



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

National Society of the Internal Combustion Engines Specialists

*National Scientific-Technical Club of the Automobile, Tractor
and Industrial Truck Specialists*

SCIENTIFIC-TECHNICAL UNION OF TRANSPORT

National Section for Automobile Transport

**TERRITORIAL ORGANIZATION OF SCIENTIFIC -
TECHNICAL UNION - RUSSE**

MOTAUTO`02

PROCEEDINGS

Volume II

**“AUTOMOBILES, TRACTORS AND
INDUSTRIAL TRUCKS”**

ISBN 954-90272-8-7

Russe

29-31 October 2002

CONTENTS**“AUTOMOBILES, TRACTORS AND INDUSTRIAL TRUCKS”**

			PAGE
A 01	ADDITIONAL, DRIVEN FROM CRANKSHAFT ENERGY CONSUMERS AND THEIR INFLUENCE ON CAR PERFORMANCE	Ph.D.Kneba Z.	PL3
A 02	CURRENT STATE OF DEVELOPMENT AND PERSPECTIVES OF AUTOMOTIVE HYBRID ELECTRIC DRIVES	Ph.D.M.Sc.Eng.Makowski S.	PL6
A 03	INVESTIGATION OF FLORIDA POLY CAR BODY IN QUASI-STATIC CONDITIONS	Dr.Sc.Milovanovic M., Dr.Sc.Obradovic D., M.Sc.Bogdanovic Z.	YU ...11
A 04	INFLUENCE OF BRAKE SHOE FRICTION LINING UPON DRUM BRAKE PERFORMANCE	Dr.Sc.Obradovic D., Dr.Sc.Milovanovic M., M.Sc.Bogdanovic Z.	YU ...16
A 05	ENERGY FLOWS MODELLING OF SERIES HYBRID ELECTRIC VEHICLE	Prof.Dr.Sc.Ph.D.M.Sc.Eng Cichi M., Ph.D.M.Sc.Eng.Makowski S.	PL ...21
A 06	STRESS DISTRIBUTION IN HIGH BEAM VEHICLE STRUCTURE ELEMENTS LIKE BULKHEADS BASED ON THREE DIFFERENT METHODS OF STRESS ANALYSIS	Prof.Dr.Sc.Brnic J., Dipl.Eng.Turk A., M.Sc.Canadija M.	HR ...27
A 07	HYDROSTATIC TRANSMISSION FOR MOVEMENT OF MOBILE MACHINES ON WHEELS	Doc.Dr.Janosevic D. , Prof.Dr.Jevtic V. , Prof.Dr.Marinkovic Z.	YU ...31
A 08	TECHNICAL DEFECTS OF THE BUS IN CONDITIONS OF GEORGIA REPUBLIC	Ass.Prof.Kochadze T.P., Ass.Dvalishvili T.M., Ass.Prof.Gueradze P.T.	GRG ...35
A 09	MATHEMATICAL MODELLING OF VIBRATIONS OF VEHICLE PLATE STRUCTURES	Dipl.Eng.Cehic Z., Ass.Prof.Ph.D.Turkalj G., Dipl.Eng.Roscic S.	HR ...36
A 10	FREE VIBRATION MODEL OF THIN WALLED BEAM APPLIED TO VEHICLE STRUCTURES	Dipl.Eng.Roscic S., Prof.D.Sc.Brnic J., Dipl.Eng.Cehic Z.	HR ...41
A 11	STAND - SIMULATOR FOR STUDYING SERVICE PROPERTIES OF MOTOR VEHICLES WITH ABS IN BREAKING CONDITIONS	Prof.Dr.Sc.Revin A.A., Dipl.Eng.Dygalo V.G.	RU ...45
A 12	DEFINING OF BREAKE SYSYTEM EFFECTIVENESS OF TRANSPORT MEANS ON THE UNIVERSAL STAND	Ass.Prof.Bobokhidze B.Y., Ass.Dvalishvili T.M.	GRG ...49
A 13	ABOUT THE PRETENSION OF RUBBER PIECES	Prof.Phys.Alexandrescu L., Prof.Dr.Eng.Ciofoaia V., Prof.Dr.Eng.Curtu I.	RO ...51

