

Оптимальные значения управляющего параметра $R_H^{(2)*}$ для различных условий принятия решений о содержании текущего ремонта машин

C_N	24				33				44			
q	0,6	0,7	0,8	0,9	0,6	0,7	0,8	0,9	0,6	0,7	0,8	0,9
$R_{H1}^{(2)*}$	0,35	0,39	0,51	0,67	0,32	0,37	0,51	0,63	0,31	0,40	0,48	0,62
$R_{H2}^{(2)*}$	0,46	0,52	0,64	0,80	0,42	0,48	0,56	0,76	0,38	0,48	0,54	0,72

С учетом установленной особенности отдельно приведены значения управляющего параметра $R_H^{(2)*}$, рекомендуемые для использования в условиях, которые одновременно характеризуются и очень низкими показателями исходного технического ресурса R_{H1} , и степенью его восстановления при капитальном ремонте q .

Таблица 7

Оптимальные значения управляющего параметра $R_H^{(2)*}$ для условий с низкими показателями R_H и q

C_N	24		33	44
R_H	I I	II â	I в	I в
q	0,6	0,6	0,6	0,6
$R_{H1}^{(2)*}$	-	-	-	-
$R_{H2}^{(2)*}$	0,17	0,19	0,19	0,22
$R_H^{(1)*}$	0,16	0,17	0,18	0,21

ЛИТЕРАТУРА

1. Селиванов А.И. Основы теории старения машин. – М.: Машиностроение, 1971. - 408 с.
2. Гальперин А.С., Ушанов В.А. Имитационная модель управления техническим состоянием машин // Механизация и электрификация с.х. – 1976. – № 8. – С. 38-41.
3. Ушанов В.А. Автоматизированные методы оптимизации в задачах по эксплуатации машин. – Красноярск: Журналист, 1996. – 200 с.



УДК 629.114.2

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО АГРЕГАТА ДПМ-ГТ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА ПРИ КОЛЕБАНИЯХ НАГРУЗКИ

Н.И. Селиванов
А.В. Кузнецов

Для оценки влияния гидротрансформатора (ГТ) на энергетические и экономические показатели с.-х. трактора при работе с неустановившейся нагрузкой и для определения возможности использования при этом его статической характеристики требуется проведение соответствующих теоретического анализа и экспериментальной проверки.

При установившемся движении трактора с тяговой нагрузкой входная переменная – момент сопротивления на турбинном валу ГТ M_c представляет собой случайную величину, подчиняющуюся нормальному закону распределения и закону арксинуса. В первом случае характер распределения M_c соответствует работе трактора при выполнении технологических операций в условиях эксплуатации, а во втором – моделированию нагрузки в стендовых или полевых условиях с использованием загрузочных имитационных устройств.

Допуская незначительное изменение безразмерной характеристики ГТ от колебания нагрузки, можно предположить, что изменение момента M_c вызывает соответствующие колебания угловых скоростей насосного ω_1 и турбинного ω_2 валов, передаточного отношения $i = \omega_2/\omega_1$ и коэффициента трансформации $K_{ГТ}$ и, следовательно, приводит к снижению используемого КПД ГТ $\bar{\eta}_{ГТ}$.

Для расчета используемого КПД $\bar{\eta}_{ГТ}$ непрозрачного ГТ при нагружении силового агрегата ДВС-ГТ моментом M_c с параметрами нормального распределения и линейной аппроксимации $K_{ГТ}(i)$ в диапазоне $i_{\max} - i_{\min}$ предложено [1, 2] уравнение:

$$\bar{\eta}_{ГТ} = (k_0 - \rho \bar{i}) \bar{i} - \rho \sigma_i^2, \quad (1)$$

где $\rho = \frac{k_0 - k_m}{i_m}$ - угловой коэффициент; k_0 - коэффициент трансформации в стоповом режиме; k_m и i_m - коэффициент трансформации и передаточное отношение комплексного ГТ при переходе на режим гидромурфты; $\bar{i} = \frac{\bar{\omega}_2}{\bar{\omega}_1}$ - математическое ожидание передаточного числа ГТ; σ_i - стандарт передаточного отношения.

Первый член правой части уравнения (1) является статической величиной $\eta_{ГТ}$, а $\rho \sigma_i^2$ - динамической добавкой, которая определяется угловым коэффициентом и стандартом передаточного отношения. При этом

$$\rho \sigma_i^2 = \frac{\psi_{MC}^2 \bar{K}_{ГТ}}{\rho}.$$

Известно [3], что при нагружении ГТ моментом M_c с периодическими колебаниями, характеризующимися степенью неравномерности δ_k и периодом колебаний T , используемый КПД непрозрачного ГТ можно вычислить по выражению:

$$\bar{\eta}_{ГТ} = \eta_{ГТ}^{\max} - \frac{k_0}{3 \omega_2^0 \omega_1} A_2^2, \quad (2)$$

где $A_2 = (\omega_{2\max} - \omega_{2\min})/2$ - амплитуда колебания угловой скорости турбинного вала; ω_2^0 - максимальная угловая скорость турбинного вала при $K_{ГТ}=0$.

$$A_2 = \frac{\bar{M}_c \delta_k}{2 \sqrt{\left(\frac{K_0 M_1}{\omega_2^0}\right)^2 + J_2^2 f_a^2}}. \quad (3)$$

В выражении (3) второй член знаменателя определяет влияние на амплитуду колебания A_2 приведенного к валу турбины момента инерции тракторного агрегата J_2 и круговой частоты колебания момента M_c $f_a = 2\pi/T$, а первый - влияние жесткости характеристики ГТ, так как выражение $K_0 M_1/\omega_2^0$ представляет собой тангенс угла наклона кривой момента M_2 по внешней характеристике ГТ.

Расчет $\bar{\eta}_{ГТ}$ непрозрачного ГТ по уравнениям (1) и (2) показал высокую сопоставимость результатов при $\delta_k^* = 2\sqrt{2}\psi_m$, $\sigma_m^* = \sigma_m$, равенстве коэффициентов вариации $\psi_m^* = \psi_m$ и $\bar{M}_c^* = \bar{M}_c$ и соответствие их полученным в стендовых условиях значениям используемого КПД [1].

Однако значения $\bar{\eta}_{ГТ}$ комплексного ГТ с коэффициентом прозрачности $P > 1$ существенно отличаются от экспериментальных, полученных при колебаниях нагрузки. Поэтому рассмотрим особенности функционирования комплексного ГТ с $P > 1$ в составе силового агрегата (СА) с двигателем постоянной мощности (ДПМ) при гармонических колебаниях нагрузки.

