



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
Факултет по Транспорта
Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“

маг. инж. Росен Венциславов Русанов

**ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИФЕРЕНЦИАЛНА ХИДРОМЕХАНИЧНА
ТРАНСМИСИЯ ЗА СПЕЦИАЛНИ АВТОМОБИЛИ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертационен труд
за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.5 Транспорт, корабоплаване и авиация

Научна специалност: Автомобили, трактори и кари

Научен ръководител: доц. д-р инж. Бойко Иванов Гигов

СОФИЯ, 2018 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ към Факултет по транспорта на ТУ – София на редовно заседание, проведено на 18.06.2018 г. (Протокол № 28/18.06.2018 г.).

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 05.11.2018 г. от 13:00 часа в конферентната зала на БИЦ на Технически университет – София на открито заседание на научното жури, определено със заповед № ОЖ – 258/ 20.07.2018 г. на Ректора на ТУ – София в състав:

1. доц. д-р инж. Бойко Иванов Гигов – научен ръководител
2. проф. д-р инж. Илчо Иванов Ангелов
3. проф. д.т.н. инж. Росен Петров Иванов – Русенски университет „Ангел Кънчев“
4. проф. д.т.н. инж. Руси Гецов Русев – Русенски университет „Ангел Кънчев“
5. доц. д-р инж. Пенко Цветков Петков – научен секретар – ВТУ „Тодор Каблешков“

Рецензенти:

1. проф. д.т.н. инж. Руси Гецов Русев – Русенски университет „Ангел Кънчев“
2. доц. д-р инж. Пенко Цветков Петков – ВТУ „Тодор Каблешков“

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Факултет по Транспорта на ТУ – София, блок № 9 кабинет № 9310.

Дисертантът е редовен докторант към катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ на Факултет по Транспорта. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от научноизследователски проекти.

Автор: маг. инж. Росен Венциславов Русанов

Заглавие: Изследване на диференциална хидромеханична трансмисия за специални автомобили

Тираж: 30 броя

Отпечатано в Издателство на ТУ – София

I. Обща характеристика на дисертационния труд

Актуалност на темата. В много отрасли на промишлеността има необходимост от бързодействащи, енергоемки и автоматизирани предавателни механизми с ротационно движение на входящите и изходящите звена. Съществено изискване, предявявано към тези задвижвания, е те да имат широк диапазон на изменение на предавателното отношение. Голямо приложение тези задвижвания намират в някои видове транспортна техника като: селскостопански, пътностроителни, някои специализирани и специални автомобили. Известно е, че от всички безстъпални задвижвания, най-добри масовогабаритни показатели осигурява хидрообемната предавка (ХОП). Основният недостатък на ХОП е ниският коефициент на полезно действие (КПД). Това е главно причината, поради която ХОП не може да бъде конкурентноспособна на механичните трансмисии (МТ). Възможност за увеличаване на КПД на хидравличните задвижвания представлява създаването на многопоточни трансмисии, в които хидрообемната и механичната част се явяват два паралелно работещи клона в обща трансмисия, наречена: „обемна хидромеханична предавка”(ОХМП).

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване. Теоретично и експериментално изследване на параметрите на мощностните потоци, преминаващи през звената на изследваната ОХМП. За постигане на поставените цели са: създадени математични модели; изграден лабораторен образец на двупоточна предавка; приета е методика за изпитване.

Научна новост. Изследвана е двупоточна предавка за специални автомобили, състояща се от две аксиалнобутални обратими хидромашини и симетричен диференциален механизъм.

Практическа приложимост. Разработената изчислителна програма на базата на математичен модел, описващ силовите и кинематичните загуби в предавката, позволява изследване на влиянието на параметрите на хидравличния и механичния клон като работен обем на хидромашините, предавателни отношения на съгласуващите предавки и конструктивен параметър на планетния механизъм върху крайните показатели на предавката: диапазоните на изменение на силовото предавателно число и кинематичното предавателно отношение, оттам и КПД на предавката.

Реализация на работата. Изследванията са проведени в лабораториите на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт” към Факултета по Транспорта на Техническия университет – София.

Апробация. Дисертационният труд е докладван и одобрен на разширен катедрен съвет на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт” към Факултета по Транспорта на Техническия университет – София, състоял се на 18.06.2018 г.

Публикации. Основните резултати от дисертационния труд са докладвани и обсъдени в шест публикации на различни научни форуми, както след-

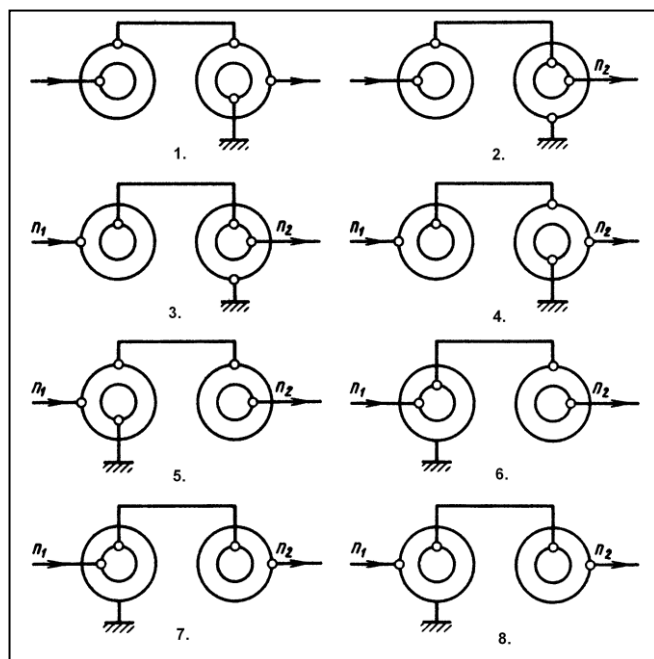
ва: конференция с международно участие trans&MOTAUTO'05, Велико Търново 2005 г., конференция с международно участие trans&MOTAUTO'06, Варна, 2006 г., конференция с международно участие trans&MOTAUTO'07, Русе, 2007 г., конференция с международно участие Bultrans'12, Созопол 2012 г. конференция с международно участие Bultrans'16, Созопол 2016г.

Структура и обем на дисертационния труд. Дисертационният труд съдържа 161 страници, включително 73 фигури, 6 таблици, оформени в 4 глави, общи изводи и списък на използваната литература от 127 заглавия, от които 72 на кирилица, 52 на латиница и 3 от интернет. Номерата на фигурите, таблиците и формулите в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

II Основно съдържание на дисертацията

Увод

Независимо че съвременните хидростатични и хидродинамични предавки са със значително подобрени енергийни показатели, може да се счита, че по КПД не могат да бъдат конкурентноспособни на механичните предавки със зъбно зацепване. Така се появява необходимостта да се съчетаят предимствата на различни типове предавки в обща кинематична схема. Съществуват трансмисии в които е налице съчетание на няколко различни вида предавки като хидродинамична, хидростатична, електрическа, винаги в съчетание с



Фиг. 1.5. Структурни схеми на ОХМП с вътрешно разделяне на мощностния поток [50]

механична. При най-сложните кинематични схеми мощностният поток неколккратно бива разделян и сумиран, като преминава последователно при някои звена от трансмисията и паралелно през други. Идеята при създаването на двупоточна обемна хидромеханична предавка е да се съчетае безстепенното регулиране на предавателното отношение, благодарение на хидростатичната предавка, с високия КПД на механичната предавка. При това мощностният поток се разделя на две: единият преминава през хидравличния клон, а другият през механичния.

Очакваният резултат от така реализираната предавка с два паралелно работещи клона е общият КПД да бъде с по-голяма стойност от КПД на хидравличния клон и с по-малка от тази на механичния – теорема за КПД при двупоточни предавки.

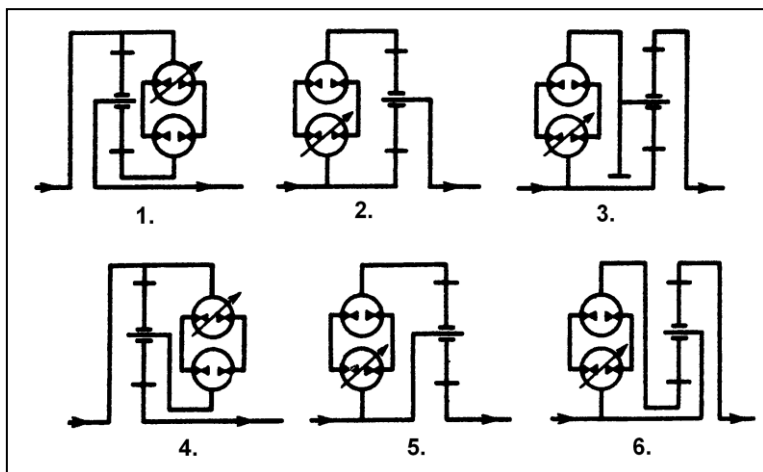
Глава първа

Анализ на състоянието на проблема. Цел и задачи на изследването

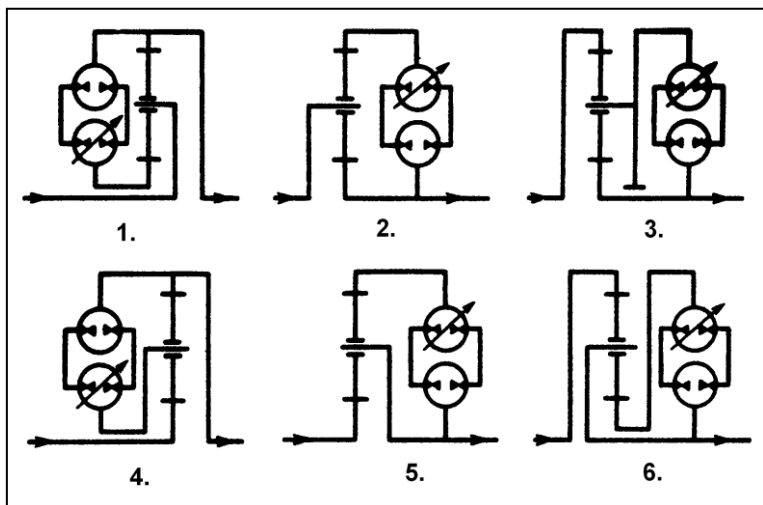
1.1. Литерутерен обзор

Направена е кратка историческа справка за появата и развитието на основни възли от трансмисията на автомобила. Цитирани са източници от тематиката на: земеделската и военната техника; трансмисиите на транспортни и теглителни машини; хидродинамичните предаватели; конвенционалните автоматични трансмисии; теорията, основните зависимости, начини на управление, синтез и пресмятане на хидростатични предавки; теорията и основните зависимости на двупоточните предавки; изследователски работи, относно динамиката на определени възли от трансмисията; рационализации и авторски свидетелства.

1.2. Актуалност на темата



Фиг. 1.9. Кинематични схеми на едноконтурни ОХМП с диференциал на изхода [50]

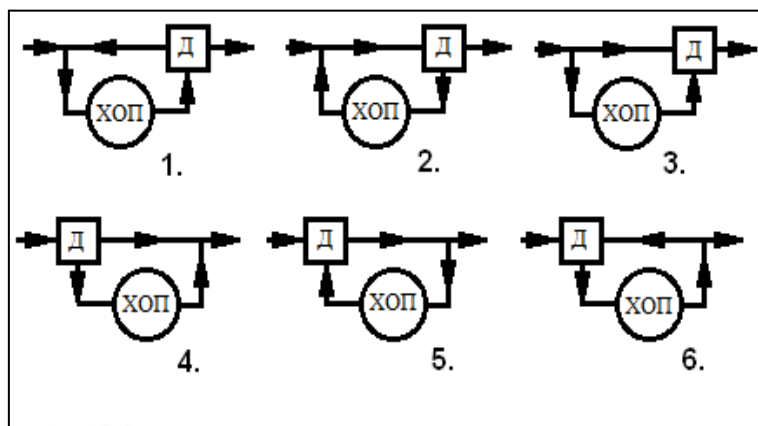


Фиг. 1.10. Кинематични схеми на едноконтурни ОХМП с диференциал на входа [50]

Подобни трансмисии се използват масово в специализираните транспортни машини и в настоящия момент са обект на изследвания от редица автори с оглед повишаване на техникоексплоатационните им показатели.

