

Technical University of Sofia Faculty of Transport

SCIENTIFIC CONFERENCE on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies

BulTrans-2012

PROCEEDINGS

Sponsored by:

Research and Development of TU-Sofia



September 26-28, 2012 Sozopol, Bulgaria

Http://bultrans-2012.tu-sofia.bg

SCIENTIFIC COMMITTEE:

Chairman:

M. Hristov, Rector, TU of Sofia, Bulgaria

Members:

A. Ams, TU-Bergakademie-Freiberg, Germany

B. Belnikolovski, TU of Sofia, Bulgaria

E. Bratschitsch, University of Applied Science, Graz, Austria

- P. Dimitrov, Technical University of Sofia, Bulgaria
- P. Getsov, Bulgarian Academy of Science, Bulgaria
- A. Dimitrov,. Technical University of Varna, Bulgaria
- R. Rusev, University of Rousse, Bulgaria
- S. Karapetkov, TU of Sofia, Branch Sliven, Bulgaria
- D. Katsov, TU of Sofia, Branch Plovdiv, Bulgaria

G. Kolarov, University of Applied Sciences, Hamburg Germany

Iv. Korobko, Technical University of Sofia, Bulgaria

- J. Majerčák, University of Žilina, Slovakia
- F. Massouh, Arts et Metiers ParisTech, France
- S. Medvedsky, University of Žilina, Slovakia
- N. Nenov, Todor Kableshkov Transport University, Bulgaria
- M. Sitarz, Silesian University of Technology, Poland
- D. Stoyanov, Technical University of Sofia, Bulgaria
- M. Svitek, Technical University in Prague, Czech Republic

K. Vesselinov, Technical University of Sofia, Bulgaria V. Zhivkov, Technical University of Sofia, Bulgaria

ORGANIZING COMMITTEE:

Chairman:

T. Evtimov, Dean, Faculty of Transport, Technical University of Sofia, Bulgaria

Vice-Chairman:

B. Gigov, Technical University of Sofia, Bulgaria

Members:

V. Iliev, Technical University of Sofia, Bulgaria
L. Kunchev, Technical University of Sofia, Bulgaria
K. Velkov, Technical University of Sofia, Bulgaria
M. Pejkova, Technical University of Sofia, Bulgaria
N. Nikolov, Technical University of Sofia, Bulgaria
M. Todorov, Technical University of Sofia, Bulgaria
Ol. Krastev, Technical University of Sofia, Bulgaria

Secretariat:

Pl. Punov N. Pavlov Kr. Georgiev

ПРОГРАМЕН КОМИТЕТ:

Председател:

Марин Христов, Ректор на ТУ-София

Членове:

Алфонс Амс, ТУ-Фрайберг, Германия Борис Белниколовски, ТУ-София Емилия Брачич, UAS-Грац, Австрия Петър Димитров, ТУ-София Петър Гецов, ИКИ, БАН Ангел Димитров, ТУ-Варна Руси Русев, РУ-Русе Станимир Карапетков, ТУ-филиал Сливен Димитър Кацов, ТУ-филиал Пловдив Георги Коларов, UAS -Хамбург, Германия Иван Коробко, ТУ-София Йозеф Майерчак, UŽ -Жилина, Словакия Фалоаз Масу, АМРТ-Париж, Франция Щефан Медведски, UŽ-Жилина, Словакия Ненчо Ненов, ВТУ "Тодор Каблешков"-София Марек Ситарж, SUT-Катовице, Полша Димитър Стоянов, ТУ-София Мирослав Свитек, ТУ-Прага, Чехия Камен Веселинов, ТУ-София Венелин Живков, ТУ-София

ОРГАНИЗАЦИОНЕН КОМИТЕТ:

Председател:

Теодоси Евтимов, Декан на Транспортния факултет, ТУ-София

Зам. председател:

Бойко Гигов, ТУ-София

Членове:

Валентин Илиев, ТУ-София Лило Кунчев, ТУ-София Кирил Велков, ТУ-София Мария Пейкова, ТУ-София Николай Николов, ТУ-София Михаил Тодоров, ТУ-София Олег Кръстев, ТУ-София

Научни секретари:

Пламен Пунов, ТУ-София Николай Павлов, ТУ-София Красин Георгиев, ТУ-София

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ СОФИЯ ТРАНСПОРТЕН ФАКУЛТЕТ



НАУЧНА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ по авиационна, автомобилна и железопътна техника и технологии

БулТранс-2012

СБОРНИК ДОКЛАДИ

26-28 септември 2012 г. Морска почивна станция "Лазур" в гр.Созопол © МП Издателство на Техническия университет – София

© Редактор: Б. Гигов

ISSN 1313-955X

CONTENTS / СЪДЪРЖАНИЕ

Keynote Lectures / Доклади

Секция: Железопътна техника и технологии / Section: Railway Engineering and Technologies

О. Кръстев, К. Велков, В. Стоилов, Оценка на риска при промяна състава на9локомотивните бригади0. Krastev, K. Velkov, V. Stoilov, Risk Assessment in Case of Changing LocomotiveCrews Members

К. Велков, О. Кръстев, В. Стоилов, Б. Дамянов, **Възможности за подобряване на** 15 ремонтната дейност на локомотивите

K. Velkov, O. Krastev, V. Stoilov, B. Damyanov, **Opportunities for Improve** Locomotives Maintenance

О. Кръстев, К. Велков, В. Стоилов, Целесьобразна система за обслужване на 21 влаковете с локомотивни бригади в Българските държавни железници-Пътнически превози

O. Krastev, K. Velkov, V. Stoilov, An Appropriate System for Attendance Trains with Locomotive Crews

В. Стоилов, К. Велков, О. Кръстев, Анализ на основните икономически 29 показатели на ремонтната дейност на локомотивите на Българските държавни железници - Пътнически превози

V. Stoilov, K. Velkov, O. Krastev, **The Main Economical Indexes Analyses of the** Locomotive Maintenance in Bulgarian State Railways Passenger Transportation

Секция: Авиационна техника и технологии / Section: Aeronautics

Пл. Роглев и Д. Зафиров, Анализ на възможностите за употребата на 38 конструкционни нанокомпозити в безпилотни летателни апарати Pl. Roglev and D. Zafirov, Structural Nanocomposites – Analysis of the Possibilities for Their Use in Unmanned Air Vehicles

Н. Матеев, Д. Сейзински, **Приложение и ефективност на микро безпилотните** 42 летателни апарати 42

N. Mateev and D. Seyzinski, Applications and Effectiveness of Micro Unmanned Air Vehicles

Н. Матеев, Д. Сейзински, Изследване миниатюризацията на микро безпилотните летателни апарати N. Mateev and D. Seyzinski, Micro Unmanned Air Vehicles Miniaturization Process Research	45
М. Тодоров, Ив. Добрев, Ф. Масу, Цв. Велкова, Изследване движението на хеликоптерен ротор с вертикален и хоризонтален шарнир в режим на висене M. Todorov, Iv. Dobrev, F. Massouh, Tsv. Velkova, An Investigation of the Motion of a Rotor with Flapping and LEAD/LAG Hinges in Hover	49
Пл. Петров и Ив. Коробко, Дървета на събития и откази при оценяване на безопасността на процедури за управление на въздушното движение Pl. Petrov and Iv. Korobko, Event and Fault Trees in the Safety Assessment of ATM Procedures	55
Пл. Петров и Пл. Христов, Модел на системата за управление на въздушното движение в аспект безопасност Pl. Petrov and Pl. Hristov, Air Traffic Management Safety Model	59
Г. Маклаков, Някои аспекти в използването на информационно-образователни пространства WEB-2.0 за повишаване качеството на дистанционното обучение за авиационни специалисти G. Maklakov, Some Aspects of Information and Communication Web-2.0	63
Technologies for Distance Learning Quality Improvement of Aviation Specialists	
Б. Василев, Определяне на ъглови координати с използване на спътникови навигационни системи В. Vassilev, Attitude Determination by Global Navigation Satellite Systems	67
В. Демирев, Изследване на влиянието на ефекта на Доплер върху авиационни спътникови комуникационни системи, използващи технологията Spatial Correlation Processing V. Demirev, Study of Doppler Effect in Spatial Correlation Processing Aeronautical Satellite Communications	71
М. Андонова, Статистически анализ на авиационни произшествия в гражданската авиация M. Andonova, Statistical Analysis of Civil Aviation Accidents	76
M. Андонова, Анализ на отказите и оценка на надеждността на елементи от конструкцията на транспортни самолети M. Andonova, Analysis of Failures and Reliability Assessment of Aircraft Structural Components	80
Хр. Панайотов, Изследване на холандска стъпка на самолет със съчленено	84
крило Hr. Panayotov, Investigation of Dutch Roll of a Joined-Wing Aircraft	
Хр. Панайотов, Възстановяване на траекторията на полета по данни от МЕМС- инерциална навигационна система Hr. Panayotov, Trajectory Recovery Using MEMS Attitude and Heading Reference Systems	88

