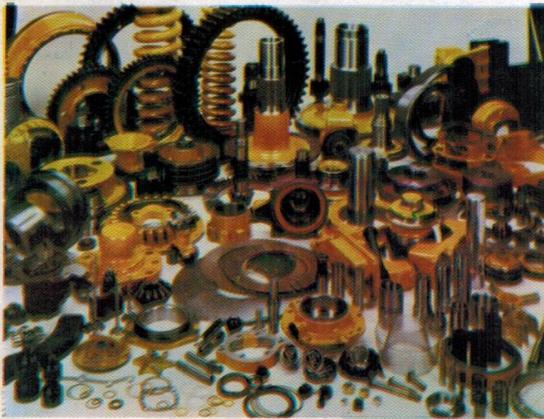


6-7/96

МАШИНО- СТРОЕНИЕ

ИЗДАНИЕ НА
МАШИНИНТЕЛЕКТ - ЕООД



Италианската фирма **С.Г.Р. - ГИНАСИ**, предлага над 20 000 вида резервни части за големогабаритна техника на марките "КАТЕРПИЛАР", "КОМАЦУ", "ФИАТ" и "АЛИС".

REPLACEMENT PARTS
FOR CRAWLER
AND WHEEL TRACTORS

CATERPILLAR
KOMATSU
FIAT - ALLIS



Представителен агент
в България
е Христина Чехларова

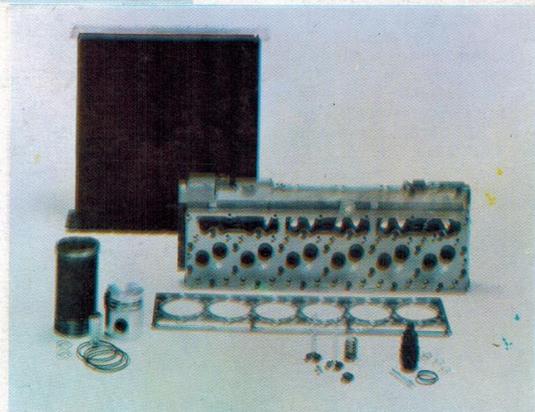
1505 София
ул. "Дечо Стефанов" № 2
тел.: 437 538
факс: 430 156
835 180

