

**Рисунок 3 – Средние и максимальные температуры газа за тяговой турбиной (перед теплообменником) и поверхности горячей «щеки» каркаса теплообменника ГАЗ соответственно**

Сравнение максимальных температур горячей «щеки» каркаса теплообменника ГАЗ (рисунок 3) и теплообменника с разработанной системой охлаждения (таблица 1) показывает существенно большую эффективность последней. Так при работе двигателя на номинале (расход воздуха равен 2.1 кг/с) максимальная температура горячей «щеки» каркаса теплообменника с системой охлаждения ГАЗ составила 552 °С, а с разработанной системой - 482 °С.

#### Выводы

Разработанная система охлаждения обеспечивает существенно меньшую температурную неравномерность и соответственно меньшие деформации каркаса теплообменника, чем система охлаждения каркаса теплообменника ГАЗ с коническими теплопередающими элементами.

Проведенное расчетно-экспериментальное исследование теплового состояния каркаса теплообменника ГАЗ косвенным образом подтвердило результаты расчетов теплового состояния каркаса теплообменника с предлагаемой системой охлаждения каркаса теплообменника и цилиндрическими теплопередающими элементами.

#### Литература

1. Костюков В.М. Автомобильные газотурбинные двигатели Горьковского автозавода. Доклад на соиск. уч. ст. к.т.н. Горький, 1971.
2. Костюков А.В., Крутов М.А. и др.. Способ охлаждения каркаса вращающегося теплообменника и устройство для его осуществления. Патент № 2296930, 2007.

### **Математическая модель установившегося движения автопоезда с активизированным сцепным звеном, позволяющая оценить потери в трансмиссии**

к.т.н. проф. Лепешкин А.В.  
МГТУ «МАМИ»

тел.: (495) 223-05-23 доб. 1426, e-mail: [lep@mami.ru](mailto:lep@mami.ru)

*Аннотация.* В статье приведена разработанная математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда с активизированным сцепным звеном, позволяющая оценить потери в трансмиссии, а также результаты ее анализа с точки зрения возможности повышения энергоэффективности такого автопоезда.

*Ключевые слова:* многоприводные колесные машины, автопоезд с активизи-

*рованным прицепным звеном, комбинированная трансмиссия, критерий оценки энергоэффективности.*

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные автором при выполнении Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 г.г. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Рассмотрим наиболее перспективный и чаще всего встречающийся на практике вариант многоприводной колесной машины с комбинированной трансмиссией, а именно: автопоезд, у которого тягач имеет традиционную механическую трансмиссию со ступенчатым переключением передач, а активизированное прицепное звено – бесступенчатую гидрообъемную трансмиссию (ГОТ).

Известно, что основной проблемой, которую необходимо решать при создании таких транспортных машин повышенной проходимости, является обеспечение согласованной работы ведущих колес тягача и прицепа в разных условиях эксплуатации автопоезда. Для этой цели должна быть разработана специальная система автоматического адаптивного управления (СААУ) бесступенчатым гидрообъемным приводом ведущих колес прицепного звена.

Данное исследование посвящено теоретическому обоснованию и разработке методики создания такой СААУ.

В качестве объекта исследований принят автопоезд-лесовоз (рисунок 1) марки КраЗ-643701 6×6.2, состоящий из тягача и прицепа-ропуска марки ГКБ-9362, который при анализе рассматривается в варианте с гидрообъемным приводом колес задней тележки. При этом предполагается, что передние колеса тягача ведомые, его задние колеса – ведущие и приводятся традиционной механической трансмиссией со ступенчатым переключением передач от двигателя тягача, режимом работы которых управляет водитель, а мощность к ведущим колесам прицепного звена подводится при помощи ГОТ от дополнительного двигателя, имеющего специальную систему управления, обеспечивающую его валу постоянную частоту вращения. Управление режимом работы ГОТ, а значит, и согласование работы ведущих колес тягача и прицепа осуществляет разрабатываемая СААУ.



**Рисунок 1 – Автопоезд-лесовоз марки КраЗ-643701 6×6.2**

С целью проведения запланированных исследований была разработана математическая модель установившегося прямолинейного движения указанного автопоезда по недеформируемой опорной поверхности. Принятая расчетная схема рассматриваемого автопоезда приведена на рисунке 2. При этом на расчетной схеме каждая из пар сдвоенных осей: вторая и третья оси у тягача, а также четвертая и пятая у прицепа – условно заменены одной осью.