MOTAUTO'02

A 14	IMPROVEMENT IN MACHINING OF ADDITIONAL ELEMENTES OF PART CONTOUR ON LATHES WITH NUMERICAL PROGRAM CONTROL	Ass.Prof.Dr.Kashtalyan I.A., Ass.Prof.Dr.Parkhutik A.P.	BLR	...55
A 15	TECHNICAL SOLUTIONS FOR "YUGO" VEHICLES MEETING THE REQUIREMENTS OF EURO 4 REGULATIONS	Prof.Dr.Sc.Pesic R., M.Sc.M.E.Nestorovic. D., B.Sc.M.E.Lakicevic M., Prof.Dr.Sc.Veinovic S.	YU	...61
A 16	A PROBLEM OF INCREASE OF AN EXACTITUDE OF MEASUREMENTS OF VELOCITIES OF TRANSPORT MEANS	Mast.Deg.Bobokhidze M. B.	GRG	...67
A 17	CONCERNING THE ELECTRONIC MODELLING OF THE HEATING AND COOLING OF THE DRUM BRAKES OF TRANSPORTATION VEHICLES.	Prof.Dr.Volchenko A.I., Ass.Prof.Dr.Dyachuk V.V., RU Ass.Prof.Dr.Volchenko N.A., Dipl.Eng.Voloschuk V.V.	RU	...68
A 18	A FEM PROCEDURE FOR MODELLING OF STRUCTURES CONTANING RIGID BODIES	M.Sc.Bogdanovic Z., M.Sc.Bogdanovic G., Ph.D.Milovanovic M.	YU	...73
A 19	THE STAND FOR TESTS MOTOR CULTIVATOR	Prof.Dr.Sc.Chabukiani R.R., Dipl.Eng.Tsibadze Z.G., Mast.degree.Geguchadze Z.A.	GRG	...78
A 20	PROGNOSIS OF THE VALUES OF THE ROUGHNESS OF CYLINDER SLEEVES AFTER SURFACE PLASTIC DEFORMATION	Dipl.Eng.Stefanov G., Ass.Prof.Dr.Karshakov M.	BG	...79
A 21	MODELING THE WORK FINITE REGIMES AT THE HYDROSTATIC TRANSMISSION	Dr.Eng.Gigov B.	BG	...82
A 22	TRANSITION REGIMES OF CHANGING THE PRESSION IN A TWO-WAY BRAKE SYSTEM OF A ROAD TRAIN	Dipl.Eng.Mollov Ia.	BG	...85
A 23	BENCH FOR TESTING AUTOMATIC TRANSMISSIONS PRESSURE CONTROL SOLENOID VALVES	Ass.Prof.Traikov B., Dipl.Eng.Dungyov V.	BG	...89
A 24	INVESTIGATION OF THE STRAIN CONDITIONS A LOAD BEARING FRAME GIRDER OF TRANSPORT UNIT "SEMITRAILER-ELECTRIC GENERATOR"	Ass.Prof.Kunchev L., Dipl.Eng.Nedelchev K., Dipl.Eng.Yanachkov G.	BG	...91
A 25	MODELLING VIBROPROTECTION OF TRANSPORT UNIT "SEMITRAILER-GENERATOR" UNDER RANDOM DISTURBANCES	Ass.Prof.Kunchev L., Dipl.Eng.Yanachkov G., Dipl.Eng.Nedelchev K.	BG	.. 97
A 26	EXPERIMENTAL INSTALLATION FOR INVESTIGATION OF PNEUMATIC TYRES	Ass.Prof.Dr.Ivanov R., Ass.Prof.Dr.Russev R., Dipl.Eng.Ilchev P., Dipl.Eng.Nikolov V.	BG	...101