С учетом зависимостей, определяющих гармоническое колебание нагрузки M_c , текущее значение момента M_2 на турбинном валу ГТ рассчитывается по формуле:

$$M_2 = \bar{M}_c \left(1 + \frac{\delta_k}{2} \sin fat\right) + J_2 \frac{d\omega_2}{dt}. \quad (4)$$

Периодические колебания нагрузки от $M_{c \max}$ до $M_{c \min}$ на расчетном режиме \overline{M}_c , соответствующем $\eta_{ГТ}^{\max}$ и $i_p = \omega_{2p}/\omega_{1p}$, вызывают колебания момента M_2 , угловых скоростей ω_2 и ω_1 и передаточного отношения i от $i_{\max} = (\omega_{2p} + A_2)/(\omega_{1p} + A_1)$ до $i_{\min} = (\omega_{2p} - A_2)/(\omega_{1p} - A_1)$.

Колебания i от i_{\max} до i_{\min} сопровождаются периодическим изменением коэффициента трансформации $K_{ГТ}$ и, следовательно, действительного значения $\eta_{ГТ}$ от $\eta_{ГТ}^{\max}$ до $\eta_{ГТ}^{(i_{\max})i_{\min}}$. Значение используемого КПД $\overline{\eta}_{ГТ}$ может быть определено при этом как средняя высота площади, ограниченной кривой КПД в данном диапазоне изменения передаточного отношения.

Степень неравномерности передаточного отношения $\delta_i = (i_{\max} - i_{\min})/i$ можно представить как

$$\delta_i = \frac{\frac{\omega_{2p} + A_2}{\omega_{1p} + A_1} - \frac{\omega_{2p} - A_2}{\omega_{1p} - A_1}}{i_p} \quad (5)$$

После соответствующих преобразований

$$\delta_i = \frac{\Delta\omega_2}{\omega_{1p}i_p} \left(\frac{1 - d\omega_0i_p}{1 - \frac{d\omega_0\Delta\omega_2^2i_p^2}{4\omega_{2p}^2}} \right) \quad (6)$$

Учитывая, что второй член знаменателя дроби уравнения (6) стремится к нулю, зависимость для δ_i выразится как

$$\delta_i = \frac{\Delta\omega_2}{\omega_{1p}i_p} (1 - d\omega_0i_p), \quad (7)$$

где $d\omega_0 = \frac{\Delta\omega_1}{\Delta\omega_2}$ - кинематическая характеристика ГТ; $\Delta\omega_2 = \omega_{2 \max} - \omega_{2 \min}$ - размах колебаний угловой скорости турбинного вала ГТ.

Приняв зависимость коэффициента момента насосного колеса от передаточного отношения $\lambda_1(i)$, определяющего степень прозрачности ГТ, линейной значения момента M_1 на насосном колесе для режимов гидромукфты и стопового можно записать в виде:

$$\begin{cases} M_{1M} = \lambda_{1M} \omega_{1M}^2 D_a^5 \\ M_{10} = \lambda_{10} \omega_{10}^2 D_a^5 \end{cases} \quad (8)$$

Совместное решение уравнений системы (8) дает:

$$M_{10} = M_{1M} \frac{\omega_{10}^2 \lambda_{10}}{\omega_{1M}^2 \lambda_{1M}}$$

или

$$M_{10} = M_{1M} \Pi \omega_{10M}^2, \quad (9)$$

где $\Pi = \frac{\lambda_{10}}{\lambda_{1M}}$ - степень прозрачности ГТ; $\omega_{10M} = \frac{\omega_{10}}{\omega_{1M}}$.

Тогда момент M_{20} в стоповом режиме будет равен:

$$M_{20} = M_{10}K_0 = M_{1M}K_0\Pi \omega_{10M}^2 \quad (10)$$

Угловой коэффициент жесткости выходной характеристики $\rho_{СА} = \frac{(M_{20} - M_{1M})}{\omega_{2M}}$ с учетом приведенных

выше зависимостей определится из выражения:

$$\rho_{СА} = \frac{M_{1M} (K_0 \Pi \omega_{10M}^2 - 1)}{\omega_{2M}} \quad (11)$$

При указанных допущениях текущее значение момента на турбине вычисляется по формуле:

$$M_2 = M_{20-\rho_{CA}\omega_2} . \quad (12)$$

После подстановки значения момента M_2 в исходное уравнение (4) оно примет вид:

$$M_{1M}K_0\Pi\omega_{1omn}^2 - \rho_{CA}\omega_2 = \overline{M}_c \left(1 + \frac{\delta_\kappa}{2} \sin f_a t \right) + \frac{J_2 d\omega_2}{dt} . \quad (13)$$

Решение уравнения (13) относительно угловой скорости ω_2 после соответствующих преобразований дает:

$$\omega_2 = \omega_{2p} - \frac{\overline{M}_c \delta_\kappa}{2J_2} \left[\frac{\frac{\rho_{CA}}{J_2} \sin fat - f_a \cos fat}{\left(\frac{\rho_{CA}}{J_2} \right)^2 + f_a^2} \right] . \quad (14)$$

При работе ДПМ на участке постоянной мощности скоростной характеристики максимальный размах колебаний угловой скорости $\Delta\omega_2 = \omega_{2max} - \omega_{2min}$ определится из выражения:

$$\Delta\omega_2 = \frac{\overline{M}_c \delta_\kappa}{\sqrt{(\rho_{CA}^2 + J_2^2 f_a^2)}} . \quad (15)$$

Проведенный анализ показал, что моделирование гармонической нагрузки в стендовых условиях при $\sigma_m^* = \sigma_m$, $\psi_m^* = \psi_m$, $\delta_\kappa^* = 3\psi_m$ и $\overline{M}_c^* = \overline{M}_c$ с учетом динамических параметров тракторного агрегата позволяет обеспечить

$$\sigma_i = \frac{\sigma_{\omega_2}^*}{\omega_{1p}} \cong \frac{1}{3} \frac{\Delta\omega_2^*}{\omega_{1p}} = \frac{1}{3} \delta_i i_p \quad (16)$$

и соответствие полученной оценки энергетических показателей ГТ той, которая рассчитывается с использованием вероятностной нагрузки, подчиняющейся нормальному закону распределения.