1.3. Класификация и обзор на конструкциите

Приета е класификация на обемните хидромеханични предавки според мястото на разделяне на мощностните потоци (МП). На *фиг. 1.5* са показани вариантите с вътрешно разделяне на мощностния поток. На *фиг. 1.9* и *фиг. 1.10* са показани вариантите на ОХМП с външно разделяне на МП с диференциал на изхода и с диференциал на входа, ко-



Фиг. 1.11. Схема на възможностите за преминаване на мощностния поток през ОХМП [50]

ра и помпата – общо осем схеми на свързване, показани от *фиг. 1.5.1* до *1.5.4* са схемите с неподвижен елемент на хидромотора, а от *фиг. 1.5.5* до *фиг. 1.5.8* са схемите с неподвижен елемент на помпата. На структурните схеми окръжността с голям диаметър изобразява условно цилиндровия блок на хидромашините а окръжността с малък такъв – наклонения диск. Честотата на въртене на елемента, свързан с входа, е означена с n_1 , а на елемента на изхода с n_2 . За тези ОХМП е характерно това, че дори да са с еднаква кинематична схема, е възможно да се различават съществено по конструктивното си оформление – така всяка предавка се явява предмет на отделно изобретение и носи името на конструктора си.

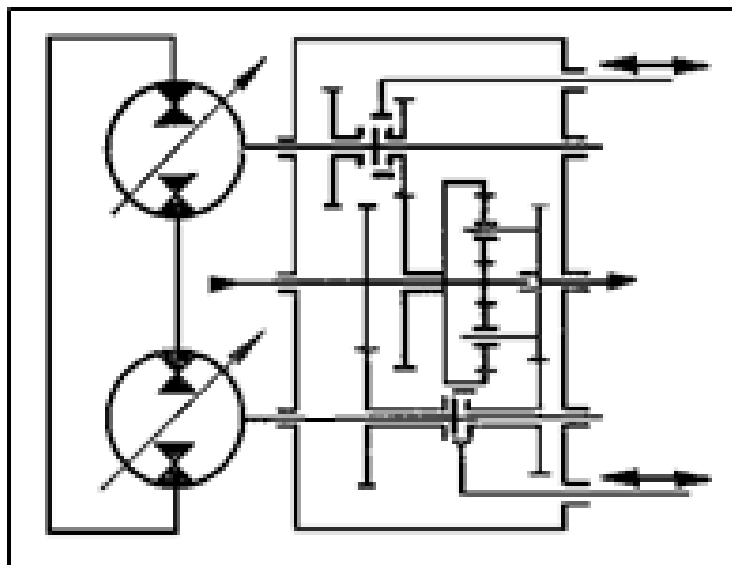
Относно причината за ограниченото използване на ОХМП с вътрешно разделяне е приет изводът, че в сравнение с пълнопоточните предавки, двупоточните ОХМП имат по-сложно устройство, което се обуславя от две причини. Наклоненият диск на едната или двете хидромашини е закрепен към въртящ се елемент, което затруднява неговото управление. Необходимостта от ориентацията между наклонените дискове и разпределителите е друга причина, която усложнява подаването на работната течност от помпата към хидромотора и обратно. Увеличеният брой въртящи се детайли също усложнява конструкцията на хидрозадвижването. Силовият и кинематичният анализ, направен в [50], показва, че предавките от тази група могат да осигурят по-голямо силово предавателно число, но техният КПД при висока скорост на движение заема твърде ниски стойности, поради което не намират приложение в трансмисиите на мобилната техника. Освен това те не могат да осигурят и плавно потегляне от място, поради което се използват машини с малък диапазон на регулиране като употребата им се обосновава с това, че КПД на двупоточната предавка има по-висока стойност от КПД на пълнопоточната.

Обект на изследването в дисертационния труд са двупоточните ОХМП с външно разделяне на МП, които представляват съчетание от планетен механизъм и хидрообемна предавка ХОП в ролята на затварящо звено, което отнема една от двете степени на свобода на механизма. При такова свързване

ито са обект на изследването в дисертационния труд. В качеството на разделящо/ събиращо звено най-често се използва обикновен планетен механизъм.

За схемите с вътрешно разделяне, може да се спомене, че могат да реализират ограничен брой различни съчетания между елементите на хидромотора

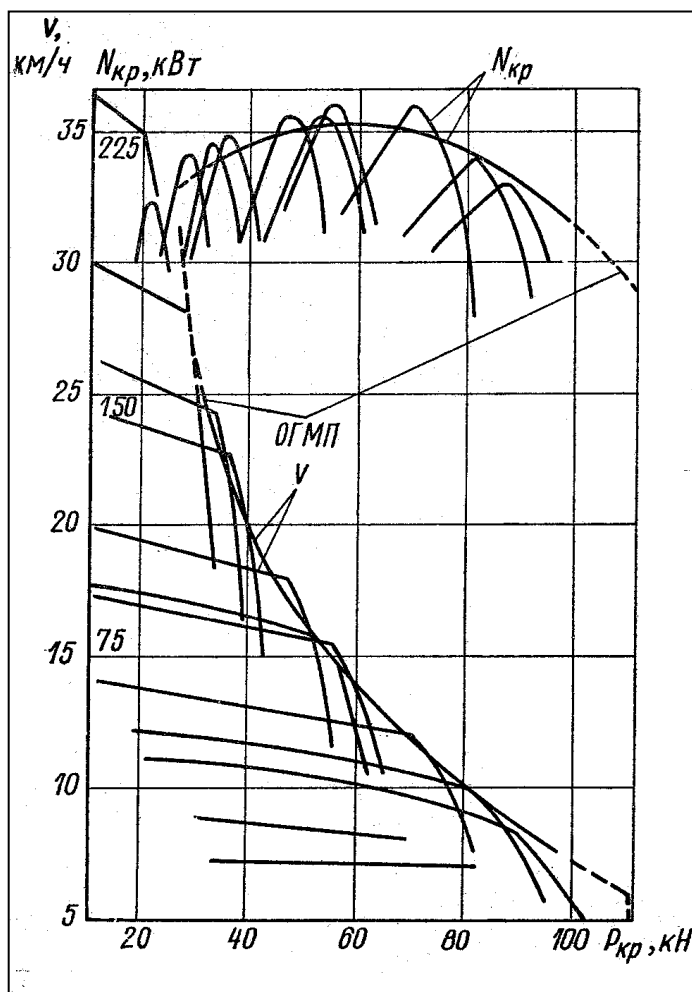
част от мощността преминава по механичния клон на предавката, а останалата през хидравличния клон, при отсъствие на циркулация на мощност. Обикновеният планетен механизъм с едно вътрешно и едно външно зацепление на зъбните колела има три външни звена: слънчево колело, коронно колело и водило. Едно от тези звена може да бъде свързано с вала на двигателя, т. е. явява се задвижващо, а едно от останалите две с изходящия вал на предавката, т. е. явява се задвижвано. Третото свободно звено се съединява чрез ХОП със задвижващото или задвижваното звено.



Фиг. 1.16. Кинематична схема на предавателна кутия за трактор К700 [31]

В зависимост от това кое звено от планетния механизъм е определено за задвижващо, задвижвано или свободно, всяка от двете подгрупи ОХМП с външно разделяне на МП (с диференциал на входа и с диференциал на изхода) съдържа шест различни двупоточни предавки, вся

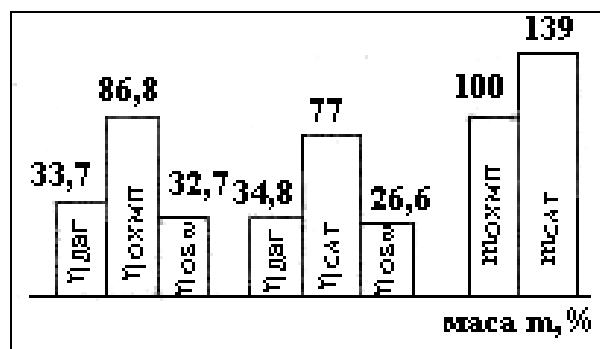
ка от които се определя еднозначно със своя кинематична схема. Може да се забележи, че ОХМП от фиг. 1.9 представляват огледален образ на ОХМП от фиг. 1.10, понеже кинематичните им схеми са идентични по структура, а разликата е в това, че са разменени ролите на входя-



Фиг. 1.18. Сравнение на теглителните характеристики на трактор К700 с механична предавателна кутия и с ОХМП [31]

ция и изходящия вал в предавките.

На *фиг. 1.11* е споменат нежелателният ефект на циркулация на мощност, когато е налице, чрез векторно изобразяване на различните възможни посоки на мощностните потоци, протичащи в ОХМП, и от двата вида (според месторазположението на диференциала). Прието е очакването при сравняване на ОХМП с пълнопоточната ХОП, че



Фиг. 1.21. Сравнение на параметрите на ОХМП и САТ [31]

при преминаване през хидравличния клон на двупоточната предавка на мощност, по-малка от мощността на двигателя, може да се очаква, че общият КПД на двупоточната предавка ще бъде по-голям от този на пълнопоточната, а така също и работният обем на хидромашините би следвало да бъде по-малък.

На *фиг. 1.16* е показана кинематичната схема на предавателна кутия, използвана в трактор К700 – Кировец с мощност на двигателя 368 kW. Кутията е тридиапазонна – кинематичната ѝ схема може да се променя чрез превключване на зъбни муфи. В диапазона на движение на трактора на заден ход предавката е пълнопоточна. В режим движение на преден ход се използват останалите два диапазона – при скорост до половината от максималната. Кинематичната схема на ОХМП е с диференциал на входа, отговаряща на *фиг. 1.10.5*, а при високите скорости на движение, двупоточната предавка е по схемата от *фиг. 1.9.2* с диференциал на изхода.

На *фиг. 1.18* са показани, наложени една върху друга, теглителните характеристики на базовия модел на трактора със степенна трансмисия и модификацията с ОХМП с превключване на схемата. От характеристиките се вижда, че при високи скорости на движение (15..25km/h) мощността на теглича при варианта с ОХМП, не е по-малка от средната стойност на същата при базовия модел, а при режимите с максимална теглителна сила по-добре се използва мощността на двигателя.

На *фиг. 1.21* са представени резултати от сравнение на показателите на ОХМП, оборудвана с автоматична система за поддържане на постоянна ъглова скорост на входа с конвенционална автоматична предавателна кутия [31]. Това изследване показва, че ОХМП осигурява по-висока стойност на КПД не само на предавателната кутия, но и оптимално използване на икономичната характеристика на двигателя, което в крайна сметка води до общото увеличение на КПД на системата „двигател-трансмисия”.

Извод от литературния обзор:

Литературният обзор показва, че изборът на конкретна кинематична схема на свързване между хидростатичния и механичния клон, трябва да се

извърши на базата на подробен анализ на кинематичните и силови параметри, за да се получи предавка с подходящи характеристики, което е задължително условие за намиране на приложението ѝ в трансмисиите на транспортни, теглителни, специални и специализирани машини.

1.3. Цел и задачи на дисертационния труд

Целта на дисертационната работа е да се изследват възможностите за приложение на различни кинематични схеми на двупоточни едноконтурни хидромеханични предавки с външно разделяне на мощностния поток, като се предложат критерии за определяне на пригодността за приложение.

Задачите са:

1. Да се създаде подходящ математичен модел за определяне на силовите и кинематични параметри на мощностните потоци, които преминават през основните звена и машини, от които е съставена предавката.
2. Да се разработи изчислителна програма за определяне на работните параметри на изследваната предавка.
4. Да се проведе числен експеримент и препоръча подходяща схема за експериментално изследване.
5. Да се създаде лабораторен образец на двупоточна предавка, състояща се от планетен механизъм и безстепенна хидростатична част, използвана като елемент за потегляне, реверсиране на движението и преобразуване параметрите на мощностния поток от двигателя към задвижващите колела, като се изследват основните показатели на предавката.
6. Да се проведе експеримент в лабораторни условия на предавката.

Глава втора

Теоретично изследване на диференциална хидромеханична предавка с външно разделяне на мощностния поток, състояща се от планетен механизъм и две обемни регулируеми хидромашини

2.1. Определяне на пригодността на възможните кинематични схеми на ОХМП за използване в теглителната и транспортната техника

Теоретичното определяне на пригодността за използване на ОХМП, реализирана по дадена кинематична схема, се базира върху нейните количествени показатели, пресметнати числено по приет математичен модел, който отразява с достатъчна точност очакваните резултати. При това положение задачите с най-голямо значение са: определяне на разпределението на силовите и мощностни потоци в двупоточната предавка и изчисляване на загубите, възникващи в хидравличния клон (ХОП) и в механичната част на ОХМП.