MOTAUTO'02

A 27	MATHEMATICAL MODELLING OF SYSTEM ENVIRONMENT-CHAIN VEHICLE-DRIVER	Dr.Eng.Lilov I., Dipl.Eng.Lalev L.	BG	...105
A 28	FUEL ECONOMY BY THE STEADY-STATE REGIME OF MOVEMENT OF FIGHTING CHAIN-VEHICLE	Dr.Eng.Lilov I.	BG	...110
A 29	COMPULSORY MOVEMENT OF WHEEL VEHICLE ON CURVED TRAJECTORY	Dr.Eng.Lilov I.	BG	...113
A 30	MODERNIZATION OF THE GEAR BOX OF WHEELED TRACTOR TK-80 AND ITS MODIFICATIONS	Dr.Eng.D.Badrikov E., Dr.Eng.D.Bozhkov Sn., Dipl.Eng.Popov I.	BG	...114
A 33	THE INFLUENCE OF BEARER CONSTRUCTION'S MATERIAL OF DISTRIBUTION THE ENERGY ON BUS T715	Msc.Dipl.Eng.Stojanovski V.R., Prof.Dr.Mikarovska M.V.	MK	...125
A 34	NEW TECHNOLOGIES WITH DECREASING RESISTANCE OF MOTOR VEHICLE MOVEMENT	Prof.Dr.Mikarovska M.V. Msc.Dipl.Eng.Stojanovski V.R.	MK	...129
A 35	LIMITED PARAMETERS OF PLANETARY MECHANISMS WITH COUPLED RADIALY SITUATED SINGLE - CROWN SATELLITES	Ass.Prof.Dr.Abramov V.T., S.Ass.Dr.Dovgopolaya O. Yu.	UKR	...135
A 36	DYNAMIC OF THE SYSTEM VEHICLE - TANK - LIQUID CARGO	Prof.Dr.Radonjic R., Prof.Dr.Radonjic D.	YU	...141
A 37	CHANGES IN THE PROFILE OF THE SURFACE OF CYLINDER SLEEVES AFTER COLD WORKING	S.Ass.Stefanov G.D.	BG	...147
A 38	VERIFICATION OF THE STRENGTH OF SUPERSTRUCTURE BY CALCULATION ACCORDING TO ECE R66 (ANNEX 6)	Ass.MSc. Gavriloski G.V. Ass.Prof.Dr.Gavriloski G.M.	MK	...150

МОДЕЛИРАНЕ НА КРАЙНИТЕ РЕЖИМИ НА РАБОТА НА ХИДРООБЕМНА ПРЕДАВКА

ГИГОВ Б. И.

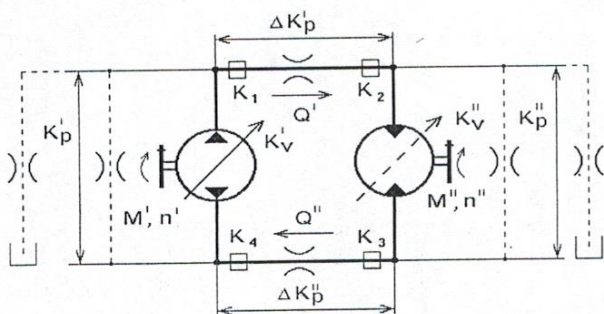
България

Гл. ас. д-р, Технически университет - София

The paper investigates the work of hydrostatic transmission in the finite regimes range. The hydrostatic transmission includes a variable-delivery pump and a variable hydraulic motor. In the paper are obtained analytical results for boundary lines in the pumps characteristics. The results are valid in the cases "idle running" and "steady-state" regimes.

Крайните режими на работа за една хидрообемна предавка, състояща се от обемна помпа и обемна хидромотор, се получават когато на изходящия вал на хидромотора не се реализира полезна мощност поради това, че или честотата на въртене или въртящият момент са равни на нула, докато обемната помпа работи за да покрива обемните или хидромеханичните загуби в предавката. Изследването на тези режими дава възможност да се определи състоянието на хидромашините и възможностите на предавката като цяло по отношение на предаването на мощността с по-малки загуби и увеличаването на диапазона на изменение на изходящите параметри - въртящ момент и честота на въртене.

