

Laboratory investigation of the efficiency of a car hydromechanical transmission

Assis.Prof. Bojko Gigov, Ph.D., Dipl. Eng. Janko Mollov - Technical University of Sofia

Abstract : In the paper is described laboratory setting for the investigation of the efficiency of an automatic hydromechanical transmission of a car as a function of the torque and of the rotation frequency (RPM). The hydraulic and the mechanical sections of the transmission are investigated separately for different gears. Are present conclusions on the influence of various factors onto the efficiency and the ratio of losses in the different sections of the transmission.

I. INTRODUCTION

The need for more relief on the drivers at driving, so as not to engage their attention during the movement requires becoming more widely mobilizing modern automatics in the car. This is the reason more and more be increased the share of automated and automatic systems used in vehicle handling and in particular of its transmission. So to some extent explains the increase in the relative share and on the hydromechanical automatic transmission, which have long been proven their advantages and have imposed to the American and Japanese market. In Europe due to a series of objective and subjective reasons, the share of this type of transmission is small, but grows and there are grounds for believing, that in the future this process will continue. One of the reasons that impede the massive deployment of conventional automatic transmissions (CAT) in automobiles is the relatively lower efficiency, a consequence of the hydraulic losses in the torque converter and the consumption of additional power from the internal combustion engine, necessary to supply with oil the automatic system, friction elements and the torque converter. This gave grounds of the team from TU-Sofia to develop a laboratory setup for testing the efficiency of a typical modern four-step-CAT, designed for cars with front-wheel drive [3].

II. EXPERIMENTAL SET

The investigated transmission has the possibility to block the torque converter, and thus can be tested separately only the mechanical part, which consists of a planetary gear type "Ravigneaux" and final drive with differential (Fig. 1). If is included direct gear in the mechanism of Ravigneaux (third), the efficiency will be determined in practice only by the losses in the automatic system, in the main transmission and in the differential. Under the same conditions of output were examined individually efficiency of the torque converter and of the planetary mechanism for different gears. The rig and methodology were developed on a modular basis, so that the setting can easily be used not only to test the automatic hydromechanical transmissions for cars, but also for other elements and units of the car

transmissions, tractors and industrial trucks. For this purpose, as an drive unit are using asynchronous electric motor and continuously variable hydrostatic transmission, allowing smoothly variation of the speed of the entrance to the tested hydromechanical transmission, and as an loading unit - hydrostatic brake, with which also is selected smoothly the load on the output of the tested transmission (Fig. 2).

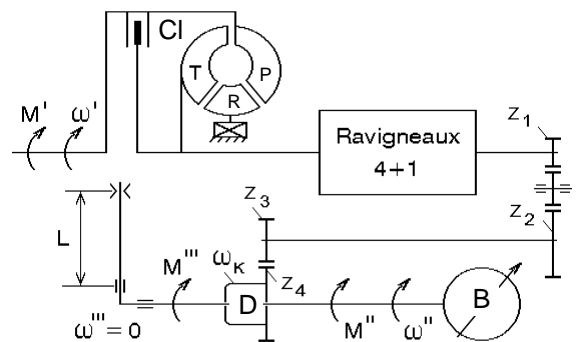


Fig. 1. Schematic diagram of the test transmission

III. METHODOLOGY AND APPARATUS

To determine the efficiency are working on the scheme of an open circuit (Fig. 2), where the it is necessary to define the inlet and outlet torques and rotational frequencies using corresponding sensors: optoelectronic pairs on the inputs and outputs the transmission for the rotational frequencies; tensometric beam with strain gauges, working on the bending - for the output torque of a CAT. And definition of the input torque on the CAT becomes via calculations. Thus is avoided the use of current collection rings. The mechanical parameters, which to be determined are indicated in Fig. 1 and Fig. 2. Input and output rotational frequency (accordingly n' and n'' , respectively ω' and ω'') for the CAT are reported directly from digital counter. The transformation is performed by an optoelectronic transducer and serrated disc with 60 teeth, which allows accuracy of reporting 1 min^{-1} . The input torque M' for CAT (which is equal to the torque of the hydraulic motor M_{XM}) is calculated taking into account the input frequency n' (the frequency of the hydraulic motor) and the pressures in working pipework of the hydrostatic transmission- p_1 and p_2 .

$$(1) \quad M' = M_{XM} = \frac{\Delta p V \eta_{XM}}{20\pi}, \quad [Nm],$$

where: $\Delta p = p_2 - p_1$ [bar] is working pressure of the hydraulic motor; V - working volume of the hydraulic

motor (he operates with maximum volume) i.e.

$V = V_{max} = 89 \text{ cm}^3/\text{tr}$; η_{XM} - hydromechanically efficiency of the hydraulic motor.

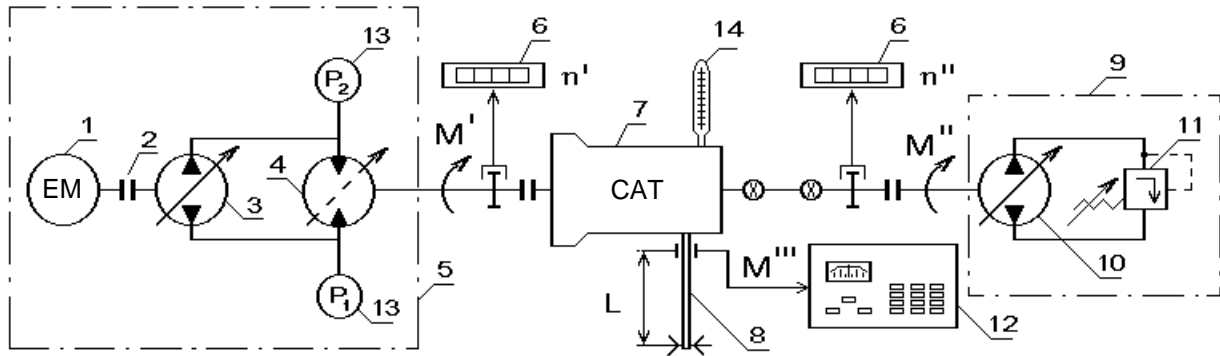


Fig. 2. Scheme of the experimental set

1. An asynchronous electric motor; 2. An elastic clutch with rubber thumbs; 3. Adjustable axial piston pump; 4. Axial piston adjustable hydraulic motor (works like not adjustable); 5. Drive unit; 6. Optoelectronic revolution counters; 7. Tested conventional automatic transmission; 8. Tensometric unit; 9. Loading unit (hydrostatic brake); 10. Adjustable axial piston pump; 11. Adjustable safety valve; 12. Tensometric amplifier; 13. Manometers; 14. Thermometer

In order to pass in dimensionless form are used the relations :

$$(2) \quad k_p = \frac{\Delta p}{\Delta p_{max}}; \quad k_v = \frac{V}{V_{max}} = I; \quad k_n = \frac{n}{n_{max}},$$

where $\Delta p_{max} = 350 \text{ bar}$, and $n_{max} = 2900 \text{ min}^{-1}$.

$$(3) \quad \eta_{XM} = \frac{N_T - \Delta N}{N_T} = \frac{n(M_T - \Delta M)}{nM_T} = I - \frac{\Delta M}{M_T},$$

where N_T is theoretical power of the hydraulic motor; ΔN is the power, which takes into account the hydromechanical losses, M_T and ΔM are torques corresponding to a power N_T and ΔN .