В литературата [50] е разгледан въпросът за ускорението, времето и пътят за ускоряване на транспортна машина с хидростатична пълнопоточна транс-

мисия. Изведените зависимости могат да бъдат използвани за произволна безстепенна трансмисия, осигуряваща твърда връзка между двигателя и ходовите движители. С оглед на това да се отчетат особеностите на трансмисията с ХОП, е използвано уравнението (2.1) на Лагранж от втори род в общ вид:

$$(2.1) \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_{q_j}, \quad N,$$

За решаването на уравнението на Лагранж (2.1) се пристъпва към определяне на неговите съставни части, от които главна роля заема изразът за кинетичната енергия на системата (2.4):

$$(2.4) \quad T = \frac{m\dot{x}^2}{2} + \frac{J_e \omega_e^2}{2} + \sum J_k \frac{\omega_k^2}{2} + \frac{m_T V_T^2}{2}, Nm,$$

Следва изчисляване на частната производна на кинетичната енергия, спрямо скоростта, като се има предвид, че u_T също е функция на скоростта

$$(2.6) \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m\dot{x} + \sum J_k \frac{\dot{x}}{r_k^2} + m_T K^2 \dot{x} + \frac{J_e}{r_k^2} \left(\dot{x} u_T^2 + \dot{x}^2 u_T \frac{\partial u_T}{\partial \dot{x}} \right), Nm/s;$$

намира се производната спрямо времето:

$$(2.7): \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = m\ddot{x} + \sum J_k \frac{\ddot{x}}{r_k^2} + m_T K^2 \ddot{x} + \frac{J_e}{r_k^2} \frac{d}{dt} \left(\dot{x} u_T^2 + \dot{x}^2 u_T \frac{\partial u_T}{\partial \dot{x}} \right), N.$$

След преобразувания уравнението на Лагранж (2.1), добива вида (2.10):

$$(2.10) \quad \begin{aligned} & m\ddot{x} + \sum \frac{J_k}{r_k^2} \ddot{x} + m_T K^2 \ddot{x} + \frac{J_e}{r_k^2} \ddot{x} \left(u_T \frac{du_T}{d\dot{x}} + 2u_T \frac{\partial u_T}{\partial \dot{x}} + \dot{x} \frac{du_T}{d\dot{x}} \frac{\partial u_T}{\partial \dot{x}} + \dot{x} u_T \frac{\partial^2 u_T}{\partial \dot{x}^2} + \frac{u_T^2}{\dot{x}} \eta + u_T \eta \frac{du_T}{d\dot{x}} \right) = \\ & = \frac{M_e u_T}{r_k} \eta - F_{cc}, N, \end{aligned}$$

откъдето за ускорението се получава зависимостта (2.11):

$$(2.11) \quad \ddot{x} = \frac{M_e \frac{u_T}{r_k} \eta - F_{cc}}{m + \sum \frac{J_k}{r_k^2} + m_T K^2 + \frac{J_e}{r_k^2} \dot{x} \left(u_T \frac{du_T}{d\dot{x}} + 2u_T \frac{\partial u_T}{\partial \dot{x}} + \dot{x} \frac{du_T}{d\dot{x}} \frac{\partial u_T}{\partial \dot{x}} + \dot{x} u_T \frac{\partial^2 u_T}{\partial \dot{x}^2} + \frac{u_T^2}{\dot{x}} \eta + u_T \eta \frac{du_T}{d\dot{x}} \right)}, m/s^2.$$

Изчисляването на загубите, възникващи в хидравличния клон, е основен момент от задачата за определяне на КПД на двупоточната предавка. Силите и кинематични зависимости между параметрите на ХОП са универсални, защото се базират на основите на хидростатиката. Определянето на разпределението на мощностните потоци се извършва на базата на извест-

ните зависимости между действащите външни въртящи моменти върху звената на планетния механизъм.

2.2. Кинематичен анализ на едноконтурни ОХМП с външно разделяне на мощностния поток и един брой диференциален механизъм

Изборът на определена схема трябва да се базира на: осигуряване на необходимия диапазон на изменение на предавателното отношение:

$$(2.15) \quad i = \frac{\omega_{из}}{\omega_{вх}}, -,$$

избягване на режимите с циркулация на мощност; възможност за реверсиране с достатъчен диапазон на изменение на i е желателна; работните режими на ХМ да бъдат при достатъчно висок КПД, особено когато мощността, преминаваща през хидравличния клон – N_x , има голяма относителна стойност –

$$(2.16) \quad \overline{N_x} = \frac{N_x}{N}, -,$$

предимство на схемно решение на ОХМП е да има възможност да не се използва (главен) съединител преди предавката (т.е. i да започва от 0).

За да се изпълнят горните изисквания, е необходимо преди всичко да бъде направен кинематичен анализ на всяка възможна схема на изпълнение. Това означава да се определят предавателното отношение на диференциалния механизъм (параметър на планетния ред) – α , –; хидравличното предавателно отношение под товар – i_x , – и на ОХМП като цяло. Преди това трябва да бъдат известни допустимите и работните честоти на въртене на ХМ, както и характеристиките им с цел да се изберат подходящи предавателни числа на съгласуващите предавки.

Възможност за определяне на предавателното отношение на ОХМП представлява използването на формулата на Вилис (2.18), даваща кинематичните зависимости м/ду звената в ДМ:

$$(2.17) \quad i_x = \frac{\omega''}{\omega'}, -,$$

$$(2.18) \quad \frac{\omega_c - \omega_e}{\omega_k - \omega_e} = \pm \alpha, -,$$

За схемите на ОХМП с външно разделяне на мощностния поток и един брой диференциален механизъм се получават резултатите, показани в таб. 2.1.

2.2.1. Изводи от кинематичния анализ на едноконтурните ОХМП с външно разделяне на мощностния поток

- За разлика от схемите с диференциал (Д) на изхода, които имат линейна зависимост на функцията $i = f(i_x)$, при схемите с Д на входа тази зависимост е нелинейна. Съгласно това, при ОХМП с диференциал на изхода изходящата

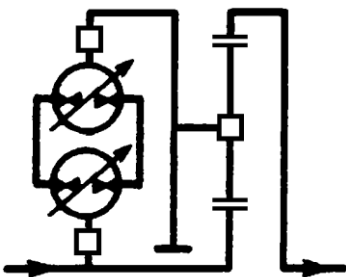
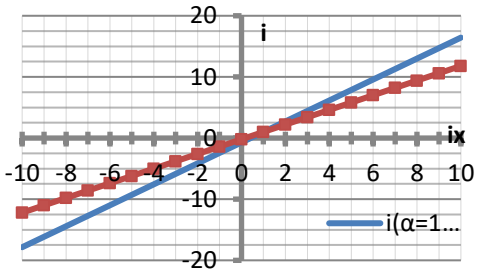
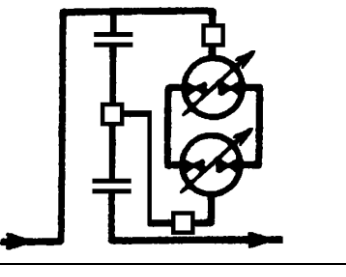
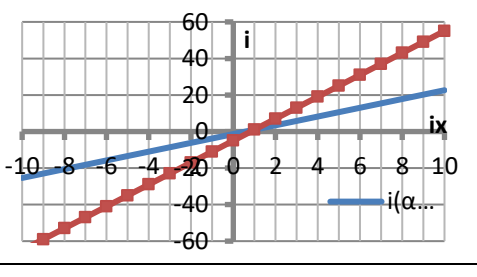
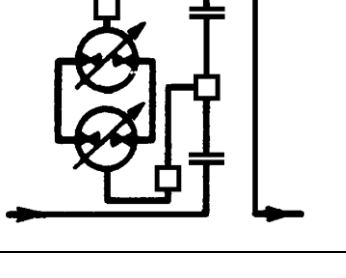
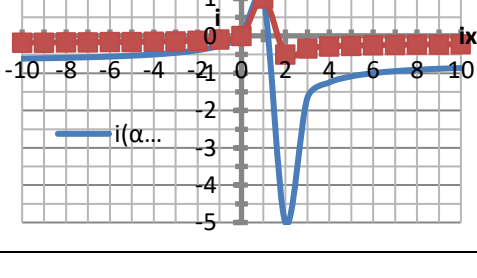
ъглова скорост зависи линейно от хидравличното предавателно отношение (при постоянна входяща ъглова скорост);

- И за двата вида предавки са изпълнени зависимостите: при $i_x = 1$ и $i = 1$; при $i_x = 0$ и $i = 0$, но при схемите с Д на входа при определено значение на i_x , стойността на i клони към безкрайност. Това означава, че при една постоянна ъглова скорост на въртене на входния вал на ОХМП, изходящият вал на предавката и свързаната с него хидромашина биха се развъртяли с ъглова скорост, която теоретически клони към безкрайност, което прави ОХМП с диференциал на входа малко пригодни за използване в трансмисиите на транспортната техника;

- При някои кинематични схеми, когато $i = 0$ се получава, че $i_x < 0$. Това е предпоставка за разширяване на диапазона на изменение на предавателното отношение на ОХМП – i в реверсивен режим. Така увеличаването на „дълбочината“ на реверсиране води до ограничаване на диапазона на изменение на i при движение на преден ход;

Посоченият недостатък би могъл напълно да се отстрани с използването на механична предавка в ролята на ходообръщател, което се явява усложнение в конструкцията на трансмисията. От друга страна, този недостатък може да се разгледа като предимство за машини, при които технологичният процес изисква еднаква скорост на движение на преден и заден ход, т.е. еднакъв диа-

Таб. 2.1. Кинематични възможности на различните едноконтурни ОХМП

кинематична схема	предавателно отношение	графика на предавателното отношение
	$i = \frac{i_x(1 + \alpha) - 1}{\alpha}$	
	$i = i_x(1 + \alpha) - \alpha$	
	$i = \frac{i_x}{1 + \alpha(1 - i_x)}$	

пазон на изменение на предавателното отношение i в двете посоки;

- За две от схемите при увеличаване на i , i_x намалява. Това тяхно свойство позволява да се използват в състав на многодиапазонни предавки. Съчетаването на ОХМП с различна посока на наклона на графиките на $i = f(i_x)$ в многодиапазонна предавка (например двудиапазонна) дава възможност диапазонът на изменение на предавателното отношение на ОХМП да се увеличава, когато хидравличното предавателно отношение намалява след превключването по схемата с обратен наклон на графиката: на $i = f(i_x)$. Това означава с един и същ диапазон на регулиране на хидравличното предавателно отношение – i_x (преди превключването - i_x се увеличава а след превключването – i_x се намалява), да се постигне максимално увеличаване на диапазона на изменение на предавателното отношение на ОХМП – i ;

- Използването на регулируема помпа (PV) и регулируем хидромотор (MV) увеличава диапазона на регулиране на i_x , а оттам и на i ($i = f(i_x)$). Пример: схемата „PV+MF” осигурява $D_x \approx 3$, а схемата с „PV+MV” $D_x \approx 9$;

- Схемата „PV+MF” не може да осигури неутралното положение на ОХМП, защото при схемите с Д на входа MF би блокирал задвижването при $K_V' = 0$, а схемите с Д на изхода при $K_V' = 0$, $i = i_m$ и се появява необходимостта да се въвежда съединител или неутралното положение на PV да бъде при $K_V' \neq 0$;

Посоченият недостатък – блокиране на задвижването, се използва в някои конструкции мобилна техника като спирачка за паркиране;

- Използването на по-елементарната схема „PV+MF” е целесъобразно при кинематичните схеми, за които е характерен голям наклон на функцията $i = f(i_x)$. В този случай се използва предимството на двупоточната предавка, че може да увеличи диапазонът на изменение на предавателното отношение на ОХМП – i и в крайна сметка той да бъде по-голям от диапазона на регулиране на хидравличното предавателно отношение – i_x . Обратно – схемата „PV+MV” е подходяща за кинематичните схеми, осигуряващи по-плавно изменение на i , спрямо i_x ;

- При избора на схема на базата на полученото i трябва да се има предвид, че необходимото i_{max} не трябва да надвишава с много 1 ($i_{max} \approx 1$). Това изискване произлиза от това, че всички трансмисии, използвани в транспортната техника, преобразуват параметрите на мощностния поток в посока на намаляване на ъгловата скорост и увеличаване на стойността на предавания въртящ момент. Във връзка с това, от предавателната кутия (ОХМП) се изисква да осигури необходимия диапазон на изменение на предавателното отношение (обикновено както на преден, така и на заден ход), като във всички случаи има необходимост от: намаляване на ъгловата скорост при потегляне и укоряване и директно предаване (без преобразуване) на мощностния поток с цел максимален КПД в най-често използваните режими на движение на машината. При някои машини, с цел подобряване на горивната икономичност пре-

давателната кутия, при определени режими на движение може да изпълнява ролята на ускоряваща предавка.

2.2.2. Общ извод от кинематичния анализ на едноконтурните ОХМП с външно разделяне на мощностния поток

Резултатите от направеното изследване показват, че от изложените общо дванадесет схеми на ОХМП с външно разделяне на мощностния поток, подходящи кинематични характеристики с оглед приложение в трансмисии на мобилна техника, имат схемите с диференциал на изхода.