Тогда с учетом выражений (7), (15) и (16) взаимосвязь режимов работы ГТ с параметрами нагрузки и тракторного агрегата запишется в виде:

$$\sigma_i = \frac{\Delta\omega_2}{3\omega_{1p}} (1 - d\omega_0 i_p)$$

или

$$\sigma_i = \frac{M_c \delta_\kappa (1 - d\omega_0 i_p)}{3\omega_{1p} \sqrt{\rho_{CA}^2 + J_2^2 f_a^2}} . \quad (17)$$

С учетом уравнения (1) снижение используемого КПД $\Delta\eta_{ГТ}$ определится как

$$\Delta\eta_{ГТ} = \frac{K_0 - 1}{i_m} \left[\frac{\overline{M}_c \delta_\kappa (1 - d\omega_0 i_p)}{3\omega_{1p} \sqrt{\rho_{ca}^2 + J_2^2 f_a^2}} \right]^2 . \quad (18)$$

При использовании ДПМ на всех реализуемых нагрузочно-скоростных режимах работы СА в пределах участка постоянной мощности должно выполняться условие:

$$M_{10}\omega_{10} = M_{1M}\omega_{1M} = N_3 = \text{const} . \quad (19)$$

$$\text{Тогда } \lambda_{10}\omega_{10}^3 = \lambda_{1M}\omega_{1M}^3$$

или

$$\Pi = \frac{\lambda_{10}}{\lambda_{1M}} = \frac{\omega_{1M}^3}{\omega_{10}^3} .$$

Выражение (11) для расчета ρ_{CA} примет вид:

$$\rho_{CA} = \frac{M_{1M} \left(K_0 \Pi^{1/3} - 1 \right)}{\omega_{2M}} . \quad (20)$$

Кинематическую характеристику ГТ $d\omega_0$ при его совместной работе с ДПМ с достаточной достоверностью можно выразить как

$$d\omega_0 = \frac{\omega_{1,м} - \omega_{10}}{\omega_{2,м}} \quad (21)$$

Заменяя $\omega_{10} = \frac{\omega_{1,м}}{\Pi^{1/3}}$, после соответствующих преобразований, выражение (21) примет вид:

$$d\omega_0 = \frac{\left(1 - \frac{1}{\Pi^{1/3}}\right)}{i_m} \quad (22)$$

Тогда

$$1 - d\omega_{0|p} = \frac{i_m - i_p \left(1 - \frac{1}{\Pi^{1/3}}\right)}{i_m}$$

Зависимость (18) для расчета снижения используемого КПД ГТ с учетом его степени прозрачности при совместной работе с ДПМ окончательно запишется в виде:

$$\Delta\eta_{ГТ} = \frac{K_0 - 1}{i_m} \left\{ \frac{\overline{M}_c \delta_k \left[i_m - i_p \left(1 - \frac{1}{\Pi^{1/3}}\right) \right]}{i_m 3\omega_{1p} \sqrt{\rho_{CA}^2 + J_2^2 f_a^2}} \right\}^2 \quad (23)$$

Определив значение ρ_{CA} по выражению (20) и подставив его в уравнение (23), можно определить снижение используемого КПД ГТ с различной степенью прозрачности при колебании внешней нагрузки.

Мощность \overline{N}_T и удельный расход топлива \overline{g}_T будут соответственно равны:

$$\overline{N}_T = \overline{N}_э \overline{\eta}_{ГТ}; \quad (24)$$

$$\overline{g}_T = \frac{\overline{g}_e}{\overline{\eta}_{ГТ}} \quad (25)$$

С использованием полученных выше уравнений и зависимостей были произведены расчеты максимального размаха колебаний угловой скорости $\Delta\omega_2$, возможного снижения используемого КПД $\overline{\eta}_{ГТ}$ и мощности \overline{N}_T , а также ухудшения топливной экономичности силового агрегата ДПМ-ГТ для разных значений J_2 , δ_k , f_a и степени прозрачности Π применительно к гусеничному трактору ДТ-175М.

Результаты расчетов (рис. 1-3) показывают, что увеличение приведенного момента инерции J_2 , обусловленное повышением рабочих скоростей трактора, сопровождается при прочих равных условиях уменьшением размаха колебаний $\Delta\omega_2$. Указанное приводит к повышению используемого КПД $\overline{\eta}_{ГТ}$ и улучшению выходных показателей СА. Так, при $J_2 = 3,0 \text{ кгм}^2$, $\delta_k = 0,7$ и $f_a = 2,0 \text{ с}^{-1}$, что соответствует работе трактора с плугом-глубокорыхлителям ПЧ-2,5 или снегопахом-валкователем СВШ-7, на 2-й технологической передаче при скорости движения 2,2 м/с $\Delta\omega_2$ непрозрачного ГТ достигает 39 с^{-1} и приводит соответственно к снижению $\overline{\eta}_{ГТ}$ на 1,3% и ухудшению выходных показателей СА на 1,5%. Увеличение J_2 до $9,4 \text{ кгм}^2$, что соответствует работе трактора с прицепом ГKB-8526 на 1-й рабочей передаче при скорости движения 2,88 м/с, уменьшает $\Delta\omega_2$ до $7,3 \text{ с}^{-1}$. Снижение $\overline{\eta}_{ГТ}$ и ухудшение выходных показателей СА при этом настолько незначительное (менее 0,1%), что при проведении практических расчетов для рассмотренных неустановившихся нагрузочных режимов этим снижением можно пренебречь и пользоваться параметрами статической характеристики ГТ.

