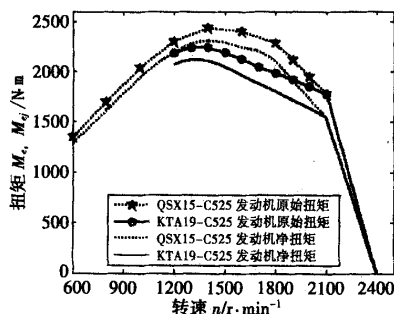


图 3 QXS15-C525 和 KTA19-C525 发动机原始扭矩和净扭矩

3.2 匹配评价指标

图 4 是 SGA3723 (QXS15-C525 发动机) 和 SGA3722 (KTA19-C525 发动机) 矿用汽车液力变矩器与发动机的匹配图, 其中液力变矩器输入曲线与发动机净扭矩曲线的交点是液力变矩器与发动机的共同工作点。从图中可以看出相同转速下前者的扭矩比后者大, 而后者的转速范围比前者宽。

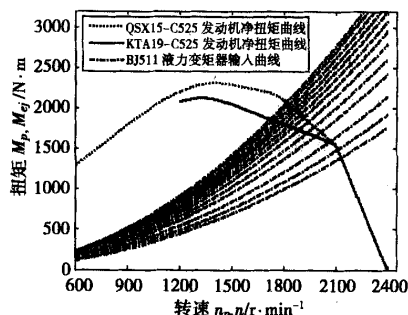


图 4 SGA3723 和 SGA3722 矿用汽车的匹配图

液力变矩器与发动机匹配性能可以从动力性、经济性两个方面的评价指标反映出来^{[8][9]}。

动力性评价指标主要有变矩器最大输出扭矩 M_{Tmax} 、变矩器高效力矩范围 d_M 、全工况范围内的平均输出功率 N_{TPI} 、高效范围内的平均输出功率 N_{TPI} 、全工况范围内的功率输出系数 ϕ_{N1} 和高效范围内的功率输出系数 ϕ_{N2} 6 个指标; 经济性评价指标有高效转速范围 d_n 、全工况范围内的平均

单位燃料消耗量 g_{ep1} 、高效范围内的平均单位燃料消耗量 g_{ep2} 、全工况范围内的单位燃料消耗量

系数 ϕ_{ge1} 和高效范围内的单位燃料消耗量系数 ϕ_{ge2} 5 个指标。

表 1 SGA3723 与 SGA3722 匹配的评价指标以及它们的比较

指标 车型	M_{Tmax} /N · m	d_n	d_M	N_{Tp1} /kW	N_{Tp2} /kW	ϕ_{N1}	ϕ_{N2}	g_{ep1}/g^* (kW · h) ⁻¹	g_{ep2}/g^* (kW · h) ⁻¹	ϕ_{ge1}	ϕ_{ge2}
SGA3723	4658.20	1.718	1.862	276.682	394.183	0.708	1.008	319.903	425.485	1.509	2.007
SGA3722	4181.80	1.770	1.755	234.917	326.898	0.599	0.834	322.514	425.560	1.459	1.926
比较/%	11.392	-2.932	6.125	17.779	20.583	18.071	20.890	-0.809	-0.018	3.406	4.227

表 1 列出 SGA3723 和 SGA3722 匹配的各项评价指标以及前者相对于后者的评价指标相对值,“-”号表示低于,否则表示高于。从表中可以看出动力性指标中的 M_{Tmax} 、 d_M 、 N_{Tp1} 、 N_{Tp2} 、 ϕ_{N1} 和 ϕ_{N2} ,前者比后者高一些(高出 6.125% ~ 20.890%),而 d_n 和 g_{ep2} 两者很接近,也就是说前者的动力性好;同时经济性指标,前者的 d_n 、 g_{ep1} 和 g_{ep2} 比后者小,仅 ϕ_{ge1} 和 ϕ_{ge2} 略高,也说明前者的经济性不比后者差,所以前者匹配比后者更好。为了检验 QSX15 - C525 发动机与液力变矩器匹配的性能,首钢重型机械厂 2005 年生产了一台样机,样机实际使用效果与本文结论相符。下面对 SGA3723 和 SGA3722 矿用汽车的主要动力性进行进一步对比。