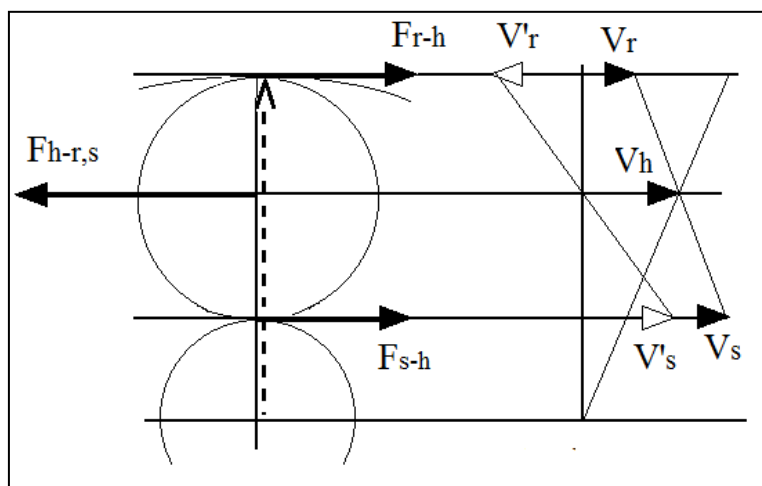
2.3. Изследване на КПД, кинематичния и силовия диапазон

2.3.1. Математичен модел на разпределението на силовите и мощностни потоци, преминаващи през ОХМП и определяне на КПД на предавката

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

$$(2.19) \\ P_1 = const = \\ \omega_1 \cdot M_1, kW,$$

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 –



Фиг. 2.3. План на силите и скоростите в планетния механизъм

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:

$$(2.20) \quad M_r = M_s \cdot \alpha \cdot \eta_m, \text{ когато силовият поток е насочен от слънчевото към коронното колело};$$

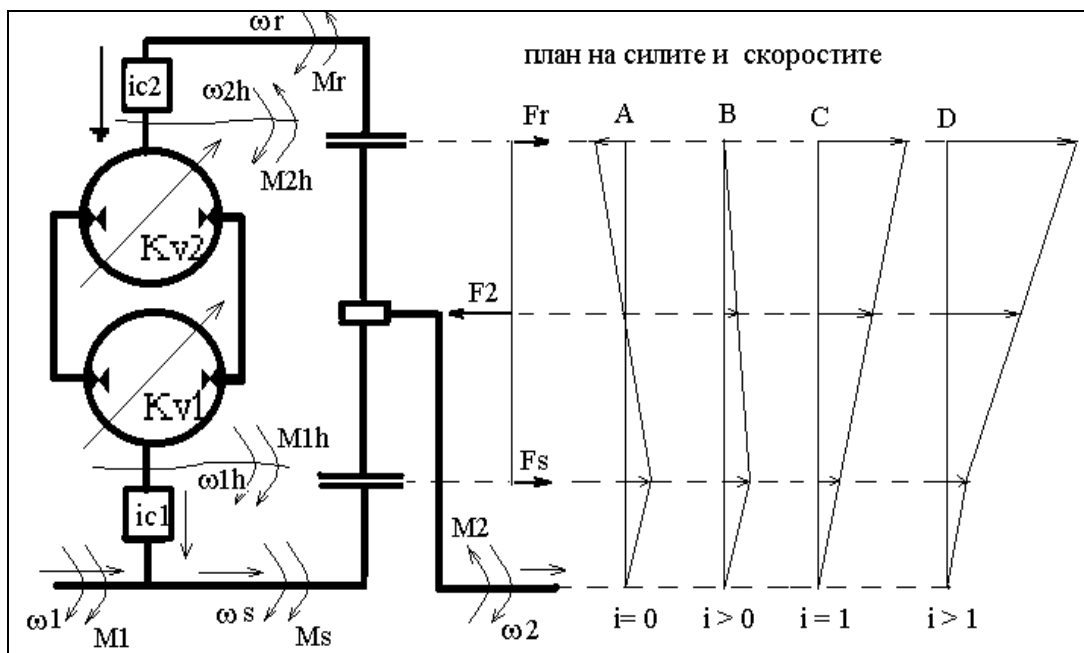
$$(2.21) \quad M_r = M_s \cdot \alpha / \eta_m, \text{ когато силовият поток е насочен от коронното към слънчевото колело};$$

$$(2.22) \quad M_r + M_s = M_h$$

За определянето на стойността на η_0 се приема допускането, че водилото е неподвижно и силовият поток преминава през зъбните зацепвания между слънчевото зъбно колело и зъбните колела на водилото, както и между зъб-

$$(2.23) \quad \omega_{2H} = \omega_{1H} \frac{K_{V1} \cdot V_{1\max}}{K_{V2} \cdot V_{2\max}} \eta_{V1} \eta_{V2}, s^{-1};$$

$$(2.24) \quad M_{2H} = M_{1H} \frac{K_2 \cdot V_{2\max}}{K_1 \cdot V_{1\max}} \eta_{xm1} \eta_{xm2}, Nm,.$$



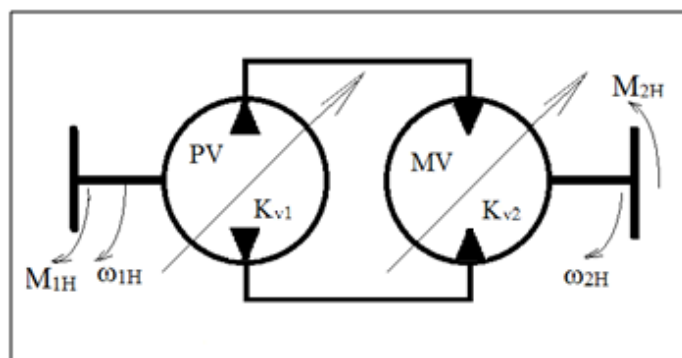
Фиг.2.5. Графичен метод за определяне на посоките на мощностните потоци

ните колела на водилото и планетното колело, като триенето в осите на водилото и дисковите загуби не се отчитат. Така за обикновен планетен механизъм:

$$\eta_0 = \eta_{BH} \cdot \eta_{BT}, -,$$

За определянето на посоката на силовия поток е използван методът на условно неподвижното водило, показан на *фиг.2.3*.

За изчисляване на параметрите на мощностния поток, преминаващ през хидравличния клон, показан на *фиг.2.4*, са използвани зависимостите (2.23) и (2.24), известни от хидростатиката [50]:



Фиг.2.4. Кинематични, силови и геометрични характеристики на ХОП

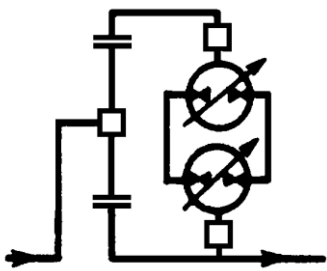
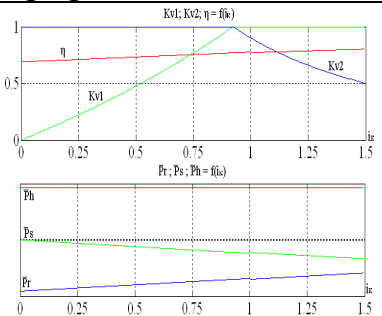
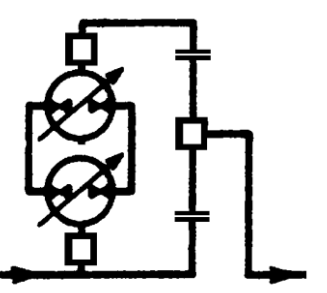
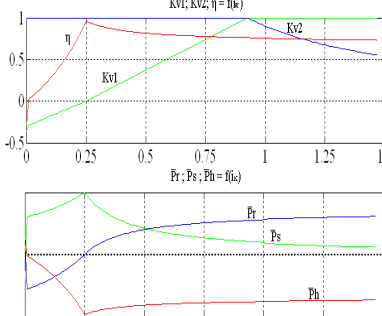
За определяне на посоката на преминаване на мощностните потоци е използван графичен метод, показан на *фиг.2.5*.

По така разгледаната постановка е разработена програма за персонален компютър, чиито входни данни са следните: P_1 – мощността, подавана към

входа – тя е постоянна и се дефинира чрез входящия въртящ момент M_1 и ъгловата скорост на входящия вал ω_1 или $P_1 = M_1 \cdot \omega_1$, kW; α – конструктивният параметър на планетния механизъм, –; $i_{сп}$, – и $\eta_{сп}$, – са предавателните отношения и КПД на съгласуващите предавки; $V_{1,2}$ – работните обеми на хидромашините, cm^3 ; $i_k = \omega_2/\omega_1$ – кинематичното предавателно отношение на предавката като цяло (ω_2 е ъгловата скорост на изходящия вал, s^{-1}) 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. Като входни данни се задават още: минималната стойност на КПД на хидравличния клон, изразен чрез неговите съставляващи – η_v и $\eta_{хм}$, 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 i_k . Резултатите дават възможност: да се изследва разпределението на силовия и мощностния поток и наличието на циркулираща мощност; да се определят D_i и D_k на общо дванадесетте

Таб. 2.2. Кинематични схеми и резултати от силовия и мощностния анализ на ОХМП с най-добри показатели

№	Кинематична схема	Графични зависимости
2		
3		

възможни кинематични схеми на предавки от този вид. Критерият, 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 (0,8).

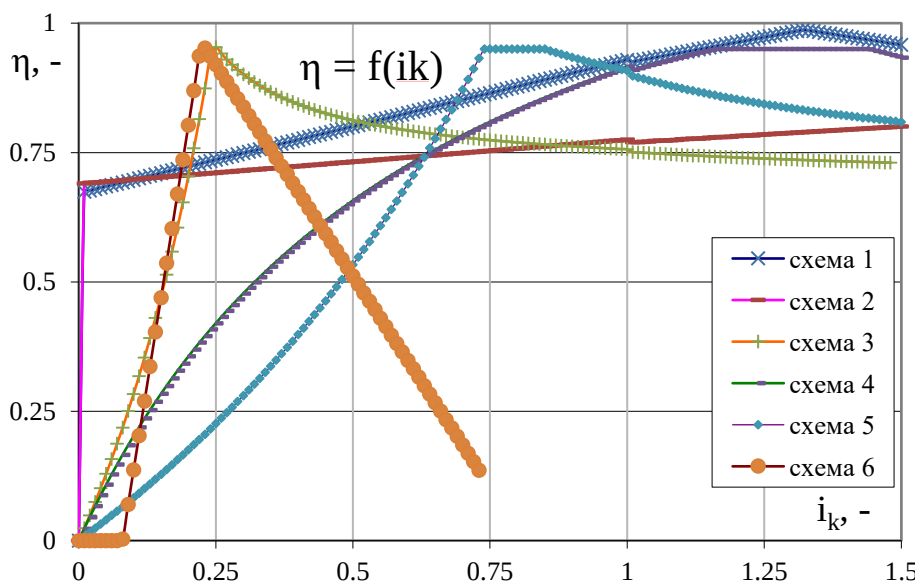
2.3.2. Резултати от силовия и мощностния анализи на разпределението на силовите потоци при ОХМП с един диференциален механизъм и външно разделяне

В таб.2.2 са показани кинематични схеми и графичните зависимости на най-важните параметри.

2.3.3. Основни изводи и препоръки от силовия и мощностния анализ.

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 изборът на схемата, са: възможно най-големи стойности на D_i и D_{ik} , 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. 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.



Фиг.2.7 Графики на функцията на общия КПД в зависимост от кинематичното предавателно отношение на различните кинематични схеми

На необходимия диапазон на силово и кинематично предавателно отношение за транспортната и теглителната техника.

На фиг.2.7 е показано наложеното изображение на графиките на функцията на общия КПД в зависимост от кинематичното предавателно отношение.

2.4 Изследване на влиянието на параметрите на механичния клон върху диапазона на регулиране на предавателното отношение на ОХМП

2.4.1. Математичен модел за изследване на влиянието на параметрите на механичния клон на ОХМП върху показателите на предавката

Приема се, че ОХМП се управлява така, че мощността, подавана на входящия вал, има постоянна стойност. Като променлива се задава кинематичното предавателно отношение – i_k , като началната му стойност е нула, което съответства на неподвижен изходящ вал на ОХМП (неподвижна машина с работещ двигател) Крайната стойност на i_k се приема за максимално допустимата такава за транспортни и теглителни машини, движещи се с максимална скорост, при което предавателната кутия работи в режим на мултипликатор. Максималната стойност на i_k също така може да бъде ограничена от

минимално допустимия работен обем на някоя от регулируемите хидромашини. При всички разглеждани схеми се счита за нормално стойността на i_k да се изменя в границите от 0 до 1,5, което съответства на диапазона на регулиране на предавателните кутии, използвани в транспортната и теглителна техника.