If presented the torque ΔM , which takes into account the hydromechanical losses, in dimensionless form, can be expressed and the hydromechanical efficiency via relative values:

$$(4) \quad \Delta \bar{M} = \frac{\Delta M}{M_{Tmax}}, \quad \text{where } M_{Tmax} = \frac{\Delta p_{max} V_{max}}{20\pi}$$

is the theoretical maximum torque of the hydraulic motor. Therefore:

$$(5) \quad \eta_{XM} = I - \frac{\Delta M 20\pi}{k_p k_v \Delta p_{max} V_{max}} = I - \frac{\Delta \bar{M}}{k_p k_v}$$

The relative hydromechanical losses $\Delta \bar{M}$ are calculated as a function of the coefficients k_p , k_v and k_n by dependence :

$$(6) \quad \Delta \bar{M} = \frac{a_1 + a_2 k_n (a_4 + k_v^3) k_p + a_5 + a_6 k_n (1 + k_v) + a_8 (1 + k_v^3) k_n^2}{a_3 + k_n},$$

which is obtained by experiments, affecting the used hydraulic machines at other studies [1], [2]. The coefficients a_7, a_8 are determined by minimization of residual sum between measured and calculated by the formula (6) values at the points of measurement.

The tensometric beam for determining the output torque of the CAT is mounted to one end of the differential, which is blocked ($\omega''' = 0$), while the other is connected by semi shaft with the original universal joints to the loading device (Fig. 1). So the differential runs continuously during the test. Because of this at processing of the results was recorded his inner friction. To measure the reactive torque M''' of the blocked output on the differential is used tensometric amplifier KWS 3005 with accuracy class 0.1 [3].

From the kinematic and force analysis of the differential in this case is obtained:

$$(7) \quad \omega'' = 2\omega_K; \quad M''' = M'' + M_{TP},$$

where with ω_K is indicated the angular velocity of the large sprocket of the main transmission (or on the cassette of the differential), and the friction torque of the differential M_{TP} at a constant speed and variable load is represented as a linear function:

$$(8) \quad M_{TP} = M_{TP0} + k.M''.$$

Friction torque at idle M_{TP0} (free member) and the coefficient of the rights k are determined at different rotational speeds via a separate experiment, respectively at removed loading unit ($M'' = 0$) and under load.

In case of blocking the torque converter and turning on the direct gear in the mechanical part of the CAT is determined efficiency, that takes into account the losses in the main transmission, in the differential and in the mains supply of the hydraulic system:

$$(9) \quad \eta_{III, \partial} = \frac{M'' \omega''}{M' \omega'} = \frac{2(M''' - M_{TP})}{M' i_{III}},$$

wherein the gear ratio of the main transmission $i_{\Gamma\Pi}$ is determined by the ratio of the angular speeds or from the number of teeth of the respective gears:

$$(10) \quad \omega' = \omega_K i_{\Gamma\Pi} = \frac{1}{2} \omega'' i_{\Gamma\Pi} \quad ; \quad i_{\Gamma\Pi} = \frac{z_4 \cdot z_2}{z_3 \cdot z_1}$$

To determine the efficiency of the mechanical part of the gearbox of the remaining gear, are conducted experiments under the same conditions of load on the transmission output and at turning on the respective gear with blocked torque converter. The efficiency of the gearbox is expressed by the general efficiency of the mechanical part of the CAT and the efficiency of the main transmission and differential:

$$(11) \quad \eta_{\Gamma\Pi} = \frac{\eta_{\Gamma\Pi, \Gamma\Pi, \partial}}{\eta_{\Gamma\Pi, \partial}} \quad \text{and because the}$$

$$\omega' = i_{\Gamma\Pi} i_{\Gamma\Pi} \frac{1}{2} \omega''$$

$$(12) \quad \text{then} \quad \eta_{\Gamma\Pi, \Gamma\Pi, \partial} = \frac{2(M''' - M_{TP})}{M' i_{\Gamma\Pi} i_{\Gamma\Pi}}$$

The efficiency of the torque converter is determined using the same principle - comparing the overall efficiency of the entire CAT with unblocked and blocked torque converter, with the same selected gear, under the same parameters (torque and speed) of the transmission output:

$$(13) \quad \eta_{XT} = \frac{\eta_{\Sigma}}{\eta_{\Gamma\Pi, \Gamma\Pi, \partial}} \quad ; \quad \eta_{\Sigma} = \frac{(M''' - M_{TP}) \omega''}{M' \omega'}$$

In this experiment measured incoming and outgoing rotational speed at any load, because their ratio is not constant and is determined the kinematic ratio of the torque converter.

Efficiency of the CAT has been investigated as a function of the transmitted torque and as a function of the rotational speed.

To comparability of results between different options, when is study the influence the torque on the efficiency is maintained the same mode on the output of the transmission. In that case is sets the same rotation frequency on the transmission output $\omega'' = const$ and gradually is increased the load.

Output torque of blocked semi shaft M''' is adjusted by changing the working volume of the pump to the loading unit. The relative deformation, indicated by the tensometric amplifier accepts values from 200 to 1400 μst with step 300 μst . Additional group of experiments were conducted and at 300, 400, 700 и 1200 μst . The torque values are determined by the scale factor found by preliminary calibration of the equipment – $k_M = 0,08 Nm/\mu st$.

At investigation of the influence of rotational speed on the efficiency of the CAT is maintained constant torque - $M''' = const$ and changes the input rotational speed n' , by controlling the working volume of the pump from drive unit in the range of 300 to 2600 min^{-1} with step 100 or 200 min^{-1} .

The adjustment of the working volume is done by varying the inclination of the disc of the axial-piston pumps by means of hydraulic servo amplifier.

Additional parameters that give information about the operating mode and also are monitored at different attempts are: T_{AXMT} [$^{\circ}C$] - temperature of CAT; T_{XOT} [$^{\circ}C$] - temperature of the hydrostatic transmission; p_3''' [bar] - working pressure of the pump from loading unit.

The tests are made at room ambient temperature of 22 $^{\circ}C$. Prior to conducting the experiments, the stand must start to work for some time, to be able to warm up to operating temperatures on the CAT and the hydrostatic transmission. The switching of gears in the automatic hydromechanical gearbox needs to be done without load and at input rotational speed $n' = 0$.

IV. SURVEY RESULTS

The obtained results for some of the variants are illustrated in Table 1. and on Fig. 3 and 4.

V. CONCLUSIONS

The obtained graphical dependencies for the efficiency of separate component parts the CAT and general of the entire transmission make it possible to analyze the impact of each of them and of the operating mode the transmission on the values of the efficiency.

At increasing the load on the transmission output, increases also the efficiency of the mechanical part, while the efficiency of the torque converter decreases (Fig. 3). This occurs due to a reduction in the share of the hydro-mechanical losses on the one hand, and on the other of transition of the torque converter from the clutch mode to the transformer mode.

With increasing of the gear room, increases also the efficiency of the mechanical part, as the character of the curves is retained - nonlinear, asymptotically approaching to an constant value. In that case apart from influence the changing in the kinematic scheme, has influence also and the reducing the power, required for power supply of friction elements, that govern the switching to higher gears. It is seen that the overall efficiency depends primarily on the input rotational speed. Hence the hydraulic losses will normally be smaller at higher gears, is why also and efficiency of the higher gears is higher. An important conclusion is, that the decisive role in the efficiency have hydraulic losses and is difficult with the chosen methodology to be defined the mechanical losses in the different gears due to the participation of the various components of the mechanism of Ravigneaux.

