



**TOSHKENT DAVLAT
TRANSPORT UNIVERSITETI**

Tashkent state
transport university



THE SCIENTIFIC JOURNAL OF VEHICLES AND ROADS

Issue 4, 2024

Tashkent 2024

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И ДОРОГ

Издается с 2022 года

Редакционный совет:

Назаров А.А., Мухитдинов А.А., Уроков А.Х., Мерганов А.М.

Редакционная коллегия:

Главный редактор – Шаумаров С.С.,
Заместитель главного редактора – Шермухамедов А.А.

Члены редакционной коллегии:

Кодиров С.М., Якунин Б.Б., Каримов Б.Б., Жуньи Зханг, Липатова О.В., Алимухамедов Ш.П., Хасанов Б.Б., Ишанходжаев А.А., Содиков И.С., Шарипов К.А., Иноятходжаев Ж.Ш., Аскарходжаев Т.Э., Мирсоатов Р.М., Сидикназаров К.М., Азизов К.Х., Ирисбекова М.Н., Курбанов Ж.Ф., Умурзакова М.А., Худойкулов Р.М., Илесалиев Д.И., Рахимов Р.В., Хамидов О.Р.

Полный перечень редакционной коллегий представлен на сайте журнала:

<http://transportjournals.uz/>

ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТРАНСПОРТНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Учредитель научно-технического журнала «Научный журнал транспортных средств и дорог» – Ташкентский государственный транспортный университет (100167, Республика Узбекистан, г. Ташкент, ул. Темирийулчилар, дом 1, ком. 333, тел.+998909591289; e-mail: nauka@tstu.uz).

В журнале «Научный журнал транспортных средств и дорог» публикуются наиболее значимые результаты научных и прикладных исследований, выполненных в ВУЗах железнодорожного профиля, других высших учебных заведениях, научно – исследовательских институтах и центрах Республики Узбекистан и зарубежных стран.

Журнал издается 4 раза в год и содержит публикации материалов по следующим основным направлениям:

- Механика, технология машиностроения;
- Проектирование, строительство и эксплуатация транспортных сооружений;
- Эксплуатация транспортных средств;
- Управление в дорожно-транспортном комплексе;
- Проблемы и суждения;
- Хроника.

Свидетельство о регистрации средства массовой информации № 0952 выдан Агентством по печати и информации Республики Узбекистан.

Учредитель - Ташкентский государственный транспортный университет
100167, Республика Узбекистан, г.Ташкент, ул.Темирийулчилар д.1.
Тел.: +998 90 959 12 89 E-mail: nauka@tstu.uz

СОДЕРЖАНИЕ

Махкамов Б.Р. Биоинженерные решения для защиты от селей и паводков в горных районах Узбекистана: возможности и перспективы	6
Хўжамкулов Б.Т. Принципы устойчивого развития сельскохозяйственной сети	12
Оташов З., Аббазов И., Норбоев О., Эгамбердиев Ф., Нуриддинов Н. Исследование влияния усовершенствованного пластинного смесителя на процесс линтирования семян	17
Муминов Т.Ш., Светашев А.А., Икрамова Д.З. «Выбор мест расположения и параметров транспортно-пересадочных узлов города» Обзор литературы	25
Ахмеджонов Д.Г. Агрегат для создания подпочвенного противофильтрационного экрана с целью водосбережения.....	37
Рахимжонов З.К., Нишанбаев Ш.З., Гулямова Д.И. Оценка экономического ущерба мостных конструкций под воздействием землетрясения в результате повреждения мостных конструкций автомобильных дорог.....	41
Зокиров Ф.З., Казакбаева М.Т. Расчет прочности подпорных стен автомобильного мостового подъезда, расположенного на участке 138 км автодороги фергана – андижан.....	49
Махаматалиев И.М., Карабаев А.М. Классификация минеральных наполнителей, используемых в асфальтобетоне	55
Азизов К.Х., Худайбергенов С.К. Влияние транспортного потока на движение автобусов в городских магистральных дорожных сетях	62
Уроков А.Х., Нарманов А.К., Маматкулов М.Т. Прогнозирование процесса образования трещин на поверхности асфальтобетонных покрытий в результате колееобразование.....	70
Миралимов М.Х., Уразов Х.У., Жураев К.М. Значимость применения поддерживающих стальных конструкций при обеспечении устойчивости мостовых габаритов приближения	75
Азизов К.Х., Холиков А.И., Худайбергенов С.К. Современные требования к размещению автобусных остановок в городской улично-дорожной сети.....	80
Дадабоев Р.М., Джалилов Ж.Х. Анализ методов подачи топлива на основе водорода в бензиновых двигателях.....	92
Хадиева Г.Ш., Вохидов Д.А. Анализ метода расчета пропускной способности сигнализированного перекрестка.....	99
Курбанов Ж.Ф., Хуснидинова Н.Ф. Система контроля и диагностики устройств поездной радиосвязи на участках железной дороги	116
Шермухамедов А.А., Шадиев С.Р. Динамическая модель поворота высокоманевренного трактора	122