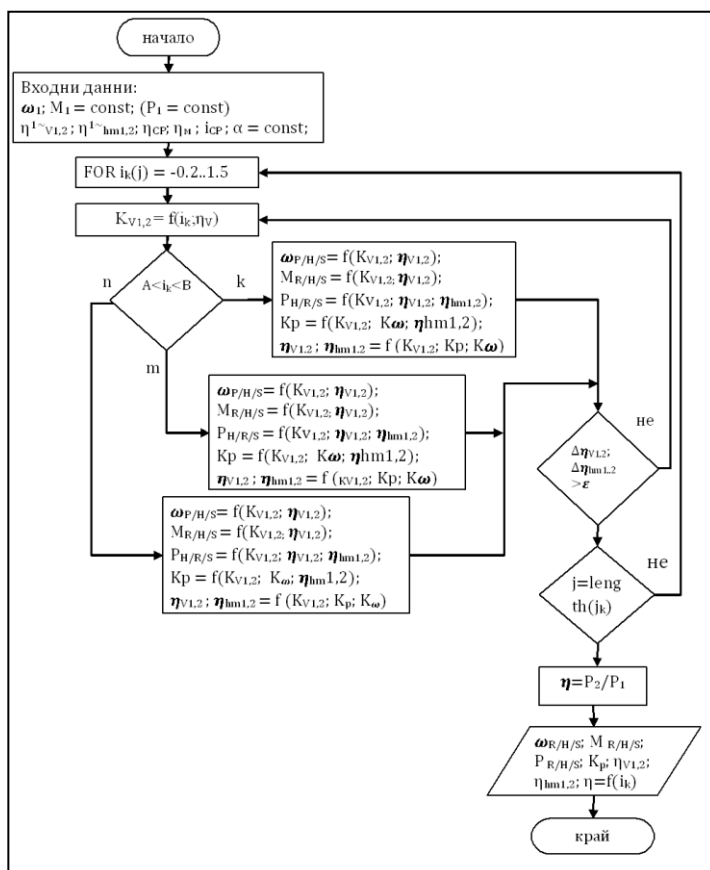
При така зададения закон за изменение на променливата i_k , през определена стъпка се изчисляват с помощта на изчислителна програма, с фрагмент от алгоритъма й, показан на *фиг. 2.9*, всички кинематични и силови величини, действащи на всяко звено от предавката: входящ вал; валовите на хидромашините; основните външни звена на планетния механизъм; съгласуващите предавки; както и параметрите на хидравличния клон.

При това се отчитат силовите загуби в планетния механизъм и съгласуващите предавки; хидромеханичните и обемните (кинематичните) загуби в хидромашините. За количествено определяне на разпределението и посоката на мощностните потоци е използван методът, показан на *фиг. 2.5*, със съответните основни мощностни и силови зависимости от (2.19) до (2.22). За определянето на величините, действащи в

хидравличния клон, са използвани зависимостите, известни от хидростатиката [50] – основните кинематични (2.23) и силови величини (2.24), както и посоките й, определени с помощта на графичния метод, показан на *фиг. 2.5*.

Критерият по който се определят минималните и максималните стойности на кинематичното предавателно отношение i_k , е минималната стойност на общия КПД на предавката, който трябва да има приемлива, не много ниска, стойност (0.8). След определянето на двете крайни значения на i_k , може да се определи стойността на кинематичния диапазон на регулиране на предавателното отношение – D :

$$(2.25) \quad D = \frac{i_{K \max}}{i_{K \min}}, -.$$



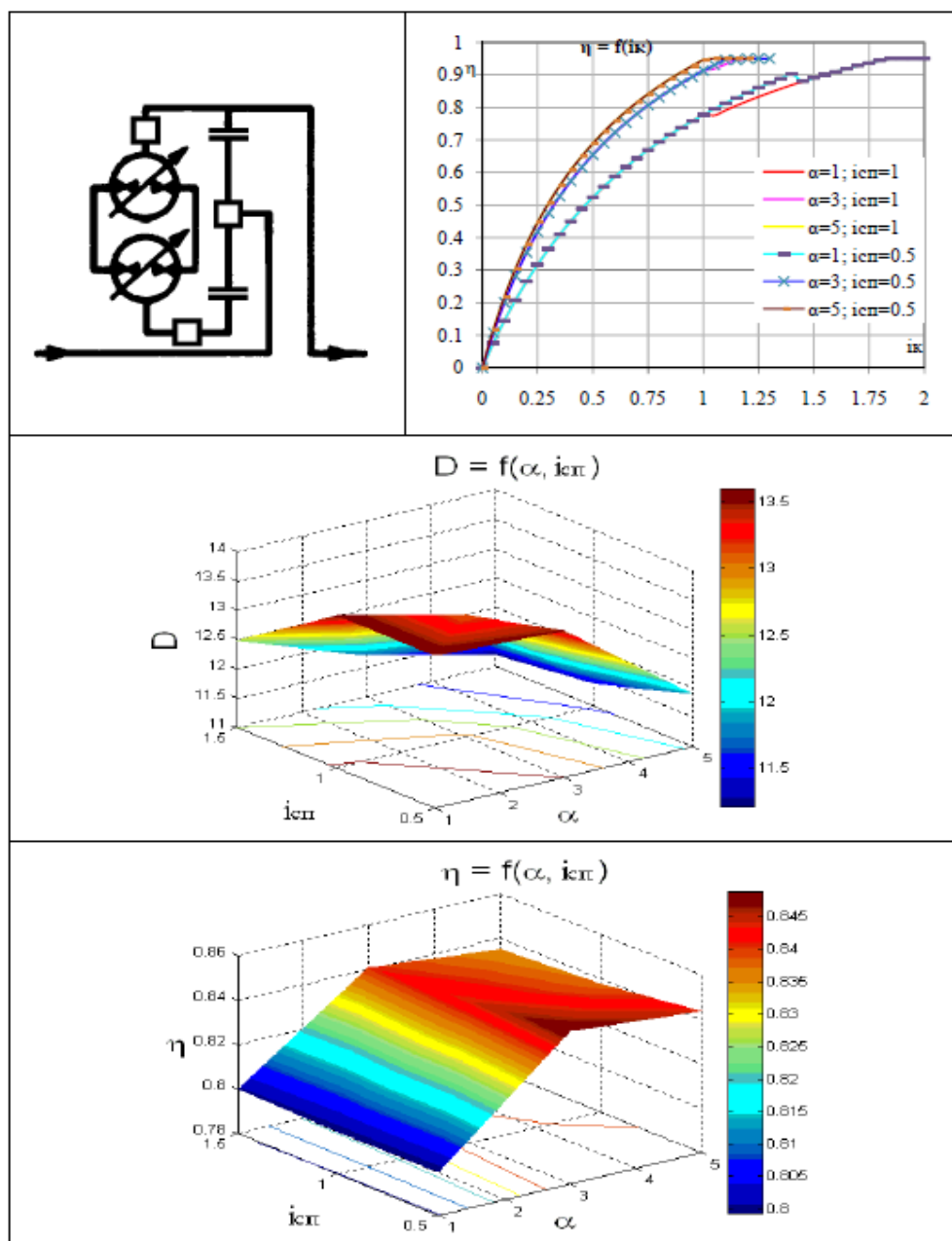
Фиг.2.9. Схема на фрагмент от алгоритъма на изчислителната програма.

2.4.2 Резултати за влиянието на параметрите на механичния клон i_k и α , върху диапазона на изменение на предавателното отношение на ОХМП и КПД

На *фиг.2.10* е показана една от кинематичните схеми, пригодна за използване в транспортни и теглителни машини. Влиянието на изследваните параметри е изобразено графично.

2.4.3 Основни изводи и препоръки от изследването за влиянието на параметрите на механичния клон върху показателите на ОХМП

Основната цел на изследването е да се установи влиянието на параметрите на механичния клон като предавателно отношение на съгласуващите



Фиг. 2.10. Кинематична схема на ОХМП с диференциал на входа с вход при водилото и изход от коронното колело. Влияние на i_{cp} и α върху D и КПД

предавки ($i_{\text{сп}}$) и конструктивния параметър на планетния механизъм (α), върху диапазона на изменение на предавателното отношение на някои ОХМП, които са подходящи за използване в трансмисиите на транспортната и теглителната техника.

От сравнението на различните схеми, може да се обобщи, че параметърът α влияе върху разположението на максимума на функцията: $\eta = f(i)$, което се отразява пряко и на средноинтегралната стойност на КПД на предавката. В зависимост от кинематичната схема, при увеличаване на стойността на α , максимумът на функцията: $\eta = f(i)$ се измества или в посока към по-висока стойност на отношението i , както и обратно – към по-малки стойности на отношението i . Първият случай предразполага използването на предавката в трансмисии на бързоходни мобилни машини, които извършват транспортна или теглителна работа предимно с високи скорости на движение, а във втория случай обратно – за машини, при които режимът им на движение е с голям брой спирания, потегляния и ускоряване до невисока скорост.

Изследването показва, че е възможен случай, в който функцията $\eta = f(i)$ не достига своя максимум и увеличаването на параметъра α се отразява неблагоприятно върху средноинтегралната стойност на КПД в диапазона на изменение на i . При изследването на влиянието на $i_{\text{сп}}$ и α е взето предвид, че за обикновения планетен механизъм α може да заема стойности в интервала между 1,4 и 4, в някои случаи и до 5. При това положение може да се направи изводът, че за тази кинематична схема най-удачно е на параметъра α да се придаде възможно най-малка стойност, като се използва симетричен планетен механизъм с конусни колела, за който $\alpha = 1$.

От тримерните графики добре се оценява влиянието на параметрите на механичния клон: α и $i_{\text{сп}}$ върху диапазона D и средноинтегралната стойност на КПД – η . Графиките показват, че стойността на α е меродавна. Това се дължи на прякото разделяне на входящата мощност в предавката на механична и хидравлична, докато параметърът $i_{\text{сп}}$ променя само силовите и кинематични величини на мощностния поток, който преминава през хидравличния клон. Влиянието на $i_{\text{сп}}$ при приетите предпоставки на изследването се проявява в промяна на стойността на максималното кинематично предавателно отношение i_k , освен ако стойността му не е изкуствено ограничена до някъква горна граница ($i_{k\text{max}} = 1,5$ за изследването). При това положение в повечето изследвани схеми промяната на стойността на $i_{\text{сп}}$ не влияе на D и η , защото при тях стойността $i_{k\text{max}} = 1,5$ е достигната при целия диапазон на изследване на стойностите на $i_{\text{сп}}$. Параметърът $i_{\text{сп}}$ обаче има отношение във всички случаи към крайната стойност на минималния работен обем на хидромашината, която се управлява в диапазона, в който се достига максималната скорост на машината – това влияние е необходимо да се отчете по-подробно при числено изследване на необходимия работен обем на хидромашините, както и изследване на възможността за едната хидромашина да

бъде нерегулируема. Само при една от изследваните схеми е налице реципрочна зависимост между $i_{\text{сп}}$ и i_{Kmax} . При тази схема, за разлика от всички други, подборът на съчетанието между α и $i_{\text{сп}}$ трябва да се извършва така, че показателите D и η да придобият максимално възможните си стойности $\alpha = 3(5)$ и $i_{\text{сп}} = 0,5$.

В заключение може да се твърди, че изборът на стойността на параметъра α трябва да се съобрази със средностатистическите данни от режимите на движение на проектираната машина – разпределението на текущите стойности на скоростта на движение и теглителната сила по време, път и извършена транспортна или теглителна работа.

Влиянието на предавателното отношение на съгласуващите предавки $i_{\text{сп}}$ преди всичко се свежда до промяна на кинематичните показатели на предавката – във всички разгледани случаи, с изключение на схемата с реципрочна зависимост между $i_{\text{сп}}$ и i_{Kmax} , увеличаването на $i_{\text{сп}}$ води до увеличаване на максималното предавателно отношение на предавката като цяло, което води до увеличаване на кинематичния диапазон на регулиране на ОХМП. Понеже максималната стойност на i е ограничена на 1,5, този ефект не се наблюдава на всички показни резултати, дори напротив – увеличаването на $i_{\text{сп}}$ води също така и до пропорционално нарастване и на минимално допустимото предавателно отношение, определено от минимално допустимия работен обем на някоя от двете хидромашини – $i_{\text{MIN Kv}}$. В този случай, при достатъчно голяма стойност на $i_{\text{сп}}$, се предизвиква намаляване на кинематичния диапазон на регулиране на ОХМП, особено за схемата с реципрочна зависимост между $i_{\text{сп}}$ и i_{Kmax} . За да се избегне този ефект, е необходимо при подбора на предавателните числа на клона от трансмисията след предавателната кутия да се изпълни следното неравенство: $i_{\text{MIN Kv}} \leq i_{\text{MIN Dф}}$, където $i_{\text{MIN Dф}}$ е минималното кинематично предавателно отношение, лимитирано от динамичния фактор по сцепление на машината. Голямата разлика между двете ограничения би намалила максималната теглителна сила на машината, затова е желателно при избора на $i_{\text{сп}}$ да се осигури минимална разлика между тях.