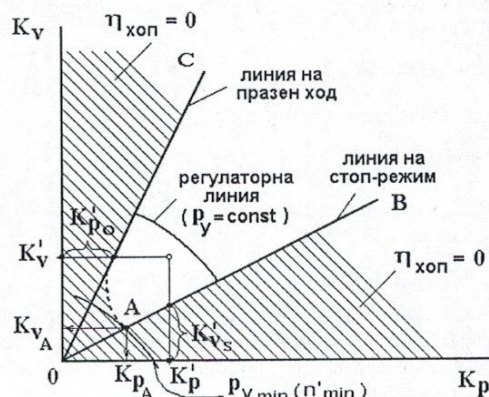
Въз основа на определени по опитен път коефициенти и модели на загубите се предлагат аналитични зависимости за описание на линиите на празен ход и стоп-режим. Коефициентите заложили в моделите зависят от типа на хидромашините и схемата на свързване. Например при най-често срещаната разделно-агрегатна схема на свързване, при която се използват гъвкави маслопровода за високо налягане, при работа на празен ход е добре да се отчетат и техните хидравлични съпротивления, докато при моноблочен вариант на предавката тези съпротивления могат да се пренебрегнат. При работа на стоп-режим основно влияние оказват утечките между двете работни магистрала и между магистралата за високо налягане и корпуса на хидромашините (респективно резервоара).



Фиг.1 Еквивалентна схема на хидропредавката

На фиг.1 са показани еквивалентните дросели за помпата, хидромотора и маслопроводите и четири метални колена под 90° (K1÷K4), при разделноагрегатен вариант на предавката с една помпа и един хидромотор. Утечките между магистралата за ниско налягане и корпуса на хидромашините, както и свиваемостта на флуида са пренебрегнати.

За установяване характера на кривите на стоп-режим и празен ход на помпата са проведени предварително опити в лабораторни условия върху хидрообемна предавка, свързана по схемата на фиг.1 с хидромашини SPV23 и SMV23.[1]. Установено е, че както линията на празен ход, така и линията на стоп-режим в известна степен се отклоняват от правите OB и OC, означени на безразмерната регулаторна характеристика на помпата - $K_V = f(K_P)$ (фиг.2).



Фиг. 2 Условна безразмерна характеристика на помпата

Също така докато линията на стоп-режим започва от началото на координатната система (т. О), то линията на празен ход започва от т. А, която лежи на стоп-линията и съответствува на максималния относителен работен обем на помпата $K_{V,A}$, при който изходящият вал на предавката все още не се върти, независимо дали е натоварен или освободен. На този работен обем отговаря относително работно налягане $K_{P,A}$, което е необходимо за преодоляване на собствените хидромеханични загуби на хидромотора в момента на потегляне. Характерно е, че в този момент налягането е малко по-високо отколкото след развъртане на вала на хидромотора. По нататък с увеличаване на работния обем на помпата, респективно честотата на въртене на изхода на предавката (n'') по линията на празен ход налягането постепенно нараства.

В заштрихованите области от безразмерната регулаторна характеристика, заключени между координатните оси и ограничителните линии на стоп-режим и празен ход, хидрообемната предавка не предава полезна мощност и нейният КПД е нула ($\eta_{\text{ХОП}}=0$). В областта, заключена между двете ограничителни линии предавката предава полезна мощност с определени параметри на изхода. При наличие на система за автоматично управление зависимостта между работния обем и работното налягане на помпата, при постоянна честота на въртене на нейния вал (n'), респективно управляващо налягане (p_y), е еднозначно определена (например чрез дадената на фиг.2 регулаторна линия). С намаляване на честотата на въртене на помпата все повече се ограничава възможността за изменение на работния ѝ обем по регулаторната линия, докато се достигне до честота на въртене (n'_{min}), която съответства на минималното управляващо налягане ($p_{y,\text{min}}$), чиято регулаторна линия минава през т. А.