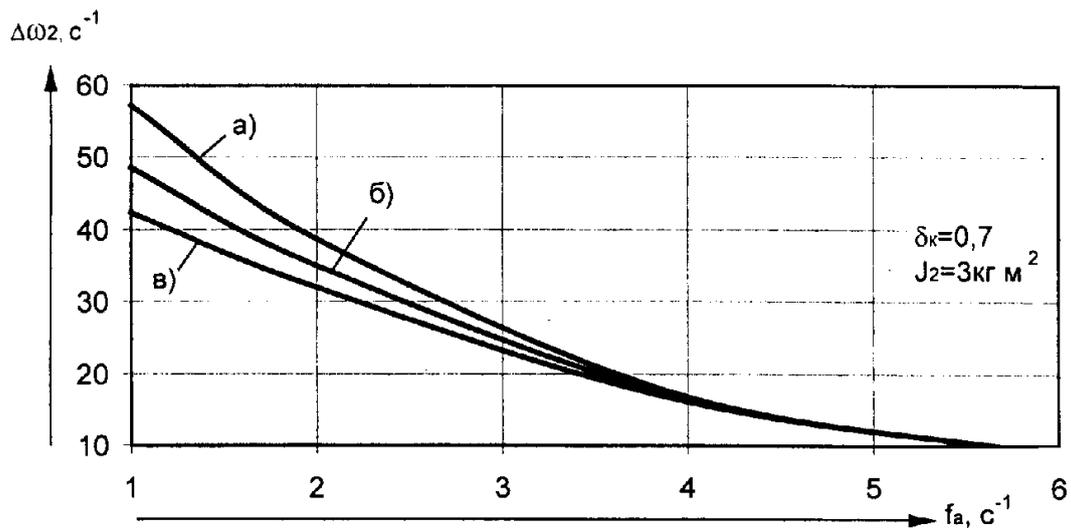
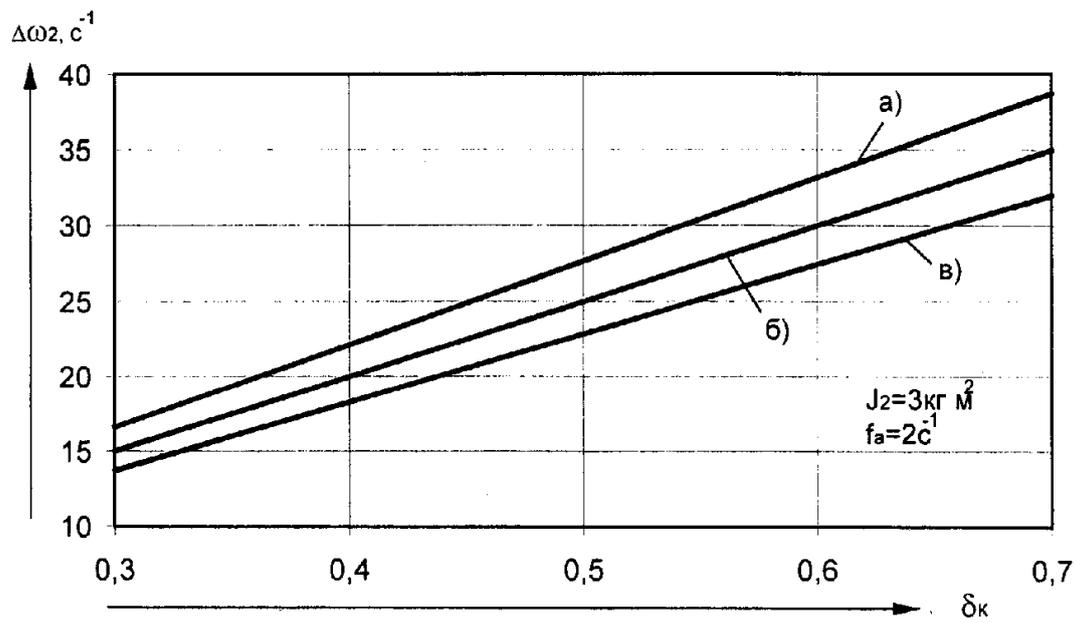
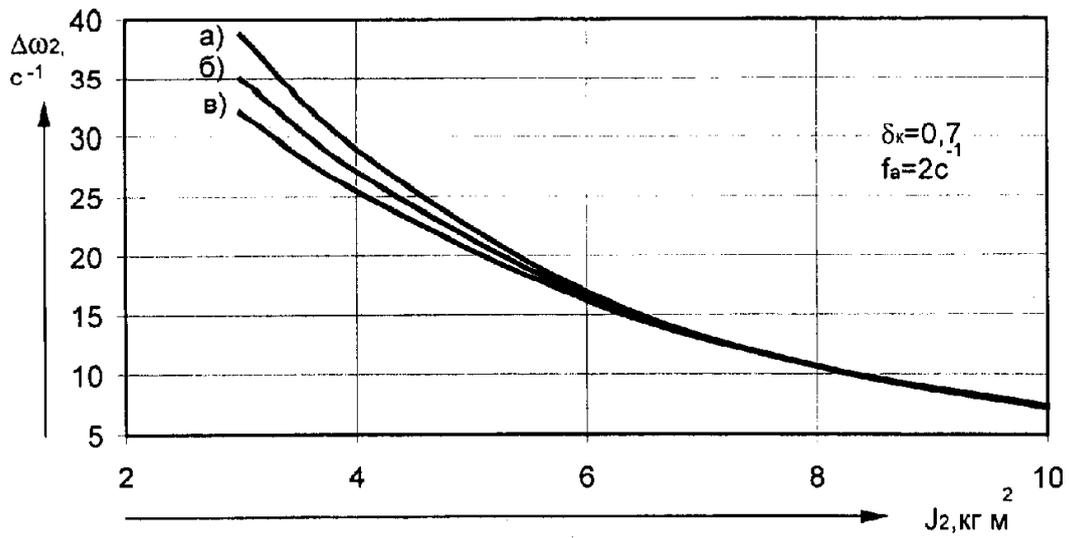


Рис. 1. Зависимость колебаний угловой скорости турбинного вала ГТ от параметров нагрузки и МТА ($N_э=100$ кВт, режим $\eta_{гр.}^{\max}$):
 а) $\Pi=1$; б) $\Pi=1,3$; в) $\Pi=1,6$