DYNAMIC MODEL OF THE TURN OF A HIGHLY MANEUVERABLE TRACTOR

Shermukhamedov A.A., Shadiyev S.R.

Committee on Automobile Roads (Tashkent, Uzbekistan)

Annotation: This in the article high maneuverable universal cutter tractor turn process Matlab in Simulink modeled of the results experiment results with comparison analysis The tractor is at a minimum radius turn today's on the day current from issues one become is considered. Offer being done in the example back bridge hydraulic differential turn mechanism with equipped and in place with a minimum radius turn can tractor hydraulic parameters change This is determined . article , top maneuverable tractors for turn in the process hydraulic parameters determination and them theoretical in terms of to justify aimed at is , this in the field effective technician solutions working to go out help gives.

Key Words: Tractor, transmission, steering, pressure.

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОВОРОТА ВЫСОКОМАНЕВРЕННОГО ТРАКТОРА

Шермухамедов А.А., Шадиев С.Р.

Комитет по Автомобильным дорогам (Ташкент, Узбекистан)

Аннотация: В статье рассматривается процесс поворота высокоманевренного универсального трактора-разрезчика, смоделированный в Matlab в Simulink на основе результатов эксперимента и сравнительного анализа. Трактор находится на минимальном радиусе поворота, что на сегодняшний день является актуальной проблемой. Предлагается пример гидравлического дифференциального механизма поворота заднего моста с установленным и установленным на месте с минимальным радиусом поворота трактором, с помощью которого можно изменить гидравлические параметры. В статье рассматриваются высокоманевренные тракторы для поворота в процессе определения гидравлических параметров и их теоретического обоснования, направленного на то, чтобы помочь в разработке эффективных технических решений.

Ключевые слова: Трактор, трансмиссия, рулевое управление, давление.

Currently Due to the increase in traffic on streets and roads and the measures developed for the efficient use of cultivated areas, the space for movement and maneuvering of vehicles in cotton fields or in general cultivated areas on roads is becoming increasingly limited. Under such conditions, it is advisable to use tractors with a minimum turning radius, standard dimensions, short base, minimum width, wheel tracks and high maneuverability in cotton fields.

Main part. the research process, a number of new designs have been developed at QXKTM MChJ, based on the results of research and development. Equipped with a high-clearance front axle with a functional turning mechanism at QXKTM MChJ and standing in place turn Work was carried out to create universal-type tractors that could handle [5,6] (Figure 1) .

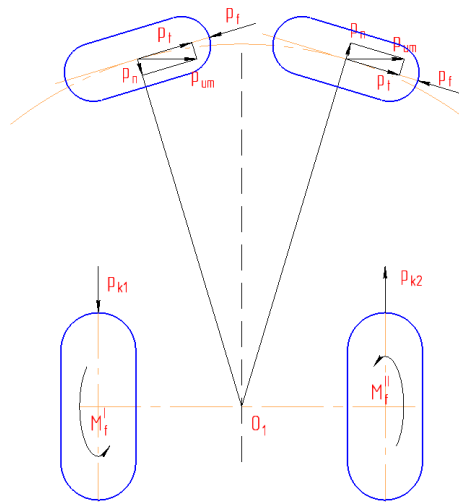


Figure 1. Standing in place turn scheme .

