



**SCIENTIFIC-TECHNICAL UNION OF  
MECHANICAL ENGINEERING OF BULGARIA**

\* National society of internal combustion engines  
specialists

\* National scientific-technical club of automobile and  
tractor techniques and industrial trucks building

**N.Y. VAPTSAROV NAVAL ACADEMY**

**FEDERATION OF SCIENTIFIC-TECHNICAL  
UNIONS IN BULGARIA**

# **trans & MOTAUTO'06**

*25-28 October 2006, Varna*

## **PROCEEDINGS**

### **VOLUME 2**

**MILITARY AND AUTOMOTIVE TECHNICS AND  
TECHNOLOGIES.  
LOGISTICS. SAFETY.**

Sofia - 2006

ХІІ МЕЖДУНАРОДНА НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ

XII INTERNATIONAL SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

*trans & MOTAUTO'06*

*ДОКЛАДИ / PROCEEDINGS*

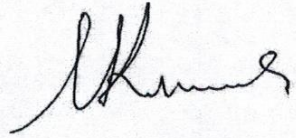
***"ВОЕННА И АВТОМОБИЛНА ТЕХНИКА И  
ТЕХНОЛОГИИ. ЛОГИСТИКА. БЕЗОПАСНОСТ."***

***"MILITARY AND AUTOMOTIVE TECHNICS AND  
TECHNOLOGIES. LOGISTICS. SAFETY."***

Varna 26 – 28 October 2006

*Докладите са одобрени от международен програмен комитет за включване в програмата на Тринадесета международна конференция “trans & MOTAUTO`06” и са публикувани в том II на сборниците с доклади.*

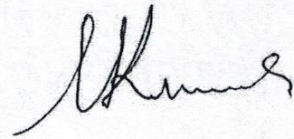
Научен секретар



*Доц. д-р инж. Лило Кунчев*

*It is confirmed that these papers are approved by international program committee and included in the program of the Thirteenth International Conference “trans & MOTAUTO`06” and are published in volume II of the Conference Proceedings.*

Scientific Secretary:



*Assoc. Prof. Dr. Lilo Kunchev*

*Издател: Научно-технически съюз по машиностроене*

*Publisher: Scientific-technical union of mechanical engineering*

ISBN-10: 954-9322-17-3

ISBN-13: 978-954-9322-17-0

## СОДЕРЖАНИЕ / CONTENTS

### "ВОЕННАЯ И АВТОМОБИЛЬНАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ. ЛОГИСТИКА. БЕЗОПАСНОСТЬ."

### "MILITARY AND AUTOMOTIVE TECHNICS AND TECHNOLOGIES. LOGISTICS. SAFETY."

S - II	68	О ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВА ДАТЧИКА ТОПЛИВА ДЛЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН  CONSURNING THE ACCURACY OF USEING TWO SENSORS FOR EVALUATION OF MOBILE MACHINES FUEL ECONOMY	Prof. Dr. Stanchev D., dr. eng. Delikostov T., Prof. dr. Bekana D., Prof. dr. Borisov B.	Bulgaria	...3
S - II	69	ИССЛЕДОВАНИЕ ОШИБКИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДВА ДАТЧИКА ТОПЛИВА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ РАЗХОДА ТОПЛИВА МОБИЛЬНЫХ МАШИН  RESARCH ON ERROR OF FUEL CONSUMPTION MESURMENT OF MOBILE MACHINES USEING TWO SENSORS	eng. Said G., Prof. dr Stanchev D., Prof. dr Stancheva N., Prof. dr Bekana D.	Bulgaria	...7
S - II	70	УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РЕМЁННОЙ ХОДОВОАОЙ СИСТЕМЫ  UPGRADING OF A THEORETICAL MODEL OF A BELT TRACK SYSTEM	PhD Stoyanov S., Assoc. Prof. PhD Dobрева A., Assoc. Prof. PhD Dobrev V.	Bulgaria	...11
S - II	93	ИССЛЕДОВАНИЕ ОТКАЗОВ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ  A STUDY ON THE VEHICLE ELECTRONIC SYSTEM FAILURES	Доц. д-р Русев Р.Г., доц. д-р Иванов Р.П.	Bulgaria	...14
S - II	02	ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ПЕРЕДАЧИ В АГРЕГАТАХ ДПЯ АСФАЛЬТИРОВАНИЯ  HYDRAULIC DRIVING SYSTE4MS FOR ASPHALT POURING EQUIPMENTS	Balasoiu V, Bordeasu I, Popoviciu M.	Romania	...18
S - II	92	АНАЛИЗ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ  ANALYSIS OF TRAFFIC MODELING SOFTWARE	маг. инж. Салиев Д. Н.	Bulgaria	...22
S - II	107	УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ГЕНЕРАТОРА С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЕ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЯ  CONTROL OF THE ALTERNATOR OF THE VEHICLE TO INCREASE THE ENGINE DYNAMIC	доц.д-р.инж. Трайков Б., инж. Манков Ем.	Bulgaria	...24
S - II	110	МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ СОЧЛЕНЕННОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА  MODELING OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF A ARTICULATED VEHICLE	Кунчев Л.П., Неделчев К.И.	Bulgaria	...28