CGR GHINASSI S.p.A.
HEAD OFFICE - WORKS AND
EXPORT DEPT:
VIA FAENTINA, 175
48100 RAVENNA ITALY

P.O. BOX 438
TELEPHONE (0544) 462606 - 462651
TELEX 550003 CGR - RA
TELEFAX (0544) 463491

Mrs. HRISTINA TCHEHLAROVA
Representative Agent in Bulgaria

2, D. Stefanov, Str. phone: 43 75 38
1505 Sofia, Bulgaria telefax: 835180/430156



СЪДЪРЖАНИЕ

П. Сомлев - Индустриално оживление - ще има да чакаме.....	М.,6-7/96	171
ТЕХНИКА - КОНСТРУИРАНЕ		
С. Стоев, В. Пожидаева - Граничната радиална хлабина като критерий за издръжливостта на сачмените лагери.....	М.,6-7/96	173
Й. Евтимов - Определяне ъглите на предаване на движението в пространствени кормилни трапеци за кари.....	М.,6-7/96	175
Д. Данчев, С. Лазаров - Начини и средства за намаляване на енергийните загуби в хидравличните еднокосови багери.....	М.,6-7/96	178
М. Лазаров, О. Бекриев - Мащабен ефект при малогабаритни вихрови помпи.....	М.,6-7/96	181
А. Иванов - Матрица на коравина на виброизолиращи елементи.....	М.,6-7/96	183
С. Токмакчиев, К. Стаевски, Г. Фетваджиев - Сравнителен статистически анализ на износването на нормални и облъчени зъби за минни комбайни.....	М.,6-7/96	184
ТУ - ТМММ - СОФИЯ		
Н. Ангелов - Нова изпитвателна лаборатория.....	М.,6-7/96	187
Хр. Радев, Г. Попов, В. Бочев, Ст. Петков - Относно оценката на радиалното биене на вретеното при проверка на геометричната точност.....	М.,6-7/96	188
И. Андонов - Альтернативно определяне трайността на режещия инструмент и режима на рязане при стругане.....	М.,6-7/96	190
Г. Попов, Г. Йорданов, Б. Романов - Изследване на деформациите в зоната на контакта между вретеното и инструменталния комплект при обработващи центри.....	М.,6-7/96	192
АВТОМАТИЗАЦИЯ		
Б. Гигов, П. Захариев - Моделиране на натоварвателните свойства на хидрообемна трансмисия за мотокари.....	М.,6-7/96	194
НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ - ТУ - ТМММ - ВАРНА		
А. Златаров - Оптимална относителна траектория при кръгло врезно шлифване.....	М.,6-7/96	199
Г. Василев, А. Златаров - Управление качествени показатели на обработените повърхнини при плоско шлифване посредством промяна характера на относителната траектория.....	М.,6-7/96	202
С. Манолов, Г. Симеонов - Автоматизирано изпитване на точност на позициониране на металорежещи машини с ЦПУ.....	М.,6-7/96	204
ТЕХНОЛОГИЯ		
К. Средков - Манипулационни системи на работи за механична обработка на металите чрез рязане / част /.....	М.,6-7/96	207
М. Нанков - Обобщен модел на шлифване на базата на понятието "ефективен еквивалентен диаметър" на обработваната заготовка.....	М.,6-7/96	209
Б. Григоров - Формиране и визуализиране на работното пространство на товароподъемен манипулатор.....	М.,6-7/96	211
Е. Асенов, И. Мрянков - Основи за създаване на стенд за изследване процесите на рязане на почви.....	М.,6-7/96	213
А. Янакиев, В. Панов - Моделиране на работното съоръжение на еднокосов багер с използване на суперелементи.....	М.,6-7/96	215
Ж. Теллалян, И. Ангелов, И. Чобанов - Многокритериален подход за оптимизация на механични характеристики на стомана 3Х4МЗАФ.....	М.,6-7/96	217
Р. Петков, С. Атанасов - Изследване на скоростното поле на метала в кокилата при сифонно разливане на стомана в "РАДОМИР ЛЕКО КО" ООД.....	М.,6-7/96	222
И. Митев - Износоустойчивост на железомедна металокерамика след повърхностно обогатяване с бор и въглерод.....	М.,6-7/96	223
* Анализът на уплътнителите се изплаща / SKF България ЕООД.....	М.,6-7/96	225