With increasing of the gear room under the same conditions at the outlet is reduced the efficiency of the torque converter, as the character of the curves was also retained. This can be explained by the lower aligned rotational speed of the torque converter, when operating in a higher gear.

From the experiments conducted on the one and the same gear with blocked and with unblocked torque converter can be concluded, that torque

converter reduces the efficiency of the transmission to 63% (in the range that was studied) compared to the efficiency of the same mechanism, but with blocked torque converter. The biggest deviation has at the lower rotation frequencies and at the higher loads, where the complex torque converter works in transformer mode. Here, the gear ratio i_{XT} is low (reached up to $i_{XT} = 0.25$) and the coefficient of transformation K is relatively high (reached up to $K = 1.45$).

Another important conclusion is the following: From the presented in Fig. 4 graphics can be seen, that at blocked torque converter, the efficiency as a function of rotational speed, decreases by a curve, that is approximated best with second-degree curve and approaches asymptotically to a certain value, that is different for different loads. These differences in the established efficiency values are determined by the relative influence, which have the mechanical and hydraulic losses compared to the transmitted power.

Table 1.

EXPERIMENTAL DETERMINATION THE EFFICIENCY OF CONVENTIONAL AUTOMATIC TRANSMISSION														
n''	$i_{rп}$	$i_{пк2}$	M_{TP0}	M_{TP0}	K_M	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	ΔP_{max}
min^{-1}	—	—	μst	Nm	$Nm/\mu st$	0.008	0.005	0.042	2.941	0.0005	0.006	0.017	0.0094	bar
150	4	1.58	8	0.64	0.08									350
Gear	n'	M'''	M'''	M_{TP}	P_2	P_1	ΔP	K_p	K_n	$\Delta \bar{M}$	η_{xM}	M'	$M'-M_{эп}$	$\eta_{rпд}$
III, Converter lock $T_M = 50^\circ C$	min^{-1}	mst	Nm	Nm	bar	bar	bar	—	—	—	—	Nm	Nm	—
	300	200	16	1.44	29.8	11	18.8	0.054	0.103	0.0311	0.421	11.22	10.208	0.649
	300	500	40	2.64	40.7	10.8	29.9	0.085	0.103	0.0382	0.553	23.4	22.391	0.798
	300	800	64	3.84	50.3	10.6	39.7	0.113	0.103	0.0445	0.607	34.16	33.148	0.881
	300	1100	88	5.04	60.3	10.5	49.8	0.142	0.103	0.051	0.641	45.24	44.233	0.917
300	1400	112	6.24	70.2	10.3	59.9	0.171	0.103	0.0575	0.664	56.33	55.319	0.939	
II, Converter lock $T_M = 50^\circ C$													$\eta_{пкгпд}$	$\eta_{пк2}$
	474	200	16	1.44	27.8	10.7	17.1	0.049	0.164	0.0253	0.483	11.69	0.394	0.607
	474	500	40	2.64	34.2	10.5	23.7	0.068	0.164	0.0284	0.581	19.5	0.606	0.759
	474	800	64	3.84	39.5	10.5	29	0.083	0.164	0.0309	0.627	25.77	0.738	0.839
	474	1100	88	5.04	45	10.5	34.5	0.099	0.164	0.0335	0.66	32.27	0.813	0.887
474	1400	112	6.24	50.9	10.5	40.4	0.115	0.164	0.0363	0.686	39.25	0.852	0.908	
II, Converter unlock $T_M = 48^\circ C$													$\eta_{общ}$	η_{XT}
	600	200	16	1.44	25.7	10.5	15.2	0.043	0.207	0.0228	0.476	10.24	0.355	0.903
	760	500	40	2.64	31.2	10.5	20.7	0.059	0.262	0.0235	0.603	17.67	0.417	0.689
	875	800	64	3.84	35.5	10.5	25	0.071	0.302	0.0242	0.661	23.4	0.441	0.597
	980	1100	88	5.04	39.2	10.5	28.7	0.082	0.338	0.0249	0.697	28.33	0.448	0.551
1070	1400	112	6.24	43	10.5	32.5	0.093	0.369	0.0256	0.724	33.34	0.445	0.522	

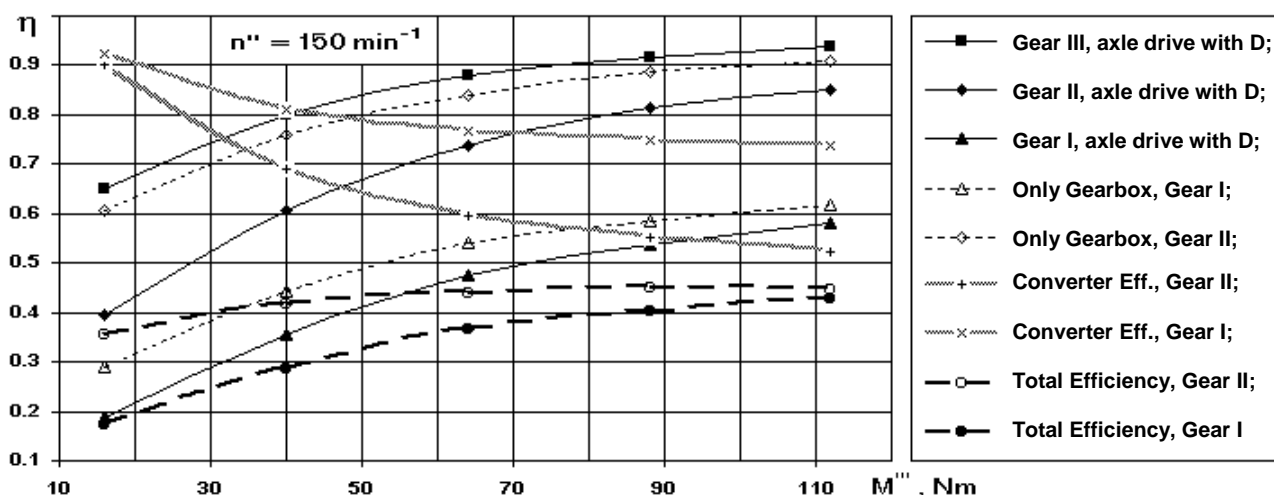


Fig. 3. Depending the efficiency of the conventional automatic transmission from the transmitted torque