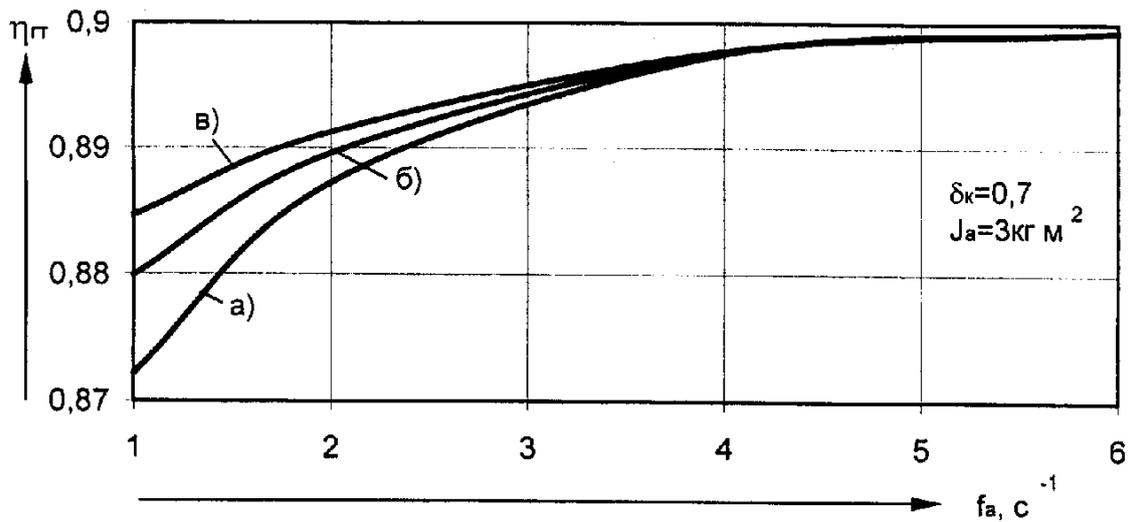
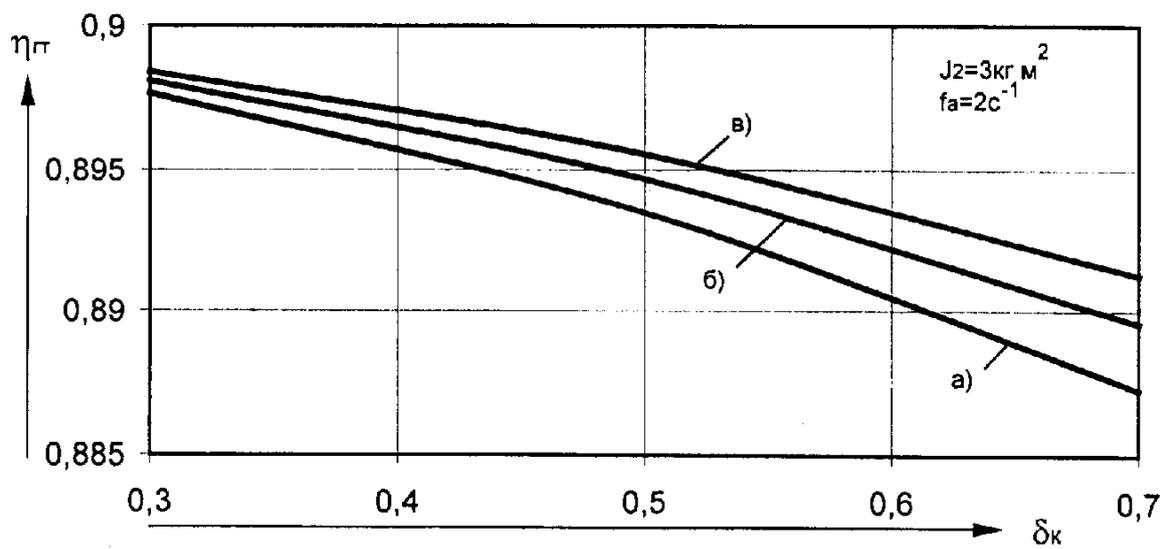
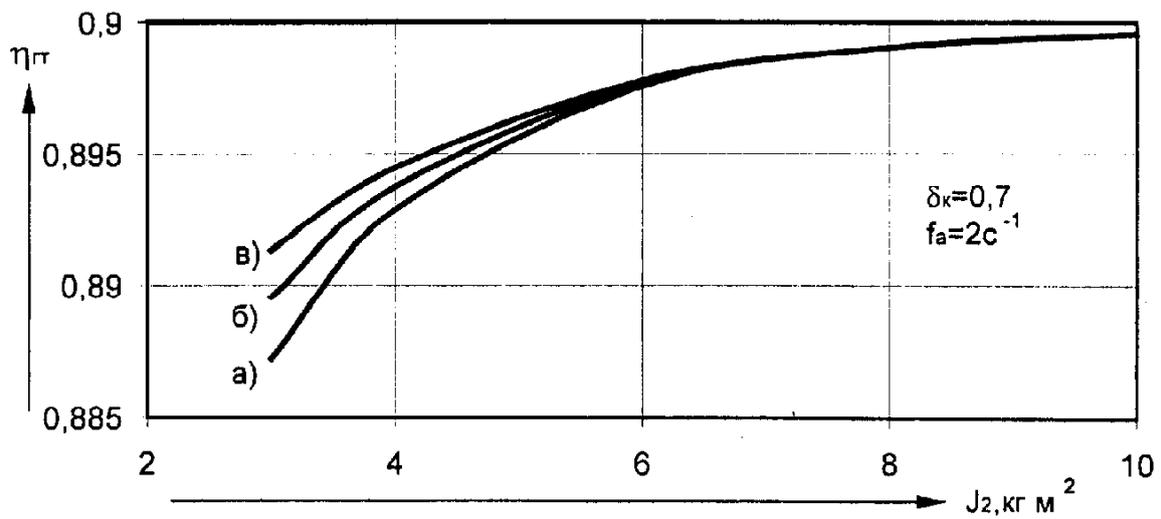


Рис. 2. Влияние параметров нагрузки и МТА на используемый КПД ГТ:
 а) $\Pi=1$; б) $\Pi=1,3$; в) $\Pi=1,6$