Из рисунка 2 видно, что при моделировании рассматривается общий случай движения автопоезда по деформируемому основанию. При этом узел сцепки представлен как шарнир,

не передающий момент в вертикальной плоскости.

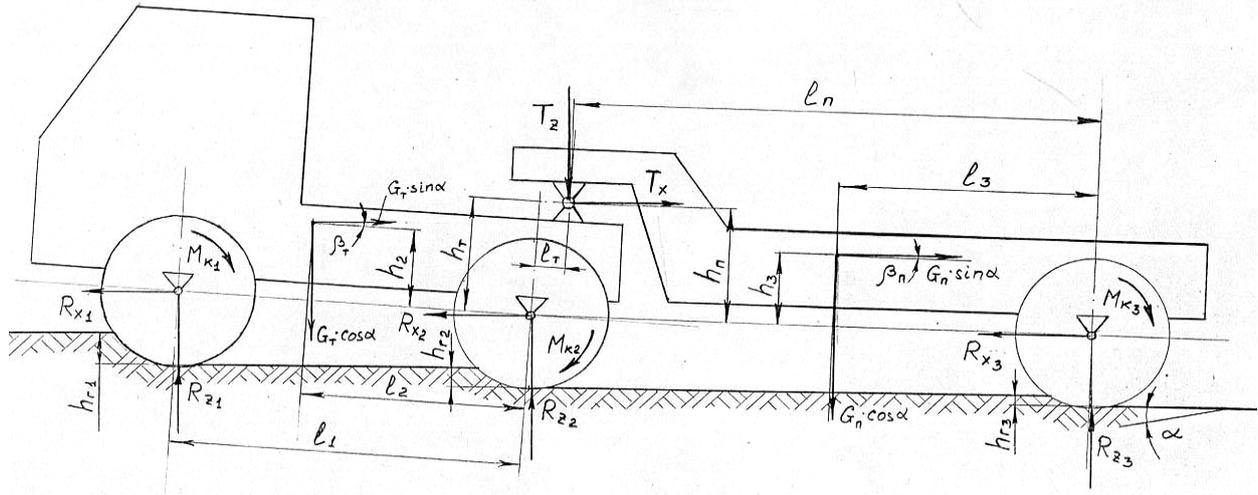


Рисунок 2 – Расчетная схема автопоезда

Обозначив вертикальную  $T_z$  и горизонтальную  $T_x$  составляющие реакции, возникающие в узле сцепки, а также реакции  $R_{z_i}$ ,  $R_{x_i}$  и  $M_{k_i}$  со стороны колесных движителей на остова тягача и прицепного звена, получаем математическое описание, состоящее из уравнений вида:

- для прицепного звена

$$1) \sum F_x = 0, T_x + R_{x_3} - (G_n + G_r) \cdot \sin \alpha = 0, \quad (1)$$

$$2) \sum F_z = 0, T_z + R_{z_3} - (G_n + G_r) \cdot \cos \alpha = 0, \quad (2)$$

$$3) \sum M = 0 \text{ (относительно шарнира сцепки),}$$

$$\begin{aligned} & R_{z_3} \cdot [\cos \beta_n \cdot l_n - \sin \beta_n \cdot (h_n - h_{p_3})] - R_{x_3} \cdot [\cos \beta_n \cdot (h_n - h_{p_3}) + \sin \beta_n \cdot l_n] + \\ & + G_n \cdot \sin \alpha \cdot [\cos \beta_n \cdot (h_n - h_3) + \sin \beta_n \cdot (l_n - l_3)] - \\ & - G_n \cdot \cos \alpha \cdot [\cos \beta_n \cdot (l_n - l_3) - \sin \beta_n \cdot (h_n - h_3)] - \\ & - G_r \cdot \sin \alpha \cdot [\cos \beta_n \cdot h_r - \sin \beta_n \cdot l_r] - G_r \cdot \cos \alpha \cdot [\cos \beta_n \cdot l_r + \sin \beta_n \cdot h_r] - M_{k_3} = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

где:  $G_n$  – вес прицепного звена,

$G_r$  – вес перевозимого груза (груз на рисунке 2.2 не показан),

$l_3, h_3$  – координаты центра тяжести прицепного звена относительно условной оси его движителя,

$l_r, h_r$  – координаты центра тяжести перевозимого груза относительно шарнира сцепки,

$h_{p_3}$  – величина деформации рессоры прицепного звена.