2

Н. Петров, Б. Бойчев, Относно надеждността на софтуерното осигуряване N. Petrov, B. Boychev, Regarding the Reliability of the Software Support

Б. Бойчев, М. Могилевски, Г. Беляев, Б. Хотинов, В. Бойчев, Т. Романцова, 96 Експеримент АМЕF-WB/ИЭСП-3Р за измерване на електрични полета в широк честотен диапазон за проект РЕЗОНАНС

92

B. Boychev, M. Mogilevsky, G. Belyaev, B. Hotinov, V. Boychev, T. Romantsova, AMEF-WB/ИЭСП-3P Experiment to a Measure Electric Fields in a Wide Frequency Range of the RESONANCE Project

Цв. Стоянов и Д. Гешев, Сравнителен анализ на изискванията на JAR-FCL и 104 PART-FCL към теоретичната подготовка на летци за гражданската авиация Tsv. Stoyanov and D. Geshev, Comparative Analysis of JAR-FCL and PART-FCL Requirements to Theoretical Training of Civil Pilots

Цв. Стоянов, **Избор на оптимална структура на системите за електроснабдяване** 108 на въздухоплавателните средства при реализиране на концепцията More Electrical Aircraft

Tsv. Stoyanov, Selection of Optimal Structure of Aircraft Electrical Systems in Implementation of More Electrical Aircraft Conception

Св. Асенов и Ан. Чожгова, Прилагане на модела "SHEL" за оценка на грешките112при техническото обслужване на въздухоплавателните средстваSv. Asenov and An. Chozhgova, Applying the "SHEL" Model for Reviewing theErrors During Technical Maintenance of the Aeronautical Technique

Св. Асенов и Ан. Чожгова, **Човешкият фактор при техническото обслужване на** 116 въздухоплавателните средства

Sv. Asenov and An. Chozhgova, The Human Factor in Technical Maintenance of Aircraft

H. Сталева, Вл. Сербезов и Д. Гешев, Моделиране на работата на витло с 120 променлива стъпка и регулатор на честотата на въртене N. Staleva, V. Serbezov and D. Geshev, Modeling of the Variable – Pitch Propeller and the Propeller Governor

 Тр. Маргов, Вл. Сербезов и Ив. Димитров, Сравняване на горивната ефективност
 124

 на алтернативни модели на двигател за хеликоптер, използван за въздушно
 124

 наблюдение
 124

Tr. Margov, Vl. Serbezov and Iv. Dimitrov, Fuel Efficiency Comparison Between Different Powerplant Models for a Helicopter, used for Air Patrol and Observation

К. Лазаров, Д. Сейзински и Пл. Делчев, **Изследване на степента на полинома на** математическия модел описващ свръхзвуков летателен апарат за постигане на достоверност в целия височинно-скоростен диапазон на експлоатация

K. Lazarov, D. Seizinski and Pl. Delchev, Assessing the Level of Polynomial Mathematical Models Describing Supersonic Aircraft to Reach Authenticity Across Altitude-Velocity Range of Operation Пл. Делчев, Д. Сейзински и К. Лазаров, Алгоритъм за определяне на оптималния 131 момент в малък времеви диапазон при стрелба с управляемо ракетно оръжие от самолет изтребител по маневрираща въздушна цел

Pl. Delchev, D. Seizinski and K. Lazarov, Algorithm for Optimum Moment in a Small Range of Shooting Time of Guided Missile Launched by Fighter to Maneuvering Air Object

Д. Сейзински, **Технология и организация на техническото обслужване и ремонт** 135 на безпилотни летателни апарати

D. Seizinski, Technology and Organization of Unmanned Aerial Vehicles Repair and Meintanence

Цв. Велкова, М. Тодоров, Ив. Добрев и Ф. Масу, Подход за числено моделиране 139 на динамичното откъсване на крилния профил Tsv. Velkova, M. Todorov, Iv. Dobrev and F. Massouh, Approach for Numerical Modeling of Airfoil Dynamic Stall

Секция: Динамика, якост и надеждност на транспортната техника / Section: Dynamics, Strength and Reliability of Vehicles

Св. Славчев, В. Стоилов и С. Пургич, Якостен анализ на коша на товарен вагон Zans Sv. Slavchev, V. Stoilov and S. Purgich, Static Strength Analysis of the Body of a Wagon, Series Zans	145
В. Стоилов, Св. Славчев и Ал. Диканаров, Сравнителен анализ на резултатите от якостните изчисления и изпитвания на вагон серия Zans V. Stoilov, Sv. Slavchev and Al. Dikanarov, Comparative Analysis of the Result of the Static Strength Calculations and Strength Tests of a Wagon Series Zans	150
В. Илиев, Оценка на товарната крива при удар на Boeing 767 V. Iliev, Assessment of Impact Load Curve of Boeing 767	154
 М. Лоренц, А. Амс, Относно взаимодействие между стоманена нишка и силициев блок М. Lorenz, A. Ams, Zur Interaktion von Sägedraht und Ingot M. Lorenz, A. Ams, On the Dynamics of an Axially Moving String in Application of a Wire Saw 	159
Н. Коцев, Е. Грънчаров и Б. Григоров, Относно нормативните изисквания за проверка на умора на материала при проектиране на метални кранови конструкция N. Kotzev, E. Grantcharov and B. Grigorov, Upon Regulatory Requirements on Fatigue Verification of Crane Steel Structures Under Design	162
К. Адърски, Ю.Генов и К.Арнаудов, Анализ на аеродинамичното взаимодействие между вятъра и турбината при ветрогенератор с вертикална ос.	166

K. Adarski, Ju. Genov and K. Arnaudov, Aerodynamic Analysis of Interaction and Wind Turbines in VAWT

Ю. Генов, Ст. Ташков, К. Арнаудов и К. Адърски, Механо-математично моделиране на аеродинамичното взаимодействие на вятъра с витлата при ветрогенератор с хоризонтална ос Ju. Genov, St. Tashkov, K. Arnaudov and K. Adarski, Wind-blade aero dynamical interaction model of HAWT	172
Иг. Игнатов, Ив. Кралов, П. Синапов и Кр. Неделчев, Фрикционни самовъзбуждащи се трептения на плоча Ig. Ignatov, Iv. Kralov, P. Sinapov and Kr. Nedelchev, Friction Induced Vibrations of a Plate	180
П. Синапов, Иг. Игнатов и Кр. Неделчев, Фрикционни самовъзбуждащи се трептения на запъната греда Р. Sinapov, Ig. Ignatov and Kr. Nedelchev, Friction Induced Vibrations of a Fixed Beam	184
Кр. Неделчев, Влияние на силите приложени в свободният край на конзолна греда върху собствените й честоти Kr. Nedelchev, Influence of the forces Applied in the Free End of Cantilever Beam on Its Natural Frequencies	189
Ем. Димитров, Кр. Дилов и Г. Гешев, Изследване на вибрации в железопътно превозно средство с две нива суспензии с нелинейна характеристика на дисипативните елементи Ет. Dimitrov, Kr. Dilov and G. Geshev, Research on Vibrations in Railway Vehicle with Two Level Suspensions with Non-Linear Characteristic of Dissipative Elements	195
Кр. Дилов и Ем. Димитров, Изчислителен метод за диагностика на система железопътно превозно средство окачване въз основа на косвени индикатори Kr. Dilov and Em. Dimitrov, Estimation Method for Diagnostic of Railway Vehicle Suspension System Based on Indirect Indicators	199
Н. Кузманов, Проблеми свързани с компютърното моделиране на образуването на остатъчни напрежения в стоманени отливки N. Kuzmanov, Essentials of Residual Stress Computer Simulation in Steel Castings	203
3. Петрова, Осцилации на обобщени уравнения на гредата на Тимошенко Z. Petrova, Oscillations of Generalized Timoshenko Beam Equations	208

Секция: Автомобилна техника и технологии / Section: Automotive Engineering and Technologies