To turn the tractor on the spot, especially against the background of plowing, additional traction is required. For additional traction, it is necessary to activate the rear axle during turning. To ensure that the tractor turns on the spot, the rear wheels must rotate in different directions relative to each other, which creates additional traction in the direction of rotation. For this purpose, the tractor is equipped with a hydraulic differential turning mechanism (HDTM) [7,8] (Fig. 2) .

To turn the tractor with a small radius or around the center of the rear axle, the tie rods are separated from each other by hydraulic cylinders and the levers turn in opposite directions, the front right and left steered wheels turn in different directions, the HDTM is turned on (with or without braking the rear wheels), and the rear wheels begin to rotate in different directions.

A hydrodynamic transmission is a system that provides the transmission of mechanical energy from a driving engine to a driven mechanism.

The hydrodynamic transmission works as follows:

The mechanical energy delivered to the pump via the motor shaft is converted into hydraulic energy in the pump, which is then transmitted to the hydraulic motor, where it is converted back into mechanical energy. Hydraulic motor planetary to the reducer energy Planetary reducer and energy to MTA transmission and leader on wheels transmits (Figure 3).

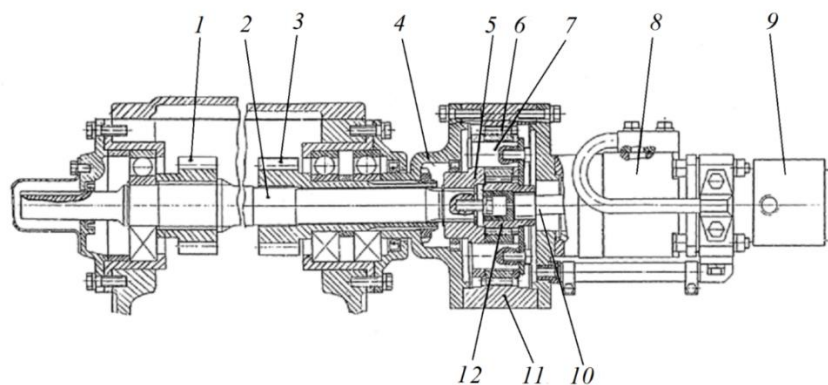


Figure 2. Hydraulic differential turn mechanism :

1st and 3rd gear wheel; 2nd – cardan shaft; 4 – stupitsa ; 5 – vodilo ; 6 - satellites ; 7 – satellites axle ; 8 – hydraulic motor ; 9 – gold-plated mechanism ; 10-crown gear ; 11-sun gear

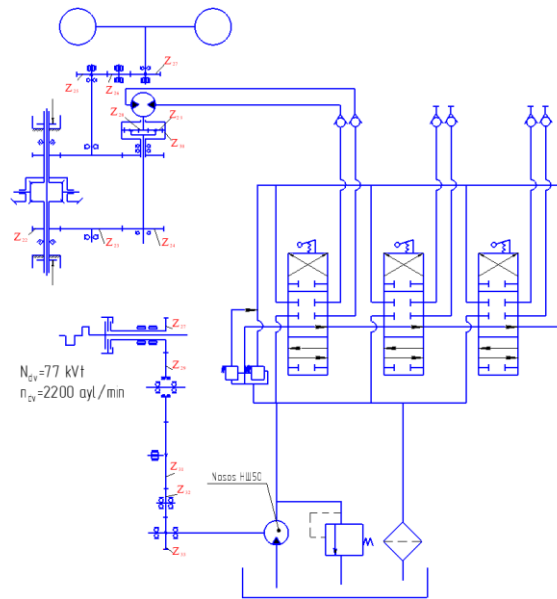


Figure 3. Kinematic diagram of the hydrodynamics

The flow rate of the working fluid passing through the Zolotnik distributor is expressed as follows:

$$Q_t = k_t x \sqrt{\frac{p_N - p_{cn} - p_{\Gamma} \text{sign } x}{2}}, \quad (1)$$

where $k_t = \mu \pi d_z k_p \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – flow capacity through the slot of the sprue; p_N – pressure coming from the pump to the distributor; p_{cn} – return pressure; p_{Γ} – pressure in the hydraulic motor; d_z – diameter of the sprue; k_p – coefficient of completeness of use of the perimeter of the sprue; μ – fluid consumption coefficient; ρ – density of the working fluid.