S - II	111	ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СОЧЛЕНЕННОГО АВТОБУСА НА ЕГО ПЛАВНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ	Неделчев К.И., Кунчев Л.П.	Bulgaria	...38
		INVESTIGATION THE INFLUENCE OF THE PARAMETERS IN THE ARTICULATED BUS ON THE RIDE COMFORT			
S - II	112	ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СИЛОВОГО И КИНЕМАТИЧЕСКОГО ВОЗМУЩЕНИЯ НА ТРЕТЮЮ ОСЬ СОЧЛЕНЕННОГО АВТОБУСА НА ЕГО ПЛАВНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ	Неделчев К.И., Кунчев Л.П.	Bulgaria	...45
		INVESTIGATION THE INFLUENCE FROM THE FORCE AND CINEMATIC DISTURBANCE IN THE THIRD AXLE OF THE ARTICULATE BUS ON THE RIDE COMFORT			
S - II	113	ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЛАВНОСТИ ХОДА АВТОМОБИЛЯ С ЕДНОРЫЖАЧНОЙ ПОДВЕСКОЙ	Кунчев Л.П., Яначков Г.М.	Bulgaria	...49
		INVESTIGATION THE CAR DYNAMIC BEHAVIOR WITH ARM SUSPENSION			
S - II	114	ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПЕРЕДНЕЙ РЫЧАЖНОЙ ПОДВЕСКИ ТИПА „Мак Ферсон“	Eng. Yanachkov G.	Bulgaria	...59
		INVESTIGATION THE DYNAMIC BEHAVIOR OF FRONT SUSPENSION TYPE "Mc Pherson"			
S - II	94	ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ, КИНЕМАТИЧЕСКОГО И СИЛОВОГО ДИАПАЗОНА ДВУХПОТОЧНЫХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ	доц. д-р инж. Гигов Б. , инж. Русанов Р.	Bulgaria	...69
		RESEARCH OF EFFICIENCY DUTY, KINEMATIC AND FORCE RANGE OF TWO-LINE VOLUMETRIC HYDROMECHANICAL GEARS			
S - II	115	ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАЩИТЫ КОРАБЛЯ ПКР МЕТОДОМ ПОСТАНОВКИ ЛОЖНЫХ ЦЕЛЕЙ	Assoc. prof. Kolev, N. Z.	Bulgaria	...73
		ASM SHIP DECOY DEFENSE EFFECTIVENESS EVALUATION			
S - II	116	АНАЛИЗ ИНЕРЦИОННЫХ И РЕВЕРСИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТИВОПОЖАРНОГО СУДНА	Assoc.Prof.Dr.Eng.Dimov Iv., Eng. Velinov S. V., Eng. Nankov D. D., Marinova L. D.	Bulgaria	...77
		AN ANALYSIS OF THE INERTIA CHARACTERISTICS AND REVERSING CHARACTERISTICS OF A FIREBOAT			
S - II	74	ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОММУТАЦИИ ПРИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ РОТАЦИОННЫХ ГИДРОМАШИНАХ	инж. Тодоров Т. проф. д-р Томов П. инж. Василев М.	Bulgaria	...78
		COMMUTATION INVESTIGATION OF AXIAL-PISTON ROTARY HYDRAULIC MACHINES			

S - II	76	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ О ВЛИЯНИИ ТЕРМИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ ПРИ ФУНКЦИОНИРОВАНИИ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ И УПРАВЛЕНИИ	инж. Тодоров Т. проф.д-р Томов П. инж. Василев М.	Bulgaria	...79
		AN EXPERIMENTAL RESURCHES ABOUT INFLUENCE OF THERMAL EFFECTS WITH OPERATION OF THE DISPAACEMENT HYDRAULIC DRIVES AND CONTROLS			
S - II	29	ТРЕБОВАНИЯ РЕГЛАМЕНТОВ С АСПЕКТА ЗАЩИТА ПассажиРОВ ОТ БОКОВОГО УДАРА	Mr.Sc.Eng.Vrekic S., B.Sc.Eng. Ristic S.	Serbia and Montenegro	...82
		REGULATION REQUESTS ON PASSENGER PROTECTION AT SIDE CRASHA			
S - II	83	ВЛИЯНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА СТАБИЛЬНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ	Graduate st. Mitrulevicius M.	Lithuania	...86
		INFLUENCE AERODYNAMICS FACTORS TO VEHICLE STABILITY			
S - II	106	ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ ОРГАНИЗАЦИИ МАССОВОГО ГОРОДСКОГО ПассажиРского ТРАНСПОРТА	Assoc. prof. Dr. Stoilova S.	Bulgaria	...92
		INVESTIGATION ON FACTOR'S OF PUBLIC CITY TRANSPORT			
PS - II	05	ЗАКРЕПЛЕНИЕ ЕДИНИЧНЫХ ГРУЗОВ ПРИ ОБЕСПЕЧЕНИИ ВОЙСКОВЫХ ФОРМИРОВАНИЙ МАТЕРИАЛЬНЫМИ СРЕДСТВАМИ	Гл.асистент Попов И.С.	Bulgaria	...100
		SINGLE CARGO ITEM FIXTURE DURING MILITARY UNITS MATERIAL SUPPLY OPERATIONS			
PS - II	06	АНАЛИЗ РЕМОНТНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ЛОГИСТИЧЕСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ ПРИ ОБСЛУЖВАНИИ ТЕХНИКИ В ОПЕРАЦИЯХ ПО ПОДДЕРЖАНИЮ МИРА	Христов Р.	Bulgaria	...104
		ANALYZING THE MAINTENANCE CAPABILITIES OF A LOGISTIC SUBDIVISION FOR THE MAINTENANCE OF EQUIPMENT IN PEACE SUPPORT OPERATIONS			
PS - II	46	РАДИОВЫСОТОМЕР С ОЦЕНИВАНИЕМ ПЕРИОДА РАЗНОСТНОГО СИГНАЛА	Ján LABUN Ing. PhD.	Slovakia	...108
		RADIOALTIMETER MEASURING DIFFERENTIAL FREQUENCY PERIODS			
PS - II	43	РАЗРУШЕНИЕ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ИЗ-ЗА НЕРОВНОСТЕЙ ДОРОГИ – СВЯЗЬ МЕЖДУ ВЕРТИКАЛЬНОЙ И ПРОДОЛЬНОЙ ДИНАМИКАМИ	M.Sc.M.E. Lalović D., B.Sc.E.E. Jovanović S., M.Sc.Math. Lalović Lj.	Serbia	...112
		VEHICLE BRAKING ON THE ROUGHNESS ROAD – LINKAGE BETWEEN VERTICAL AND LONGITUDINAL DYNAMICS			