- для тягача

$$4) \sum F_x = 0, R_{x_1} + R_{x_2} - T_x - G_T \cdot \sin \alpha = 0, \quad (4)$$

$$5) \sum F_z = 0, R_{z_1} + R_{z_2} - T_z - G_T \cdot \cos \alpha = 0, \quad (5)$$

$$6) \sum M = 0 \text{ (относительно условной оси заднего движителя тягача),}$$

$$\begin{aligned} & R_{x_1} \cdot \sin \beta_T \cdot l_1 - R_{z_1} \cdot \cos \beta_T \cdot l_1 + G_T \cdot \cos \alpha \cdot [\cos \beta_T \cdot l_T - \sin \beta_T \cdot (h_T - h_{p_{cp}})] - \\ & - G_T \cdot \sin \alpha \cdot [\cos \beta_T \cdot (h_T - h_{p_{cp}}) + \sin \beta_T \cdot l_T] - T_x \cdot [\cos \beta_T \cdot (h_T - h_{p_2}) - \sin \beta_T \cdot l_T] - \\ & - T_z \cdot [\cos \beta_T \cdot l_T + \sin \beta_T \cdot (h_T - h_{p_2})] - M_{k_1} - M_{k_2} = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где:  $G_T$  – вес тягача,

$l_2, h_2$  – координаты центра тяжести тягача относительно условной оси его заднего движителя,

$h_{p\text{cp}}$  – изменение вертикальной координаты центра тяжести тягача из-за деформации передней и задней рессор, определяется по формуле:

$$h_{p\text{cp}} = \frac{h_{p1} \cdot l_2 + h_{p2} \cdot (l_1 - l_2)}{l_1},$$

$h_{p1}, h_{p2}$  – величины деформаций рессор переднего и заднего движителей тягача.

При составлении этих уравнений горизонтальная ось «X» выбранной основной системы координат лежит на недеформированной опорной поверхности дороги по направлению движения, а ось «Z» ей перпендикулярна и направлена вверх. В свою очередь недеформированная опорная поверхность дороги в общем случае расположена под некоторым углом « $\alpha$ » к горизонту.

Кроме основной системы координат при составлении уравнений использовались еще две вспомогательные:

- для прицепного звена – с началом координат в шарнире узла сцепки и осями, совпадающими с конструктивными направлениями горизонтали и вертикали остова прицепного звена,
- для тягача – с началом координат в точке условной оси заднего движителя тягача и осями, совпадающими с конструктивными направлениями горизонтали и вертикали остова тягача.

Каждая из вспомогательных систем координат повернута в пространстве относительно основной системы координат соответственно на углы  $\beta_{\text{п}}$  и  $\beta_{\text{т}}$ , которые зависят от величин деформации шин  $h_{z_i}$ , рессор  $h_{p_i}$ , и опорной поверхности дороги  $h_{\Gamma_i}$  под колесными движителями.

Углы  $\beta_{\text{п}}$  и  $\beta_{\text{т}}$  определяются из анализа размерных цепей по следующим формулам:

$$\sin \beta_{\text{п}} = \frac{\Delta h_{\text{п}}}{l_{\text{п}} + l_{\text{т}}}, \quad (7)$$

$$\sin \beta_{\text{т}} = \frac{\Delta h_{\text{т}}}{l_1}, \quad (8)$$

где:  $\Delta h_{\text{п}} = (h_{z_3} - h_{z_2}) + (h_{p_3} - h_{p_2}) + h_{\Gamma_3}$ , а  $\Delta h_{\text{т}} = (h_{z_2} - h_{z_1}) + (h_{p_2} - h_{p_1}) + h_{\Gamma_2}$ .

При составлении уравнений моментов используются условные точки: условная ось заднего колесного движителя тягача и условная ось колесного движителя прицепного звена. В случае, когда у автопоезда соответствующими движителями являются сдвоенные колеса с балансирной подвеской, под условной точкой понимается точка с координатами на уровне оси колес в геометрической середине отрезка, соединяющего оси сдвоенных колес. При этом считается, что оба колеса движителя одинаково нагружены и имеют одни и те же конструктивные параметры.

Приведенные уравнения совместно с уравнениями, описывающими работу трансмиссий тягача и прицепа, а также работу эластичного колеса в соответствующих условиях, образуют систему уравнений, которая используется при разработке математической модели движения автопоезда в установившемся режиме. При этом делается допущение о том, что двигатели, установленные на тягаче и на прицепе, обеспечивают необходимый момент на валу при неизменной его частоте вращения.