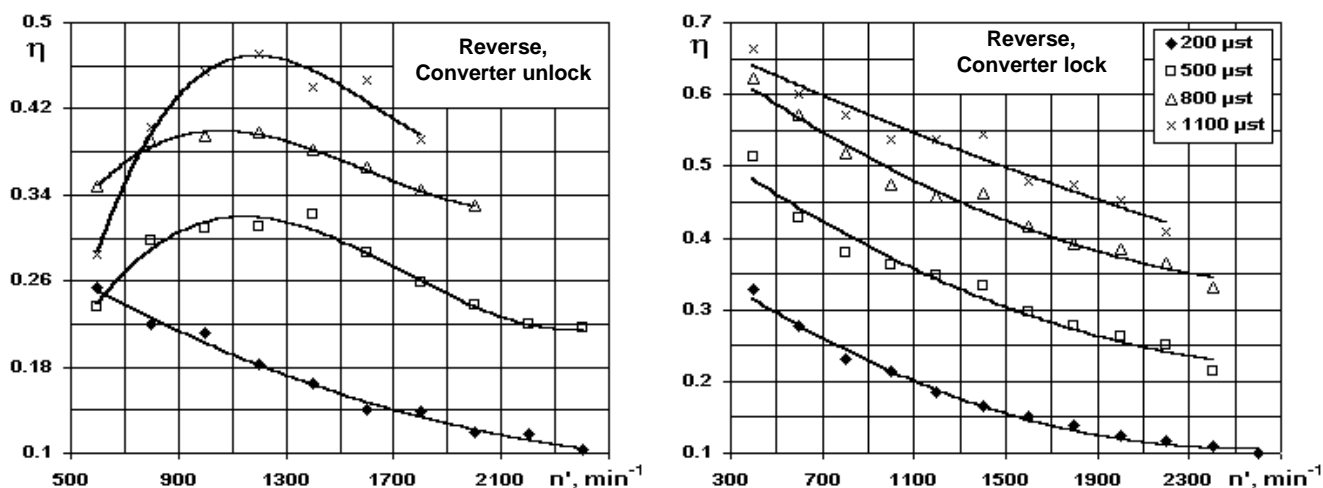


Fig. 4. Depending the efficiency of the conventional automatic transmission from the rotational frequency

At working torque converter is obtained the characteristic maximum the efficiency of the hydromechanical automatic transmission due to simultaneous action by two phenomena:

1. Increasing the efficiency of the torque converter due to the automatic switching in the clutch mode (the switch point is the maximum)

2. Reduction of the efficiency due to increased the hydraulic losses in the transmission, which increased with an increase in the rotational speed.

Due to limited capacity of the drive unit the obtained maximum efficiency values of the CAT are lower than expected, because they do not reach the nominal load modes of this transmission, where the relative magnitude of the hydraulic and the mechanical losses is small. For the same reason is not reached and the stop mode of the torque converter.

In conclusion it can be said, that with the attempts made and the developed methodology was gained important experience in the testing of the

automatic hydromechanical transmissions. The results met the expectations as the character of the curves in terms of theory and could serve as a basis for more and different depth research in this area.

BIBLIOGRAPHY:

1. Бабаев О. М. и др., Объемные гидромеханические передачи, под общ. ред. Е. С. Кисточкина, Ленинград, Машиностроение, 1987.
2. Вучков И., Експериментални изследвания и идентификация., София, Техника, 1990 г.
3. Димитров Й., Б. Гигов, Я. Моллов, Стенд за изследване на автоматична хидромеханична трансмисия за леки автомобили, Международна научна конференция по двигатели и автомобили MOTAUTO `2000., София 18-20 октомври 2000 г.

№ 4

ГОДИНА LI

2003

Гл. редактор: инж. ИВАЙЛО ИВАНОВ
Редактор: ОГНЯН ДИМИТРОВ
Сътрудник: МИНА АНДРЕЕВА

СОФИЯ 1000, пк 550,
ул. "Цар Иван Шишман" 27Б
<http://machinebuilding.bgcatalog.com>
e-mail: machinebuilding@bgcatalog.com
Телефон: 981 99 72; тел/факс 981 07 67
Търговска банка "БИОХИМ" - клон "Батенберг"
София 1000, пл. "Батенберг" 12
Банков код: 66084219, с-ка 1010774705

МАШИНО- СТРОЕНЕ

НАУЧЕН БРОЙ

ISSN 0025-455X ЦЕНА: 3,50лв.
ИЗДАНИЕ НА МАШИНИНТЕЛЕКТ - ЕООД

СЪДЪРЖАНИЕ

Интернационализация на малкото и средно предприемачество Л. Парашкевова	2
Метод и устройство за възстановяване бандажа на лентовидни колела на блок-банциги Т. Гешев	8
Специфични особености при моделирането на виртуални прототипи на механизми в CAD-среда И. Ковачев	10
Свързване на инструментални материали чрез дифузионно заваряване Т. Ямболиев	14
Изследване коефициента на полезно действие на автоматична хидромеханична трансмисия за лек автомобил в лабораторни условия Б. Гигов	16

Редакционна колегия: проф. д-р инж. Владимир Костов, проф. д-р инж. Георги Цветков, проф. д-р инж. Димитър Стоянов, доц. д-р инж. Жулиета Калейчева, проф. д-р инж. Иван Коларов, проф. д-р инж. Йордан Димитров, доц. д-р инж. Камен Веселинов, проф. д-р инж. Кирил Арnaudов, проф. д.т.н. Митко Миховски, доц. д-р инж. Наско Начев, доц. д-р юр. Стефан Стефанов, проф. д.т.н. инж. Христо Шехтов, проф. д.т.н. инж. Виктор Анчев

Списание се издава със съдействието на Българската браншова камара по машиностроене, Научно-техническия съюз по машиностроене и Българска браншова камара на електротехниката

The Magazine is published with assistance of the Bulgarian Branch Camber - Machine Building, The Scientific - Technical Union of Machine Building and Bulgarian Branch Chamber of Electrical Engineering

**ИЗСЛЕДВАНЕ НА КОЕФИЦЕНТА НА ПОЛЕЗНО ДЕЙСТВИЕ НА
АВТОМАТИЧНА ХИДРОМЕХАНИЧНА ТРАНСМИСИЯ ЗА ЛЕК
АВТОМОБИЛ В ЛАБОРАТОРНИ УСЛОВИЯ**

Гл. ас. д-р инж. БОЙКО ГИГОВ, bgigov@vmei.acad.bg, инж. ЯНКО
МОЛЛОВ, jmollov@vmei.acad.bg, Технически университет – София

**LABORATORY INVESTIGATION OF THE EFFICIENCY OF A CAR
HYDROMECHANICAL TRANSMISSION**

Assis.Prof. Bojko Gigov, Ph.D., Dipl. Eng. Janko Mollov - Technical University
of Sofia

The laboratory set up and the efficiency of an automatic hydromechanical transmission of a car as a function of the turning moment and the (RPM) rotation frequency are described in the paper. The hydro- and the mechanical sections of the transmission are investigated separately for different gears. Conclusions on the influence of various factors (parameters) on the efficiency and the ratio of losses in the different sections of the transmission are presented.

I. УВОД

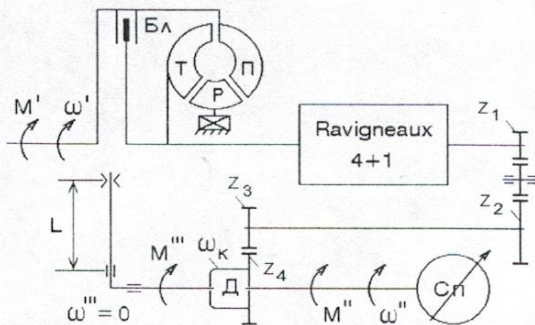
Необходимостта от все по-облекчаващо водачите управление на автомобила, неангажиращо тяхното внимание по време на движение налага все по-широко прилагане на възможностите на съвременната автоматика в автомобила. Това е причината все повече да нараства дялът на автоматизираните и автоматични системи използвани в управлението на автомобила и в частност на трансмисията му. Така до известна степен се обяснява и нарастването на относителния дял и на автоматичните хидромеханични трансмисии, които отдавна са доказали своите предимства и са се наложили на американския и японския пазар. В Европа поради редица обективни и субективни причини дялът на този тип трансмисии е малък, но нараства и има основание да се смята, че за бъдеще този процес ще продължи. Една от причините, които възпрепятстват масовото навлизане на конвенционалните автоматични трансмисии (Conventional Automatic Transmission - CAT) при автомобилите се явява сравнително по-ниският им коефициент на полезно действие (КПД), вследствие на хидравличните загуби в хидротрансформатора (ХТ) и на консумацията на допълнителна мощност от двигателя с вътрешно горене (ДВГ), необходима за захранване на автоматичната система, фрикционните елементи и ХТ с масло. Това даде основание на колектив от ТУ-София да разработи лабораторна постановка за изследване КПД на една типична съвременна четиристепенна САТ, предназначена за леки автомобили с предно задвижване [3].