Целта на решаваната задача е да се осигури ефективно използване на хидромашините с оглед на това те да работят в такива работни режими, които да осигурят минимални силови и кинематични загуби в хидравличния клон, което води до увеличаване на общия КПД на предавката и в крайна сметка до подобряване на горивната икономичност на машината, като при това се търси максимално възможната стойност на диапазона на регулиране. Това означава да се намерят оптималните съчетания на $i_{\text{сп}}$ и α . Предавателното отношение на съгласуващите предавки $i_{\text{сп}}$ влияе непосредствено върху работния режим на хидромашините, определен от ъгловите ѝ скорости, въртящите моменти, действащи на валове им, както и стойностите на коефициентите на изменение на относителните работни обеми – K_v . Изброените величини пряко определят силовите и кинематичните загуби в хидравличния клон на двупоточната предавка.

Глава трета

Двупоточен модул за експериментално изследване на ОХМП

3.1. Проект на двупоточен модул и уточняване на структурната схема на стенд за изпитване на трансмисии

Модулът, съдържащ двупоточна обемна хидромеханична предавка (ОХМП), се предвижда да допълни стенд за изпитване на трансмисии от различен тип – първоначално пълнопоточна хидрообемна и конвенционална автоматична. За тази цел е необходимо монтирането на разпределителна кутия (РК) от лек автомобил, съдържаща: междуосов диференциал, който се използва за събиращо/ разделящо звено в двупоточната предавка. Необходимо е също така използването на карданни предавки, които да осигуряват присъединяването на РК с хидромашините и натоварващия агрегат при използване на повече от една схема на свързване между тях – карданните предавания при това трябва да осигурят необходимите междуосови разстояния между отделните агрегати, както и да улесняват промяната на кинематичната схема на двупоточния модул.

3.2. Приблизителна оценка на възможните кинематични схеми на двупоточни едноконтурни хидромеханични предавки (ОХМП) с външно разделяне на мощностния поток, с оглед вграждането ѝ в стенд за изпитване на трансмисии

Възможните варианти са дадени в табличен вид – таб.3.1.

Критериите, по които се извършва оценката, са следните:

1. Съседство на хидромашини: Съ-

Таб. 3.1. Оценка на възможни варианти за изграждане на ОХМП с РК от ВАЗ 2121 и два броя ХМ

Критерии за оценка	ОХМП с диференциал на изхода			ОХМП с диференциал на входа		
1. Съседство на хидромашини	НЕ	НЕ	ДА	НЕ	НЕ	ДА
2. Съосност на входящия и изходящия вал	НЕ	ДА	НЕ	НЕ	ДА	НЕ
3. Необходимост от захранваща помпа	ДА	НЕ	НЕ	НЕ	НЕ	ДА
4. Възможност за употреба на степените в РК	ДА	F	ДА	L	F	ДА
5. Подредба по стойност на $\eta(1...12)$	2	6	6	1	(3)* 5	4
6. Съответствие между схемите при $\alpha = 1$	1 / 2 (А)	3 / 4 (Б)	3 / 4 (В)	7 / 8 (Г)	9 / 11 (Д)	10 / 12 (Е)
7. Характер на изменение на функцията $\eta = f(i)$ [i] = $i_{min}...i_{max}$						
8. Възможности за реализиране на различни схеми при едноименно разположение на РК						

* за диапазон, дефиниран от малки предавателни отношения L/ F понижаваща/ повишаваща степен в РК $i = 2.2/ 1.2$

седното разположение на хидромашините може да изисква използване на карданна предавка с цел увеличаване на междуосовото разстояние, тъй като то е ограничено, понеже валовите на разпределителната кутия (РК) не лежат в една равнина;

2. Съосност на входящия и изходящия вал: Съосността е желателна, когато не се изпитва модулет с двупоточната предавка – тогава диференциалът в РК се блокира, а механичната част на диапазонната кутия се поставя в неутрално положение. В това състояние силовият поток не преминава през зъбни зацепвания и първичният вал на РК е неподвижен, осигуряват се минимални загуби в модула, което е важно условие за точно измерване на въртящия момент, изразходван от хидрообемната спирачка;

Все пак на празен ход трябва да се развърта едната хидромашина (осигурена с хранващо налягане от външен източник), което е неизбежно (без демониране на модула);

3. Необходимост от хранваща помпа: В зависимост от първо възможно- стите за задвижване на модула с двупоточната предавка – параметрите входя-

Таб.3.2. Резултати от оценката на целесъобразността, при избор на схема на свързване

Разположение на РК:						
Съчетания на кин. сх.	А - Б	А - Е	Б - Е	В - Г	В - Д	Г - Д
1.Преместване на хидромашината с проходния вал	НЕ(+)	ДА (-)	ДА(-)	ДА (-)	ДА (-)	НЕ (+)
2.Необходимост от хранваща помпа	ДА(-)	ДА (-)	ДА (-)	НЕ (+)	НЕ (+)	НЕ (+)
3. Преработка по всички изходящи фланци на РК	НЕ(+)	НЕ (+)	ДА (-)	НЕ (+)	ДА (-)	НЕ (+)
4.Съчетание на бързоходна с бавноходна кинематична с-ма	НЕ(-)	ДА (+)	ДА(+)	ДА (+)	НЕ(-)	ДА (+)
5. Съчетание на схеми с Д на входа и Д на изхода	НЕ(-)	ДА (+)	ДА(+)	ДА(+)	ДА(+)	НЕ (-)
6.Неизползване на степенен диапазон на РК и при двете налични схеми	НЕ(+)	НЕ (+)	ДА(-)	НЕ (+)	ДА (-)	НЕ (+)
6.1.Неизползване на степенен диапазон на РК при едната налична	ДА(-)	ДА (-)	ДА (-)	ДА (-)	ДА (-)	ДА (-)
Резултати : Предимства (+) Недостатъци (-)						
1.Относно конструктивното изпълнение(1-1.3)	2(+) 1(-)	1(+) 2(-)	3(-)	2(+) 1(-)	1(+) 2(-)	3(+)
2. Общо (1.. 6.1)	3(+) 4(-)	4(+) 3(-)	2(+) 5(-)	5(+) 2(-)	2(+) 5(-)	5(+) 2(-)

ща ъглова скорост и въртящ момент и второ – конкретният вид на реализираната кинематична схема може да се окаже, че вградената в едната хидромашина хранваща помпа няма да може да достигне минималната си ъглова скорост и дебитът ѝ ще бъде недостатъчен. Другата причина за външния източник на хранващо налягане е разтоварване на основния електродвигател,

чиято мощност е ограничена и недостатъчна за натоварване на хидромашините до номиналния ѝ режим на работа;

4. Възможност за употреба на степените в РК: Разпределителната кутия разполага с две скоростни предавки, които е желателно да бъдат използвани във всички реализирани схеми с цел изследване влиянието на предавателното

отношение на съгласуващата предавка пред водилото на планетния механизъм. Тъй като се предвижда кинематичната схема да бъде променяна, в най – лошия случай е желателно, ако има налице неизползвана степен, то тя да се използва в другата реализирана кинематична схема (Предвижда се модула да е пригоден за реализиране на две кинематични схеми);

5. Подредба по средноинтегралната стойност на КПД (1...12): Желателно е реализираните схеми да бъдат пригодни за използване в трансмисии на транспортни и теглителни машини – да осигуряват достатъчно широки диапазони на изменение на силовото и кинематичното предавателни отношения при приемлива, не много ниска стойност на КПД. Освен това топлинният режим на хидромашините при нискоефективни решения може да бъде причина за използване на охладителна уредба;

6. Съответствие между схемите при $\alpha = 1$. Объемните хидромеханични предавки с един планетен механизъм и две хидромашини могат да реализират общо дванадесет различни кинематични схеми (номерирани с цифрени означения) и са изследвани теоретично, които се редуцират до шест при положение, че планетният механизъм е конусен симетричен диференциал (означени с букви);

7. Характер на изменение на функцията $\eta = f(i)$: Целесъобразно е да се предпочитат съчетания на бързоходна и бавноходна кинематична схема, както е и в трансмисиите на мобилните машини;

8. Възможности за реализиране на различни схеми при едноименно разположение на РК: Счита се, че корпусът на РК е най-удачно да заема неизменно положение при промяна на кинематичната схема, с цел намаляване обема на монтажната работа, както и изработване на минимален брой присъединителни детайли. Тъй като РК има несиметрична конфигурация на изходящите валове, е възможно да заема общо две положения: със страната с двата вала, обърната към спирачката и другото положение на същата страна, обърната към задвижващия агрегат.

3.2.1. Приблизителна оценка на възможните комбинации от по две кинематични схеми на двупоточни едноконтурни обемни хидромеханични предавки (ОХМП) с външно разделяне на мощността с оглед вграждането ѝ в стенд за изпитване на трансмисии

Оценката се отнася за избор на две кинематични схеми, които могат да бъдат превключвани лесно с минимизиране на монтажно-демонтажните работи в двупоточния модул. Направеното сравнение по изброените критерии изтъква две от изброените, общо шест, кинематични схеми като най-благоприятни за реализиране в опитен образец. Резултатите от оценката са представени в *таб.3.2*. Критериите, изброени в *т.1*; 2 и 3, се отнасят за конструктивното оформление на изпитвания стенд, а останалите и засягат пълното използване на всички функции на РК и други.

Направеното сравнение по изброените критерии изтъква две от изброените, общо шест, кинематични схеми като най-благоприятни за реализиране в опитен образец.

3.3 Възможни варианти на задвижване и натоварващо устройство за реализиране на стендово изпитване на ОХМП

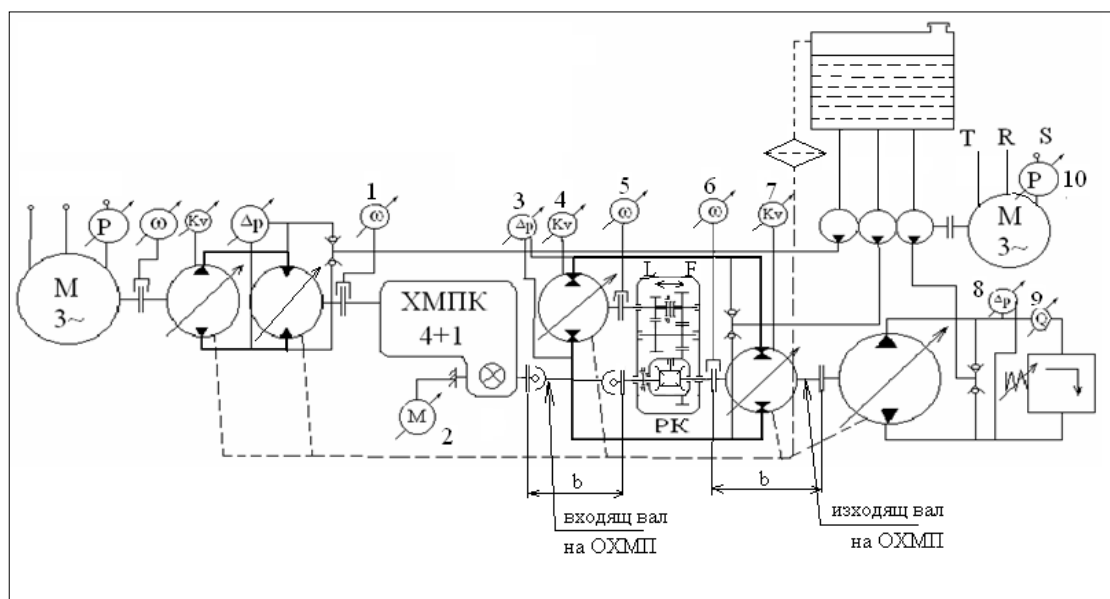
Вариант III. Задвижващ агрегат – асинхронен електродвигател и хидрообемна предавка, допълнена с САТ 4+1/ спирачен агрегат, хидрообемна аксиално бутална помпа с регулируем обем, показан на *фиг.3.3*.

3.4 Структурна схема на двупоточния модул

На *фиг. 3.3* са показани кинематичната и хидравличната схеми на двупоточния модул.