При извеждане на зависимостите за ограничителните линии на регулаторната характеристика на помпата се използват следните означения:

z' - брой на помпите, включени паралелно;

z'' - брой на хидромоторите, включени паралелно;

V' - текущ работен обем на помпата, cm^3/tr ;

V'_{max} - максимален работен обем на помпата, cm^3/tr ;

$Kv' = \frac{V'}{V'_{\text{max}}}$ - относителен работен обем на помпата;

Kv'_s - относителен обем на помпата по стоп-линията;

V'' - текущ работен обем на хидромотора, cm^3/tr ;

V''_{max} - максимален работен обем на помпата, cm^3/tr ;

$Kv'' = \frac{V''}{V''_{\text{max}}}$ - относителен обем на хидромотора;

Kv''_{min} - минимален относителен работен обем на хидромотора (при регулируеми мотори);

$\Delta p'$ - текущо работно налягане на помпата, МПа;

$\Delta p''$ - текущо работно налягане на хидромотора, МПа;

Δp_{max} - максимално работно налягане, МПа;

$Kp' = \frac{\Delta p'}{\Delta p_{\text{max}}}$ - относително налягане на помпата;

Kp'_0 - относително работно налягане на помпата по линията на празен ход;

$Kp'' = \frac{\Delta p''}{\Delta p_{\text{max}}}$ - относително налягане на хидромотора;

n' - текуща честота на въртене на помпата, tr/min ;

n'_{max} - максимална честота на помпата, tr/min ;

$Kn' = \frac{n'}{n'_{\text{max}}}$ - относителна честота на помпата;

n'' - текуща честота на въртене на хидромотора, tr/min ;

n''_{max} - максимална честота на хидромотора, tr/min ;

$Kn'' = \frac{n''}{n''_{\text{max}}}$ - относителна честота на хидромотора;

$\Delta Q'$ - дебит на утечките на помпата, cm^3/min ;

$Q'_{\text{max}} = V'_{\text{max}} n'_{\text{max}}$ - максимален геометричен дебит на помпата, cm^3/min ;

$\overline{\Delta Q}' = \frac{\Delta Q'}{Q'_{\text{max}}}$ - относителни обемни загуби на помпата;

$\Delta Q''$ - дебит на утечките на хидромотора, cm^3/min ;

$Q''_{\text{max}} = V''_{\text{max}} n''_{\text{max}}$ - максимален геометричен дебит на хидромотора, cm^3/min ;

$\overline{\Delta Q}'' = \frac{\Delta Q''}{Q''_{\text{max}}}$ - относителни обемни загуби на мотора;

$\Delta M'$ - хидромеханични загуби на помпата, Nm;

$M'_{\text{max}} = \frac{V'_{\text{max}} \Delta p_{\text{max}}}{2\pi}$ - максимален теоретичен

въртящ момент на помпата, Nm;

$\overline{\Delta M}' = \frac{\Delta M'}{M'_{\text{max}}}$ - относителни хидромеханични загуби на помпата;

$\Delta M''$ - хидромеханични загуби на хидромотора, Nm;

$M''_{\text{max}} = \frac{V''_{\text{max}} \Delta p_{\text{max}}}{2\pi}$ - максимален теоретичен

въртящ момент на хидромотора, Nm;

$\overline{\Delta M}'' = \frac{\Delta M''}{M''_{\text{max}}}$ - относителни хидромеханични

загуби на хидромотора;

$\Delta p'_z$ и $\Delta p''_z$ - пад на налягането в работните маслопровода, МПа;

$\Delta Kp' = \frac{\Delta p'_z}{\Delta p_{\text{max}}}$; $\Delta Kp'' = \frac{\Delta p''_z}{\Delta p_{\text{max}}}$ - относителен пад на

налягането в работните магистрали;

$I_0 \div I_7$ - спомагателни коефициенти за линията на празен ход, зависещи от работния обем на хидромотора;

$J_1 \div J_3$ - спомагателни коефициенти за линията на стоп-режим, зависещи от честотата на въртене на помпата.