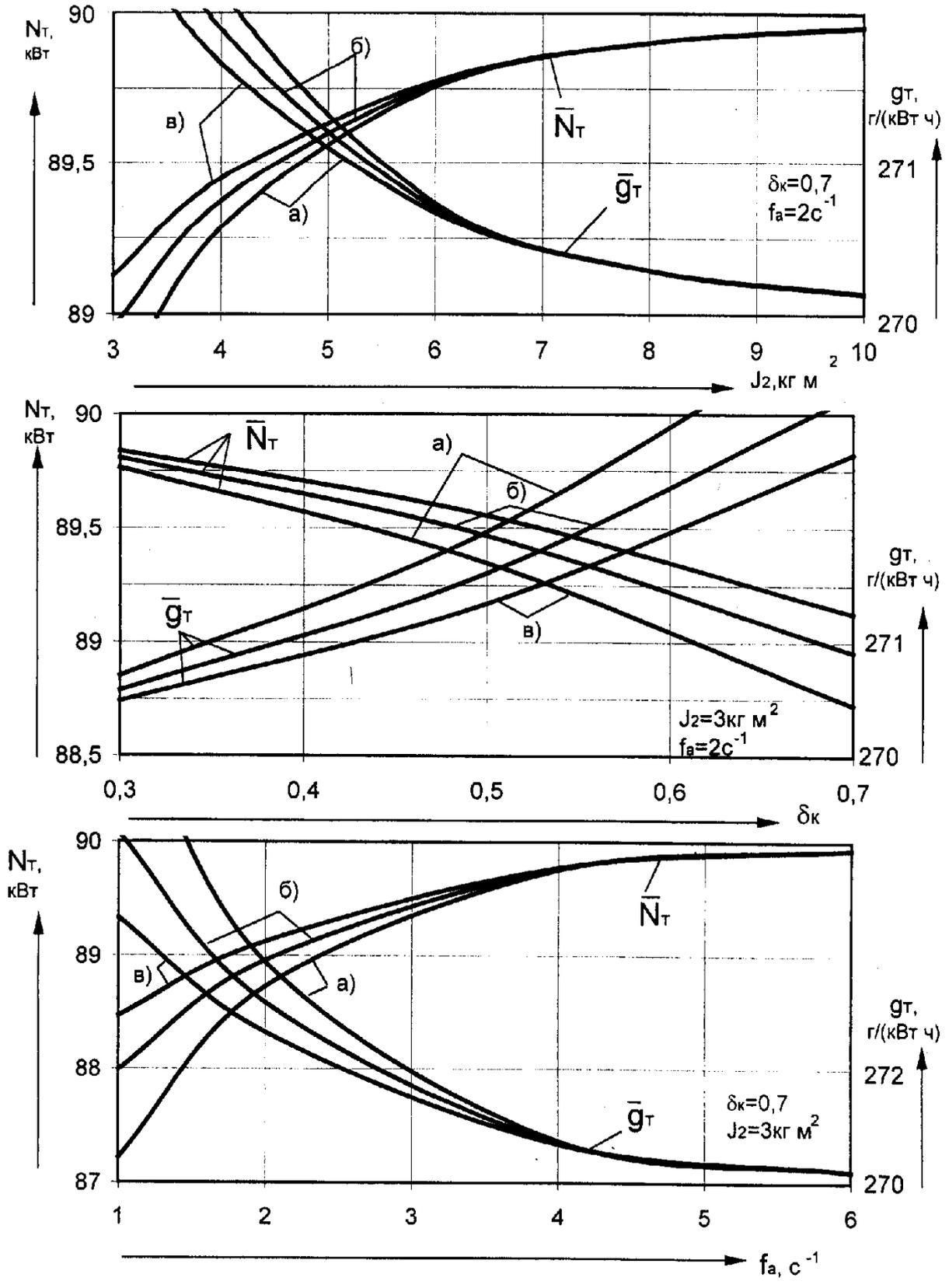


Рис. 3. Влияние параметров нагрузки и МТА на N_T и g_T :
 а) $\Pi=1$; б) $\Pi=1,3$; в) $\Pi=1,6$

Следует отметить, что при $\Pi > 1$ и прочих неизменных условиях размах колебаний $\Delta\omega_2$ уменьшается в $\Pi^{1/3}$ раз, снижая соответственно воздействие колебаний нагрузки на $\bar{\eta}_{ГТ}$ и выходные показатели \bar{N}_T и \bar{g}_T СА.

При возрастании δ_k до 0,6-0,7 и увеличении периода колебаний нагрузки до $T = 3$ с и выше при малых значениях J_2 (например, работа трактора со снегопахом-валкователем или глубокорыхлителями) из-за большого размаха колебаний $\Delta\omega_2$ снижение $\bar{\eta}_{ГТ}$ непрозрачного ГТ достигает 2,5-3,0%, а ухудшение выходных показателей СА 3,0-4,0%. Причем для ГТ с $\Pi > 1$ воздействие колебаний нагрузки на $\bar{\eta}_{ГТ}$, \bar{N}_T и \bar{g}_T в $\Pi^{1/3}$ раза ниже по сравнению с непрозрачным ГТ. В этих случаях при практических расчетах для данных режимов нагрузки снижение КПД ГТ необходимо учитывать, определяя $\bar{\eta}_{ГТ}$ по приведенной методике.

Наиболее существенное снижение (до 3-4%) $\bar{\eta}_{ГТ}$ и ухудшение выходных показателей СА ДПМ-ГТ наблюдается при низкочастотных колебаниях с $f_a = 1-2$ с⁻¹ и малых значениях J_2 . При $f_a > 2$ с влияние колебаний нагрузки на $\bar{\eta}_{ГТ}$, \bar{N}_T и \bar{g}_T можно не учитывать.

Экспериментальные исследования влияния колебания нагрузки на энергетические параметры ГТ Г4-400-70 и выходные показатели СА трактора ДТ-175М с двумя уровнями эксплуатационной мощности были проведены в лаборатории для стендовых испытаний силовых агрегатов [1]. Силовой агрегат трактора с установленным и пониженным (100 кВт) уровнями мощности испытывался при работе ДПМ на корректорном участке скоростной характеристики, а ГТ – на режиме максимального КПД.

Для получения синусоидального характера изменения момента сопротивления было разработано и изготовлено специальное устройство - имитатор нагрузки, позволяющее получать колебания нагрузки $\delta_k = 0,3-0,9$ с $T = 2-10$ с. Изменение величины приведенного момента инерции J_2 производилось установкой на валу ротора электрической машины специально изготовленных маховиков.

Рассмотрим результаты экспериментов при моделировании параметров внешней нагрузки. На рисунке 4 показано изменение максимальных относительных размахов колебаний угловых скоростей турбинного вала

$$\Delta\omega_2^0 = \frac{\Delta\omega_2}{\omega_2} \text{ и колчатого вала } \Delta\omega_1^0 = \frac{\Delta\omega_1}{\omega_1} \text{ в зависимости от показателей момента сопротивления } (\delta_k \text{ и } T)$$

и приведенного момента инерции J_2 при приведенном моменте инерции двигателя СМД-66 $J_1 = 3,65$ кгм². Так, при $J_2 = 5,0$ кгм² и $T = 5$ с, что соответствует работе трактора со снегопахом-валкователем СВШ-7 на 1-й рабочей передаче при скорости движения 2,88 м/с, возрастание δ_k от 0,3 до 0,9 (в 3 раза) приводит к соответствующему увеличению $\Delta\omega_2^0$ с 10,7 до 32% и $\Delta\omega_1^0$ - с 2,3 до 6,5%. Степень неравномерности передаточного отношения ГТ $\delta_i = (\dot{i}_{\max} \dot{i}_{\min})/\bar{i}$ повысилась при этом с 0,11 до 0,33. Уменьшение периода колебаний нагрузки до 2 с, при прочих неизменных условиях, сопровождается снижением $\Delta\omega_2^0$ и $\Delta\omega_1^0$ более чем в 3 раза.

В результате экспериментальных исследований скоростных показателей силового агрегата ДПМ-ГТ на неустановившемся колебательном режиме, соответствующем работе транспортного агрегата с прицепом ГKB-8526 на 1-й и 2-й рабочих передачах, установлено, что колебания нагрузки с $T = 2-5$ с, $\delta_k = 0,3-0,7$ и $J_2 = 9,4$ кгм² в 2 раза уменьшают размах колебаний $\Delta\omega_2^0$ по сравнению с работой трактора на снегозадержании или в составе пахотного агрегата. ДПМ функционирует при этом практически в установившемся режиме с $\Delta\omega_1^0 \leq 3\%$.

Полученные результаты свидетельствуют, что даже при $\delta_k = 0,9$ ДПМ работает в зоне экономической целесообразности использования при наивысшей топливной экономичности. Значения его эксплуатационной мощности \bar{N}_T и расхода топлива \bar{G}_T не отличаются от величин, полученных на соответствующем установившемся режиме.