3.5 Основни моменти от предложената методика за изпитване на ОХМП на стенд с ХОП и САТ, при поддържане на постоянна мощност на задвижващия електродвигател

1. Предварително се установява определена ъглова скорост на входящия вал на ОХМП, която се поддържа постоянна за долуописаната серия измервания. Това се постига със следене показанията на преобразувателя 1 и ръчно



Фиг.3.3. Вариант III за реализиране на изпитване на ОХМП на стенд

управление на K_v на ХОП, при блокиран ХТ в САТ и включена директна предавка в механичната част на САТ;

2. На ОХМП чрез управление на съответните K_v се задава първоначално максимална ъглова скорост на въртене на изходящия вал на празен ход – K_v на натоварващата спирачка е с нулева стойност;

3. Плавно се увеличава стойността на K_v на натоварващото устройство, докато консумираната мощност на задвижващия електродвигател достигне определената поддържана стойност – следи се от ватметъра, както и от показанията на тензометричния усилвател 2 (фиг.3.3);

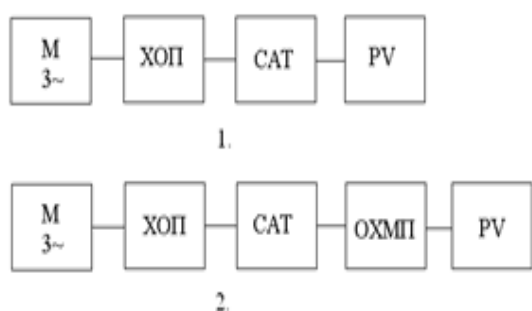
4. При така установения устойчив режим на работа (с установена стойност на всички измервани параметри, без намеса върху управляващите органи – всички K_v , както и постоянна стойност на температурата на работните течности във всички циркуляционни кръгове, се снемат показанията на всички уреди от *поз. 1* до *поз. 10* (фиг. 3.3);

5. Следва снемане на следващата точка от теглителноскоростната характеристика – намалява се предавателното отношение на ОХМП с определена стъпка (следи се чрез уреда 6), чрез съответно ръчно управление на K_v , при което консумираната мощност от електродвигателя се понижава;

6. Увеличава се моментът на натоварващото устройство, чрез увеличаване на K_v на хидрообемната спирачка, докато консумираната мощност от електродвигателя се увеличи до необходимата поддържана стойност, следена от ватметъра и уредите от *поз. 1* (оборотомер на изхода на ХОП) и *поз. 2* (тензометричен възприемател);

Гореизложената последователност се повтаря с определена стъпка в посока намаляване на ъгловата скорост на изходящия вал на ОХМП и съответно увеличаване на изходящия въртящ момент, докато се достигне минималната устойчива скорост на изходящия вал на ОХМП.

3.6. Реализация на проекта на двупоточния модул



Фиг.3.6. Блок-схема на стенда за изпитване, преди (1) и след вграждането на ОХМП (2)



Фиг. 3.7. Стенд за изпитване, преди и след вграждането на двупоточния модул

На *фиг.3.6* е показана блок-схемата, а на *фиг. 3.7* и *фиг. 3.8* – снимковите изображения на стенда, преди и след вграждането на модула за изпитване на ОХМП.



Фиг. 3.8. Изображения на участък от стенда, преди и след вграждане на двупоточен модул – ОХМП

Глава четвърта

Опитни данни и съпоставянето им с тези от теоретичното изследване

4.1. Схема на стенда за изпитване на ОХМП и други видове предавки

Схемата за стенда (фиг.3.3) обхваща и други видове предавки с цел универсалност на приложението му, като за всяко изпитание в методиката му се предвижда изчисление с приближение на величини, които не могат да бъдат непосредствено измервани. В конкретния случай обект на измерването е ОХМП.

4.2. Измервани величини

- P е активната мощност на една от трите фази, консумирана от задвижващия електродвигател, като се приема, че електрическият товар в намотките е симетричен. Измерва се с ватметър за активна мощност, W .

- $K_{V1; 2; 3 \text{ и } 4}$ – ъгловото положение на лостовете за управление на регулируемите хидромашини $L_{1; 2; 3 \text{ и } 4}$. Измерва се с потенциометър за завъртане с обхват от 0° до 270° с линейна характеристика. Индексите на L са: 1 – за помпата на задвижващата хидрообемна предавка; 2 – за хидромашината от ОХМП, работеща в помпен режим; 3 – за хидромашината от ОХМП, работеща в режим на хидромотор и 4 – за хидрообемната спирачка, V .

- n_1 – честотата на въртене на изходящия вал от задвижващата хидрообемна предавка. С изчисление се определя скоростта на въртене на входящия вал на двупоточния модул, тъй като е осигурена твърда връзка на кинематичната схема на хидромеханичната предавателна кутия, чрез блокиране на хидротрансформатора. Преобразувателите за честота на въртене са изградени от оптронни елементи, работещи с инфрачервени лъчи, min^{-1} .

- n_2 – честотата на въртене на изходящия вал на двупоточния модул, която съгласно схемата на стенда съвпада с тази на натоварващата хидрообемна спирачка, min^{-1} .

- T – въртящият момент, действащ на неподвижното планетно колело от диференциала на хидромеханичната предавателна кутия. С отчитане на трие-

нето в диференциалния механизъм се изчислява въртящият момент на входящия вал в двупоточния модул. Измерването става посредством еталониран тензометричен полумост, Nm.

- Δp_2 – налягането на работната течност в напорната магистрала на изследваната ОХМП. Работното диференциално налягане се определя като разликата от налягането на напорния и свързващия тръбопровод. Налягането в напорния тръбопровод се отчита с електрически преобразувател тип PSPR с клас на точност 0.5%, захранващо напрежение от 10 до 30V DC. Изходното напрежение е право пропорционално на измерваното налягане и се променя в границите от 0 до 10V, МРа.

- Δp_1 – диференциалното налягане на работната течност в работните магистрали на задвижващата хидрообемна предавка. Изчислява се като разликата от налягането на напорния и свързващия тръбопровод. Измерва се с механични манометри, МРа.

- Δp_3 – диференциалното налягане на работната течност в работните магистрали на натоварващата спирачка. Изчислява се като разликата от налягането на напорния и свързващия тръбопровод. Измерва се с механичен манометър. При определянето на Δp_1 , Δp_2 и Δp_3 се приема, че налягането в тръбопровода с ниско налягане е равно на захранващото налягане на съответните кръгове, МРа.

- Q – дебитът на работната течност в работната магистрала на хидромашините от ОХМП, l/min.

- t – температурата на работния флуид в ОХМП. Следи се за постоянство на стойността, за наличието на динамичен процес, свързан с увеличение на силовите загуби, °C.

4.3. Изчислени величини

- $K_v = \frac{V_{\text{тек}}}{V_{\text{max}}}$, – е относителният работен обем на хидромашините, –,

Графичните зависимости на K_{v3} , K_{v4} и на общия КПД, като функция от честотата на въртене на изходящия вал са показани на *фиг. 4.3*.

- $\Delta p_{1,2,3} = p_2 - p_1$, МРа. – диференциалното налягане между напорния и свързващия тръбопровод на съответните хидрообемни предавки.

Графичните зависимости на $\Delta p_{\text{ОХМП}} = \Delta p_2 = p_4 - p_3$ (от Фигура 2) и на общия КПД като функция от честотата на въртене на изходящия вал са показани на *фиг. 4.4*.

- $M_{\text{вх ОХМП}}$ – входящият въртящ момент в ОХМП. Пресмята се от измерената (от тензометричния полумост) величина T , Nm.

- M_1 , – входящ въртящ момент в ОХМП, след съгласуващата предавка:

$$(4.1) \quad M_1 = T.C_T.i_{\text{сп}}.\eta_{\text{сп}}, \text{ Nm.}$$

• $M_{\text{ОХМП}}$ – въртящият момент, преминаващ през хидравличния клон на ОХМП на изхода на ХОП при хидромотора (индекс 3), Nm.

$$(4.2) \quad M_{\text{охмп}} = \frac{M_1.K_{v3}.\eta_{\text{хм}}}{2.K_{v2}} \pm 0,05.M_1, \text{ Nm.}$$

• $M_{\text{сп}}, \text{ Nm}$ – въртящият момент на изхода от ОХМП. Съвпада с въртящия момент, подаван към натоварващото устройство – хидромашина, регулируема и работеща в помпен режим, разтоварвана през дросел, настроен на постоянно налягане – $\Delta p_3 = 5 \text{ МПа}$.

$$(4.3) \quad M_{\text{сп}} = K_{V4}.V_{\text{max}}.\Delta p_3.2\pi, \text{ Nm;}$$

• $n_{\text{ВХ ОХМП}}$ – ъгловата скорост на входящия вал на ОХМП след съгласуващата предавка, min^{-1} :

$$(4.4) \quad n_{\text{вх}} = n_1.u_{\text{дм}}.u_{\text{пк}}.u_{\text{гп}}.u_{\text{сп}}, \text{ min}^{-1}.$$

• i_c – силовото предавателно число:

$$(4.5) \quad i_c = \frac{M_{\text{сп}}}{M_1}, -,$$

отчита силовите загуби на изпитваната ОХМП;

• i_k е кинематичното предавателно отношение, отчитащо кинематичната загуба на скорост, вследствие на хидравличните утечки в хидромашините:

$$(4.6) \quad i_k = \frac{n_2}{n_{\text{вх}}}, -.$$

• η – КПД на изследваната предавка:

$$(4.7) \quad \eta = \frac{M_{\text{сп}}}{M_1} \cdot \frac{n_2}{n_{\text{вх}}} = i_c \cdot i_k, -.$$

4.4 Опитни резултати

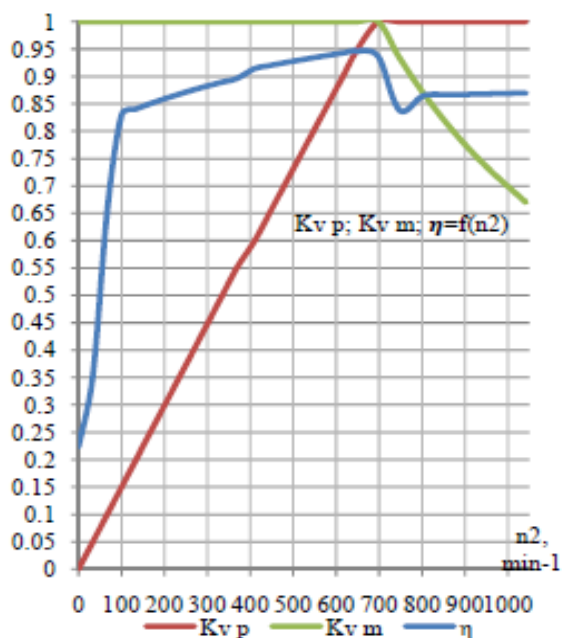
Данните от експерименталното изпитване са представени на фиг. 4.2...4.5.

4.5. Изводи от опитните резултати

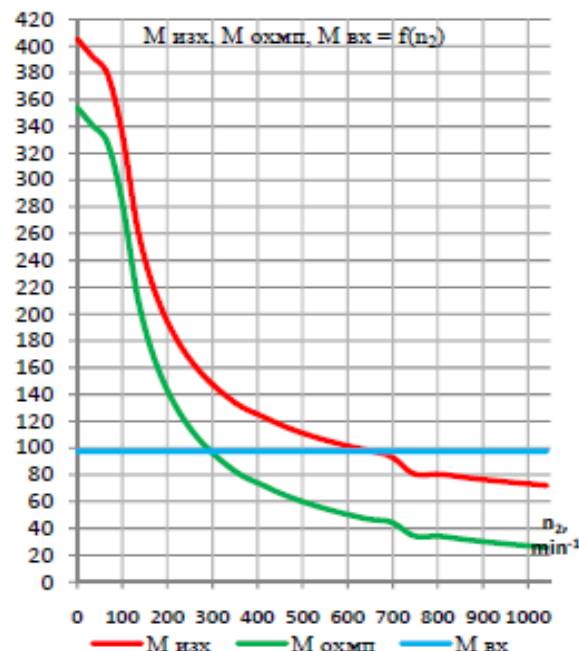
Методиката позволява да се експериментира

с различни режими на работа на хидравличните машини, задавани чрез изменение на техните работни обеми. За оценка на преобразуващите свойства на предавката са показани резултатите за един конкретен случай – крива от семейство характеристики, като критерият е тази с най-голяма стойност на $M_{\text{вх}}$, определена от инсталираната мощност на стенда, с оглед максимално използване на силовите възможности на инсталираните хидромашини и механични възли, с цел постигане на реална стойност на КПД,

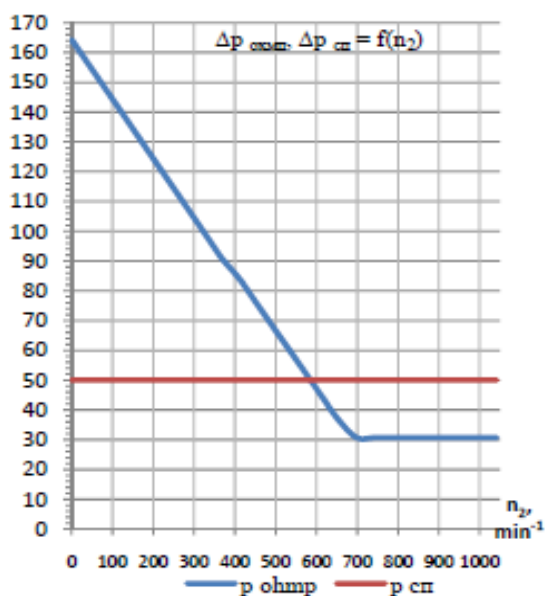
снета при постоянни параметри на входа и използване възможността за регулиране и на двете хидромашини. Задвижва щият агрегат също има възможност безстепенно да променя параметрите на входа на изпитваната предавка. Така се имитират частични режими на дизелов двигател и може да се построят семейство изходящи характеристики.