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} 1, & x > 0, \\ 0, & x = 0, \\ -1, & x < 0. \end{cases}$$

(1) The right-hand side of the expression $x_0 = 0$, $p_{\Gamma 0} = 0$ is underlined. We can replace this expression with constant values of p_{cn} and p_N as follows.

$$Q_t = K_{Qx} x - K_{Qp} p_H. \quad (2)$$

The flow balance equation, taking into account the compressibility of the working fluid in the pipe between the hydraulic distributor and the hydraulic motor and in the hydraulic motor cavities, is as follows:

$$\frac{V_0}{2B_{TP}} \frac{dp_H}{dt} + k_{\text{неp.м}} p_H = Q_t - q_M \frac{d\alpha}{dt}, \quad (3)$$

where V_0 – is the volume of the pipes between the hydraulic distributor and the hydraulic motor; B_{TP} – is the bulk compressibility modulus; q_M – is the volume of the hydraulic motor; α – is the angle of rotation of the hydraulic motor shaft.

The tractor is turned while the transmission is disengaged. The torque required to change the direction of travel is generated by the hydraulic motor. as gives .

Hydraulic motor of the governor movement following equation with is expressed as :

$$J_k \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + k_{ishq} \frac{d\alpha}{dt} = M_M + M_T, \quad (4)$$

here J_k – the total number of working elements connected to the rotor of the hydraulic motor and moments of inertia; k_{ishq} – coefficient of friction in the hydraulic motor; M_M – torque of the hydraulic motor shaft; M_T – moments on the hydraulic motor shaft under the influence of external loads.

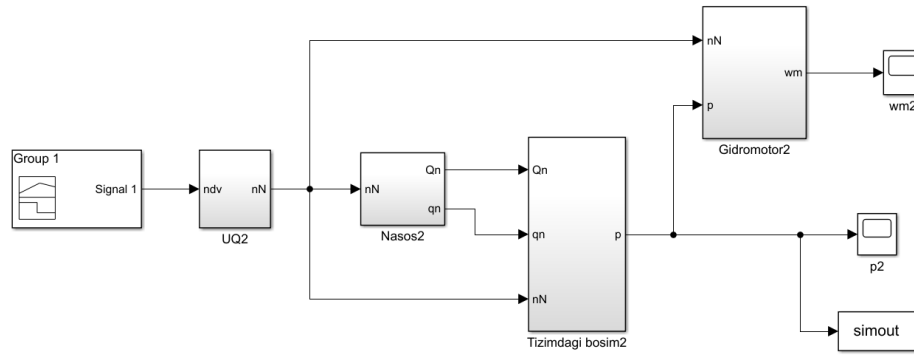


Figure 6. Hydraulic motor pressure Simulink model of change

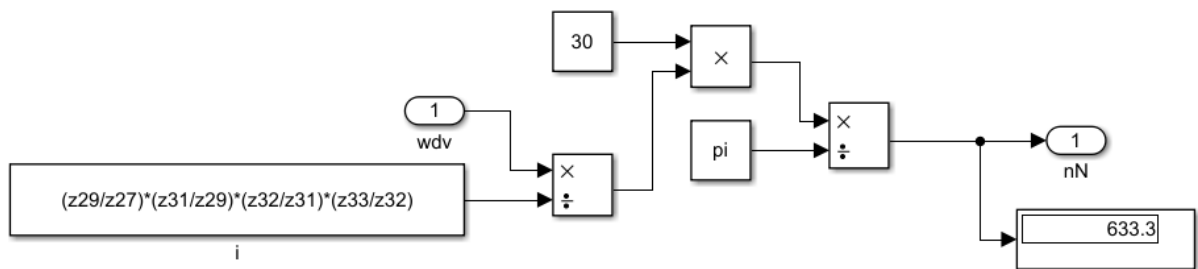


Figure 7. Pump in the process transfers Simulink model of the number .