Сравнение экспериментальных и расчетных данных по оценке величин $\Delta\omega_2^0$ и $\Delta\omega_1^0$ дает их хорошее совпадение. Максимальная ошибка не превышает 5-6%.

Рассмотрение изменения используемого КПД ГТ $\bar{\eta}_{ГТ}$ и выходных показателей СА \bar{N}_T и \bar{g}_T на неустановившихся колебательных режимах показало, что при колебаниях угловой скорости ω_2 с периодом, равным периоду изменения момента M_c , максимальные и минимальные ее значения по времени не совпадают с минимумами и максимумами момента сопротивления. Указанное приводит к снижению среднего значения коэффициента трансформации момента $\bar{K}_{ГТ}$ и уменьшению $\bar{\eta}_{ГТ}$.

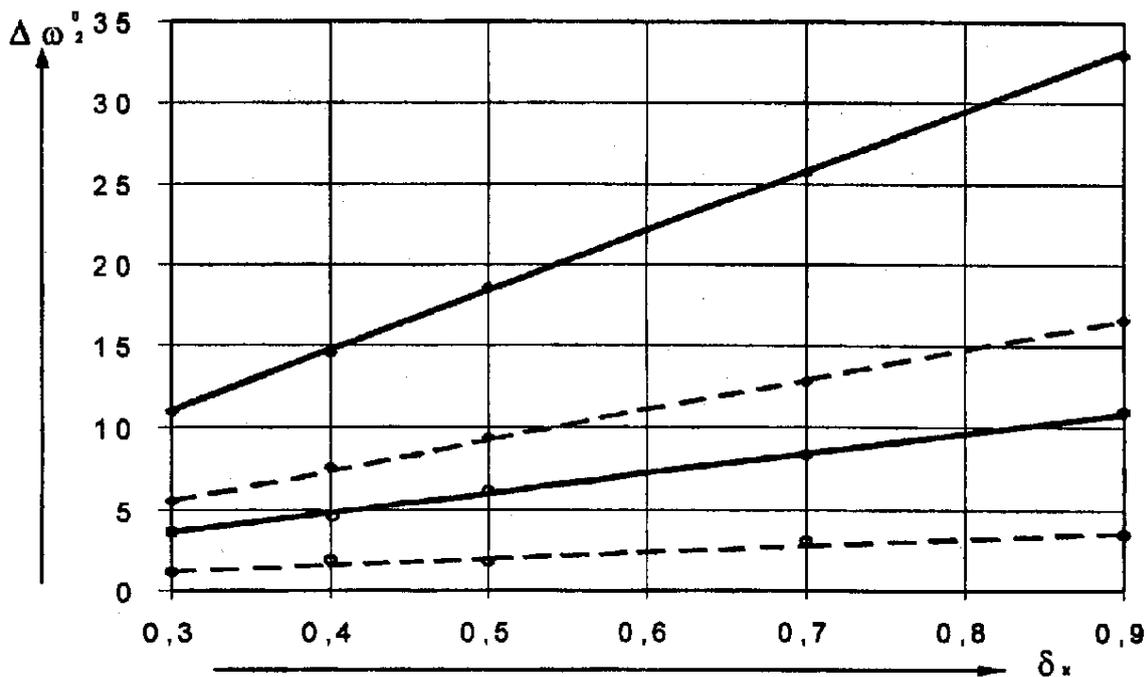


Рис. 4. Зависимость $\Delta\omega_2^0$ от параметров момента сопротивления и приведенного момента инерции J_2 (\circ - $T=5$ с; \diamond - $T=2$ с; — $J_2=5$ кг м²; --- $J_2=9,4$ кг м²)

На рисунке 5 показано изменение $\bar{\eta}_{ГТ}$, $\bar{N}_Г$ и $\bar{g}_Г$ в зависимости от параметров нагрузки, обусловленное колебаниями угловой скорости ω_2 при имитации указанных выше условий работы тракторных агрегатов.

Из рисунка видно, что увеличение размаха колебаний $\Delta\omega_2$ при $\delta_k = 0,9$, $T = 5$ с и $J_2 = 5$ кг м², из-за ухудшения преобразующих свойств ГТ, приводит к снижению $\bar{\eta}_{ГТ}$ на 1,4-1,6% и выходных показателей СА на 1,8-2,0%.

При $J_2 = 9,4$ кг м² используемый КПД $\bar{\eta}_{ГТ}$ и выходные показатели СА соответствуют значениям, полученным на соответствующем установившемся режиме. Поэтому влиянием колебаний внешней нагрузки на выходные показатели СА ДПМ-ГТ при выполнении трактором ДТ-175М с пониженным уровнем мощности зимних видов работ можно пренебречь.

Выводы:

1. Предложены аналитические зависимости, позволяющие установить влияние колебаний момента сопротивления и параметров тракторного агрегата на энергетические показатели комплексного гидротрансформатора с коэффициентом прозрачности $\Pi > 1$ при его совместной работе с двигателем постоянной мощности.

2. Выполненные экспериментальные исследования в стендовых условиях при имитации параметров внешней нагрузки и тракторного агрегата подтвердили высокую сопоставимость и соответствие расчетных значений оценочных показателей работы силового агрегата ДПМ-ГТ их действительным величинам.

3. При использовании трактора ДТ-175М на снегозадержании и транспортных операциях на 2-й технологической и основных рабочих передачах влияние колебаний внешней нагрузки на снижение используемого КПД ГТ и выходных показателей силового агрегата ДПМ-ГТ настолько незначительно, что при выполнении практических расчетов этим снижением можно пренебречь и пользоваться параметрами статической выходной характеристики.