PS - II 21	ОСОБЕННОСТИ ПОВЕДЕНИЯ ПОЛЬЗОВАТЕЛЕЙ И ПРЕДЪЯВИТЕЛЕЙ УСЛУГ ЛОГИСТИКИ В ЛИТВЕ  THE PECULIARITIES OF BEHAVIOR OF LOGISTICS SERVICE PROVIDERS AND USERS IN LITHUANIA	Dr. Jarzemskis A.,	Lithuania	...116
PS - II 12	ПАРАМЕТРЫ ОПТИМИЗАЦИИ ЛОГИСТИКИ НА СНАБЖЕНИЯ И ТРАНСПОРТА ОБЩИХ РАСХОДУЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ  PARAMETERS AND OPTIMIZATION OF LOGISTICS OF SUPPLY AND THE TRANSPORTATION OF BUILDING MATERIALS	доц. д-р Мильов Й.И, инж. Манчев А.И.	Bulgaria	...119
PS - II 85	ОЦЕНКА ПРОЦЕССОВ ДВИЖЕНИЯ В ТРАНСПОРТНЫХ ТЕРМИНАЛАХ  ESTIMATION OF PROCESS ACTIVITY IN TRANSPORT TERMINALS	Ass. Prof. Dr. Jarasuniene A.	Lithuania	...123
PS - II 86	АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ЛИТВЫ СТАТЬ ЛИДЕРОМ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ПОТОКОВ В РЕГИОНЕ БАЛТИЙСКОГО МОРЯ  ANALYSIS OF POSSIBILITIES FOR LITHUANIA TO BECOME KEY PLAYER IN DISTRIBUTION OF FREIGHT FLOWS IN BALTIC SEA REGION	Dr. Vasiliauskas V. A.	Lithuania	...129
PS - II 62	МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ МОМЕНТА ИНЕРЦИОННЫХ АВТОМАТИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ  THE MODELLING AND OPTIMIZATION METHODS FOR TORQUE TRANSFORMER DESIGN FACTORS OF INERTIAL AUTOMOTIVE TRANSMISSIONS	Prof. Dr. Eng. Baghenov S., Prof. Dr. Eng. Beletski A., Asp. Dedjaev M	Russia	...132
PS - II 44	ЗАГРЯЗНЕНИЕ ВОЗДУХА МОТОРНЫМИ ТРАНСПОРТНЫМИ СРЕДСТВАМИ  AIR POLLUTION FROM MOTOR VEHICLES	Prof. dr. Mikarovska V., eng. Angelevska B.	Macedonia	...136
PS - II 80	СИМУЛЯЦИЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАЛЬНОСТИ СИСТЕМОЙ ДМЕВ УСЛОВИЯХ ПОМЕХ  SIMULATION OF MEASURING DISTANCE USING A DME SYSTEM UNDER CONDITIONS OF INTERFERENCE	Prof. Džunda, M.	Slovak Republic	...140
PS - II 19	АЛГОРИТМ ОЦЕНИВАНИЯ ПРЕДПОСЫЛКИ ДЛЯ ОПТИЧЕСКИХ ПРИМЕНЕНИЙ СЛЕЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ  BACKGROUND ESTIMATION ALGORITHM FOR OPTICAL CAR TRACKING APPLICATIONS	Dr. eng. Okarma K., Dr. eng. Mazurek P.	Poland	...144