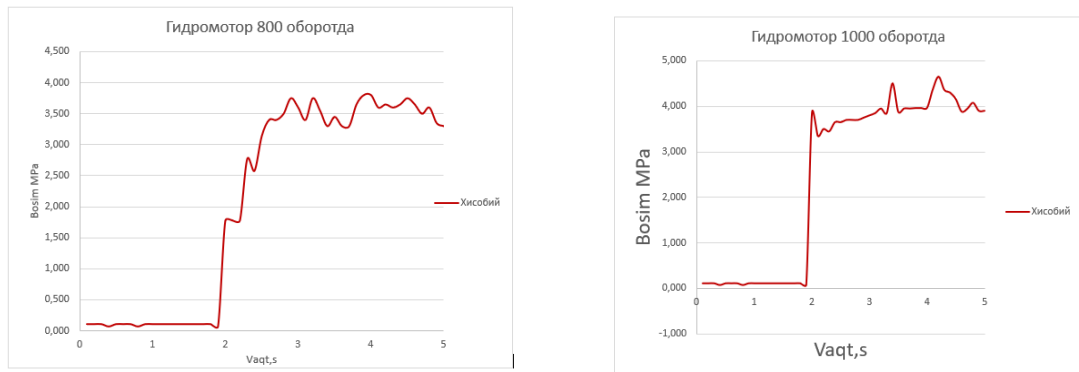


Figure 8. Engine speed at 800 and 1000 rpm in the number on the hydro motor pressure change graph

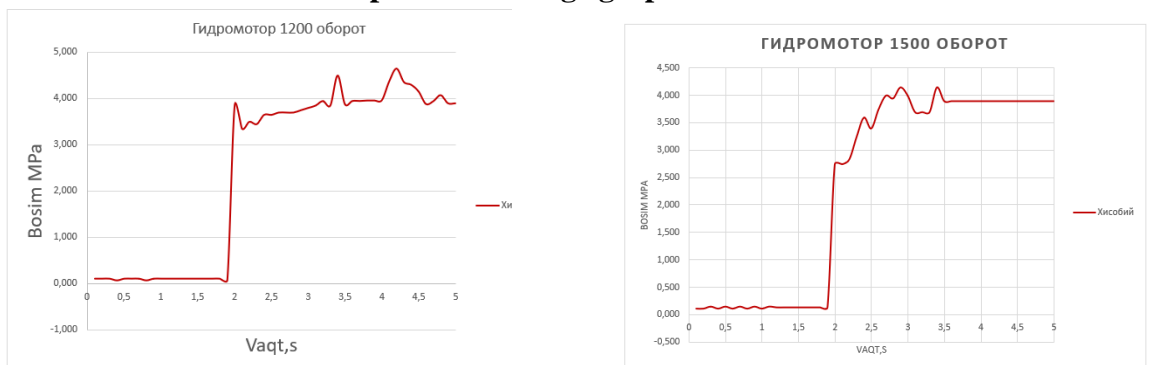


Figure 9. Engine speed at 1200 and 1500 rpm in the number on the hydro motor pressure change graph

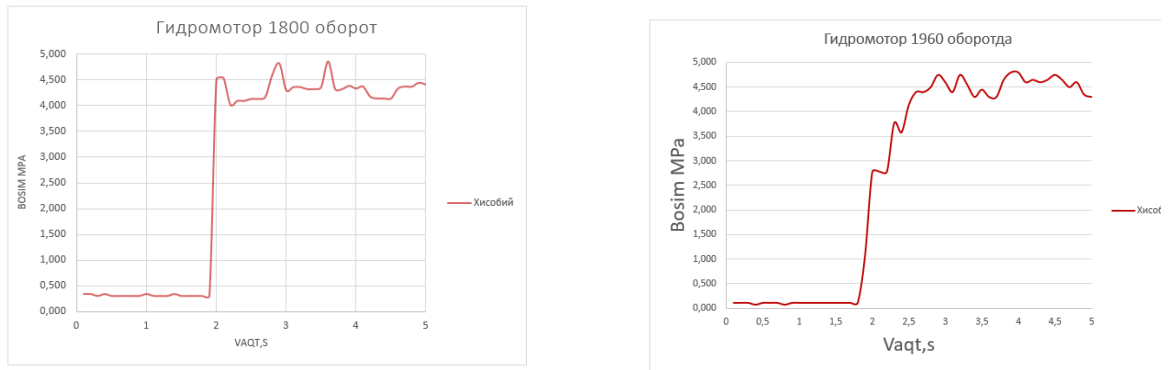


Figure 10. Engine speed at 1800 and 1960 rpm in the number on the hydro motor pressure change graph

Comparative analysis of theoretical and experimental research results. Production issued mathematical model and calculation style based on determined results experiment in research taken results with to compare demand will reach.