На данном этапе исследований из-за того, что в настоящее время не существует надежного математического описания работы эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью, в модели используется математическое описание установившегося качения эластичного колеса по недеформируемому основанию. Это описание получено на основании анализа опубликованных данных исследований различных авторов [1, 11, 13, 15, и др.]. Следует отметить, что математическое описание качения колеса составлено так, чтобы в резуль-

тате расчета из него при известных нормальной к опорной поверхности составляющей нагрузки  $R_z$  на ось колеса, продольной скорости движения этой оси  $V$  и величины буксования  $\delta$  колеса можно было определить продольную составляющую нагрузки  $R_x$  на ось колеса и реализуемый на его валу крутящий момент  $M_k$  в ведущем режиме качения.

При создании математического описания работы трансмиссии тягача учитывалось, что известных описаний, которые могут быть использованы при решении поставленных задач в запланированных исследованиях рассматриваемого автопоезда, позволяющих оценить величину потерь энергии в механической трансмиссии и их зависимость от режима работы, нет. В литературе имеются сведения либо о результатах исследований, посвященных изучению механических приводов конкретных машин, либо о качественных зависимостях потерь в них. При этом, как правило, указывается, что эти зависимости имеют существенную сложность, а на практике значительную нестабильность, что объясняется во многом случайным характером изменения параметров, описывающих контактное или, как его называют, сухое трение в элементах механических приводов. Дополнительную сложность при математическом описании вносят также процессы вязкого трения, обусловленные смазкой.

В самом общем виде (по данным изученных публикаций) зависимость изменения коэффициента трения  $f$  от интегрального параметра  $Cr$ , характеризующего режим работы трущейся пары с наличием смазки, может быть представлен в виде графика, приведенного на рисунке 3.

Под интегральным параметром  $Cr$  понимается безразмерная величина, обратная так называемому коэффициенту нагруженности  $\zeta$ , вычисляемому по формуле:

$$\zeta = \frac{2 \cdot p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}, \quad (9)$$

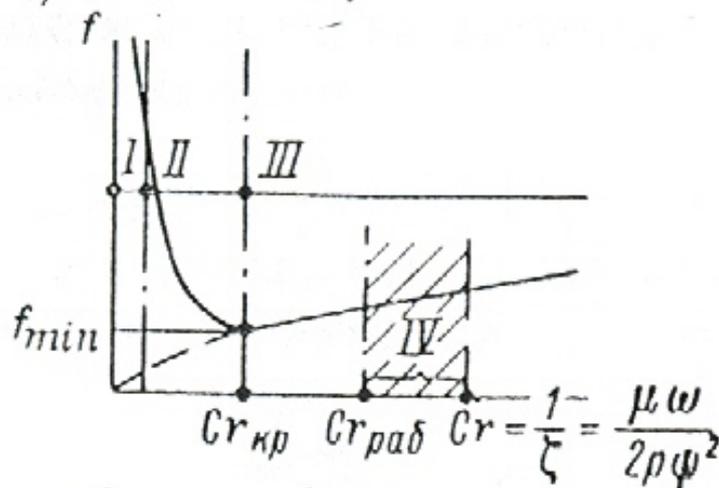
где:  $p$  – среднее удельное давление на рабочей поверхности;

$\psi$  – относительная величина конструктивного зазора;

$\mu$  – динамическая вязкость смазывающей жидкости;

$\omega$  – угловая скорость.

На графике (рисунок 3), как видно, выделены три основные области: I – область полусухого трения, II – область полужидкостного трения, III – область жидкостного трения, а также указана зона рабочей характеристики (IV) подшипника скольжения. Исходя из того, что, как отмечается в публикациях, такая зависимость характерна практически для всех пар трения, работающих в условиях смазки, было сделано предположение, что она применима и для элементов механических трансмиссий мобильных машин.



**Рисунок 3 – Характеристика трения в зазоре подшипника скольжения при наличии смазки**

Очевидно, что в правильно спроектированных элементах механических трансмиссий

мобильных машин конструкторы стремятся обеспечить работу трущихся пар в рекомендуемой IV области, но на практике это обеспечить не всегда возможно, особенно в тяжелых условиях эксплуатации этих машин, которые, как известно, характеризуются невысокими скоростями движения при больших преодолеваемых нагрузках. Еще более вероятны I и II области в режимах работы пар трения механических трансмиссий в условиях трогания машины. Так как данные исследования в основном относятся именно к таким тяжелым режимам эксплуатации рассматриваемой машины, пренебрегать этими процессами было бы неправильно. Поэтому, учитывая сложность их математического описания, в исследовании используется эмпирические зависимости, полученные на основании результатов полевых испытаний полноприводного трехосного автомобиля «Гидроход-49061» с гидрообъемной трансмиссией ведущих колес.