Ив. Евтимов, Р. Иванов и Н. Вълов, Изследване разхода на енергия на212електровелосипед при различни режими на движение10Iv. Evtimov, R. Ivanov and N. Valov, Investigation of Electric Bicycle's EnergyConsumption in Different Running Conditions

Ив. Евтимов, Р. Иванов и Г. Кадикянов, Изследване на регенеративното спиране на електровелосипед Iv. Evtimov, R. Ivanov and G. Kadikyanov, Investigation of Electric Bicycle's Regenerative Braking	217
Ст. Димитров и Д. Хлебарски, Възможности за оптимизиране на каросериите на магистралните товарни пътни превозни средства St. Dimitrov and D. Hlebarski, Possibilities for Optimizing the Bodies of Highway Freight Vehicles	222
H. Павлов, Числено изследване на вертикалните и напречно-ъгловите случайни трептения на автомобил N. Pavlov, Numerical Investigation of Vertical and Transverse Angular Random Vibrations of a Vehicle	228
В. Киров, Ог. Янакиев и Кр. Неделчев, Методика за идентификация на състоянието на кормилни уредби с хидравлично усилване тип зъбна рейка V. Kirov, Og. Yanakiev and Kr. Nedelchev, Methods for Identification of State Steering Systems with Hydraulic Amplification Type Rack	237
Ст. Стоянов, Спирачни уредби вграждани в съвременните автомобили St. Stoyanov, Braking systems incorporated in modern cars	244
Г. Палагачев, В. Киров и Г. Славов, Национална инвентаризация на емисиите на парникови газове от автомобилния транспорт G. Palagachev, V. Kirov and G. Slavov, National Inventory of Greenhouse Gas Emissions From Road Transport	248
Р. Русанов и Б. Гигов, Методика за изследване на двупоточна обемна хидромеханична предавка на стенд R. Rusanov and B. Gigov, Methodology for Researching of Two-Stream Hydro-	254

mechanical Gear on Stand

Секция: Двигатели с вътрешно горене и алтернативни горива / Section: Internal Combustion Engines and Alternative Fuels

Н. Милков и Пл. Пунов, **Числено изследване влиянието на геометричните** 260 параметри на пълнителна система върху мощностните показатели на бензинов двигател

N. Milkov and Pl. Punov, Numerical Investigation of the Intake System Geometrical Parameters on the Gasoline Engine Performance

Пл. Пунов и Цв. Василева, **Моделиране на горивния процес в дизеловите** 264 двигатели с вътрешно горене с помощта на турбулентен модел на горивния процес

Pl. Punov and Tsv. Vasileva, Combustion Modeling in DI Diesel Engines by Using Mixing Controlled Model

Хр. Кочев, Ев. Димитров и Р. Костов, Анализ и оценка на предимствата и 270 недостатъците на различните начини и условия на свръхпълнене, прилагани при съвременните дизелови двигатели с вътрешно горене

Hr. Kochev, Ev. Dimitrov and R. Kostov, Analysis and Evaluation of the Advantages and Disadvantages of Different Ways and Conditions Supercharging Applied in Modern Diesel Combustion Engine

Н. Загорски, Декомпозиция на маслената система на двигател **ТВЗ-117** за 276 техническа диагностика на елементите му

N. Zagorski, Decomposition of the Engine Oil System TV3-117 for Diagnostics of the Elements

Т. Евтимов и Ф. Михайлов, Аналитично изследване на ефективните и 280 екологични показатели на дизелов двигател PSA DW10CTED4 с горивна система Common Rail

T. Evtimov and Ph. Michaylov, Analytical Study of PSA DW10CTED4 Common Rail Diesel Engine Performance and Emissions

Секция: Мениджмънт и логистика в транспорта / Section: Transport Management and Logistics

Св. Мартинов, Избор на технология за обслужване на локални к	нтейнерни 284
терминали с автомобили контейнеровози	
Sv. Martinov, Choice of Technology to Serve Local Container Te	rminals by
Container Trucks	-
Г. Попов, GPSS модел на транспортния трафик на кръгово кръстови	це 288
G. Popov, A GPSS Traffic Model of Roundabout Junction	

BulTrans-2012 Proceedings 26-28 September 2012 Sozopol

Methodology for researching of two-stream hydromechanical gear on stand

Методика за изследване на двупоточна обемна хидромеханична предавка на стенд

ROSEN RUSANOV Faculty of Transport, Technical University of Sofia, Bulgaria rosen1212@abv.bg BOYKO GIGOV Faculty of Transport, Technical University of Sofia, Bulgaria bgigov@tu-sofia.bg

Резюме: В статията е представена методика за изследване на двупоточна обемна хидромеханична предавка в лабораторни условия на стенд. Целта на изследването е да се определят в лабораторни условия силовият и кинематичен диапазон на изменение на предавателното отношение на предавката, както и нейният КПД.

Ключови думи: изследване, изпитване, двупоточна, хидромеханична, хидрообемна предавка, КПД, силов, кинематичен диапазон на регулиране.

Abstract: This paper presents a methodology for examination two-stream hydro-mechanical gear in the lab stand. The aim of this examination was to determine in the laboratory strength and kinematic variation range gear ratio of gear, as well as its efficiency.

Keywords: research, testing, two-stream, hydro-mechanical gear, hydrostatic transmission, efficiency, power, kinematic range of gear ratio.

1. Introduction

In developing transmissions of any type greatest importance is given to their energy efficiency. The value of efficiency in gear is key to solving important global problems - environmental and energy. Besides efficiency is crucial also suitability for use of a particular type of gear that is defined by its parameters such as torque variation range and kinematic variation range on gear ratio.

The tested hydrostatic-mechanical transmission (OXMII) consists of two adjustable hydrostatic machines with axial movement of the piston and symmetrical conical planetary mechanism. The mechanical branch of the gear unit is characterized by relatively high efficiency and constant gear ratio. The hydrostatic drive has a large variation range on the gear ratio, especially if both hydrostatic machines are adjustable, as is the case, but efficiency is lower than that of mechanical gear.

As can be expected qualitative and quantitative parameters of the combined gear (OXMII) take place

between these on a two of its constituent branches: mechanical and hydraulic. Interest is setting than by calculations and also a real experiment characteristic of strength, kinematic and energy parameters on OXMII, order to assess the suitability of this type of gear for possible applications in transport and traction equipment.

2. Scheme of test bed for hydrostaticmechanical transmission

Schematic structure of the stand shown in the figure. The controls for machines of different modules are shown in scheme: L_1 a control lever of the adjustable hydrostatic machine - pump of the drive hydrostatic gear; L_2 a control lever of the adjustable hydrostatic machine - pump of the research two-stream module, connected mechanically with the planetary gear of the distribution box; L_3 a control lever of the adjustable hydrostatic machine - hydraulic motor of the research two-stream module, simultaneously connected to the planetary gear and the output shaft; L_4 a control lever of the adjustable hydrostatic machine - pump of the output shaft; L_4 a control lever of the adjustable hydrostatic machine - pump on the



loading brake. L and F are the positions of the control lever on the included gear reducer of the distribution box.

3. Measured and calculated values.

 $P_{\rm S}$ - an electric power consumption of one phase of the drive motor. It is assumed that the load in the three windings of the motor is symmetric. Is measured by AC power meter. The total power consumption of the electric motor is:

$$P = 3. P_S$$
, W

 Δp – fluid pressure in the working pipework of hydrostatic transmissions, used in test bench. It is calculated as the difference between the pressure of the discharge and the connecting pipeline The pressures are measured by mechanical pressure gauges with the exception of penstock on the research twostream module that reports of electric transformer type PSPR with accuracy class 0.5%, supply voltage of 10 to 30V DC. Output voltage is proportional to the measured pressure and changes in the range of 0 to 10V.

$$\Delta p_{1,2,3} = p_{A1,2,3} - p_{B1,2,3}$$
, Pa

where p_A is the pressure of the working fluid in the pressure pipe, p_B is the pressure of the working fluid in the connecting pipe, which is considered by approximation that is equal to the supply pressure of

the hydrostatic machines. The indices 1, 2 and 3 are for identification of belonging to a specific hydrostatic transmission as follows: adjustable drive module; twostream unit and loading unit.