При работа на празен ход се приема, че хидромотора работи с минимално възможния си работен обем (ако е регулируем), ограничен чрез съответна регулировка на неговия диск или блок.

От условието $M''=0$ следва:

$$(1) \quad Kv''_{\text{min}} Kp'' = \overline{\Delta M}''$$

Относителните хидромеханични загуби се изразяват чрез определени по опитен път коефициенти $m_0 \div m_7$ и безразмерните показатели на хидромашината, като относителното работно налягане на мотора е свързано със това на помпата съгласно фиг.1 по зависимостта:

$$(2) \quad Kp'' = Kp' - \Delta Kp; \Delta Kp = \Delta Kp' + \Delta Kp'' = \frac{\Delta p_z}{\Delta p_{\text{max}}}$$

$$(3) \quad \Delta p_z = \lambda \frac{l_1}{d} \rho \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4} + \lambda \frac{l_2}{d} \rho \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4} + 4\zeta \rho \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4}$$

Загубите в маслопроводите се изразяват чрез параметрите на линейните и местни съпротивления и работния обем и честотата на въртене на помпата. За моноблочен вариант на предавката пресмятанията се опростяват като се приема:

$$(4) \quad Kp'' = Kp' = Kp$$

Уравнението на линията на празен ход е:

$$(5) \quad I_0 + I_1 K_p + I_2 K_p K_n'' + I_3 K_p K_n''' + I_4 K_n'' + I_5 K_n''^2 + I_6 K_n''' + I_7 K_n''^4 = 0,$$

където коефициентите $I_0 \div I_7$ са определени по зависимостите: [2].

- (6) $I_0 = m_2 m_4 + m_2 m_4 q;$
- (7) $I_1 = m_0 m_3 m_6 + m_0 m_6 q^3;$
- (8) $I_2 = m_1 m_3 m_6 + m_0 m_3 + (m_0 + m_1 m_6) q^3 - (m_2 + m_6) q;$
- (9) $I_3 = m_1 m_3 + m_1 q^3 - q;$
- (10) $I_4 = m_4 + m_2 m_5 + (m_4 + m_2 m_5) q;$
- (11) $I_5 = m_5 + m_2 m_6 m_7 + m_5 q + m_2 m_6 m_7 q^3;$
- (12) $I_6 = (m_2 + m_6) m_7 + (m_2 m_7 + m_6 m_7) q^3;$
- (13) $I_7 = m_7 + m_7 q^3.$

Величината q е една константа, която при еднакви типоразмери и бързоходност на хидромашините ще бъде равна на минималния относителен обем на хидромотора, а при нерегуруем хидромотор на единица.

$$(14) \quad q = \frac{z'' V_{\max}'' n_{\max}''}{z' V_{\max}' n_{\max}'} K_{v \min}''; \quad Kq = \frac{z'' V_{\max}'' n_{\max}''}{z' V_{\max}' n_{\max}'}$$

Относителната честота на въртене на хидромотора в уравнение (5) може да се изрази чрез относителния работен обем на помпата:

$$(15) \quad K_n'' = \frac{K_n'}{q} (K_v' - K_{v_s}')$$

При $K_n'' = 0$ линията на празен ход пресича стоп-линията (т. А на фиг. 2). От това условие могат да се определят координатите на точка А

$$(16) \quad I_0 + I_1 K_{pA} = 0; \quad K_{pA} = -\frac{I_0}{I_1}$$

От условието $n''=0$ следва:

$$(17) \quad K_n' K_v' = \Delta \bar{Q}' + \Delta \bar{Q}'' Kq$$

$$(18) \quad K_v' = K_{v_s}' = \frac{\Delta \bar{Q}'}{K_n'} + \Delta \bar{Q}'' \frac{Kq}{K_n'}$$