По данным этих испытаний установлено, что зависимость момента трения  $M_{тр}$ , возникающего в механических элементах, обеспечивающих передачу энергии в этом автомобиле от вала гидромотора к соответствующему ведущему колесу автомобиля, и приведенного к оси колеса, от условий работы привода с достаточной точностью может оцениваться аналитическим выражением следующего вида:

$$M_{тр} = M_{тр0} + k_{тр} \cdot \omega_k, \quad (10)$$

где:  $M_{тр0}$  - момент трения при частоте вращения колеса близкой к нулю, приведенный к оси колеса, по данным испытаний  $M_{тр0} = 0,09$  кН·м;

$k_{тр}$  - коэффициент, характеризующий степень возрастания момента трения с увеличением частоты вращения колеса, по данным испытаний  $k_{тр} = 0,06$  кН·м·с;

$\omega_k$  - угловая скорость вращения колеса.

Следует отметить, что особенностью аналитической зависимости (10) является то, что в ней не учитывается влияние на значение момента трения изменение силовых факторов (реализуемый на колесе момент, радиальная нагрузка на ось колеса). Объясняется это тем, что по данным, полученным на основании проведенных полевых испытаний автомобиля «Гидроход-49061», выявить влияние этих факторов не удалось.

В то же время сравнение данных математического моделирования движения автомобиля «Гидроход-49061», где использовалось выражение (10), с данными его испытаний в аналогичных условиях показали, что среднеквадратические отклонения контролируемых параметров не превышали 10%. Исходя из этого был сделан вывод о том, что выражение (10) при моделировании позволяет получить необходимую точность, а значит, оно может быть рекомендовано для использования в математических моделях движения колесных машин с целью оценки потерь в элементах их механических трансмиссий.

Принимая во внимание то, что в рассматриваемом автопоезде приводы ведущих колес тягача и прицепа предназначены для передачи механической энергии, по своим параметрам схожей с теми, для передачи которых служит трансмиссия автомобиля «Гидроход-49061», можно предположить, что элементы этих механических трансмиссий принципиально похожи и с точки зрения возникающих в них потерь.

Исходя из этого, в разработанной математической модели установившегося движения рассматриваемого автопоезда для оценки потерь на трение в элементах механических приводов ведущих колес тягача и прицепа, включающих главную передачу и колесные согласующие редукторы, используется выражение (10). При этом учитывая то, что эти элементы привода колес всех осей машины имеют практически одинаковую конструкцию, в математической модели при описании приводов ведущих колес всех четырех осей используется выражение (10) с приведенными выше значениями  $M_{тр0}$  и  $k_{тр}$ .

Что касается оценки потерь в других элементах механической трансмиссии тягача (коробка перемены передач, раздаточная коробка, карданная передача и др.), то для этого используется известная рекомендация о том, что в механических элементах при изменении ре-

жима работы неизменным остается их механический КПД  $\eta_{тр}$ .

Исходя из вышеизложенного при математическом описании процесса передачи момента в механической трансмиссии тягача используются следующие выражения:

$$M_p = \frac{2 \cdot (M_{к1} + M_{тр1} + 2 \cdot (M_{к2} + M_{тр2}))}{i_p \cdot i}, \quad (11)$$

$$M_{e1} = \frac{M_p}{i_{кп} \cdot \eta_{тр\Sigma}}, \quad (12)$$

где:  $M_p$  – момент на входном валу раздаточной коробки тягача без учета потерь в ней;

$M_{кj}$  – момент сопротивления вращению колеса  $j$ -й оси автопоезда ( $j = 1$  – передняя ось тягача,  $j = 2$  – задняя ось тягача,  $j = 3$  – ось прицепного звена);

$M_{трj}$  – суммарный момент трения в главной передаче и колесных согласующих редукторах  $j$ -й оси автопоезда, приведенный к оси соответствующего колеса (определяется по формуле (10));

$M_{e1}$  – момент нагрузки на валу двигателя тягача, используемый для привода колес;