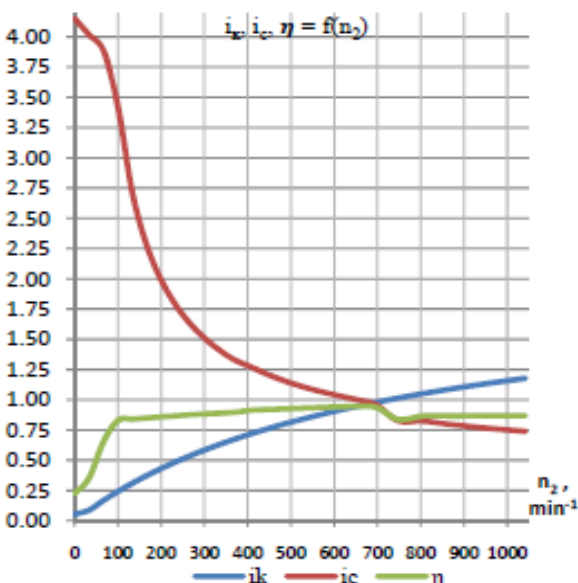
Фиг. 4.2. Изменение на относителните работни обеми на хидромашините от ОХМП и на общия КПД на предавката (индекси р – помпа за K_{V2} ; m – хидромотор за K_{V3}) от честотата на въртене на изходящия вал



Фиг. 4.3. Изменение на силовото предавателно число i_c , кинематичното предавателно отношение i_k и общия КПД на ОХМП в зависимост от честотата на въртене на изходящия вал



Фиг. 4.4. Изменение на диференциалните налягания между работните магистрали на хидромашините от ОХМП – $\Delta p_{\text{охмп}}$ и натоварващата спирачка – $\Delta p_{\text{сп}}$, в зависимост от честотата на въртене на изходящия вал



Фиг. 4.5. Изменение на силовото предавателно число i_c , кинематичното предавателно отношение i_k и общия КПД на ОХМП в зависимост от честотата на въртене на изходящия вал

4.6. Общи изводи

На базата на извършените теоретични и експериментални изследвания на протичащите силови и мощностни потоци в разглежданата предавка могат да се направят следните основни изводи:

- За количествена оценка на приложимостта на конкретна кинематична схема на реализиране на разглежданата предавка е най-удачно да се използват параметрите КПД и диапазоните на изменение на силовото и кинематичното предавателно отношение;
- Параметърът на планетния механизъм пряко влияе върху количественото разпределение на силовите потоци, преминаващи през двупоточната предавка;
- Резултатите от изследването показват, че е възможно да се осигури малък относителен дял на мощността, предавана през хидравличния клон, като се запази безстепенното изменение на предавателното отношение в достатъчно широк диапазон, при оптимален подбор на кинематичната схема и параметрите на механичния клон.

4.7. Съпоставяне на опитните данни с тези от теоретичното изследване

След обработка на получените опити и данни е построена графичната зависимост $\eta = f(i)$, представена на *фиг. 4.6*. Получената графика е наложена върху графиките, получени при теоретичното изследване. За количествена оценка на сравнението е използвана средната относителна грешка между теоретично получените стойности на общия КПД на предавката и тези от проведения експеримент:

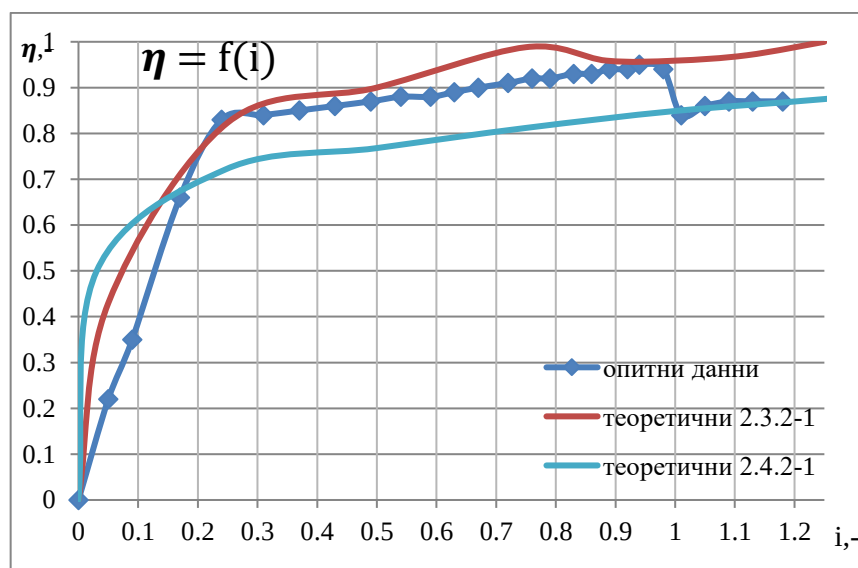
$$(4.8) \quad \Delta\eta = \sum_1^n \left| \frac{\eta_m - \eta_e}{\eta_e} \right| \cdot \frac{1}{n} \cdot 100, \%$$

Построена е графичната зависимост на функцията $\Delta\eta = f(i)$, % за резултатите от теоретичното изследване на предавката (*фиг. 4.7*).

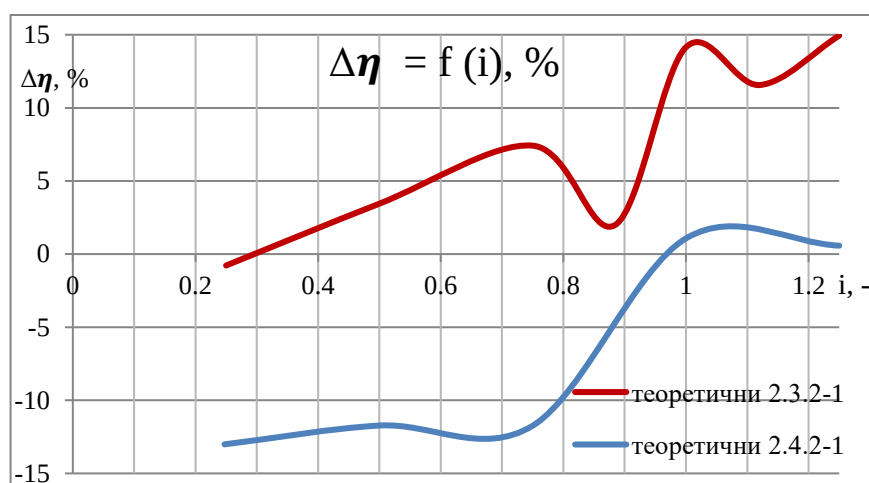
4.8 Изводи от съпоставянето на опитните данни с тези от теоретичното изследване

- В областта на работния диапазон на изменение на предавателното отношение от 0,25 до 1,25 грешката е 5 %. Цитираният диапазон (5) е достатъчно широк за повечето транспортни, теглителни и специални машини, а грешката може да се приеме за допустима за целите на изследването.
- Предполага се, че върху стойността на грешката най-голямо влияние оказват сравнително високите дялове на хидромеханичните и механичните загуби в използваните за реализация на двупоточния модул възли от трансмисиите на реални транспортни и теглителни машини, със сравнително висока монтажна мощност, която не може да бъде осигурена поради конструктивни ограничения. Влияние върху стойността на грешката оказва и нетипичното приложение.

ние на диференциалния механизъм, за който не е използван прецизен математичен модел.



Фиг.4.6. Съпоставяне на опитно получената функционалната зависимост на КПД от предавателното отношение на ОХМП с теоретично получените



Фиг.4.7. Сравнение на резултатите, получени по теоретичен път

Заклучение:

Изследвани са по теоретичен път всички възможни кинематични схеми на свързване на едноконтурни обемни хидромеханични предавки и е реализиран опитен образец на двупоточен модул за един от изследваните варианти. В заключение могат да се направят следните по-важни изводи:

1. Предложени са параметрите „КПД” и „диапазон на изменение на кинематичното предавателно отношение”, които да се ползват като критерии за оценка на приложимостта за използване на изследваните предавки в трансмисиите на транспортна, теглителна или със специално предназначение мобилна техника. Като минимално допустима стойност за КПД е приета 0,8, а

за диапазона на изменение на кинематичното предавателно отношение на предавателната кутия – 5.

2. Изследвани са теоретично всички възможни кинематични схеми за реализиране на едноконтурна ОХМП, но са представени и предложени общо шест схеми с различни възможности, три от които осигуряват стойност на диапазона над 5, което е предпоставка за използване в трансмисиите на широк спектър мобилни машини.

3. Изследвано е влиянието на „параметър на планетния ред” и „предавателно отношение на съгласуващите предавки” – параметри на механичния клон върху общия КПД и диапазон на предавката.

4. Въз основа на теоретичното изследване и наличните хидромашини, и готов възел е реализирана диференциална хидромеханична предавка.

5. Проучени са възможностите за избор на натоварващо устройство и задвижващ агрегат на създадената предавка за внедряване на модулен принцип в стенд за лабораторно изпитване на предавката.

6. След проведения експеримент, получените опитни данни са сравнени с теоретичните с цел проверка на математичния модел. В работния диапазон на предавателното отношение 0,25..1,25 средната грешка не надвишава 5%, а максималната – 9 %.

Приноси на дисертационния труд

Научно-приложни:

1. Създаден е математичен модел, оценяващ приложимостта на всяка възможна кинематична схема на свързване между звената и машините в едноконтурна двупоточна хидромеханична предавка с външно разделяне на мощностните потоци, съдържаща две хидромашини и един диференциален механизъм;

2. Разработена е методика за експериментално изследване в лабораторни условия на параметрите на двупоточна обемна хидромеханична предавка;

3. На базата на разработената методика и математичен модел са анализирани показателите на различни варианти на двупоточни схеми на ОХМП и са предложени подходящи схеми, за вграждане в специални транспортни и теглителни машини.

Приложни:

1. Теоретично е направено сравнение за приложимостта на възможните схеми на свързване на звената, съдържащи се в едноконтурна двупоточна хидромеханична предавка, с критерии: КПД и диапазони на изменение на силовото и кинематичното предавателно отношение;

2. Създадена е изчислителна програма в Matlab, на базата на математичния модел, която позволява изследване на влиянието на всички основни параметри на звената и машините, участващи в кинематичната схема, върху ефективните показатели на предавката;

3. Внедреният двупоточен модул разширява възможностите на съществуващия стенд за изпитване на хидромеханични трансмисии от различен вид и може да се използва за научно-изследователска работа и лабораторни упражнения за студентите, обучаващи се не само във Факултета по транспорта, а и в други факултети на ТУ – София.

Публикации по дисертацията

1. Гигов Б., Русанов Р., Възможности за използване на диференциални обемни хидромеханични предавки в трансмисиите на транспортни и теглителни машини, сборник доклади Trans&Motauto '05, ноември 2005, стр. 74–77.
2. Гигов Б., Русанов Р., Изследване на КПД, кинематичния и силовия диапазон на двупоточни обемни хидромеханични предавки, сборник доклади Trans&Motauto '06, ноември 2006, стр. 69–72.
3. Русанов Р., Изследване влиянието на параметрите на механичния клон върху диапазона на регулиране на едноконтурни двупоточни обемни хидромеханични предавки с външно разделяне на мощностния поток, сборник доклади Trans&Motauto '07, октомври 2007, стр. 76–79.
4. Русанов Р., Гигов Б., Модул за изследване на двупоточна хидромеханична предавка, сборник доклади Trans&Motauto '07, октомври 2007, стр. 107–111.
5. Русанов Р., Гигов Б., Методика за изследване на двупоточна обемна хидромеханична предавка на стенд, сборник доклади Бултранс '12, октомври 2012, стр. 254–259.
6. Русанов Р., Гигов Б., Изпитване на двупоточна хидромеханична предавка на стенд, сборник доклади Бултранс '16, септември 2016, стр. 109–113.

SUMMARY

EXAMINATION OF THE DIFFERENTIAL HYDRO-MECHANICAL TRANSMISSION FOR SPECIAL AUTOMOBILES

Mag. Eng. Rosen Ventsislavov Rusanov

In chapter one a literature review and a classification of the volumetric hydro-mechanical gears that contain two hydro-machines and one planetary mechanism as a separating/collecting unit has been made.

In the second chapter, the suitability of the possible kinematic circuits to be used in transport and traction machines is being examined. A calculation programme has been constructed by using mathematical models that describe the losses in the hydraulic branch and the distribution of the strength and power streams in the planetary mechanism. The kinematic and strength diapason of the variation of the gear ratio have been theoretically examined, where a minimal permissible value of the usefulness rate coefficient has been established. The influence of the mechanic branch parameters on the gear parameters have been examined.

In chapter three a choice of a kinematic scheme is made, which shall be realized and implemented as a stand module for the examination of transmissions of different kinds. A methodology for the examination with permanent value of the power input at the input of the gear unit has been suggested.

The fourth chapter represents the experimental data from the measurement results and compares it to the data theoretically found.