PS- II 20	МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ РАЗРЕШЕНИЯ ДЛЯ СИСТЕМ ОПОЗНАВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ С ЛИМИТИРОВАННЫМ ПОЛЕМ ЗРЕНИЯ КАМЕРЫ  RESOLUTION ENHANCEMENT METHOD FOR LIMITED CAMERA'S FIELD OF VIEW CAR RECOGNITION SYSTEMS	Dr. eng. Mazurek P. , Dr. eng. Okarma K.	Poland	...148
PS - II 22	ОПТИМИЗАЦИЯ ВКЛЮЧЕНИЯ КАМЕРЫ ДЛЯ ОПТИЧЕСКИ ОПОЗНАВАНИЯ ПЛИТ РЕГИСТРА ОСНОВАНО НА СУПЕР-РАЗРЕШЕНИИ  OPTIMIZATION OF THE CAMERA TRIGGERING FOR THE SUPERRESOLUTION-BASED OPTICAL REGISTER PLATES RECOGNITION	Dr. eng. Okarma K., Dr. eng. Mazurek P.	Poland	...152
PS - II 23	МЕТОД УСТРАНЕНИЯ ТЕНИ ДЛЯ ОПТИЧЕСКИХ СИСТЕМОВ СЛЕЖЕНИЯ И ОПОЗНАВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ  METHOD OF REMOVING SHADOWS FOR OPTICAL CAR TRACKING AND RECOGNITION SYSTEMS	Dr. eng. Mazurek P., Dr. eng. Okarma K.	Poland	...156
S - II 122	ОПЫТ УСТАНОВЛЕНИЯ ИЗМЕНЕНИЙ ПОТОКОВ БЕЖАНЦЕВ МОРЕМ В РЕЗУЛЬТАТЕ ПРИМЕНЕНИЯ "МЕЖДУНАРОДНОГО КОДЕКСА БЕЗОПАСНОСТИ КОРАБЛЕЙ И ПОРТОВЫХ СООРУЖЕНИЙ" (ISPS CODE)  AN ATTEMPT TO ESTABLISH THE CHANGES IN DROUPS OF REFUGEES AT SEA AS A REZULT OF IMPLEMENTING "INTERNATIONAL SHIP AND PORT FACILITY CODE (ISPS CODE)	Д-р Василев В.	Bulgaria	...163
S - II	ТЕНДЕНЦИИ В РАЗВИТИИ СУДОВЫХ ИНЦИНЕРАТОРОВ  TRENDS IN THE DEVELOPMENT OF SHIP INCINERATORS	Assoc.Prof.dr.eng. Slavchev E. eng. Ivanova M.	Bulgaria	...167
PL - II 1	НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВВМУ ИМ. Н.Й.ВАПЦАРОВА В ИНТЕРЕСАХ МОРСКОЙ ИНДУСТРИИ И ВОЕННО-МОРСКИХ СИЛ – ТЕНДЕНЦИИ, СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ  THE SCIENTIFIC RESEARCH IN THE "N.Y.VAPTSAROV" NAVAL ACADEMY BENEFITS THE MARITIME INDUSTRY AND THE NAVY – TENDENCIES, CONDITION AND PERSPECTIVES	кап. I ранг доцент доктор Медникаров Б. К. кап. III ранг Калинов К.С.	Bulgaria	...169



доц. д-р инж. Гигов Б., инж. Русанов Р.  
Технически университет – София, България  
E-mail: bgigov@tu-sofia.bg; E-mail: rosen1212@abv.bg

**Abstract:** Researched there were various kinematical schemes of connection of a mechanical and hydraulic clone two – line gear for transport vehicle, the distribution of power streams, efficiency duty and a range of modulation of final gear parameters at a constant power on an gear input in dependence on parameters the planetary mechanism, agreeing gears and hydromachines.

**KEYWORDS:** DIFFERENTIAL HYDROMECHANICAL GEARS, HYDROSTATIC TRANSMISSIONS, RANGE AND EFFICIENCY

### 1. Introduction/Въведение

Двупоточните обемни хидромеханични предавки, състоящи се от един планетен механизъм и две хидромашини могат да бъдат реализирани по общо дванадесет различни кинематични схеми на свързване – шест с диференциал на входа и шест с диференциал на изхода. Споменатите две групи предавки в зависимост от разположението на диференциалния механизъм по структура са идентични, като се различават единствено по това че се разменят функциите на външните валове – входящия вал става изходящ и обратно. Въпреки тази идентичност функционалните зависимости между някои параметри на предавката са качествено различни.

Целта на изследването е да се подбере най – подходящ вариант на свързване на двата клона на двупоточната трансмисия с оглед осигуряване на необходимия диапазон на безстепенно изменение на изходящите параметри и възможност за движение на заден ход при сравнително висок КПД.

### 2. Technique of research/ Методика на изследването

Приема се, че мощността, подавана към входящия вал на предавката -  $P_1$  е постоянна.

$$P_1 = \omega_1 \cdot M_1$$

$\omega_1$  е ъгловата скорост на входящия вал

$M_1$  е въртящия момент, подаван на входа на предавката

За да се определят зависимостите между въртящите моменти, действащи на трите основни звена на планетния механизъм е използвано условието за равновесието им в установен режим на работа – при постоянна ъглова скорост на звената. При това е прието, че КПД на планетния механизъм отчита само загубите от зъбните зацепвания, като дисковите и вентилаторните загуби се пренебрегват, неговата стойност се приема за постоянна и независеща от посоката на преминаване на силовия поток. За планетния механизъм са използвани следните зависимости:

$M_r = M_s \cdot \alpha \cdot \eta_m$ , когато силовият поток е насочен от слънчевото към коронното колело

$M_r = M_s \cdot \alpha / \eta_m$ , когато силовият поток е насочен от коронното слънчевото към слънчевото колело

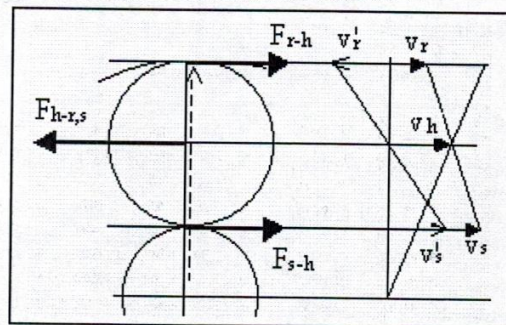
$$M_r + M_s = M_h$$

$M_r$  е въртящ момент, действащ на коронното колело

$M_s$  е въртящ момент, действащ на слънчевото колело  
 $M_h$  е въртящ момент, действащ на водилото

$\alpha$  е конструктивен параметър на планетния механизъм  
 $\eta_m$  е КПД на планетния механизъм

За определянето на посоката на силовия поток е използван метода на условно неподвижното водило, показан на Фиг. 1.