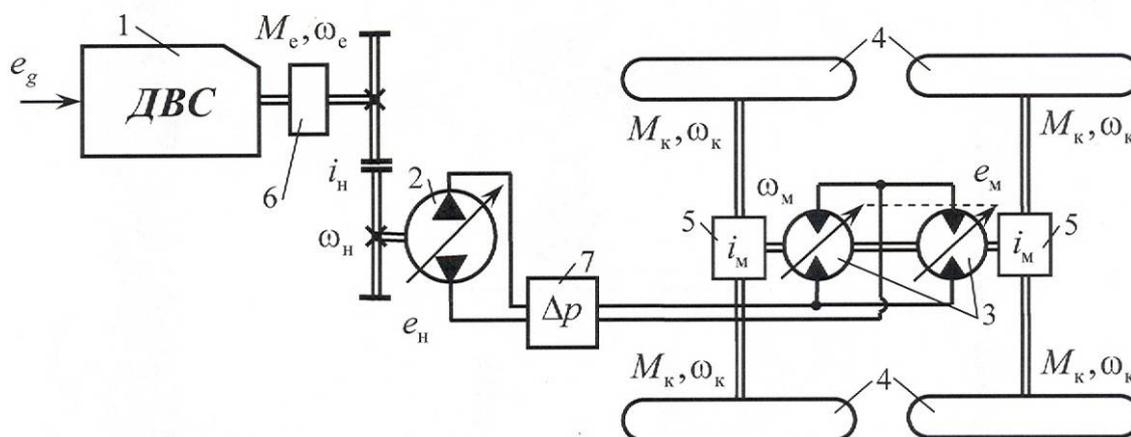
$\eta_{тр\Sigma}$  – суммарный механический КПД коробки перемены передач, раздаточной коробки и карданной передачи тягача автопоезда (при моделировании принят постоянным и равным 0,95);

$i_{кп}$ ,  $i_p$ ,  $i$  – передаточные числа коробки передач тягача автопоезда, его раздаточной коробки и главной передачи соответственно.

При разработке математического описания работы гидрообъемной трансмиссии ведущих колес прицепа использовалась расчетная схема, приведенная на рисунке 4.

В данном случае рассматривается установившееся прямолинейное движение автопоезда при одинаковых условиях качения колес 4 рассматриваемой ведущей оси. Кроме этого предполагается, что трубопроводы, обеспечивающие подвод рабочей жидкости к двум одинаковым гидромоторам, образующим сдвоенный гидромотор 3, имеют равное гидравлическое сопротивление.

Одним из условий, обеспечивающих прямолинейное движение транспортной машины при этом, является равенство параметров регулирования рабочих объемов гидромоторов 3. Исходя из этого можно считать, что ведущие колеса 4 рассматриваемой транспортной машины имеют симметричную нагрузку и вращаются с одинаковой частотой, а подача насоса 2 поровну делится между гидромоторами 3.



**Рисунок 4 – Расчетная схема ГОТ ведущих колес прицепа:**

**1 – ДВС, установленный на прицепе; 2 – регулируемый насос; 3 – сдвоенный гидромотор; 4 – ведущие колеса прицепного звена; 5 – согласующий редуктор; 6 – датчик режима работы ДВС; 7 – датчик перепада давления**

Система уравнений, образующих математическое описание установившейся работы ГОТ ведущих колес прицепа при симметричной нагрузке, включает набор известных выражений, определяющих величины расходов и потерь в трубопроводах, а также перепады давлений на гидромашинах. При этом основной отличительной особенностью данного описания является использование в нем при оценке потерь в гидромашинах формул К.И. Городецкого [2], определяющих относительные объемные  $\bar{N}_o$  и механические  $\bar{N}_m$  потери в гидромашинах, которые, с нашей точки зрения, являются одними из наиболее удачных уточнений известных формул В.В. Мишке [3, 12]. Эти формулы имеют вид:

$$\bar{N}_o = \frac{K_y \cdot \Delta p}{v \cdot \rho \cdot D^2 \cdot \omega} \left( 1 + C_y \cdot \frac{\omega}{\omega_{\max}} \right), \quad (13)$$

$$\bar{N}_m = \frac{1}{\Delta p} \left[ K_{ж} v \rho D \omega (1 + C_{ж} \cdot e^2) + \frac{K_{п} + K'_{п} \cdot e}{1 + C_{п} D \omega} \right] + \frac{K_c + K'_c \cdot e}{1 + C_c D \omega}, \quad (14)$$

где:  $D$  – характерный диаметр [м], определяется по максимальному рабочему объему гидромашин  $V_o$  [м<sup>3</sup>] из формулы:  $D = \sqrt[3]{V_o}$ ,

$v$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости, при моделировании принято  $v = 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ,

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, при моделировании принято  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ,

$\omega_{\max}$  – максимальная угловая скорость вращения [с<sup>-1</sup>] вала гидромашин по ее паспорту,

$K_y, C_y$  – коэффициенты, характеризующие потери на утечки через зазоры в гидромашине,

$K_{ж}, C_{ж}$  – коэффициенты, характеризующие потери на вязкое трение в гидромашине,

$K_{п}, K'_{п}, C_{п}$  – коэффициенты, характеризующие потери на трение в гидромашине, обусловленное силами прижима от давления,

$K_c, K'_c, C_c$  – коэффициенты, характеризующие потери на сухое трение в гидромашине.