4 动力性对比

4.1 汽车的牵引特性

在这里只计算油门全开时的汽车的牵引特性。当机械变速箱处于 j 挡(此挡传动比为 i_j , $j = 1, 2, \dots, 5$), 涡轮转速为 n_T 时的车速 u_{aj} , 驱动力 F_{ij} 分别为

$$u_{aj} = 0.377 \frac{r n_T}{i_j i_0 i_b}; F_{ij} = \frac{M_T i_j \eta_m}{r}$$

式中 u_{aj} ——汽车第 j 挡速度, km/h;

i_0 ——主减速器传动比;

i_b ——轮边减速器传动比;

F_{ij} ——第 j 挡驱动力, N;

r ——车轮滚动半径, m;

M_T ——涡轮扭矩, N · m;

η_m ——液力变矩器后的机械部分传动效率。

4.2 汽车的行驶阻力

根据参考文献^[10], 忽略加速阻力, 汽车的行驶阻力可表示为

— 20 —

$$F_z = Gf \cos \theta + \frac{C_D A u_a^2}{21.15} + G \sin \theta$$

式中 G ——车重, N;

f ——滚动阻力系数;

θ ——坡度角, (°);

C_D ——空气阻力系数;

A ——汽车迎风面积, m²;

u_a ——车速, km/h。

4.3 最高行驶速度

不同路面上, 汽车最高行驶速度不同, 当坡道阻力和加速阻力为 0 时, 汽车行驶速度最大。直接挡(V 挡)时汽车最大行驶速度为汽车最高行驶速度。

4.4 最大爬坡度

理论上汽车驱动力达到 I 挡最大驱动力时能爬上的坡度为最大爬坡度, 但此时车速为 0, 没有实际意义, 因此应定义一个最低爬坡速度。考虑到汽车的运输效率主要取决于驱动功率, 为充分利用发动机功率, 保证较高的驱动功率, 应使变矩器在高效范围($\eta > 75\%$)内工作。因此, I 挡效率高效区左端点对应车速为汽车以 I 挡行驶时的最低爬坡速度^[11]。同理, 可求出直接挡最大爬坡度。

$$i_{1max} = \tan \left[\arcsin \left(\frac{F_{I1-nr1} - F_z}{G} \right) \right]$$

$$i_{0max} = \tan \left[\arcsin \left(\frac{F_{0-nr1} - F_z}{G} \right) \right]$$

4.5 驱动力图和动力性指标对比

图 5 实线和点线分别是 SGA3723 和 SGA3722 矿用汽车使用液力变矩器的前进 I ~ V 挡驱动力 F_i , 12 条横向虚线分别表示不同坡度时的行驶阻力 F_z (右侧是对应坡度 i)。

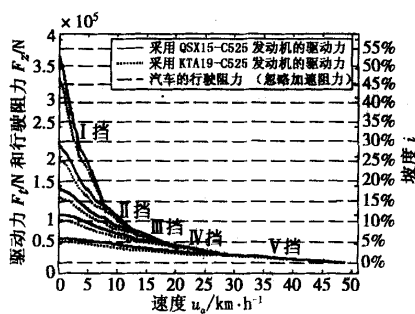


图 5 SGA3723 和 SGA3722 矿用汽车驱动力对比

从图 5 中一方面可以看出 SGA3723 各挡驱动力都比 SGA3722 大,也即是前者动力性更好;另一方面可以从汽车驱动力与行驶阻力对比,可以看出 SGA3723 爬坡能力更好。

本文从以下各个方面评价动力性: I 挡最大驱动力 F_{t1max} (N), I 挡最低爬坡速度时的最大驱动力 F_{t1nt1} (N), I 挡最大行驶速度 u_{a1max} (km/h), I 挡最低爬坡速度时的最高行驶速度 u_{a1nt1} (km/h), I 挡最低爬坡速度时的最大爬坡度 i_{1max} ; 直接挡对应的各指标依次是 F_{t0max} 、 F_{t0nt1} 、 u_{a0max} 、 u_{a0nt1} 、 i_{0max} 。