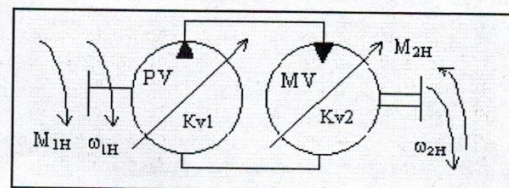


Фиг. 1

За изчисляване на параметрите на мощностния поток, преминаващ през хидравличния клон, показан на Фиг. 2 са използвани зависимостите, известни от хидростатиката [1]:

$$\omega_{2H} = \omega_{1H} \frac{K_{v1} \cdot V_1}{K_{v2} \cdot V_2} \eta_{v1} \eta_{v2}$$

$$M_{2H} = M_{1H} \frac{K_2 \cdot V_2}{K_1 \cdot V_1} \eta_{xm1} \eta_{xm2}$$



Фиг. 2

$\eta_{v1,2}$  са обемните КПД на хидромашините

$\eta_{xm1,2}$  са хидромеханичните КПД на хидромашините

$\omega_{1H}$  е ъглова скорост на вала на хидропомпата

$\omega_{2H}$  е ъглова скорост на вала на хидромотора

$M_{1H}$  е въртящият момент, подаван към вала на хидропомпата

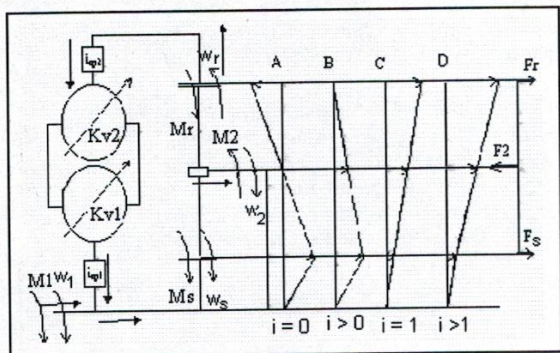
$M_{2H}$  е въртящ момент, предаван от вала на хидромотора

$K_{v1,2}$  е коефициент на изменение на работния обем на хидромашините

$P_{1H} = \omega_{1H} * M_{1H}$ , подавана мощност към хидравличния клон  
 $P_{2H} = \omega_{2H} * M_{2H}$ , изходяща мощност от хидравличния клон

Вала на едната хидромашина се свързва със звено от входящия вал на предавката, при схемите с диференциал на изхода или със звено от изходящия вал на предавката, при схемите с диференциал на входа. Вала на другата хидромашина във всички случаи е свързан към свободното звено от планетния механизъм. По този начин хидравличния клон на предавката се явява затварящо звено на планетния механизъм, който има две степени на свобода. При това положение може да се очаква поява на циркулираща мощност, преминаваща през хидравличния клон на предавката. Посоченото свързване на хидромашините се осъществява чрез използването на съгласуващи редуктори, които се характеризират с два параметъра: предавателно отношение –  $i_{cp}$  и КПД –  $\eta_{cp}$ , за който се приема че имат постоянна стойност.

За определяне на посоката на преминаване на мощностните потоци е използван графичен метод, показан на фиг. 3



Фиг. 3

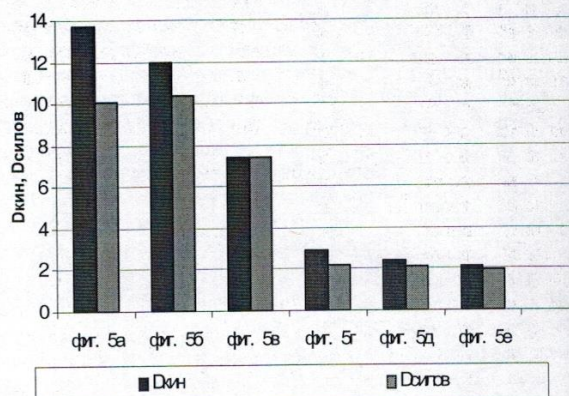
Определянето на посоките на протичане на мощностните потоци става по следния начин – прави се план на скоростите и на действащите сили на планетния механизъм и всички свързани с него звена и съобразно посоките на въртящите моменти, с които звената си взаимодействат и отчитане на посоките на ъгловите им скорости може да бъде определено кое звено е задвижвано и кое задвижващо – т.е. да се определи посоката на преминаване на мощностния поток. Например изходящото звено на предавката е съпротивително, което е причина за разнопосочността на ъгловата му скорост и въртящия момент с който действа на свързаното с него звено от предавката. От посоката на мощностния поток се определя режимът на работа на всяка хидромашина – помпен или моторен. От метода е видно, че в целия диапазон на изменение на предавателното отношение, реализирано от предавката като цяло се появяват характерни възлови положения на скоростния план на планетния механизъм – А, В, С в които е налице скоростно или силово обръщане на хидромашините или звената на планетния механизъм. За характерната точка на разделяне (при схемите с диференциал на изхода) или на събиране (при схемите с диференциал на входа) се взема предвид, че сумата на постъпващия и отвеждащия в нея мощностен поток е равна на нула, което означава че не е възможно да се натрупва или създава мощност. Същото твърдение е в сила и за планетния механизъм, където сумата от мощностите, преминаващи през трите му основни звена, както и мощността, загубена в механизма е равна на нула.