The angular positions of the levers $L_{2,3}$ and $_4$. were measured with an electric converter - potentiometer for rotation within a range of 0 to 270 degrees with a linear characteristic, to determine Kv $_{1,2,3,4}$ - relative working volumes on the adjustable hydrostatic machines used in the test bench:

$$Kv_{1,2,3,4} = \frac{V_{mek}}{V_{max}},$$

where V_{TEK} is the current value of the working volume, V_{MAX} is the maximum volume of the hydrostatic machine, * 10⁻⁶, m³. Indices 1,2,3 and 4 set belonging respectively to: the hydraulic pump drive module; hydraulic machine of two-stream unit, connected with the planetary gear; hydraulic machine of two-stream unit, connected to the output shaft and the hydraulic pump to the loading unit. In determining assumed that the transfer function $V_{\text{TEK}} = f(\phi)$ is linear, where ϕ is the angle of rotation of the lever of the distributor, which manages slanted disk amending the V_{TEK} .

T- torque acting on the stationary planetary wheel differential of hydromechanical gearbox. Taking into account the friction in the differential mechanism $M_{TP,TIM}$, calculate the torque of the input shaft in two-

stream unit – $M_{BX, OXM\Pi}$

$$\begin{split} M_{\text{BX, OXMII}} &= T - M_{\text{TP, JM}} \text{ , } Nm \\ M_{\text{TP, JM}} &= f(T, M_{\text{O}, } n_{\text{BX, OXMII}}) \text{ , } Nm \end{split}$$

where M_0 is conditionally accepted permanent loss of torque in the differential mechanism on the two-stream unit, including disk losses, friction in bearings and seals The experiment was conducted at a constant rotational speed, torque and temperature of the working fluid. Measurement of T becomes with strain gauges included in the bridge circuit and a signal amplifier.

Q – the flow of oil in the working oil lines of hydrostatic machines from two-stream unit is read directly with the flowmeter installed on the pressure pipe in 1/ min.

 $n_{\rm l}$ is rotation speed of the output shaft of the drive hydrostatic transmission. The rotation speed of the input shaft of the two-stream unit $-n_{\rm l,OXMII}$, is determined by calculation, because there is provided a rigid connection of the kinematic diagram of the hydromechanical transmission, by blocking the torque converter.

$$\mathbf{n}_{1,\text{OXMII}} = \frac{n1*2}{i \epsilon.n.}$$
, min⁻¹

where i $_{\rm BIL}$ is a gear ratio of the selected gear in hydrodynamic automatic planetary gearbox (XMIIK), 2 is a gear ratio of the differential of hydrodynamic automatic planetary gearbox at blocked planetary wheel. The converters for rotating speed are constructed from optron elements operating with infrared rays. n_2 – is rotation speed of the output shaft of the two-stream unit, which, according to the scheme of the test bench coincides with that of the loading hydrostatic brake.

All these electrical signals enter the interface connected to a PC where the readings are displayed and recorded in real time. The scheme not shown temperature transducers, with which is monitored the thermal state of the working machines. It should not change in the duration capture the data for a working point traction-speed characteristics, to ensure the established mode of the test bench.

To determine the efficiency of the research module uses the expression: $\eta = i_C * i_K$, where i_C is a torque ratio, i_K is a speed ratio.

$$\mathbf{I}_{\mathrm{C}} = \frac{M_{cn}}{Mex_{oxMn}}, \qquad \mathbf{i}_{\mathrm{K}} = \frac{n2}{n_{1oxMn}}, -$$

 $M_{\rm CII}$ is a torque, consumed by loading hydraulic pump, whose value is calculated from the input data: $\Delta p_3; Kv_4$, taking into account the power losses in the pump (hydromechanically efficiency – $\eta_{hm3} = f(n_2, \Delta p_3, Kv_4)$), taken experimentally.

$$\mathbf{M}_{\mathrm{CII}} = \frac{\Delta \mathbf{p}_3 * \mathbf{K} \mathbf{v}_4 * \mathbf{V}_4}{\eta_{\mathrm{hm}\,3}}, Nm$$

For calculation of volume efficiency of hydrostatic machines from two-stream unit are used dependencies:

$$\eta_{V_{PV}} = \frac{Q}{n_{pv} * K v_2 * V_2}, -$$
 for hydrostatic

machine associated with planetary mechanism, which works only in pumping mode under all operating point of the traction-speed characteristics. The rotational speed of this hydraulic machine are calculated using the equation of the kinematics of conical symmetric differential:

$$n_{\rm PV} = \frac{2n_{\rm BX \, OXM\Pi}}{i_{\rm CD}} - n_2$$
, min⁻¹

where i_{CP} is a gear ratio of the selected gear in the distribution box.

$$\eta_{V,MV} = \frac{n_2 * K v_3 * V_3}{Q}$$
, - for hydraulic machine

connected to the output shaft. The lowest value of volumetric efficiency of the hydraulic machine working in pumping mode - $\eta_{V,PV}$ can be defined in characteristic point of the so-called "stop mode" when Δp_2 takes its maximum value and n_2 is still zero. The value of $\eta_{V,PV}$ at this point is an indication of the technical condition of the hydraulic pump in terms of the tightness of couples piston-cylinder. To assess the wear of the hydraulic machines can be set η_{VPV} and $\eta_{V,MV}$ at acceleration in idling on the output shaft the two-stream unit - at uninstalled shaft on the loading unit in which the value of Δp_2 depends proportion of the hydro-mechanical losses in the hydraulic stream of two-stream unit. Building a the two characteristic curves: a "stop mode" and "idle" - $\Delta p_2 = f(n_2)$, carries important information about technical condition of the

		measured values																	
point	Κv ₁	Kv_1 Kv_2 Kv_3 Kv_4 p_1 p_2 p_3 $p \ cn$ $p \ saxp_1$ $p \ saxp_2$ $p \ saxp \ cn$							р захр сп	n ₁	n ₂	Q	t ₁	t ₂	t ₃	Ps	Т		
l oN	%0 *10^5 Pa									min	-1	l / min	deg	g C		W	μSt		

int							Ca	alculate	ed val	ues								
od o	Kv ₂	Kv_3	Кv _{сп}	Δp_1	Δp_2	Δp_3	M _{BX,OXM}	M_{BX}	M_2	n _{PV}	η_{VPV}	Hhmpv	η_{VMV}	Hhm _{MV}	İc	lκ	η	
ž	%0			*10^5 Pa			Nm			min⁻¹	%0							

hydraulic machines, which is especially important for analytical determination of losses.

The values of $\eta_{V,PV}$ and $\eta_{V,MV}$ as well $\eta_{H,PV}$ and $\eta_{H,MV}$ (hydro mechanical losses in hydro-machines) can be determined and with calculations, taking on the characteristics of losses, that are described by mathematical models and have type:

$$\eta_{V,PV};\eta_{V,MV};\eta_{M,PV};\eta_{M,MV}=f(Kv,\,Kp,\,Kn),\,\text{-}$$

 $Kn = \frac{n_{me\kappa}}{n_{max}}$ - relative rotational speed of the hydraulic

machine.

Besides the calculation method for the value of $\eta_{V,PV}$ and $\eta_{V,MV}$ there is another option of testing, but not at a constant power supplied to the entrance of the twostream unit. This methodology aims to build relationships: $\eta_{V, PV}$; $\eta_{V, MV} = f(M_2, n_2)$ at a constant value of $n_{1,OXMII}$ and $K_{V2,3}$ and changes in the resistance torque of the loading unit M_{CII} . The increase in this torque causes the increase of the volumetric losses in the hydraulic stream of two-stream unit, which is accounted for as loss of speed. The study is done for all possible combinations of $n_{1,OXMII}$ and $K_{V2,3}$, the objective is to analyze the correlation between the actual values of volumetric losses in the hydraulic stream and those, obtained analytically.