II. ОПИТНА ПОСТАНОВКА

Изпитваната трансмисия има възможност за блокиране на ХТ и по този начин може да се изпитва отделно само механичната част, включваща планетен механизъм тип "Ravigneaux" и главно предаване и потенциал (фиг. 1). При включена директна предавка в механизма на Ravigneaux (трета), КПД ще се определя само от загубите в автоматичната система, главното предаване и диференциала. При едни и същи условия на изхода са изследвани по отделно КПД на ХТ и на планетния механизъм на различни предавки. Стендът и методиката бяха разработени на модулен принцип така, че постановката лесно да може да се използва не само за изпитване на автоматични хидромеханични трансмисии за леки автомобили, но и за други елементи и възли от трансмисиите на автомобилите, тракторите и карите (АТК). За целта като задвижващ агрегат се използва асинхронен електродвигател и безстепенна хидрообемна трансмисия (ХОТ), което позволява плавно да се изменят параметрите на входа на изпитваната автоматична хидромеханична трансмисия (АХМТ), а като натоварващо устройство - хидрообемна спирачка, с която също плавно се подбира натоварването на изхода на изпитваната трансмисия (фиг.2).

III. МЕТОДИКА И АПАРАТУРА

За определяне на КПД се работи по схемата на отворен контур (фиг.2), при което е необходимо да се определят входящите и изходящите въртящи моменти и честоти на въртене чрез използване на съответни преобразуватели: оптоелектронни двойки на входа и изхода на трансмисията за честотата на въртене; тензометрична гредка с тензопреобразуватели, работеща на огъване - за изходящия въртящ момент на АХМТ, а определянето на входящия въртящ момент на АХМТ



Фиг. 1. Принципно схема на изпитваната трансмисия

става по изчислителен път. По такъв начин се избягва употребата на токоснемачи пръстени. Механичните

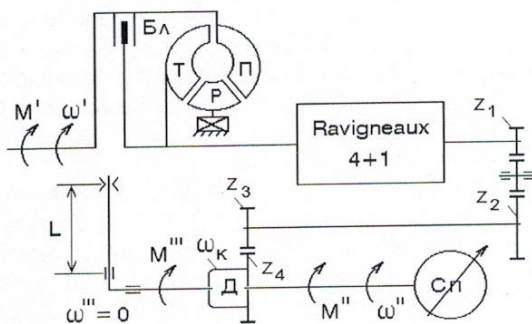
ИЗСЛЕДВАНЕ КОЕФИЦИЕНТА НА ПОЛЕЗНО ДЕЙСТВИЕ НА АВТОМАТИЧНА ХИДРОМЕХАНИЧНА ТРАНСМИСИЯ ЗА ЛЕК АВТОМОБИЛ В ЛАБОРАТОРНИ УСЛОВИЯ

Гл. ас. д-р инж. БОЙКО ГИГОВ, bbigov@vmei.acad.bg, инж. ЯНКО МОЛЛОВ, jmollov@vmei.acad.bg, Технически университет - София

The laboratory set up and the efficiency of an automatic hydromechanical transmission of a car as a function of the turning moment and the (RPM) rotation frequency are described in the paper. The hydro- and the mechanical sections of the transmission are investigated separately for different gears. Conclusions on the influence of various factors (parameters) on the efficiency and the ratio of losses in the different sections of the transmission are presented.

I. УВОД

Необходимостта от все по-облекчаващо водачите управление на автомобила, неангажиращо тяхното внимание по време на движение налага все по-широко прилагане на възможностите на съвременната автоматика в автомобила. Това е причината все повече да нараства делът на автоматизираните и автоматични системи използвани в управлението на автомобила и в частност на трансмисията му. Така до известна степен се обяснява и нарастването на относителния дял и на автоматичните хидромеханични трансмисии, които отдавна са доказали своите предимства и са се наложили на американския и японския пазар. В Европа поради редица обективни и субективни причини делът на този тип трансмисии е малък, но нараства и има основание да се смята, че за в бъдеще този процес ще продължи. Една от причините, които възпрепятствуват масовото навлизане на конвенционалните автоматични трансмисии (Conventional Automatic Transmission - CAT) при автомобилите се явява сравнително по-ниският им коефициент на полезно действие (КПД), вследствие на хидравличните загуби в хидротрансформатора (ХТ) и на консумацията на допълнителна мощност от двигателя с вътрешно горене (ДВГ), необходима за захранване на автоматичната система, фриксионните елементи и ХТ с масло. Това даде основание на колектив от ТУ-София да разработи лабораторна постановка за изследване КПД на една типична съвременна четиристепенна САТ, предназначена за леки автомобили с предно задвижване [3].



Фиг. 1. Принцилна схема на изпитваната трансмисия

II. ОПИТНА ПОСТАНОВКА

Изпитваната трансмисия има възможност за блокиране на ХТ и по този начин може да се изпитва от-

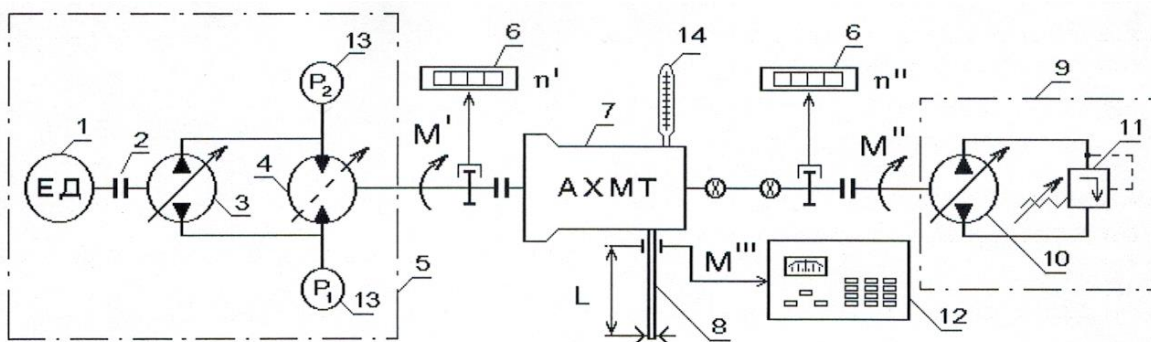
делно само механичната част, включваща планетен механизъм тип "Ravigneaux" и главно предаване и диференциал (фиг. 1). При включена директна предавка в механизма на Ravigneaux (трета), КПД ще се определя само от загубите в автоматичната система, главно предаване и диференциала. При едни и същи условия на изхода са изследвани по отделно КПД на ХТ и на планетния механизъм на различни предавки. Стендът и методиката бяха разработени на модулнен принцип така, че постановката лесно да може да се използва не само за изпитване на автоматични хидромеханични трансмисии за леки автомобили, но и за други елементи и възли от трансмисиите на автомобилите, тракторите и карите (АТК). За целта като задвижващ агрегат се използва асинхронен електродвигател и безстепенна хидрообемна трансмисия (ХОТ), което позволява плавно да се изменят параметрите на входа на изпитваната автоматична хидромеханична трансмисия (АХМТ), а като натоварващо устройство - хидрообемна спирачка, с която също плавно се поддържа натоварването на изхода на изпитваната трансмисия (фиг.2).