По така разгледаната постановка е разработена програма за персонален компютър, чиито входни данни са следните:  $P_1$  – мощност, подавана към входа, тя е постоянна и се дефинира чрез входящия въртящ момент  $M_1$  и ъгловата скорост на входящия вал  $\omega_1$  или  $P_1 = M_1 \cdot \omega_1$ ;  $\alpha$  – конструктивен параметър на планетния механизъм;  $i_{cp}$ ,  $\eta_{cp}$  –

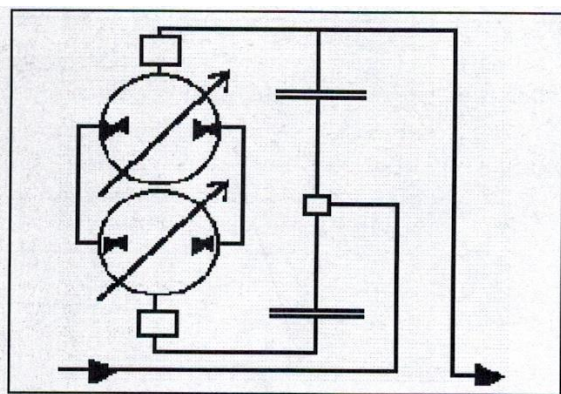
предавателни отношения и КПД на съгласуващите редуктори;  $V_{1,2}$  – работен обем на хидромашините.  $i = \omega_2/\omega_1$  – кинематичното предавателно отношение на предавката като цяло ( $\omega_2$  е ъгловата скорост на изходящия вал) се задава да се изменя от  $-0.2$ , което представлява режим на движение на заден ход с малка скорост на транспортната машина; преминава през  $0$ , когато машината е неподвижна и следва да потегли от място; достига стойност  $> 1$  при максималната скорост на движение на машината предавката работи като ускоряващ редуктор. Като входни данни се задават още: минималната стойност на КПД на хидравличния клон, изразен чрез неговите съставляващи – обемни и хидромеханични КПД на хидромашините, както и КПД на зъбните зацепвания в планетния механизъм. Със зададените входни данни се определя посоката на мощностния поток и режимът на работа на всяка хидромашина; изчисляват се стойностите на: коефициентите на изменение на работния обем на двете хидромашини, при прието последователно регулиране с работните им обеми; стойностите на действащите въртящи моменти на всички звена в предавката, както и ъгловите им скорости; стойността на общия КПД на предавката като цяло. Всички изчислени величини са функционално зависими от кинематичното предавателно отношение. Резултатите дават възможност: да се изследва разпределението на силовия и мощностния поток и наличието на циркулираща мощност; да се намери диапазона на изменение на силовото и кинематичното предавателно отношение на общо дванадесетте възможни кинематични схеми на предавки от този вид. Критерия по който се определят минималните и максималните стойности на кинематичното предавателно отношение и силовото предавателно число е минималната стойност на общия КПД на предавката, който трябва да има приемлива, не много ниска стойност. На фиг. 5 са показани кинематичните схеми, които са най – пригодни за използване в транспортни и теглителни машини, а вдясно от тях са показани графичните зависимости на някои параметри като функция на кинематичното предавателно отношение.

### 3. Basic conclusions and recommendation/ Основни изводи и препоръки

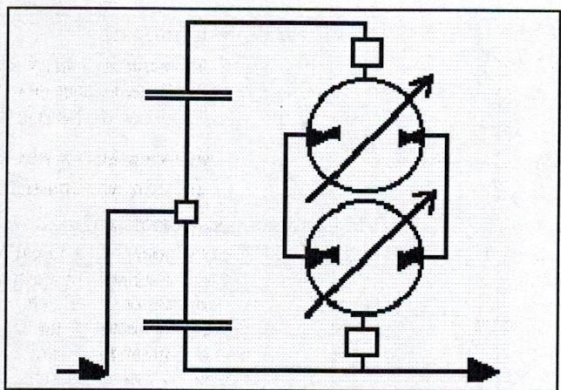
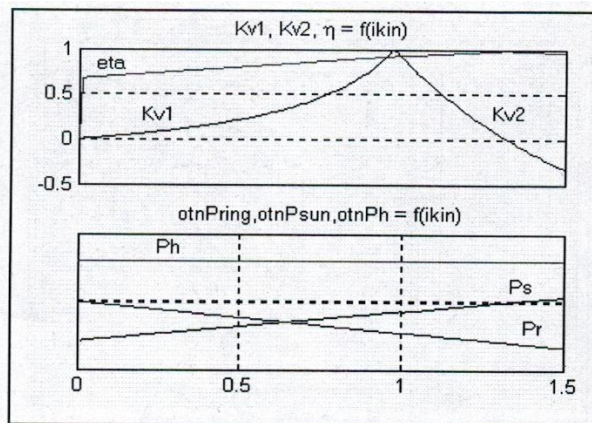
Основната цел на изследването е да се препоръча вариант на кинематична схема за практическа реализация на образец, предназначен за експериментално изследване на стенд. Основните критерии, по които става избора на схемата са: възможно най – големи стойности на диапазоните на изменение на силовото и кинематичното предавателно отношение, при спазване на ограничителното условие за осигуряване на приемлива стойност на общия КПД на предавката, както и възможността за движение на заден ход с малка скорост. Съгласно така дефинираните изисквания е получена следната подредба на резултатите от някои възможни схеми от този вид, показани на фиг. 4.