Уравнението на стоп-линията е:

$$(19) \quad K_v' = K_{v_s}' = J_1 K_p + J_2 K_p^2 + J_2' K_v' K_p + J_3 K_p^2 K_v'$$

За относителния работен обем на помпата в т.А се получава:

$$(20) \quad K_{vA}' = \frac{J_1 K_{pA} + J_2 K_{pA}^2}{1 - J_2' K_{pA} - J_3 K_{pA}^2} = \frac{\frac{I_0^2 J_2}{I_1^2} - \frac{I_0 J_1}{I_1}}{1 + \frac{I_0 J_2'}{I_1} - \frac{I_0^2 J_3}{I_1^2}}$$

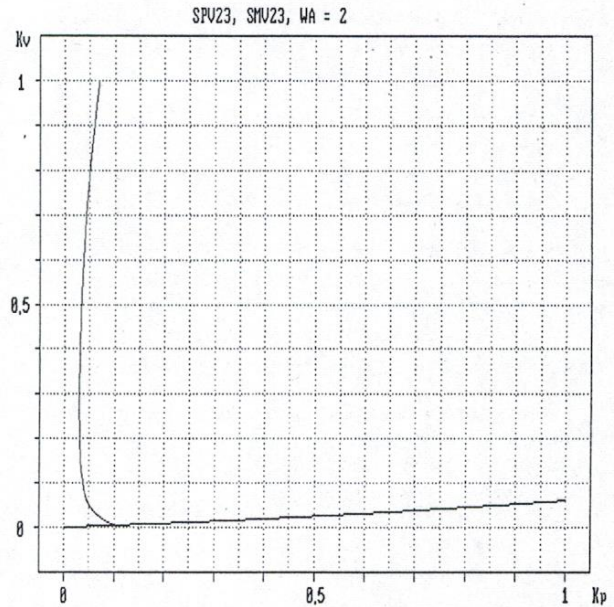
Относителните обемни загуби на хидромашините се изразяват в уравнение (18) чрез опитно определените коефициенти $d_0 \div d_5$ и безразмерните показатели на хидромашините, а чрез тях и коефициентите $J_1 \div J_3$ на линията на стоп-режим:

$$(21) \quad J_1 = \frac{d_0}{K_n'} (1 + Kq) + d_2 d_4$$

$$(22) \quad J_2 = \frac{d_1}{K_n'} (1 + Kq) + d_2 d_5$$

$$(23) \quad J_2' = d_3 d_4; \quad J_3 = d_3 d_5$$

На основата на тези зависимости е разработена програма за персонален компютър, с която могат да се изчертават теоретичните линии на граничните режими на помпата, работеща в състава на хидрообемната предавка. Като входни данни за програмата са необходими коефициентите $m_0 \div m_7$ и $d_0 \div d_5$, които за хидромашините на всеки производител са различни. На фиг. 3 е показана характеристиката получена чрез програмата за хидропредавка SPV23 – SMV23.



Фиг. 3 Теоретични гранични линии на помпата

Получените по този начин зависимости потвърждават характера на опитните линии и биха могли да се използват при теоретичните пресмятания и при проектирането на хидрообемните трансмисии използвани за транспортно движение при специалните автомобили и трактори, при карите високоповдигачи и други подобни самоходни машини.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. ДИМИТРОВ Й., Б.ГИГОВ, Опитно определяне на диапазона на регулиране на пълнопоточна хидрообемна трансмисия., сп.Селскостопанска техника, бр.5/1998г, стр.17-20.
 [2]. Объемные гидромеханические передачи. Расчет и конструирование /БАБАЕВ О. М., ИГНАТОВ Л. Н., КИСТОЧКИН Е. С. и др.; под общей редакцией Е. С. Кисточкина, Л., Машиностроение, 1987.