III. МЕТОДИКА И АПАРАТУРА

За определяне на КПД се работи по схемата на отворен контур (фиг.2), при което е необходимо да се определят входящите и изходящите въртящи моменти и честоти на въртене чрез използване на съответни преобразуватели: оптоелектронни двойки на входа и изхода на трансмисията за честотата на въртене; тензометрична гредка с тензопреобразуватели, работеща на огъване - за изходящия въртящ момент на АХМТ, а определянето на входящия въртящ момент на АХМТ става по изчислителен път. По такъв начин се избягва употребата на токоснемачи пръстени. Механичните величини, които подлежат на определяне са означени на фиг. 1 и на фиг. 2. Входящата и изходящата честота на въртене (съответно n' и n'' , респективно ω' и ω'') за АХМТ се отчитат непосредствено от цифров брояч. Преобразуването се осъществява чрез оптоелектронен преобразувател и назъбен диск с 60 зъба, което позволява точността на отчитане да е 1 min^{-1} . Входящият въртящ момент M' за АХМТ (който е равен на момента на хидромотора $M_{ХМ}$) се изчислява като се отчитат входящата честота n' (честотата на хидромотора) и наляганята p_1 и p_2 в работните магистрали на хидрообемната трансмисия.

$$(1) \quad M' = M_{ХМ} = \frac{\Delta p V \eta_{ХМ}}{20\pi}, [Nm],$$

където: $\Delta p = p_2 - p_1$ [bar] е работно налягане на хидромотора; V - работен обем на хидромотора (той работи с максимален обем) т.е. $V = V_{max} = 89 \text{ cm}^3/\text{об}$; $\eta_{ХМ}$ - хидромеханичен КПД на хидромотора.



Фиг. 2 Схема на опитната постановка

1. Асинхронен електродвигател; 2. Еластичен съединител с гумени пръстени; 3. Аксиално-бутална регулируема помпа; 4. Аксиално-бутален регулируем хидромотор (работи като нерегулируем); 5. Задвижващ агрегат; 6. Оптиелектронни оборотомери; 7. Изпитвана трансмисия; 8. Тензометрично звено; 9. Натоварващо устройство (хидрообемна спиралка); 10. Аксиално-бутална регулируема помпа; 11. Регулируем предпазен клапан; 12. Тензометричен усилвател; 13. Манометри; 14. Термометър

За да се премине в безразмерен вид се използват отношенията :

$$(2) \quad k_p = \frac{\Delta p}{\Delta p_{max}} ; k_v = \frac{V}{V_{max}} = 1 ; k_n = \frac{n}{n_{max}}$$

където $\Delta p_{max} = 350 \text{ bar}$, а $n_{max} = 2900 \text{ min}^{-1}$.

$$(3) \quad \eta_{хм} = \frac{N_T - \Delta N}{N_T} = \frac{n(M_T - \Delta M)}{nM_T} = 1 - \frac{\Delta M}{M_T}$$

където N_T е теоретична мощност на хидромотора; ΔN е мощността, отчитаща хидромеханичните загуби, а M_T и ΔM са въртящи моменти, съответстващи на мощностите N_T и ΔN .

Ако се представи въртящият момент ΔM , отчитащ хидромеханичните загуби, в безразмерен вид, може да се изрази и хидромеханичният КПД чрез относителни величини:

$$(4) \quad \overline{\Delta M} = \frac{\Delta M}{M_{Tmax}} , \text{ където } M_{Tmax} = \frac{\Delta p_{max} V_{max}}{20\pi}$$

е теоретичният максимален въртящ момент на хидромотора. Следователно:

$$(5) \quad \eta_{хм} = 1 - \frac{\Delta M 20\pi}{k_p k_v \Delta p_{max} V_{max}} = 1 - \frac{\overline{\Delta M}}{k_p k_v}$$

Относителните хидромеханични загуби $\overline{\Delta M}$ се изчисляват като функция на коефициентите k_p , k_v и k_n по зависимостта:

$$(6) \quad \overline{\Delta M} = \frac{a_1 + a_2 k_n}{a_3 + k_n} (a_4 + k_v^3) k_p + \frac{a_5 + a_6 k_n}{a_7 + k_n} (1 + k_v) + a_8 (1 + k_v^3) k_n^2,$$

получена чрез експерименти, касаещи използваните хидромашини, които са обект на други изследвания [1], [2]. Коефициентите $a_1 \div a_8$ се определят чрез минимизация на остатъчната сума между измерените стойности и изчислените по формула (6) в точките на измерване.

Тензометричната греда за определяне на изходящия момент на АХМТ е монтирана към единия изход на диференциала, който е блокиран ($\omega''' = 0$), докато другият чрез полувал с оригиналните карданни шарнири е свързан към натоварващото устройство (фиг. 1). Така при изпитването диференциала непрекъснато работи. Поради това при обработка на резултатите е отчетено вътрешното му триене. За измерване на реактивния момент на блокирания изход на диференциала M''' е използван тензометричният усилвател тип KWS 3005 с клас на точност 0,1 [3].

От кинематичния и силов анализ на диференциала в този случай се получава:

$$(7) \quad \omega'' = 2\omega_K ; M''' = M'' + M_{Tr} ,$$

където ω_K е означена ъгловата скорост на короната на главното предаване (или на касетката на диференциала), а триесият момент на диференциала M_{Tr} при постоянна честота на въртене и променливо натоварване е представен като линейна функция:

$$(8) \quad M_{Tr} = M_{Tr0} + k M''' .$$

Триесият момент на празен ход M_{Tr0} (свободният член) и коефициента на правата k се определят при различни честоти на въртене чрез отделен експеримент съответно при отстранено натоварващо устройство ($M'' = 0$) и под натоварване.

При блокиране на ХТ и включване на директна предавка в механичната част на АХМТ се определя КПД, отчитащ загубите в главното предаване (включително и зацепленията с паразитното зъбно колело), в диференциала и в захранването на хидравличната система:

$$(9) \quad \eta_{гп, \delta} = \frac{M'' \omega''}{M' \omega'} = \frac{2(M''' - M_{Tr})}{M' i_{гп}} ,$$

където предавателното число на главното предаване $i_{гп}$ се определя от съотношението на ъгловите скорости или от броя на зъбите на съответните зъбни колела:

$$(10) \quad \omega' = \omega_K i_{гп} = \frac{1}{2} \omega'' i_{гп} ; i_{гп} = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1}$$

За определяне КПД на механичната част на предавателната кутия на останалите предавки, при същите условия на натоварване на трансмисията на изхода и включена съответна предавка при блокиран ХТ се изразява КПД на предавателната кутия чрез общия

КПД на механичната част на АХМТ и КПД на главното предаване и диференциала:

$$(11) \quad \eta_{пк} = \frac{\eta_{пк, гп, \partial}}{\eta_{гп, \partial}} \text{ и тъй като } \omega' = i_{пк} i_{гп} \frac{1}{2} \omega''$$

$$(12) \quad \text{то } \eta_{пк, гп, \partial} = \frac{2(M''' - M_{TP})}{M' i_{пк} i_{гп}}$$

КПД на хидротрансформатора се определя чрез използване на същия принцип - сравняване общия КПД на цялата АХМТ при неблокиран ХТ и при блокиран ХТ и включена една и съща предавка в предавателната кутия при едни и същи параметри (въртящ момент и честота на въртене) на изхода на трансмисията:

$$(13) \quad \eta_{ХТ} = \frac{\eta_{\Sigma}}{\eta_{пк, гп, \partial}} ; \quad \eta_{\Sigma} = \frac{(M''' - M_{TP}) \omega''}{M' \omega'}$$

При този опит се измерват входящата и изходящата честота на въртене при всяко натоварване, понеже тяхното съотношение не е постоянно и се определя от кинематичното предавателно отношение на ХТ.