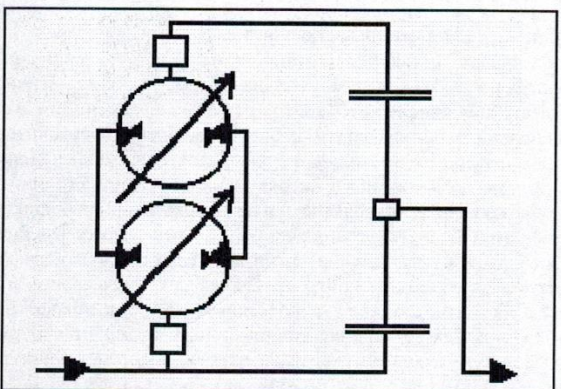
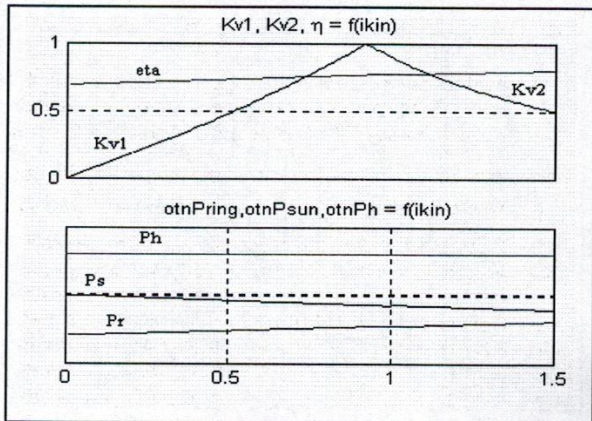
фиг. 4.



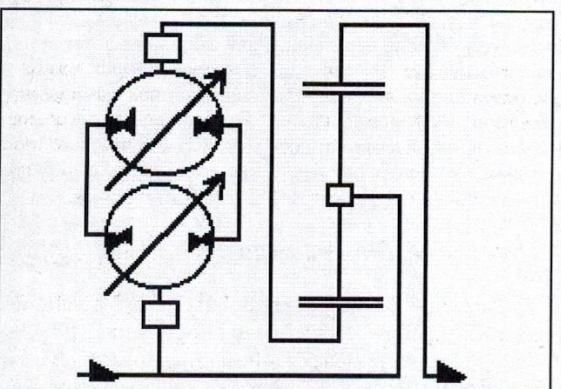
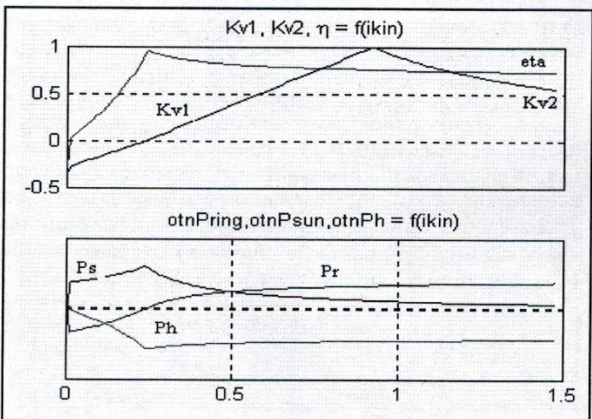
a)



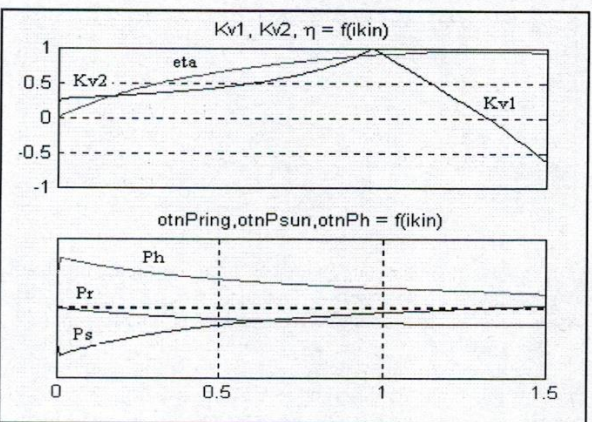
б)



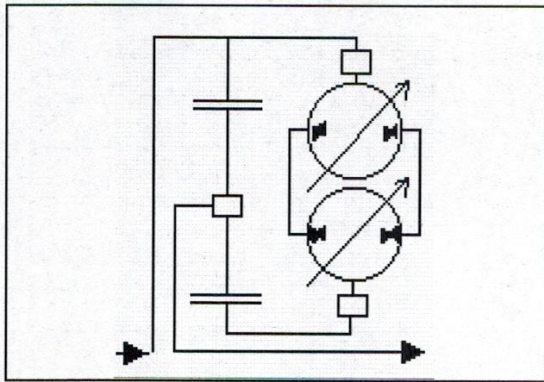
в)