The total hydromechanicall efficiency- ηhm on the hydraulic machinery from studies module can be specified easiest in the mode, when the angular velocities of planetary wheels and cassette on the differential mechanism of two-stream unit are identical. Then friction losses in the differential mechanism lacks and value on the efficiency of the mechanical part of the two-stream unit η_{MEX} has maximum. This mode is characterized by $n_2 = \frac{n_{10XM\Pi}}{r}$, min⁻¹, and the value of $\eta_m = f(M_2, n_2)$ at

 1_{cp} blocked differential is taken from another study. To determine his starting from theorem of separation of

determine his starting from theorem of separation of power flows :

$$P_{3A\Gamma, OXMII} = P_{3A\Gamma, H} + P_{3A\Gamma, M}$$
 , W

where $P_{3A\Gamma, OXMII}$ are a losses in the two-stream unit; $P_{3A\Gamma,H}$ are a losses only in the hydraulic stream; $P_{3A\Gamma,M}$ are a losses only in the mechanical stream. According to the theorem of separation of power flows, overall efficiency of the two-stream unit takes a value between the values of the efficiency of the constituent drives, provided that there is no circulation of power. In general it can be argued that

 $\eta_{H\!M} * \eta_V < \!\eta \! < \!\eta_M$

Power losses can be represented as follows:

$$\begin{split} P_{BX,OXMII}^{}*(1-\eta) &= P_{H}^{}*(1-\eta_{HM}^{}*\eta_{V}) + P_{M}^{}*(1-\eta_{M}), \\ \text{where } P_{BX,OXMII}^{} &= M_{BX,OiMII}^{}*n_{1OXMII}^{}*\pi/30, \text{ W is the input power in the two-stream unit; } \eta \text{ is the total efficiency of the two-stream unit; } P_{H}^{} \text{ is the power of } \end{split}$$

the hydraulic stream $P_{\rm H} = M_{\rm BX,OXMII} * n_{1,OXMII} * \eta_{\rm M}/2$ this is the power that is fed to one planetary gearwheel of the differential mechanism, which is connected only the hydraulic pump of two-stream unit; P_M is the mechanical power stream; η_M is the efficiency of the mechanical stream; $\eta_{HM}^* \eta_V$ is the total efficiency of hydraulic stream. Because the differential mechanism is symmetrical and it is a point of separation of power flows of mechanical and hydraulic, the power flow is divided into two equal parts, if neglected friction losses. This neglect of friction losses in the differential is convenient to accept the setpoint of the study when the two planetary wheels rotate at the same angular speed, because at this point there is no power loss from friction in the differential. From both equality of torques acting on the two planetary cogwheels and their angular velocities, it follows that both power flow have the same value $P_H = P_M$, which affects the expression of the theorem of power flows and leads to simplification:

$$\eta_{\rm HM} = \frac{2*\eta - \eta_m}{\eta_V}$$

4. Methodology for the construction of a traction-speed characteristics of the twostream hydrostatic-mechanical transmission (OXMII) at constant input power.

The method aims to define the parameters of power flows - angular velocity and torque for the most important two mechanical power flow (the input and output shaft) and the pressure and flow in the working pipework of the two hydraulic machines from the hydraulic branch of the hydrostatic-mechanical transmission. The determination of the parameters of the hydraulic branch may be omitted if the goal is to determine only the total value of the efficiency of the gear unit as a whole, but it is necessary to determine and analyze the losses in the hydraulic equipment and connecting piping.

At construction of the points of traction-speed characteristics in the laboratory are simulated the work of transport machine or traction machine in real modes of movement with different combinations of total resistance force and speed with maximum continuous power supplied from the engine to the transmission. Thus obtained traction-speed characteristic from the external characteristics of the engine (the point with a rated power) is the basis for calculating performance and fuel economy of the machine which would be used this two-stream unit as a gearbox.

The methodology of the study includes the following steps: 1. Before starting the stand be checked the oil level of the driven hydrostatic transmission, in the crankcase of hydrodynamic gearbox complete with differential, as well as in the

distribution box and in the tank of two hydraulic machines from two-stream unit and of the hydrostatic pump from the loading unit. 2. Check the neutral position of control levers for all hydraulic machinery to the main engine to launch a no extra load. 3. Switch on the power supply of instrumentation and checked ranges testimony of position potentiometers on the control levers being moved to their final positions. Make a test of the battery that powers the flow meter installed in the working oil pipe of the hydraulic machines from the two-stream unit. 4. Initially run the motor of the three-section hydraulic pump and is monitored whether the pressure in all three hydraulic supply lines reaches the set value from the safety valves. The lookout for some leakage. 5. Start the the main engine, ensuring that the value of power consumption in order not to overload the engine. 6. Before the acceleration of the input shaft of the study two-stream unit, is switched in a stationary position the fast gear hydrodynamic gearbox via the appropriate combination of switches that controlled electro-hydraulic valves of automatics. 7. Via lever the hydrostatic pump from drive unit is achieved gradually the target speed of rotation of the input shaft of the two-stream unit. In this situation the output shaft of the two-stream unit accelerates to a speed determined by the gear ratio of the gear in distribution box, because hydrostatic machines from two-stream unit is in neutral. The aim is to accelerates the shaft of a loading hydraulic machine in order to heat the oil and in it. For more intensive increase in liquid temperature can be set to load via the lever of the hydrostatic brake - it is necessary to reach normal operating temperatures of nodes, in which dependencies are valid for determination of hydro-mechanical losses. 8. Before starting the actual measurement of the drive shaft of the two-stream module should be set at rest, by placing lever hydrostatic drive unit in neutral. The same applies for lever of hydraulic machine from loading brake for subsequent start without additional load. And the controls of the hydraulic machines of two-stream module to align the position of acceleration from rest of the output shaft - so simulate departure from place to transport machine. In this case, the hydraulic machine mounted on the output shaft needs to be a position of the tilted disk of maximum displacement, a hydraulic machine connected with the planetary gear is in the neutral position of the inclined disc. 9. Set nominal speed of rotation of the input shaft of twostream module through the lever of the hydraulic pump drive unit. In this state simulate a stationary vehicle with the engine running, to measure the target rotational speed of the input shaft of two-stream module for determining the realized ratios of the test gear. 10. Bring in action lever of the hydraulic machine from two-stream module, mounted just to the

planetary mechanism from the neutral position to a maximum displacement. In this situation, the two planetary wheels rotate at the same speed if ignored volumetric losses of the hydraulic machine as lever of the hydraulic brake still non-activated. The aim is to develop the maximum speed of the output shaft and it begin consideration of the items of traction-speed characteristic of the two-stream module. 11. With the lever of the hydraulic machine of two-stream module mounted on the output shaft is reduced the working volume until develop the maximum speed of rotation. 12. Moves lever the loading hydraulic machine with a certain step towards increasing the working volume until it reaches the target amount of power consumed by the drive motor. 13. All the measured values are account to calculate all possible parameters according to the equipment of the stand. 14. The lever of the hydraulic machine, mounted on the output shaft of two-stream module is moved in the direction of increasing working volume thereby reducing the rotational speed of the output of the test gearbox. 15. Point 12 and point 13 is repeated until it runs out the possibility of increasing the working volume of the adjustable hydrostatic machine from point 14. 16. Output shaft revolutions are reduced by reducing with certain step of the working volume of the hydrostatic machine, mounted on the planetary mechanism of twostream module. 17. Point 12 and 13 are repeated until it reaches the point of traction-speed characteristics at minimum speed and maximum torque, is limited by the value of oil pressure in the working line or the minimum displacement of hydrostatic machine from paragraph 16. 18. The experience is held in reverse order to establish the presence of hysteresis in tractionspeed characteristic towards increasing the speed of rotation of the output shaft of the two-stream module and reducing the torque of a loading device. The special feature of the algorithm is that the before you reach the next point with a higher value of the speed should be reduced in advance torque the loading hydraulic pump. 19. Lever of the hydrostatic brake moves with a certain step towards reducing its working volume. 20. The lever of the hydrostatic machine, associated with the planetary gear, moved in the direction of increasing working volume - output speed increased while the power consumption of the drive motor reaches the target value. 21. Point 13 is repeated. 22. Items 19 and 20 are repeated until it reaches the maximum working volume of the hydrostatic machine, associated with the planetary gear. The next higher speeds are achieved with reducing the working volume of the hydrostatic machine of the two-stream module, mounted on the output shaft. 24. The last point from traction-speed characteristic is determined by any of the following restrictive conditions: the power consumption of the drive motor, oil pressure in the working pipework of hydrostatic machines from two-stream module, the maximum speed of the output shaft or minimum allowable displacement of hydrostatic machine, mounted on the outlet on the two-stream module. 25. Lever of the loading hydraulic machine moved to a neutral position for unloading the stand. 26. The lever of the hydrostatic machine of the two-stream module, which is connected with the planetary gear, is moved to a neutral position, in order to establish the output shaft at rest. 27. The lever of the drive hydraulic pump is moved to the neutral position, in order to establish and the input shaft of the two-stream module at rest. 28. Finally moved to the neutral position and the lever of the hydrostatic machine, connected to the output shaft of the two-stream module, so as not to consume extra energy in the subsequent start. 29. The power supply on the electric motor for oil supply system is turned off. 30. The drive motor is also turned off. 31. The supply of instrumentation and fans of the oil cooler is turned off.