СОДЕРЖАНИЕ

П. Сомлев.....	М.,6-7/96	171
ТЕХНИКА - КОНСТРУИРОВАНИЕ		
С. Стоев, В. Пожидаева - Предельный радиальный зазор как критерий прочности шариковых подшипников.....	М.,6-7/96	173
И. Евтимов - Определение углов передачи движения в пространственных рулевых трапециях погрузчиков.....	М.,6-7/96	175
Д. Данчев, С. Лазаров - Способы и средства уменьшения энергетических потерь в гидравлических однокосовых экскаваторах.....	М.,6-7/96	178
М. Лазаров, О. Бекриев - Масштабный эффект малогабаритных вихревых насосов.....	М.,6-7/96	181
А. Иванов - Матрица жесткости виброизолирующих элементов.....	М.,6-7/96	183
С. Токмакчиев, К. Стаевски, Г. Фетваджиев - Сравнительный статистический анализ износа нормальных и облученных зубьев горных комбайнов.....	М.,6-7/96	184
ТУ - ТМММ - СОФИЯ		
Н. Ангелов - Новая испытательная лаборатория.....	М.,6-7/96	187
Хр. Радев, Г. Попов, В. Бочев, Ст. Петков - Об оценке радиального биения шпинделя при проверке геометрической точности.....	М.,6-7/96	188
И. Андонов - Альтернативное определение стойкости режущего инструмента и режима резания при точении.....	М.,6-7/96	190
Г. Попов, Г. Йорданов, Б. Романов - Исследование деформаций в зоне контакта между шпинделем и инструментальным комплектом для обрабатываемых центров.....	М.,6-7/96	192
АВТОМАТИЗАЦИЯ		
Б. Гигов, П. Захариев - Моделирование нагружающих свойств гидрообъемной трансмиссии автокаров.....	М.,6-7/96	194
НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ - ТУ - ТМММ - ВАРНА		
А. Златаров - Оптимальная относительная траектория при круглом врезном шлифовании.....	М.,6-7/96	199
Г. Василев, А. Златаров - Управление качественными показателями обработанных поверхностей при плоском шлифовании посредством изменения характера относительной траектории.....	М.,6-7/96	202
С. Манолов, Г. Симеонов - Автоматизированное испытание точности позиционирования металлорежущих станков с ЦПУ.....	М.,6-7/96	204
ТЕХНОЛОГИЯ		
К. Средков - Манипуляционные системы роботов для механической обработки металлов резанием / часть /.....	М.,6-7/96	207
М. Нанков - Обобщенная модель шлифования на базе понятия "эффективный эквивалентный диаметр" обрабатываемой заготовки.....	М.,6-7/96	209
Б. Григоров - Формирование и визуализация рабочего пространства грузоподъемного манипулятора.....	М.,6-7/96	211
Е. Асенов, И. Мрянков - Основы создания стенда для исследования процессов резания почв.....	М.,6-7/96	213
А. Янакиев, В. Панов - Моделирование рабочего сооружения однокосового экскаватора с применением суперэлементов.....	М.,6-7/96	215
Ж. Теллалян, И. Ангелов, И. Чобанов - Многокритериальный подход к оптимизации механических характеристик стали 3Х4МЗАФ.....	М.,6-7/96	217
Р. Петков, С. Атанасов - Исследование скоростного поля металла в кокиле при сифонной разливке стали в "РАДОМИР ЛЕКО КО" ООД.....	М.,6-7/96	222
И. Митев - Износоустойчивость железомедной металлокерамики после поверхностного обогащения бором и углеродом.....	М.,6-7/96	223
* Анализ уплотнителей оплачивается / SKF Болгария ЕООД.....	М.,6-7/96	225

При съвременните трансмисии се използва автоматично регулиране, характеристиката на което силно влияе върху натоварващите свойства.

II. Автоматично регулиране

Задачата на системата за автоматично регулиране се състои в това да поддържа постоянен режим на ДВГ при зададено положение на педала за управление и различни външни съпротивления чрез изменение на предавателното отношение на трансмисията. Предполага се че бързодействието на регулатора е такова, че всяко изменение на съпротивлението при движение на машината се отработва от него без забележима грешка и оценката на натоварващите свойства може да се направи на основата на статичните му характеристики.

Редица автори [3, 4, 6] препоръчват характеристиката на регулатора да се избира така, че трансмисията да осигурява работа на ДВГ по линията PQ - на минимален специфичен разход на гориво (фиг. 1). При работа по тази линия би се получил и най-малък пътен разход на гориво на мотокара, ако не се отчита изменението на коефициента на полезно действие (КПД) на трансмисията. При автоматичните системи за управление на трансмисиите обикновено се използват два входни сигнала - пропорционални на един силов и един кинематичен фактор. Удобни са входящата n' или изходящата n'' честота на въртене и работното налягане Δp . Системите, реагиращи на изменението на въртящ момент, имат ограничено приложение поради трудностите, възникващи при измерването му [3]. При хидрообемните трансмисии се използват хидравлични измерители на честотата на въртене, състоящи се от зъбна помпа (ЗП), разтоварвана през дросел (поз. 7 и поз. 5 на фиг. 2).