Quoted results graphs in appearance that was for them following parameters with is evaluated.

The difference between the experimental and theoretical results of the start-up times is used in the comparative analysis of transition processes and is defined as follows [1,2,3]:

$$\Delta t_{itv} = \frac{t_{itv}^e}{t_{itv}^n} \cdot 100\% \quad (6)$$

where t_{itv}^e – is the start-up time in the experimental result, seconds ; t_{itv}^n – is the start-up time in the theoretical result, seconds .

Jump The difference in times in the process:

$$\Delta t_{o'jv} = \frac{t_{o'jv}^e}{t_{o'jv}^n} \cdot 100\% \quad (7)$$

$t_{o'jv}^e$ – the transition time in the experimental result, seconds ; $t_{o'jv}^n$ – the transition time in the theoretical result, seconds .

Relative pressure differences [1,2,3] :

$$\Delta p_f = \frac{\Delta p_f^e}{\Delta p_f^n} \cdot 100\% \quad (8)$$

where Δp_f^e is the relative pressure difference in the experimental result, MPa; Δp_f^n is the relative pressure difference in the theoretical result, MPa.

HDTM 's theoretical and experiment results analysis. When the HDTM is started without any units at a crankshaft speed of 800 rpm (Figure 11), its start-up time is theoretically (t_{itv}^n) 1.9 seconds, and in experimental research (t_{itv}^e) 2 seconds, deviation(Δt_{itv}) 5%, the transition time is theoretically calculated ($t_{o'jv}^n$)0.6 seconds, in experimental studies ($t_{o'jv}^e$)0.61 seconds, deviation $\Delta t_{o'jv}$ 2 %. The maximum increase in pressure in the HDTM above the nominal was (Δp_f^n) 3.8 MPa in theoretical calculations, (Δp_f^e) 3.85 MPa in experimental studies, deviation (Δp_f) 2 %, when the number of crankshaft revolutions was 1000 times per minute (Fig. 11) $t_{itv}^n = 1.9$ seconds and $t_{itv}^e = 1.8$ seconds, $\Delta t_{itv} = 5$ %, $t_{o'jv}^n = 0.48$ seconds and $t_{o'jv}^e = 0.5$ seconds, $\Delta t_{o'jv} = 4$ %, $\Delta p_f^n = 4.5$ MPa and $\Delta p_f^e = 4.65$ MPa, $\Delta p_f = 3$ %.

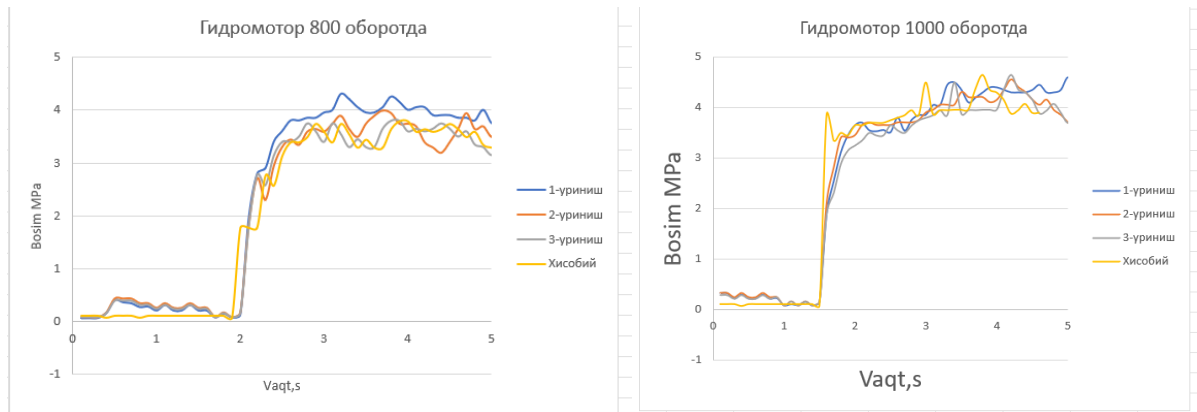


Figure 11. Tractor elbow Shaft rotations 800 and 1000 rpm of the HDTM in the issue pressure change graphs.