Rosen Rusanov, Boyko Gigov

Bibliography

[1] Гигов Б., Русанов Р. (2007), *Модул за изследване на двупоточна хидромеханична предавка*, , сборник доклади Trans&Motauto'07

[3] - Петров В. А., *Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин*, Москва , Машиностроение 1988

BulTrans-2012 Proceedings 26-28 September 2012 Sozopol

METHODOLOGY FOR RESEARCHING OF TWO-STREAM HYDROMECHANICAL GEAR ON STAND

МЕТОДИКА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДВУПОТОЧНА ОБЕМНА ХИДРОМЕХАНИЧНА ПРЕДАВКА НА СТЕНД

РОСЕН РУСАНОВ

БОЙКО ГИГОВ

Транспортен факултет, Технически университет, София, България rosen1212@abv.bg Транспортен факултет, Технически университет, София, България bgigov@tu-sofia.bg

Резюме: В статията е представена методика за изследване на двупоточна обемна хидромеханична предавка в лабораторни условия на стенд. Целта на изследването е да се определят в лабораторни условия силовият и кинематичен диапазон на изменение на предавателното отношение на предавката, както и нейният КПД.

Ключови думи: изследване, изпитване, двупоточна, хидромеханична, хидрообемна предавка, КПД, силов, кинематичен диапазон на регулиране.

Abstract: This paper presents a methodology for examination two-stream hydro-mechanical gear in the lab stand. The aim of this examination was to determine in the laboratory strength and kinematic variation range gear ratio of gear, as well as its efficiency.

Keywords: research, testing, two-stream, hydro-mechanical gear, hydrostatic transmission, efficiency, power, kinematic range of gear ratio.

1. Въведение

При разработването на предавателни механизми от всякакъв тип най-голямо значение се отделя на тяхната енергийна ефективност. Стойността на КПД при предавките е ключов фактор за решаването на важните глобални проблеми - екологичният и енергийният. Освен ефективността, решаващо значение има и пригодността за използване на конкретен тип предавка, която се определя от нейните параметри като силов и кинематичен диапазон на изменение на предавателното отношение.

Разглежданата обемна хидромеханична предавка (ОХМП) се състои от две регулируеми обемни хидромашини с аксиално движение на буталата и конусен симетричен планетен механизъм. Характерното за механичния клон на предавката е високата стойност на КПД и недостатъка че предавателното отношение е с постоянна стойност. Хидрообемната предавка има голям диапазон на изменение на предавателното отношение, особено ако и двете хидромашини са регулируеми, както е в разглежданата предавка, но по КПД не е конкурентна на този от механичната предавка.

Както може да се очаква качествените и коли-

чествени параметри на комбинираната предавка ОХМП заемат място между тези на съставляващите я два клона : механичен и хидравличен. Интерес представлява определянето освен по изчислителен път, така и с реален експеримент на характеризиращите силови, кинематични и енергийни параметри на ОХМП, и оттам да се направи оценка за пригодността на този вид предавка за възможните приложения в транспортната и теглителна техника.

2. Схема на стенда за изпитване на ОХМП

Схематично устройството на стенда е показано на фигурата. Органите за управление на машините от различните модули са показани на схемата: L_1 е лост за управление на регулируемата хидромашина - помпа от задвижващата хидрообемна предавка; L_2 е лост за управление на регулируемата хидромашина - помпа от изследвания двупоточния модул, свързана механично с планетния механизъм на разпределителната кутия; L_3 е лост за управление на регулируемата хидромашина - кидромашина - кидромашина - хидромациина - хидромациина с помпа от изследвания двупоточния модул, свързана механично с планетния механизъм на разпределителната кутия; L_3 е лост за управление на регулируемата хидромащина - хидромотор от двупоточния модул, свързана едновременно към планетния механизъм и изходящия вал; L_4 е лост за управление на регулируемата хидро-



машина - помпа на натоварващата спирачка. L и F са положения на лоста за управление на включената предавка в редуктора на разпределителната кутия.

3.Измервани и изчислени величини.

P_s - консумираната активна мощност от едната фаза на задвижващия електродвигател. Общо фазите са три, като се приема че товара в намотките на електродвигателя е симетричен. Измерва се с ватметър. Общата за електродвигателя консумирана мощност е :

$$P = 3. P_s$$
, W

 Δp – наляганията на работната течност в работните магистрали на хидрообемните предавки, използвани в стенда. Изчислява се като разликата от налягането на напорния и свързващия тръбопровод. Измерват се с механични манометри с изключение на напорният тръбопровод на изследвания двупоточен модул, където се отчита с електрически преобразувател тип PSPR с клас на точност 0.5%, захранващо напрежение от 10 до 30V постоянен ток, изходното напрежение е правопропорционално на измерваното налягане и се променя в границите от 0 до 10V.

$$\Delta p_{1,2,3} = p_{A1,2,3} - p_{B1,2,3}$$
, Pa

където p_A е налягане на работната течност в на-

порните тръбопроводи, р_в е налягането на работната течност в свързващите тръбопроводи, което с приближение се счита че е равно на захранващото налягане на хидромашините. Индексите 1, 2 и 3 са за идентифициране на принадлежността към конкретната хидрообемна предавка както следва: задвижващ регулируем модул; двупоточен модул и натоварващо устройство.

Ъгловите положения на лостовете $L_{2,3 \ \text{и} 4}$. се измерват с електрически преобразувател - потенциометър за завъртане с обхват от 0 до 270 градуса с линейна характеристика, за да се определят $Kv_{1,2,3,4}$ – относителния работен обем на регулируемите хидромашини в стенда. Където $V_{\text{тек}}$ е текущата стойност на работния обем * 10⁻⁶ m³,

$$Kv_{1,2,3,4} = \frac{V_{mek}}{V_{max}}, -$$

 V_{max} е максималния работен обем на съответната хидромашина, * 10⁻⁶ m³. Индексите 1,2,3 и 4 определят принадлежността съответно към: хидропомпата на задвижващия модул; хидромашината от двупоточния модул, свързана само с планетния механизъм; хидромашината от двупоточния модул, свързана само с планетния механизъм; хидромашината от двупоточния модул, свързана с изходящия вал и хидропомпата на натоварващото устройство. При определянето се приема, че предавателната функция $V_{тек} = f(\phi)$ е линейна, където ϕ е ъгълът на завъртане на лоста

за управление на разпределителя, управляващ наклонения диск за изменение на $V_{{\rm тек}}$.

T- въртящия момент, действащ на неподвижното планетно колело от диференциала на хидромеханичната предавателна кутия. С отчитане на триенето в диференциалния механизъм $M_{\rm Tp\ {_{ZM}}}$, се изчислява въртящия момент на входящия вал в двупоточния модул - $M_{\rm BX\ OXMII}$

$$\begin{split} M_{\text{BX OXMIT}} &= T - M_{\text{Tp MM}} \text{ , } Nm \\ M_{\text{Tp MM}} &= f(T, \, M_{\text{o}}, \, n_{\text{BX OXMIT}}), \, Nm \end{split}$$

където М_о е момент на условно приети постоянни загуби (метода се провежда при постоянна ъглова скорост, въртящ момент и температура на въпросните звена) на въртящ момент в диференциалния механизъм на ХМПК, включващ дисковите загуби, триенето в лагерите и уплътнителите. Измерването на Т става с тензометричен мост и усилвател на сигнала.

Q – дебита на работната течност в работната магистрала на хидромашините от двупоточния модул се отчита директно от дебитомера, монтиран на напорния тръбопровод в l/ min.

 n_1 е честотата на въртене на изходящия вал от задвижващата хидрообемна предавка С изчисление се определя скоростта на въртене на входящия вал на двупоточния модул - n_{10xmn} , тъй като е осигурена твърда връзка на кинематичната схема на хидромеханичната предавателна кутия, чрез блокиране на хидротрансформатора.

$$n_{10XMII} = \frac{n1*2}{ig.n.}$$
, min⁻¹

където і _{в. п.} е предавателното число на включената предавка в ХМПК, 2 е предавателното отношение на диференциала от ХМПК при блокирано планетно колело. Преобразувателите за скорост на въртене са изградени от оптронни елементи, работещи с инфрачервени лъчи. n₂ – скоростта на въртене на изходящия вал на двупоточния модул, която съгласно схемата на стенда съвпада с тази на натоварващата хидрообемна спирачка.