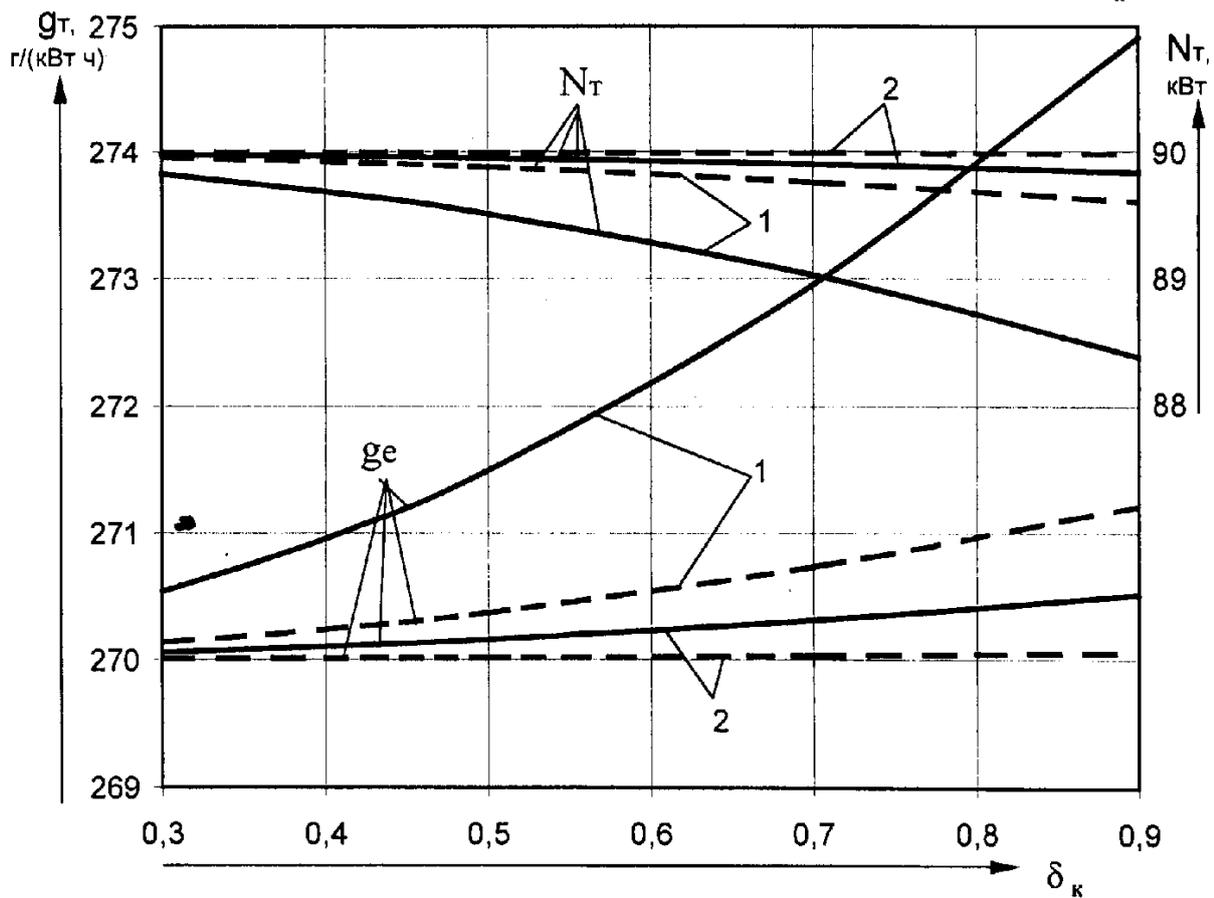
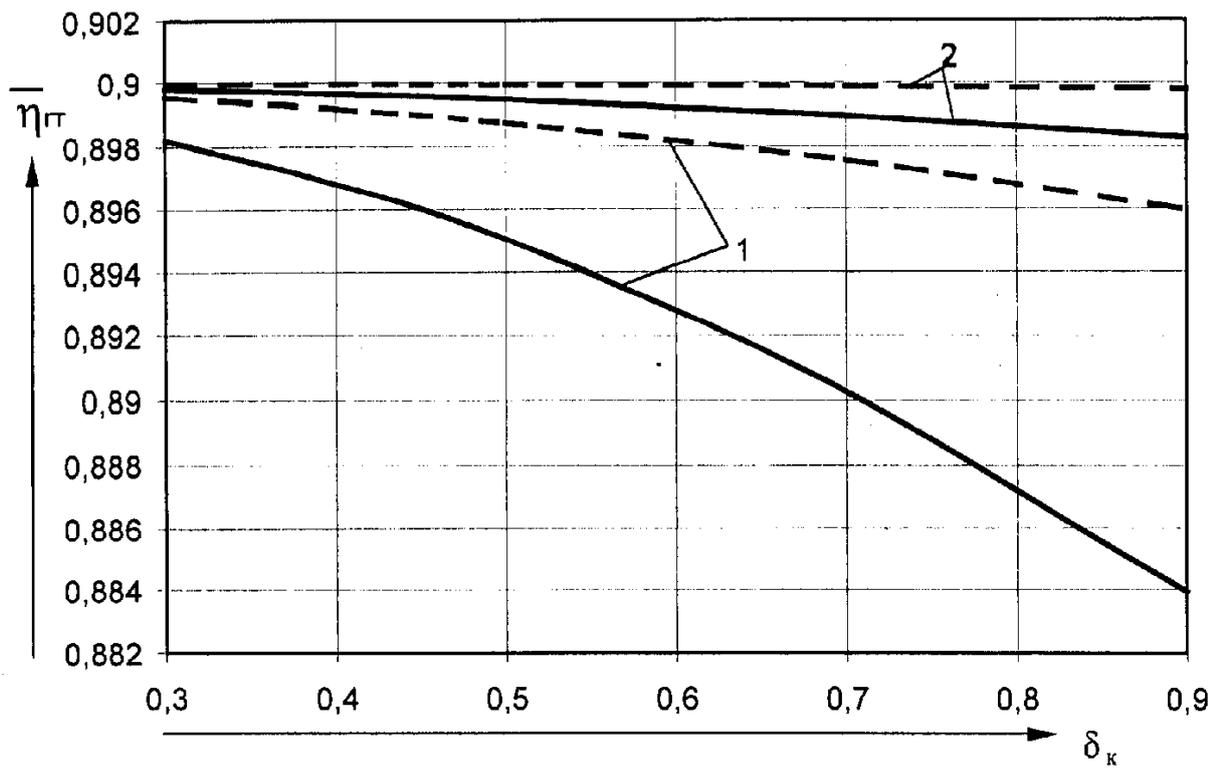


Рис. 5. Влияние параметров момента сопротивления и приведенного момента инерции J_2 на используемый КПД ГТ и выходные показатели силового агрегата трактора ДТ-175М (1 – $T = 5$ с; 2 – $T = 2$ с; — $J_2 = 5$ кг м²; - - - $J_2 = 9,4$ кг м²)

ЛИТЕРАТУРА

1. Селиванов Н.И. Повышение эффективности гидромеханической передачи мобильных машин совершенствованием ее эксплуатационных режимов при низких температурах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Красноярск, 1988. - 17 с.
2. Злотник М.И. Анализ влияния случайных нагрузок на КПД гидротрансформатора // Сборник №161. ЧПИ. - Челябинск, 1975. - С. 46-50.
3. Анохин В.И. Применение гидротрансформаторов на скоростных гусеничных сельскохозяйственных тракторах. Научные основы. - М.: Машиностроение, 1972. - 304 с.