—, — - experiment — - theoretical

engine crankshaft revolutions is 1200 times per minute (Figure 12) : $t_{itv}^n = 1.9$ seconds and $t_{itv}^e = 2.0$ seconds , $\Delta t_{itv} = 5\%$, $t_{o'jv}^n = 0.6$ seconds and $t_{o'jv}^e = 0.7$ seconds, $\Delta t_{o'jv} = 14\%$, $\Delta p_f^n = 4.5$ MPa and $\Delta p_f^e = 4.75$ MPa, $\Delta p_f =$ It was 5 % . When the number of crankshaft rotations is 1500 times per minute (Figure 12) : 1.7 seconds and $t_{itv}^n = 1.9$ seconds $t_{itv}^e =$, 11 % $\Delta t_{itv} =$, $0.5 t_{o'jv}^n =$ seconds and $0.6 t_{o'jv}^e =$ seconds , $\Delta t_{o'jv} = 16\%$, $\Delta p_f^n = 4.1$ MPa and $4.15 \Delta p_f^e =$ MPa , $\Delta p_f =$ It was 2 % .

When the engine crankshaft speed is 1800 rpm (Figure 13) : $t_{itv}^n = 1.7$ seconds $\Delta t_{o'jv} =$ and $t_{itv}^e = 1.9$ seconds , $\Delta t_{itv} = 10\%$ $t_{o'jv}^n =$, 0.5 seconds and $t_{o'jv}^e = 0.55$ seconds , 9 % , $\Delta p_f^n = 4$, 86 MPa and $\Delta p_f^e = 4$, 65 MPa, $\Delta p_f =$ It was 5 % . When the number of crankshaft revolutions is 1,960 times per minute (Figure 13) : 1.7 $t_{itv}^n =$ seconds and $t_{itv}^e = 1.8$ seconds , $\Delta t_{itv} = 5\%$, $t_{o'jv}^n = 0.5$ seconds and $t_{o'jv}^e = 0.56$ seconds , $\Delta t_{o'jv} = 10\%$, $\Delta p_f^n = 4$, 8 MPa and $\Delta p_f^e = 4$, 85 MPa, $\Delta p_f =$ It was 2 % .

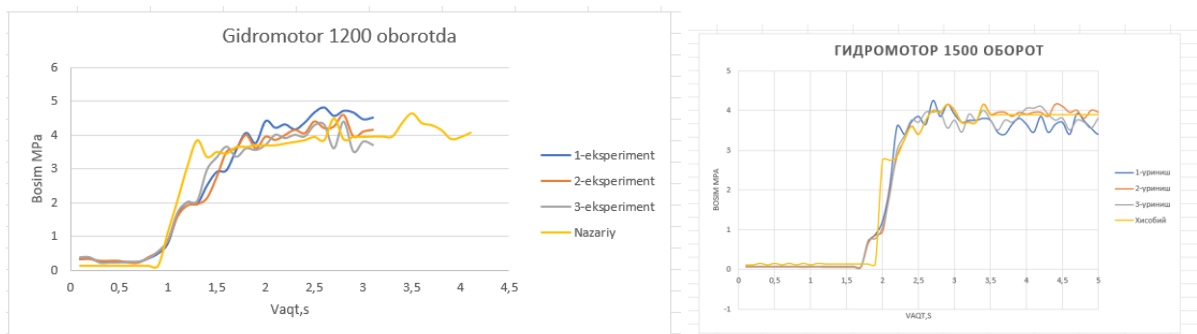


Figure 12. Tractor elbow Shaft rotations 1200 and 1500 rpm of the HDTM in the issue pressure change graphs.