Всички изброени електрически сигнали постъпват в интерфейс, свързан с персонален компютър, където показанията се визуализират и записват в реално време. На схемата не са показани термометричните преобразуватели с които се следи топлинното състояние на работните машини, което не трябва да се променя в продължителността на снемане на данните от една работна точка на теглително-скоростната характеристика, за да се гарантира установеният режим на работа на стенда.

За определяне на КПД на изследвания модул се ползва израза: $\eta = i_c * i_k$, където i_c е силово предавателно отношение, i_k е кинематично предавателно отношение.

$$\mathbf{i}_{c} = \frac{M_{cn}}{Mex_{oxmn}}, \qquad \mathbf{i}_{k} = \frac{n2}{n_{1oxmn}}, -$$

 M_{cn} е въртящият момент, изразходван от натоварващата хидропомпа, чиято стойност се изчислява от входните данни: $\Delta p3$;Кv4, като се отчетат и силовите загуби в помпата (хидромеханичен КПД – $\eta_{hm3} = f(n_2, \Delta p3, Kv4)$), снети експериментално.

$$\mathbf{M}_{\rm cn} = \frac{\Delta \mathbf{p}_3 * \mathbf{K} \mathbf{v}_4 * \mathbf{V}_4}{\eta_{\rm hm3}}, Nm$$

За изчисление на обемните КПД на хидромашините от двупоточния модул се ползват зависимостите:

$$\eta_{Vpv} = \frac{Q}{n_{pv} * K v_2 * V_2}, - 3a$$
хидромашината,

свързана само с планетния механизъм, която работи само в помпен режим при всички работни точки на снемане на теглително-скоростната характеристика. Честотата на въртене на въпросната хидромашина се изчислява от зависимостите на ъгловите скорости на звената от конусен симетричен диференциал:

$$n_{\rm PV} = \frac{2n_{\rm BX \, OXM\Pi}}{i_{\rm cp}} - n_2, \quad \min^{-1}$$

където i_{ср} е предавателното число на включената предавка в РК.

$$\eta_{V_{MV}} = \frac{n_2 * K v_3 * V_3}{Q},$$
 за хидромашината,

свързана с изходящия вал. Най-ниската стойност на обемният КПД на хидромашината, работеща в помпен режим - η_{Vpv} може да бъде определена в характерната точка на т. нар. "стоп режим", когато Δp_2 заема максималната си стойност а n_2 все още е нула. Изчислението на стойността на η_{VDV} във въпросната точка е показател за техническото състояние на хидропомпата откъм херметичността на помпените й елементи. Относно определянето на механичното състояние на хидромашините могат да бъдат определени η_{Vpv} и η_{Vmv} при развъртане на изходящия вал на двупоточния модул на празен ход, при демонтиран вал за задвижване на натоварващото устройство, при което стойността на Δр₂ зависи правопропорционално на хидромеханичните загуби в хидравличния клон на двупоточния модул. Построяването на двете характерни криви: на "стоп-режим" и "развъртане на празен ход" -

 $\Delta p_2 = f(n_2)$, носи важна информация за техническото състояние на хидромашините, което е от особено значение при предприемане на аналитично определяне на загубите, вземани от паспортните данни, дадени от производителя.

		Измервани величини																	
O-IK8	Kv1	Kv ₂	Kv3 Kv4 p1 p2 p3 p cn p saxp1 p saxp2 p saxp2						р захр сп	n ₁	n ₂	Q	t1	t2	t ₃	Ps	Т		
No	[]				*10^5 Pa							min	1	l / min	deg	g C		W	μSt

IKa							Изч	ислені	и вели	ичини								
TOL	Kv ₂	Kv ₃	Кv _{сп}	Δp_1	Δp_2	Δp_3	М _{вх охмп}	М _{вх}	M_2	n _{PV}	η_{Vpv}	$\eta_{hm_{pv}}$	η_{VMv}	ηhm _{мν}	İc	İ _k	η	
No	[]			*10^5 Pa			Nm			min ⁻¹	[]							

Стойностите на η_{Vpv} и η_{Vmv} , както и η_{hmpv} и η_{hmmv} (хидромеханичните загуби в хидро-машините) могат да бъдат определени и по изчислителен път, като се вземат наготово от характеристиките на загубите, които са известни, имат различни математически модели за тяхното описание с различно приближение и имат вида:

 $\eta_{Vpv, Vmv; hmpv; hmmv} = f(Kv, Kp, Kn), -$

Kn = $\frac{n_{me\kappa}}{n_{max}}$, - параметър, отчитащ честотата на

въртене на вала на конкретната хидромашина.

Освен изчислителния метод за стойността на η_{VDV} и $\eta_{V_{MV}}$ съществува още един вариант на опитно определяне, но не при постоянна мощност, подавана на входа на двупоточният модул. По-конкретно въпросната методика цели построяване на зависимостите: $\eta_{V_{DV}, V_{MV}} = f(M_2, n_2)$, което се постига с установяване на постоянна стойност на n_{10хмп} и Kv_{2.3} и чрез промяна на съпротивителния момент, погасяван от натоварващото устройство М_{сп} се отчита кинематичната загуба на скорост, която се дължи на обемните загуби в хидравличния клон на двупоточния модул _у. Изследването се прави за всички възможни комбинации на n_{10хмп} и Кv_{2.3} като целта е да се анализира съответствието между реалните стойности на обемните загуби в хидравличния клон и аналитично получените.

Общият хидромеханичен КПД- η_{hm} на хидромашините от изследвания модул може да бъде определен най-лесно в работната точка при която диференциалният механизъм на двупоточният модул не е сработил – има се в предвид, когато ъгловите скорости на планетните колела и касетата му са еднакви. Тогава загуби от триене в диференциала липсват и стойността на КПД на механичната част от двупоточния модул η_{мех} е максимална.

Въпросният режим се характеризира с
$$n_2 = \frac{n_{1_{OXMII}}}{i_{cp}}$$
,

 \min^{-1} , а стойността на $\eta_m = f(M_2, n_2)$ при блокиран диференциал се взема от друго изследване. За определянето му се изхожда от теоремата за разделяне на мощностните потоци от израза:

$$P_{3ar OXMII} = P_{3ar h} + P_{3ar m} , W$$

където Р_{заг ОХМП} са загубите в двупоточния модул; Р_{заг h} за загубите само в хидравличния клон; Р_{заг m} са загубите в механичния клон. Според теоремата за разделяне на мощностните потоци стойността общият КПД на двупоточната предавка (модул) заема стойност между стойностите на КПД на съставляващите я предавки, при условие, че няма налице циркулация на мощност. В общия случай може да се твърди че

$\eta_{hm}^* \eta_V < \eta < \eta_m$

Израза за загубите на мощност може да се представи и по следния запис:

 $P_{\text{BXOXMII}}^{*}(1-\eta) = P_{h}^{*}(1-\eta_{hm}^{*}\eta_{V}) + P_{m}^{*}(1-\eta_{m}),$ където $P_{\text{BXOXMII}} = M_{\text{вх охмп}} * n_{10\text{хмп}} * \pi/30$, W е входящата мощност в двупоточния модул; η е общия КПД на двупоточния модул; P_h е мощността, която минава през хидравличния клон на предавката P_h = $M_{_{BX \text{ охип}}}* n_{_{10 \text{ хип}}}* \eta_m\!/2$ – това е мощността, която се подава на едното планетно колело на диференциалния механизъм, с която е свързана само хидропомпата на двупоточния модул; Р_т е стойността на мощностния поток, преминаващ през механичния клон на двупоточния модул; nm е КПД на механичния клон на изследвания модул; η_{hm}* η_V е общия КПД на хидравличния клон. Понеже въпросния диференциален механизъм е симетричен и се явява като точка на разделяне на мощностните потоци на механичен и хидравличен, силовия поток се разделя на две равни части, ако се пренебрегнат загубите от триене. Това пренебрегване на загубите от триене в диференциала е удобно да се приеме за работната точка от изследването, когато двете планетни колела се въртят с еднакви ъглови скорости, понеже в този момент няма силови загуби от триене в диференциала. От едновременното равенство на въртящите моменти, действащи на двете планетни колела и ъгловите й скорости, следва че и двата мощностни потока имат еднаква стойност P_h = P_m, което се отразява количествено на израза за теоремата на мощностните потоци и води до неговото опростяване и след преработка се получава:

$$\eta_{\rm hm} = \frac{2 * \eta - \eta_m}{\eta_V} \, , \, -$$

4. Методика за снемане на теглителноскоростната характеристика на ОХМП, при постоянна мощност, приложена на входящият вал.