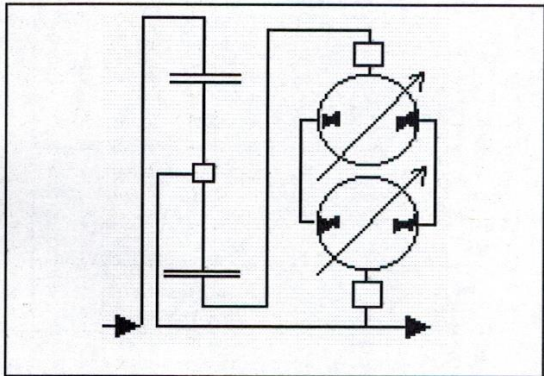
г)



Фиг. 5



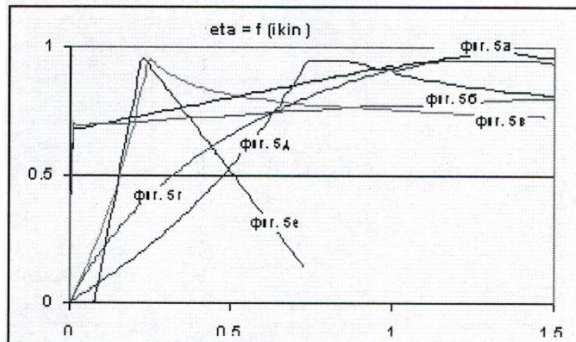
Фиг. 5д



Фиг. 5е

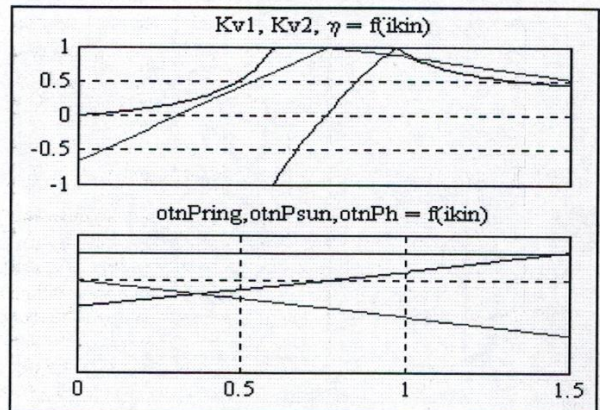
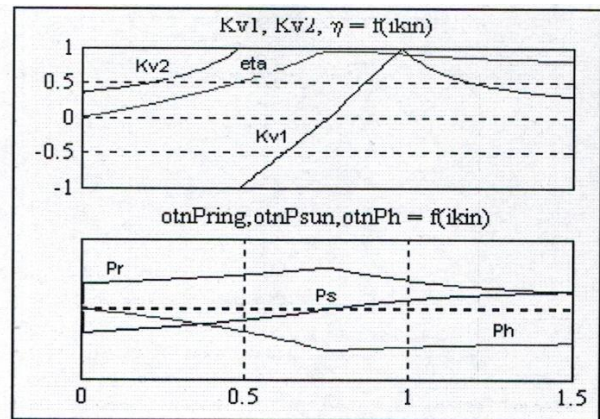
Посочени са схемите, отговарящи най – добре на изискванията за приемлив общ КПД, осигуряване на необходимия диапазон на силово и кинематично предавателно отношение за транспортната и теглителната техника. Тези схеми, както показва и предварителното проучване [2] са с най – голямо приложение в трансмисиите на този вид техника. Те осигуряват и реверсирание на посоката на движение, необходимо за извършване на маневра.

На фиг. 6 е показано наложено изображение на графиките на функцията на общия КПД в зависимост от кинематичното предавателно отношение.



Фиг. 6

От графиката може да се направи приблизителна оценка за приложението на схемите в определен тип транспортни машини, при положение че е известно разпределението по време и пробег на изходящи параметри на предавката като ъглова скорост и въртящ момент например. Кинематичните схеми, показани на фигури. 5а, 5б, както и 5в поддържат висока стойност на КПД в широк диапазон на изменение на кинематичното предавателно отношение, което ги прави



пригодни за реализиране в предавателни кутии без превключване на кинематичната схема. Останалите схеми като фигури 5д и 5е, се отличават с висока стойност на КПД, ограничена в сравнително тесен диапазон на изменение на кинематичното предавателно отношение, което налага приложението им в транспортни машини, които работят предимно в сравнително тесен диапазон от изходящата си характеристика, например преобладаващо движение с висока скорост - фиг. 5д или пък често потегляне и ускоряване до не висока скорост – фиг. 5е. Споменатият недостатък може да бъде решен като се реализира предавателна кутия, имаща възможност за превключване на схемата – проблемът, който трябва да се разрешава тогава е оценка на възможността за практическото реализиране. Като пример може да се посочат кинематичните схеми от фиг. 5а и фиг. 5г, чиято схема на свързване на звената от механичната и хидравличната част е една и съща като разликата е единствено във функциите на входа и изхода – изисква се такова конструктивно решение което да размени ролите на входящия и изходящия вал на предавателната кутия. В този случай най – целесъобразно би било транспортната машина да потегля и да се движи с невисока скорост по схемата от фиг. 5а а при сравнително висока скорост – да се премине на схемата от фиг. 5г. Идеята е да се превключва на тази кинематична схема, която осигурява по – голяма стойност на КПД при едно и също кинематично предавателно отношение. Същото може да се каже и за схемите от фиг 5б и 5в.

#### 4. References / Литература

- [1] - Петров В. А. „Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин” Москва, машиностроение 1988
- [2] - Гигов Б., Русанов Р., „Възможности за използване на диференциални обемни хидромеханични предавки в трансмисиите на транспортни и теглителни машини”, сборник доклади Trans&Motauto’05 октомври 2005