КПД на АХМТ е изследван като функция на предавания въртящ момент и като функция на честотата на въртене.

За да има съпоставимост на резултатите при различните варианти, когато се изследва влиянието на предавания момент върху КПД се поддържа постоянен режим на изхода на трансмисията. В този случай се установява една и съща честота на въртене на изхода на трансмисията - $\omega'' = const$ и постепенно се увеличава натоварването. Изходящият въртящ момент M''' на блокирания полувал се регулира чрез изменение на работния обем на помпата на натоварващото устройство. Относителната деформация отчетена от тензометричния усилвател приема стойности от 200 до 1400 μst през 300 μst . Допълнителна група опити са проведени и при 300, 400, 700 и 1200 μst . Стойностите на въртящия момент се определят от мащабния коефициент, установен чрез предварителна тарировка на апаратурата - $k_M = 0,08 \text{ Nm}/\mu\text{st}$.

При изследване влиянието на честотата на въртене върху КПД на АХМТ се поддържа постоянен въртящ момент - $M''' = const$ и се променя входящата честота на въртене n' , чрез управление на работния обем на помпата на задвижващия агрегат в границите от от 300 до 2600 min^{-1} през 100 или 200 min^{-1}

Управлението на работния обем става чрез промяна на наклона на диска на аксиално-буталните помпи посредством следящ хидроусилвател.

Допълнителни параметри, които дават информация за режима на работа и също се следят при отделните опити са: $T_{АХМТ}$ [$^{\circ}\text{C}$] - температура на АХМТ; $T_{ХОТ}$ [$^{\circ}\text{C}$] - температура на хидрообемната трансмисия; p_3 [bar] - работно налягане на помпата на натоварващото устройство.

Изпитанията са направени при стайна температура на околната среда от 22 $^{\circ}\text{C}$. Преди провеждането на опитите стенда се пуска да работи известно време за да може да се загрее до работните за АХМТ и ХОТ температури. Превключването на предавките в авто-

матичната хидромеханична предавателна кутия е необходимо да се извършва без товар и честота на въртене на входа $n'=0$.

IV. РЕЗУЛТАТИ ОТ ИЗСЛЕДВАНЕТО

Получените резултати са илюстрирани за някои от вариантите в табл.1 и на фиг.3 и 4.

V. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получените графични зависимости за КПД на отделните съставни части на АХМТ и общо на цялата трансмисия дават възможност да се анализира влиянието на всяка една от тях и на режима на работа на трансмисията върху стойностите на КПД.

С увеличаване на натоварването на изхода на трансмисията нараства и КПД на механичната част, докато КПД на ХТ намалява (фиг. 3). Това се получава вследствие на намаляване на относителния дял на хидромеханичните загуби в механичната част от една страна, а от друга преминаване на ХТ от режим на съединител към режим на трансформатор.

С увеличаване на предавката се увеличава и КПД на механичната част, като характера на кривите се запазва - нелинеен, асимптотично клонящ към една установена стойност. В този случай влияние оказва освен промяната в кинематичната схема и намаляването на необходимата мощност за запазване на управляващите превключването фриксионни елементи на повисоките предавки. Вижда се, че общият КПД зависи преди всичко от входящата честота на въртене. Оттук и хидравличните загуби ще бъдат по-малки при повисоките предавки, затова и КПД на повисоките предавки е по-висок. Важен извод е, че решаваща роля за КПД имат хидравличните загуби и трудно може с избраната методика да бъдат определени механичните загуби при различните предавки вследствие участието на различните съставни елементи на механизма на Ravigneaux.

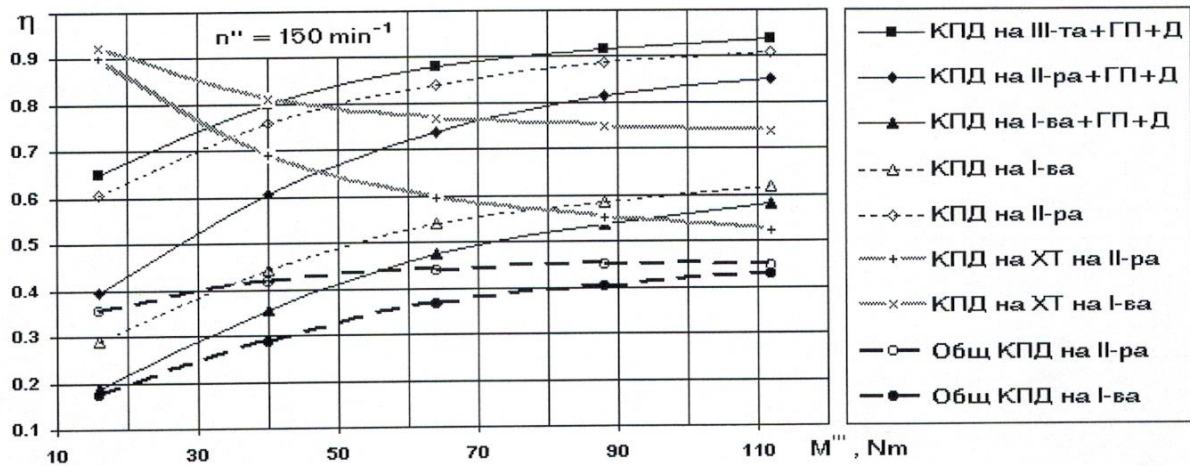
С увеличаване на предавката при еднакви условия на изхода се намалява КПД на ХТ, като характера на кривите също се запазва. Това може да се обясни с по-ниската приведена честота на въртене на ХТ при работа на по-висока предавка.

От опитите проведени на една и съща предавка при блокиран и неблокиран ХТ може да се направи извода, че ХТ намалява КПД на трансмисията до 63% (в диапазона, който е изследван) в сравнение с КПД на същия механизъм, но при блокиран ХТ. Най-големи отклонения има при ниските честоти на въртене и по-големи натоварвания, където комплексния ХТ работи в режим на хидротрансформатор. Тук предавателното отношение $i_{ХТ}$ е ниско (достигнато е до $i_{ХТ}=0,25$), а коефициентът на трансформация K е сравнително висок (достигнато е до $K=1,45$).