Метода цели да се определят параметрите на мощностните потоци - ъглова скорост и въртящ момент за най-съществените, определящи общия КПД на предавката два механични мощностни потока - тези на входящия и изходящия вал, и налягането и дебита в работните магистрали на двете представляващи хидравличния хидромашини, клон на ОХМП. Определянето на параметрите на хидравличния клон може да бъде пропуснато ако целта е да се определи само общата стойност на КПД на предавката като цяло, но за определяне и анализиране на поведението на конкретните силови и кинематични загуби в хидромашините и свързващите ги тръбопроводи това е необходимо.

При построяване на точките от теглителноскоростната характеристика в лабораторни условия се симулира работата на транспортната или теглителна машина в реални режими на движение с различни комбинации на сумарната съпротивителна сила и скорост на движение при постоянна максимална мощност, подавана от двигателя към трансмисията. Така получената теглително- скоростна характеристика от външната честотна характеристика на двигателя (точката с номинална мощност) е основа за изчисляване на производителността и горивната икономичност на машината в която трансмисия би се използвала тази предавка в качеството на предавателна кутия.

Методиката е следната:1. Преди пускане на стенда се проверяват нивото на маслото във всички кръгове на хидравличните клонове на : задвижващата хидрообемна предавка, нивото на маслото в картера на хидромеханичната предавателна кутия с диференциал, както и в разпределителната кутия, резервоарът на двете хидромашини, изграждащи двупоточната предавка и на натоварващата обемна хидромашина. 2. Проверява се неутралното положение на управляващите лостове на всички хидромашини с цел основният двигател да се пусне в ход без допълнително натоварване. З. Включва се захранването на измервателната апаратура и се проверяват обхватите на показанията на потенциометричните датчици за положение на управляващите лостове, като се преместват до крайните им положения. Прави се тест на батерията, захранваща дебитомера, монтиран последователно в работната магистрала на хидромашините на двупоточния модул. 4. Първоначално се пуска електродвигателя на трисекционната хидравлична помпа и се следи дали показанието на захранващото налягане във трите магистрали достига зададената си от редукционните клапани стойност. Оглежда се за наличие на течове. 5. Пуска се основният двигател, като се следи стойността на консумираната мощност с цел да не се претовари двигателя. 6. Преди развъртането на входящия вал на изследваният двупоточен модул се включва в стационарно положение най-бързоходната предавка в хидромеханичната предавателна кутия, чрез съответната комбинация на включените захранващи прекъсвачи, управляващи соленоидните клапани за управление на кутията. 7. Извежда се лоста за управление на задвижващата хидрообемна предавка от неутрално положение, докато се развие целевата скорост на въртене на входящия вал на двупоточният модул. При това положение изходящия вал на двупоточния модул се развърта със скорост на въртене, определена от предавателното отношение на редуктора в разпределителната кутия, понеже хидромашините от двупоточната предавка са в неутрално положение. Целта е да се развърти вала на натоварващата хидромашина за да се загрява маслото и в нея. За по-интензивно нарастване на температурата на работната течност може да се зададе натоварване, чрез извеждане на лоста за управление от неутралното му положение на хидрообемната спирачка - това е необходимо за да се достигнат нормалните работни температури на възлите, при които са валидни зависимостите за определяне на хидромеханичните загуби в тях. 8. Преди да започне същинската част на измерването задвижващия вал на двупоточния модул трябва да се установи в покой, чрез поставянето на лоста на задвижващия хидрообемен модул в неутрално положение, също така и на натоварващата спирачка с цел последващо пускане без допълнително натоварване а лостовете за управление на хидромашините от двупоточният модул да се приведат в положение на развъртане от покой на изходящия вал - така се симулира потегляне от място на транспортната машина. В конкретния случай хидромашината монтирана на изходящия вал е необходимо да е с положение на наклонения диск на максимален работен обем, хидромашината, свързана с планетния механизъм да е в неутрално положение на наклонения диск. 9. Задава се номиналната скорост на въртене на входящия вал на двупоточния модул чрез лоста за управление на хидропомпата от задвижващия модул. В това състояние се симулира неподвижна транспортна машина с работещ двигател, при което се измерва целевата скорост на въртене на входящия вал на двупоточния модул за определяне на реализираните предавателни отношения на изследваната предавка. 10. Привежда се в действие лоста за управление на хидромашината от двупоточния модул, монтирана само към планетния механизъм от неутрално до положение на

максимален работен обем. При това положение двете планетни колела се въртят с еднакви скорости, ако се пренебрегнат обемните загуби в хидромашините, тък като лоста на хидрообемната спирачка все още е незадействан. Целта е да се развие максималната скорост на въртене на изходящия вал и от нея да започне снемането на точките от теглително-скоростната характеристика на двупоточният модул. 11. С лоста на хидромашината от двупоточният модул, монтирана на изходящия вал на се намалява работния обем, докато се развие максималната скорост на въртене. 12. Привежда се лоста на натоварващата хидромашина с определена стъпка, в посока увеличаване на работния обем, докато се достигне целевата стойност на консумираната мощност от задвижващия електродвигател. 13. Снемат се всички измервани величини с цел изчисляване на всички възможни според екипировката на стенда параметри. 14. Лоста на хидромашината, монтирана на изходящия вал на двупоточния модул се премества в посока на увеличаване на работния обем с което се намалява скоростта на въртене на изхода на изследваната предавка. 15. Повтаря се т. 12 и 13, докато се изчерпи възможността за увеличаване на работния обем на регулируемата хидромашина от т.14. 16. Продължава се с намаляване на оборотите на изходящия вал чрез намаляване на работния обем, през определена стъпка, на хидромашината, монтирана към планетния механизъм от двупоточния модул. 17. Повтарят се т. 12 и 13, докато се достигне точката от теглително-скоростната характеристика с минимална скорост и максимален въртящ момент, който е ограничен от стойността на налягането на маслото в работната магистрала или от минималния работен обем на хидромашината от т.16. 18. Опита се провежда и в обратна последователност с цел да се установи наличието на хистерезис в построяването на теглително-скоростната характеристика в посока увеличаване на скоростта на въртене на изходящия вал на двупоточния модул и намаляване на въртящия момент, погасяван от натоварващото устройство. Особеното в алгоритьма при това е че преди да се постигне следващата точка, с по-висока стойност на скоростта, трябва да се намали предварително въртящия момент, погасяван от натоварващата хидромашина. 19. Лоста на хидрообемната спирачка се премества на определена стъпка в посока намаляване на работния й обем. 20. Лоста на хидромашината, свързана с планетния механизъм се премества в посока увеличаване на работния обем - оборотите на изхода се увеличават, докато консумираната мощност от задвижващия електродвигател достигне целевата стойност. 21. Повтаря се т.13. 22. Продължава се с т. 19 и 20 докато се достигне до максималния работен обем

на хидромашината, свързана с планетния механизъм. Следващите по-високи скорости се постигат с намаляване на работния обем на хидромашината от двупоточния модул, монтирана на изходящия вал. 24. Последната точка от теглителноскоростната характеристика се определя от някое от следните ограничителни условия: консумираната мощност на задвижващия електродвигател, налягането на маслото в работните магистрали на хидромашините от двупоточния модул, максималната скорост на изходящия вал или минимално допустимият работен обем на хидромашината, монтирана на изхода на двупоточният модул. 25. Премества се лоста на натоварващата хидромашина в неутрално положение с цел разтоварване на стенда. 26. Премества се лоста на хидромашината от двупоточния модул, свързана с планетния механизъм в неутрално положение, за да се установи изходящия вал в покой. 27. Премества се лоста на задвижващата хидропомпа в неутрално положение за да се установи в покой и входящия вал на двупоточния модул. 28. Премества се в неутрално положение последно на хидромашината, свързана с изходящия вал на двупоточния модул, за да не се изразходва допълнителна енергия при последващото пускане. 29. Изключва се захранването на електродвигателя на маслозахранващата уредба. 30. Изключва се задвижващия електродвигател. 31. Изключват се захранването на измервателната апаратура и вентилаторите на маслоохладителите.

Rosen Rusanov, Boyko Gigov

ЛИТЕРАТУРА

[1] Гигов Б., Русанов Р. (2007), *Модул за изследване на овупоточна хидромеханична предавка*, , сборник доклади Trans&Motauto'07

[3] - Петров В. А., *Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин*, Москва , машиностроение 1988