Падът на налягане върху дросела се използва като управляващо налягане P_v , което е функция на честотата на въртене:

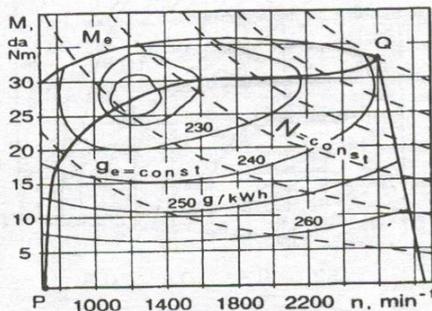
$$P_v = K \cdot Q^2 = K \cdot V^2 \cdot \eta_n^2 \cdot n^2 \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

където

K - коефициент, който зависи от сечението и формата на дросела и плътността на маслото, $\text{bar} \cdot \text{min}^2 / \text{l}^2$; Q - дебит на ЗП, l/min ; V - работен обем на ЗП, cm^3 ; n - честота на въртене на ЗП, min^{-1} ; η_n - обемен КПД на ЗП.

Управляващото налягане въздейства върху буталото на двойнодействащ хидравличен цилиндър, който премества директно (фиг. 3) или чрез хидросервоусилвател (фиг. 2) регулиращия орган на помпата на трансмисията. Буталото на хидравличния цилиндър се поддържа в неутрално положение от две винтови пружини. От равновесието на силите, действащи върху буталото може да се изрази преместването H на регулиращия орган на помпата,

$$H = \frac{S \cdot 10^3}{2 \cdot C} P_v - \lambda, \quad (2)$$



Фиг. 1. Минимален специфичен разход на ДВГ

където: S е активна площ на буталото; C - еластична константа на пружините; λ - предварителното натягане на една пружина.

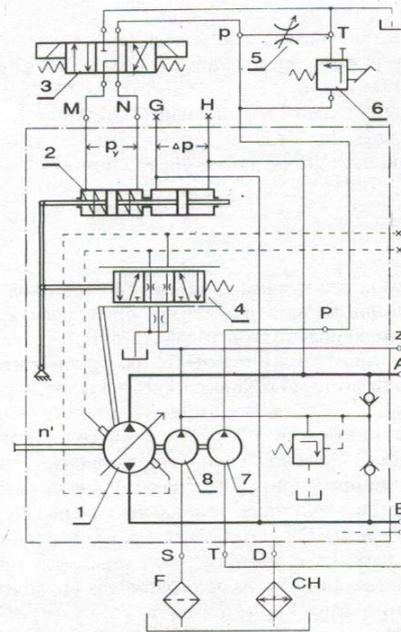
В зависимост от конструкцията на регулируемата помпа на трансмисията работното налягане може да въздейства върху подобен хидроцилиндър както управляващото (фиг. 2), при което се получава линейна зависимост между преместването H (на което е пропорционален работният обем) и работното налягане, или да въздейства върху регулиращия орган на помпата чрез реакцията, която се получава от буталата й. В този случай зависимостта между работния обем и работното налягане е нелинейна. На фиг. 3 е дадена хидравлична схема на помпа с автоматично регулиране, при което се използва вторият принцип и въздействието на работното налягане не е показано.

За осигуряване на най-ефективна работа на ДВГ при дадена мощност е необходимо той да работи с постоянна честота на въртене, определена от икономичната линия PQ на фиг. 1. От това следва, че и въртящият момент M' , който консумира регулируемата помпа на трансмисията, трябва да се поддържа постоянен. Това е възможно само в определени граници на изменение на обема й, определящи областта на регулиране съгласно зависимостта

$$M' = \frac{\kappa_p \cdot V'_{max} \cdot \kappa_p \cdot \Delta p'_{max}}{2 \cdot \pi \cdot \eta'_{ex}} = \frac{V'_{max} \cdot \Delta p'_{max}}{2 \cdot \pi \cdot \eta'_{ex}} \quad \xi \cdot \kappa_p = \text{const}, \quad \text{Nm}, \quad (3)$$

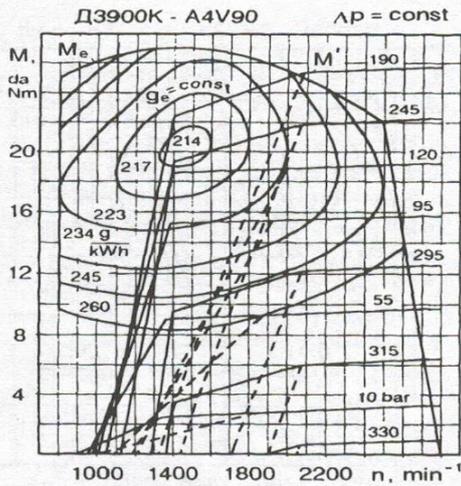
където

V'_{max} и $\Delta p'_{max}$ са максимален работен обем и максимално работно налягане на помпата;