По рекомендациям К.И. Городецкого [2] коэффициенты, характеризующие соответствующие потери в гидромашинах, могут определяться для гидромашин данного конструктивного типоразмерного ряда по результатам экспериментальных исследований одной из его представителей, используя методы аппроксимации. Полученные таким способом коэффициенты потерь можно использовать для всех гидромашин данного типоразмерного ряда.

Для определения приведенных выше коэффициентов, позволяющих рассчитать относительные объемные и механические потери в гидромашинах, автором разработаны компьютерные программы, на которые получены соответствующие свидетельства о регистрации программных продуктов [9, 10].

Следует отметить, что на данный момент в материалах фирм, изготавливающих гидромашин, практически отсутствуют сведения о результатах их испытаний. Это обстоятельство делает практически невозможным корректное определение вышеупомянутых коэффициентов потерь без проведения соответствующих стендовых испытаний гидромашин. Очевидно, что для этого необходимо специальное оборудование и существенные средства. Поэтому, ввиду того, что для активизации прицепного звена планируется использовать ГОТ, построенную с использованием аксиально-поршневых гидромашин фирмы “Rexroth”, на данном этапе исследований было решено воспользоваться имеющимися результатами испытаний аксиально-поршневого насоса “Rexroth” A4V56, проведенными в НАТИ под руководством К.И. Городецкого в конце 80-х годов XX века.

Расчеты, выполненные с использованием вышеупомянутых программ [9, 10], определили следующие значения коэффициентов, входящих в формулы (13) и (14):

$$K_y = 0,1601 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2, \quad C_y = 2,637, \quad \omega_{\max} = 340,17 \text{ с}^{-1}, \quad K_{\text{ж}} = 0,3483 \cdot 10^6 \text{ м}^{-1}, \\ C_{\text{ж}} = 7,965, \quad K_{\text{п}} = 0,1578 \text{ МПа}, \quad K'_{\text{п}} = 0,0 \text{ МПа}, \quad C_{\text{п}} = 1,098 \text{ с/м}, \quad K_c = 0,03186, \\ K'_c = 0,0, \quad C_c = 0,0 \text{ с/м}.$$

Расчеты [3] показывают, что формулы К.И. Городецкого с достаточной степенью точности позволяют судить о характере изменений относительных объемных и механических потерь в роторных гидромашинах практически во всем диапазоне изменения их условий работы. Среднеквадратическое отклонение расчетных значений КПД от соответствующих экспериментальных значений в рабочем диапазоне изменения параметров, характеризующих условия работы гидромашин, не превышает при этом 3,5%, что находится в пределах погрешности эксперимента. Следовательно, предлагаемые формулы К.И. Городецкого могут быть использованы при разработке данного математического описания, а полученные при его исследовании результаты будут иметь достаточную степень точности для достижения поставленных целей.

Исходя из этого приведенные значения коэффициентов и используются в данном исследовании при математическом моделировании при оценке потерь в гидромашинах, входящих в состав рассматриваемой ГОТ.

На основании приведенного выше математического описания была разработана математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда с активизированным прицепным звеном по недеформируемой опорной поверхности. Эта модель является развитием математической модели, на которую получено Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 16710 в Объединенном фонде электронных ресурсов «Наука и образование» [8], путем включения в нее приведенных выше математических описаний, позволяющих оценить потери энергии в трансмиссиях тягача и прицепного звена.

Приведенные далее данные являются результатом исследований указанной математической модели, представляющие собой развитие исследований, выполненных ранее [5, 6, 7], в плане учета потерь энергии, возникающих в трансмиссиях тягача и прицепного звена. Поэтому для более полного выявления возникающих при этом особенностей и закономерностей исследования вновь разработанной математической модели проводились в тех же условиях эксплуатации рассматриваемого автопоезда.