—, — - experiment — - theoretical

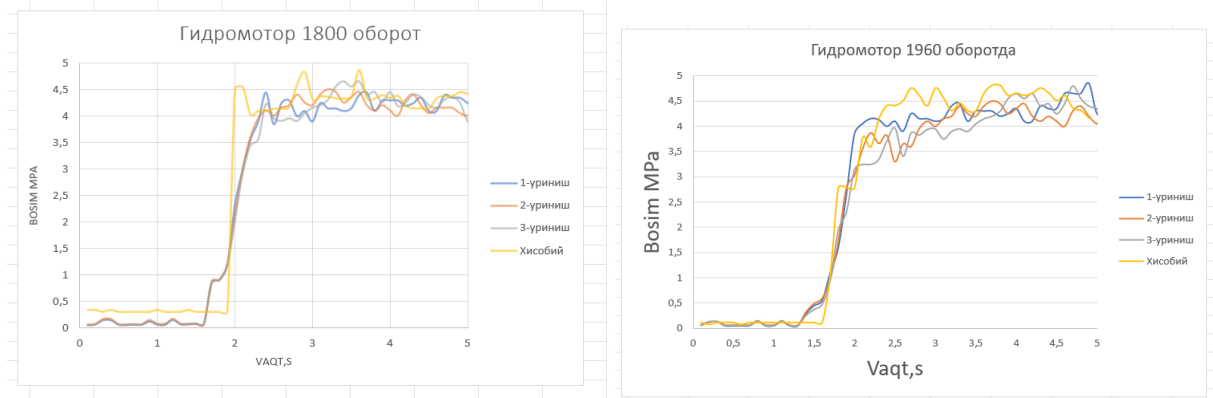


Figure 13. Tractor elbow crankshaft rotations 1800 and 1960 rpm of the HDTM in the issue pressure change graphs.

—, — - experiment — - theoretical

Table 2

Theoretical and experiment of the results comparison schedule

Engine different rotations number	800 rpm	1000 rpm	1200 rpm	1500 rpm	1800 rpm	1960 rpm
Startup time , seconds						
Theoretical	1.9	1.9	1.9	1.7	1.7	1.7
Experiment	2	1.8	2	1.9	1.9	1.8
Deviation, %	5	5	5	11	10	5
Transition time , seconds						
Theoretical	0.6	0.48	0.6	0.5	0.5	0.5
Experiment	0.61	0.5	0.7	0.6	0.55	0.56
Deviation, %	2	7	14	11	9	10
HDTM pressure change, MPa						
Theoretical	3.8	4.5	4.5	4.1	4.86	4.8
Experiment	3.85	4.65	4.75	4.15	4.65	4.85
Deviation, %	2	4	6	2.3	4.4	2.1

Conclusion. Offer being done tractor experiment and theoretical results of the engine different rotations number of revolutions (800,1000,1200,1500,1800,1960 rpm) increased . Results analysis the tractor standing in place turn done increasing mechanism of HDTM startup time from 1.7 seconds to 2 seconds, , deviation 11 % up to , transition time from 0.48 seconds to 0.61 seconds , deviation 14 % until , pressure relief adjustment 3.8 M P a from 4.86 MPa until , deviation Up to 6 % change These results showed taken theoretical results experimental to the information close is , theoretically model adequacy shows .

Reference

1. Astanov B.J. Yuqori energiyali universal-chopiq traktorlarining gidravlik osma tizimi parametrlarini asoslash dissertatsiya 2019
2. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. –М.: «Машиностроение». –1990. –с.164...170.
3. Шермухамедов Ю.А. Обоснование параметров систем приводов отечественного высококлиренсного трактора для садоводства и виноградарства. Диссертация 2024
4. Marek Boryga Trajectory Planning for Traktor Turning Using The Trigonometric Transition Curve //AgriculturalEngineering. 2023, Vo l. 27, No .1, pp . 203 -212DOI: 10.2478/agriceng-2023-0015
5. Shermuhamedov, A. A., Shadiyev, S. R., Astanov, B. J., & Asomov, S. A. (2023). Yuqori manevrli 4 g 'ildirakli universal chopiq traktorining paxtachilikdagi o 'rni
6. Shermuhamedov, A. A., S. A. Asamov, and S. R. Shadiyev. "Buriish tizimini takomillashtirishda olib borilayotgan ishlar tahlili." *Innovatsionnie issledovaniya v sovremennom mire: teoriya i praktika* 2.11 (2023): 23-27
7. Shermuhamedov, A. A., Shadiyev, S. R., Astanov, B. J., & Asomov, S. A. (2023). Yuqori manevrli 4 g 'ildirakli universal chopiq traktorining paxtachilikdagi o 'rni:
8. Shermuxamedov A. A., Shadiev S. R., Jumaniyazov X. J. Gidravlicheskiy differentsialniy mexanizm povorota traktora //research and education. – 2022.