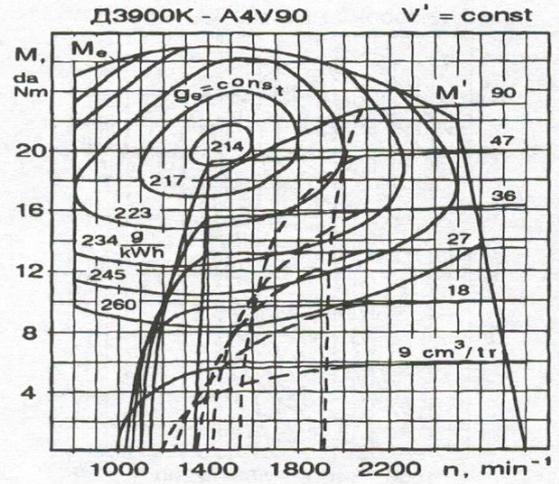


Фиг. 2. Хидравлична схема на автоматика с отделна ЗП, сервоусилвател и хидравлична обратна връзка по работно налягане:

1-регулируема помпа; 2-двоен двойнодействащ хидроцилиндър; 3-разпределител за реверсиране на движението; 4-серворазпределител; 5-регулируем дросел; 6-инч клапан; 7-ЗП на автоматиката; 8-захранваща ЗП



a - $\Delta P = \text{const}$



b - $V' = \text{const}$

Фиг.6

програма за персонален компютър. С помощта на програмата могат да се моделират различни комбинации от помпи, хидромотори, ДВГ и автоматично регулиране. За изразяване на въртящия момент на входа на трансмисията като функция на честотата на въртене се използва уравнение 3, в което V'_{max} и $\Delta p'_{max}$ са константи зависещи от конкретните хидромашини.

Хидромеханичният КПД на помпата, който зависи от режима на работа ($\kappa_p, \kappa_v, \kappa_n$), е изследван от авторите на стенд и е апроксимиран с функцията, предложена в [1].

$$\eta'_{xm} = \frac{1}{1+B} \quad (4)$$

където

$B = N_{тр} / N_i$ е коефициент, отчитащ хидромеханичните загуби; $N_{тр}$ - мощност, изразходвана за преодоляване на различните видове триене; N_i - индикаторна мощност на помпата.

$$B = \frac{b_1}{(b_2 + \kappa_n)\kappa_v} + \frac{b_3 \cdot \kappa_v^2}{b_2 + \kappa_n} + \frac{b_4 \kappa_n}{(b_2 + \kappa_n)\kappa_v} + \frac{b_5 \cdot \kappa_n \cdot \kappa_v^2}{b_2 + \kappa_n} + \frac{b_6}{(b_7 + \kappa_n)\kappa_p} + \frac{b_6}{(b_7 + \kappa_n)\kappa_p \kappa_v} + \frac{b_8 \cdot \kappa_n}{(b_7 + \kappa_n)\kappa_p} + \frac{b_8 \cdot \kappa_n}{(b_7 + \kappa_n)\kappa_p \kappa_v} + \frac{b_9 \cdot \kappa_n^2}{\kappa_p + \kappa_v} + \frac{b_9 \cdot \kappa_n^2 \cdot \kappa_v^2}{\kappa_p} \quad (5)$$

където: $b_1 \div b_9$ са коефициенти, определени при апроксимацията; $\kappa_n = n/n'_{max}$ е относителна честота на въртене.