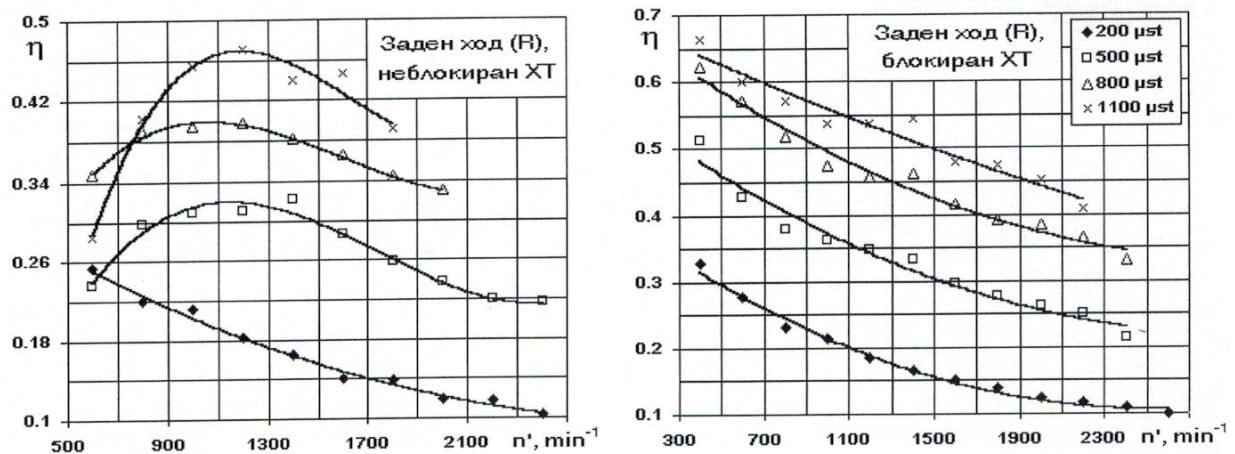
Друг важен извод се състои в следното: От представените на фиг. 4 графични изображения се вижда, че при блокиран ХТ КПД във функция на честотата на въртене намалява по крива, която се апроксимира най-добре с крива от втора степен и се приближава асимптотично към установена стойност, която е различна за различните натоварвания. Тези разлики в установените стойности за КПД се определят от относителното влияние, което имат механичните и хидравлични загуби спрямо предаваната мощност.

Таблица 1.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ОПРЕДЕЛЯНЕ КПД НА АВТОМАТИЧНА ХИДРОМЕХАНИЧНА ТРАНСМИСИЯ														
n''	$i_{гп}$	$i_{пк2}$	$M_{тp0}$	$M_{тp0}$	K_M	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	ΔP_{max}
min^{-1}	—	—	μst	Nm	$Nm/\mu st$	0.008	0.005	0.042	2.941	0.0005	0.006	0.017	0.0094	bar
150	4	1.58	8	0.64	0.08									350
Предавка	n'	M'''	M'''	$M_{тp}$	P_2	P_1	Δp	K_p	K_n	$\Delta \bar{M}$	$\eta_{ХМ}$	M'	$M'-M_{эп}$	$\eta_{гпд}$
III + Бл.ХТ	min^{-1}	mst	Nm	Nm	bar	bar	bar	—	—	—	—	Nm	Nm	—
	300	200	16	1.44	29.8	11	18.8	0.054	0.103	0.0311	0.421	11.22	10.208	0.649
	300	500	40	2.64	40.7	10.8	29.9	0.085	0.103	0.0382	0.553	23.4	22.391	0.798
	300	800	64	3.84	50.3	10.6	39.7	0.113	0.103	0.0445	0.607	34.16	33.148	0.881
	300	1100	88	5.04	60.3	10.5	49.8	0.142	0.103	0.051	0.641	45.24	44.233	0.917
	300	1400	112	6.24	70.2	10.3	59.9	0.171	0.103	0.0575	0.664	56.33	55.319	0.939
II + Бл.ХТ													$\eta_{пкгпд}$	$\eta_{пк2}$
	474	200	16	1.44	27.8	10.7	17.1	0.049	0.164	0.0253	0.483	11.69	0.394	0.607
	474	500	40	2.64	34.2	10.5	23.7	0.068	0.164	0.0284	0.581	19.5	0.606	0.759
	474	800	64	3.84	39.5	10.5	29	0.083	0.164	0.0309	0.627	25.77	0.738	0.839
	474	1100	88	5.04	45	10.5	34.5	0.099	0.164	0.0335	0.66	32.27	0.813	0.887
474	1400	112	6.24	50.9	10.5	40.4	0.115	0.164	0.0363	0.686	39.25	0.852	0.908	
II + ХТ													$\eta_{общ}$	$\eta_{ХТ}$
	600	200	16	1.44	25.7	10.5	15.2	0.043	0.207	0.0228	0.476	10.24	0.355	0.903
	760	500	40	2.64	31.2	10.5	20.7	0.059	0.262	0.0235	0.603	17.67	0.417	0.689
	875	800	64	3.84	35.5	10.5	25	0.071	0.302	0.0242	0.661	23.4	0.441	0.597
	980	1100	88	5.04	39.2	10.5	28.7	0.082	0.338	0.0249	0.697	28.33	0.448	0.551
1070	1400	112	6.24	43	10.5	32.5	0.093	0.369	0.0256	0.724	33.34	0.445	0.522	



Фиг. 3 Зависимост на КПД на АХМТ от предавания въртящ момент



Фиг. 4 Зависимост на КПД на АХМТ от честотата на въртене

При работещ хидротрансформатор характерния максимум за КПД на АХМТ се получава вследствие едновременното действие на две явления:

1. Увеличаване на КПД на ХТ, вследствие автоматичното преминаване на режим на хидросъединител (точката на превключване е максимума)

2. Намалване на КПД, вследствие увеличаване на хидравличните загуби в трансмисията, които нарастват с увеличаването на честотата на въртене.

Поради ограничените възможности на задвижващия агрегат получените максимални стойности за КПД на АХМТ са по-ниски от очакваните, защото не се достигат номиналните режими на натоварване на тази трансмисия, където относителната големина на хидравличните и механичните загуби е малка. По същата причина не се достигна стоп-режима на ХТ.

В заключение може да се каже, че с направените опити и разработената методика бе натрупан важен опит в областта на изпитванията на автоматичните хидромеханични трансмисии. Резултатите, отговориха на очакванията като характер на кривите от гледна точка на теорията и могат да послужат като база за още и различни задълбочени изследвания в тази насока.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Бабаев О. М. и др., Объемные гидромеханические передачи, под общ. ред. Е. С. Кисточкина, Ленинград, Машиностроение, 1987.

2. Вучков И., Експериментални изследвания и идентификация., София, Техника, 1990 г.

3. Димитров Й., Б. Гигов, Я. Моллов, Стенд за изследване на автоматична хидромеханична трансмисия за леки автомобили, Международна научна конференция по двигатели и автомобили MOTAUTO '2000., София 18-20 октомври 2000 г.

Резюме

В статията са описани лабораторна постановка за изследване на коефициента на полезно действие (КПД) на автоматична хидромеханична трансмисия за леки автомобили и получените резултати за КПД като функция на предавания въртящ момент и честотата на въртене. Изследвани са по отделно хидравличната и механичната част на трансмисията на различните предавки. Направени са съответните изводи за влиянието на едни или други фактори върху КПД и съотношението на загубите в отделните съставни части на трансмисията.

LABORATORY INVESTIGATION OF THE EFFICIENCY OF A CAR HYDROMECHANICAL TRANSMISSION
Assis.Prof. Bojko Gigov, Ph.D., Dipl. Eng. Janko Mollov - Technical University of Sofia