表 2 是 SGA3723 与 SGA3722 动力性指标计算结果以及它们的相对值。从表中可以看出两者最高行驶速度几乎一样,其他各项指标前者都比后者高,高出最多的是直接挡最低爬坡速度时的最大爬坡度 i_{0max} 14.535%,最少的是最低爬坡速度时的最高行驶速度 u_{a1nt1} 和 u_{a0nt1} 2.969%,所以说明前者动力性比后者好。

表 2 SGA3723 与 SGA3722 矿用汽车动力性指标以及它们的比较

指标	F_{t1max}	F_{t1nt1}	u_{a1max}	u_{a1nt1}	i_{1max}	F_{t0max}	F_{t0nt1}	u_{a0max}	u_{a0nt1}	i_{0max}
车型	$/\times 10^5\text{N}$	$/\times 10^5\text{N}$	$/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	$/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$		$/\times 10^5\text{N}$	$/\times 10^5\text{N}$	$/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	$/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	
SGA3723	3.711	1.950	7.986	4.648	0.261	0.604	0.317	49.067	28.557	0.020
SGA3722	3.332	1.838	7.990	4.514	0.243	0.542	0.299	49.090	27.733	0.017
比较/%	11.393	6.093	-0.048	2.969	7.199	11.396	6.083	-0.047	2.969	14.535

5 结束语

由于 SGA3723 与 SGA3722 矿用汽车分别采用 QSX15-C525 和 KTA19-C525 发动机,而液力变矩器与不同发动机匹配程度对汽车的性能有直接影响,所以需要从理论上和现场使用效果对 SGA3723 作研究。本文建立了参与匹配的净扭矩的数学模型,并利用 MATLAB 软件对 SGA3723 与 SGA3722 矿用汽车对匹配结果进行直观显示和评价指标对比;建立了它们的动力性指标数学模型,并进一步依据图形和数据对其驱动力和主要动力性指标进行对比。结果表明 SGA3723 比 SGA3722 液力变矩器与发动机匹配更合理,汽车的动力性更好,这与样机实际使用效果相符。

参考文献

[1] 王应红,郑国璋. 废气涡轮增压与发动机匹配的理论计算研究[J]. 内燃机,2004(1):1
[2] 李明诚. 废气涡轮增压型发动机的使用和维护[J]. 柴油机,2005, Vol. 27(3):48
[3] 何忠波,白鸿柏,张培林等. 发动机动态特性及其对车辆换挡特性的影响[J]. 机械工程学院学报,2005, Vol. 17(5):61~63

[4] 黄忠民. 电喷发动机非正常熄火的故障诊断分析[J]. 实用汽车技术,2005(1):28
[5] 王国彪,薛辉,谭刚. 液力机械传动系统动力匹配的计算机辅助计算[J]. 矿山机械,1998(1):61~63
[6] 唐银启. 工程机械液压与液力技术[M]. 北京:人民交通出版社,2003.42
[7] 过学迅,孙传文. 闭锁离合器与不同调速器发动机匹配的研究[J]. 北京理工大学学报,1994, Vol. 14(3):282~285
[8] 孙跃东,周萍,尹冰声. 工程车辆液力变矩器与发动机匹配的研究[J]. 上海理工大学学报,2003, Vol. 25(3):289~291
[9] 张福生. 液力变矩器与发动机最佳匹配的计算机辅助分析[J]. 太原重型机械学院学报,1998, Vol. 19(1):15~16
[10] 余志生. 汽车理论. 2[M]. 北京:机械工业出版社,1997.6~23
[11] 谢代鹏,黄宗益. 液力机械式自动变速汽车动力性计算数学模型[J]. 上海:同济大学学报,1998, Vol. 6(26):693

(收稿日期:2006-06-12)