Регулаторните характеристики, дадени на фиг.5 са апроксимирани с полином от втора степен (за автоматиката на фиг.3) и с линейна функция, $C_2=0$ (за автоматиката на фиг.2):

$$\kappa_v = C_0 + C_1 \cdot \kappa_p + C_2 \cdot \kappa_p^2 \quad (6)$$

където коефициентите $C_0 \div C_2$, определени при апроксимацията са функции на управляващото налягане:

$$C_i = C_{0i} + C_{1i} \cdot P_y + C_{2i} \cdot P_y^2 \quad (7)$$

Управляващото налягане от своя страна е функция на честотата на въртене. За DA автоматика се приема линейна зависимост, като в програмата са предвидени два варианта:

1 - с частична инчинг функция и 2 - без частична инчинг функция. За вариант 1 се разглеждат четири участъка от характеристиката на управляващото налягане (фиг.4):

$$\text{*първи участък - } n < n_0; P_y < P_{ymin} \rightarrow \kappa_v = 0 \quad (8)$$

$$\text{*втори участък - } n_0 < n < n_1; P_y = P_{ymin} - K_1 \frac{n_0}{10^3} + K_2 \frac{n}{10^3} \quad (9)$$

$$\text{*трети участък - } n_1 < n < n_2; P_y = P_{ymin} - K_1 \frac{n_0}{10^3} + (K_1 - K_2) \frac{n_1}{10^3}$$

$$+ K_2 \frac{n}{10^3} \quad (10)$$

$$\text{*четвърти участък - } n > n_2; P_y = P_{ymax} \quad (11)$$

където K_1 и K_2 са ълови коефициенти на правите АВ и ВС. За вариант 2 се разглеждат три участъка аналогични на първи, втори и четвърти участък при вариант 1.

За автоматиката с хидравлична обратна връзка по работно налягане и разтоварващ дросел се приема зависимост от втора степен и също се предвиждат два варианта: 1 - с един основен дросел и ограничаване на максималното управляващо налягане чрез инч клапана (фиг.2) и вариант 2 - с един основен дросел и два допълнителни за коригиране на характеристиката и ограничаване на максималното управляващо налягане също по хидравличен път. За вариант 1 се разглеждат два участъка от характеристиката

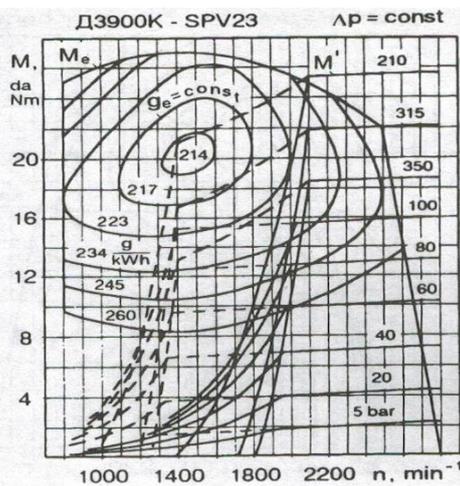
$$\text{*първи участък - } n < n_2; P_y = K_0 \frac{n^2}{10^6}, \text{ ако } n < n_0; P_y < P_{ymin} \rightarrow \kappa_v = 0 \quad (12)$$

*втори участък - като (11)

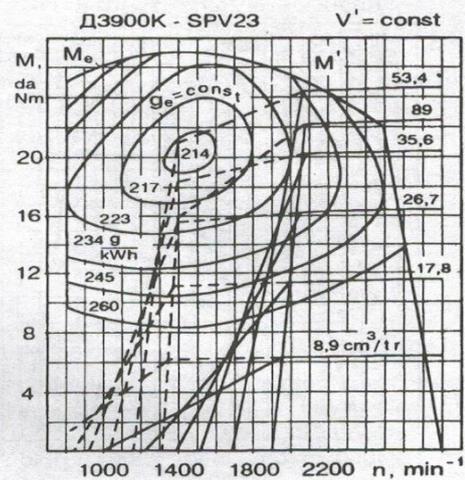
За вариант 2 се разглеждат четири участъка:

*първи участък - като (8)

$$\text{*втори участък - } n_0 < n < n_1; P_y = (K_0 - K_1) \frac{n_0^2}{10^6} + K_1 \frac{n^2}{10^6} \quad (13)$$



a - $\Delta P = \text{const}$



b - $V' = \text{const}$

Фиг.7

*трети участък - $n_1 < n < n_2$; $P_v = (K_0 - K_1) \frac{n_0^1}{10^6} + (K_1 - K_2) \frac{n_1^2}{10^6} + K_2 \frac{n^2}{10^6}$ (14)

*четвърти участък - като (11) където K_0 , K_1 и K_2 са коефициенти на параболите, означени на фиг.4.

Статичните входни характеристики на трансмисията се построяват в два варианта: 1 - при параметър работно налягане ($\kappa_p = \text{const}$) и 2 - при параметър работен обем ($\kappa_v = \text{const}$).

Програмата работи в следната последователност:

- * задава се с определена стъпка честотата на въртене (κ_n).
- * изчислява се управляващото налягане по уравнения (8)÷(14)
- * изчисляват се коефициентите на автоматиката $C_0 + C_2$ по уравн. (7)
- * определят се κ_v или κ_p по уравнение (6).
- * изчислява се величината B по уравнение (5).
- * изчислява се въртящият момент на помпата M' по уравнение (3).

Чрез предварителна обработка на опитни данни за дизелови двигатели са получени и техните многопараметрови характеристики. Специфичния разход е апроксимиран с полином във вида:

$$g_e = A_1 M + A_2 M^2 + \dots + A_m M^m \quad (15)$$

където $A_0 + A_m$ са коефициенти, зависещи от честотата на въртене, а M е въртящ момент на двигателя.

$$A_i = A_{0i} + A_{1i} n + A_{2i} n^2 + \dots + A_{ki} n^k \quad (16)$$

Получените характеристики на съвместна работа на двигател Д3900К и хидрообемна трансмисия "Rexroth" с помпа А4V90 DA са дадени на фиг.6. С непрекъснати линии е даден момента на помпата M' при първи вариант на характеристиката на управляващото налягане, а с прекъснати - при втори вариант. На фиг.7 са дадени характеристиките на съвместна работа на същия дизелов двигател с хидротрансмисия "Sauer" с помпа SPV 23 и автоматика дадена на фиг.2. С непрекъснати линии е даден

въртящият момент само при един основен дросел, а с прекъснати - с един основен и два допълнителни.

Изводи

1. Със сравнително проста автоматика при хидрообемната трансмисия могат да се постигнат натоварващи свойства, които осигуряват работен режим на двигателя близко до желаната линия на минимален специфичен разход на гориво.
2. Стабилизацията на режима на двигателя се определя от формата на регулаторните криви на трансмисията (фиг.5)
3. Автоматиката с хидравлична обратна връзка по работно налягане осигурява по-добра стабилизация на режима на ДВГ, отколкото автоматиката с механична обратна връзка (DA).
4. DA автоматиката осигурява по-добра защита на двигателя от претоварване при високо работно налягане.
5. За максимално доближаване на режима на ДВГ до линията на минимален специфичен разход най-голямо значение има характеристиката на управляващото налягане.
6. Вариантите с един основен дросел и без частична ичнинг функция не могат да осигурят икономична работа на двигателя.
7. Чрез подходящ избор на параметрите на дроселите и DA клапана може да се подобри икономичността на конкретен двигател.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бабаев О.М. и др., Объемные гидромеханические передачи., под общ.ред. Е.С.Кисточкина, Ленинград, Машиностроение, 1987, 256стр.
- [2] Епешков Н.Е., Юсупов Р.Х., Определение нагружающих свойств силовых передач., Механизация и электрификация сельского хозяйства №9, 1982, с.52 ÷ 54.
- [3] Петров В.А., Гидрообъемные трансмисии самоходных машин., Москва, Машиностроение, 1988, 244стр.
- [4] Forster H.J., Kraftmaschine - Hydraulisches Getriebe - Arbeitsmaschine., VDI Berichte №138, 1969, s49 ÷ 66.
- [5] HYDROMATIK - Mobilgetriebe für Radlader., Hydromatik - Mobil M2.1, №1, 1978, 12s.
- [6] Wilson E. and Lemme D., Hydrostatic Transmissions., Part 5 - Control, Hydraulics & Pneumatics, September 1970, p.113 ÷ 118.