Эти условия задавались в виде:

- различного веса перевозимого автопоездом груза (от нуля до 300 кН),
- различного угла подъема дороги, преодолеваемого автопоездом (от нуля до 10 градусов).

При этом основными параметрами, характеризующими взаимодействие эластичных колес рассматриваемого автопоезда с твердой опорной поверхностью, являются:

- коэффициент сопротивления качению  $f_0$  эластичного колеса в ведомом режиме, на основании рекомендаций, приведенных в работах [11, 15], определяется по формуле:

$$f_0 = \frac{(1 + 0.467 \cdot 10^{-3} \cdot V^2) \cdot (\alpha_f + \beta_f \cdot R_z^2)}{1 + p_w}, \quad (15)$$

где:  $\alpha_f$  и  $\beta_f$  – постоянные для шин одной модели коэффициенты, характеризующие ее конструктивные параметры, данные по их значениям приведены в работе [10],

$p_w$  – давление воздуха в шине,

$V$  – продольная составляющая скорости движения оси колеса в плоскости его вращения,

$R_z$  – нормальная к опорной поверхности составляющая нагрузки на ось колеса,

- коэффициент продольной силы  $\varphi_x$  эластичного ведущего колеса, определялся из принятой функции  $\varphi_x = f(\delta)$  [13], имеющей вид:

$$\varphi_x = \varphi_p \cdot \left[ \left( 1 - e^{-\frac{A_\varphi \cdot |\delta|}{k_n \cdot \varphi_p}} \right) - B_\varphi \cdot (1 - \nu) \right], \quad (16)$$

где:  $\varphi_p$  – коэффициент трения резины о поверхность дороги, данные по его величине для различных типов покрытий дорог приведены в работах [13],

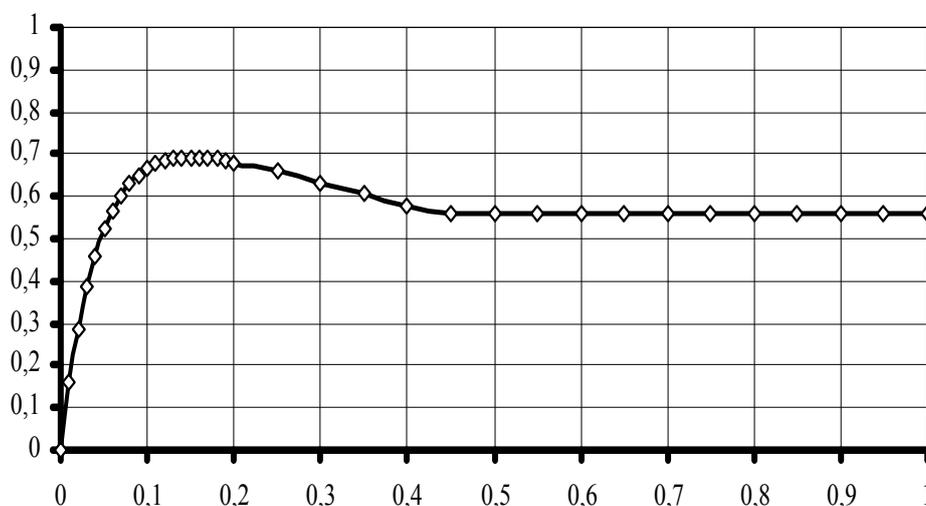
$\nu$  – величина, учитывающая, какая часть площади пятна контакта шины с опорной поверхностью не проскальзывает, в соответствии с рекомендациями [13]

$$\nu = 1 - \frac{|\delta|}{k_H}, \text{ при } \nu < 0 \text{ необходимо принять } \nu = 0,$$

$k_H$  – коэффициент насыщенности протектора шины,

$A_\varphi, B_\varphi$  – коэффициенты, получаемые в результате аппроксимации.

Расчеты проводились для движения автопоезда, имеющего шины марки ВИ-3 (1300\*530-533), по твердой опорной поверхности с условным названием «сухой асфальт», характеризующейся следующими величинами коэффициентов, входящих в формулу (16), определяющую коэффициент  $\varphi_x$  сцепления шины с дорогой:  $\varphi_p = 0,8$ ;  $A_\varphi = 8,0$ ;  $B_\varphi = 0,3$ . График зависимости  $\varphi_x = f(\delta)$ , получающийся при этом, показан на рисунке 5.



**Рисунок 5 – Принятая зависимость коэффициента продольной силы тяги  $\varphi_x$  ведущего колеса от величины его буксования  $\delta$**

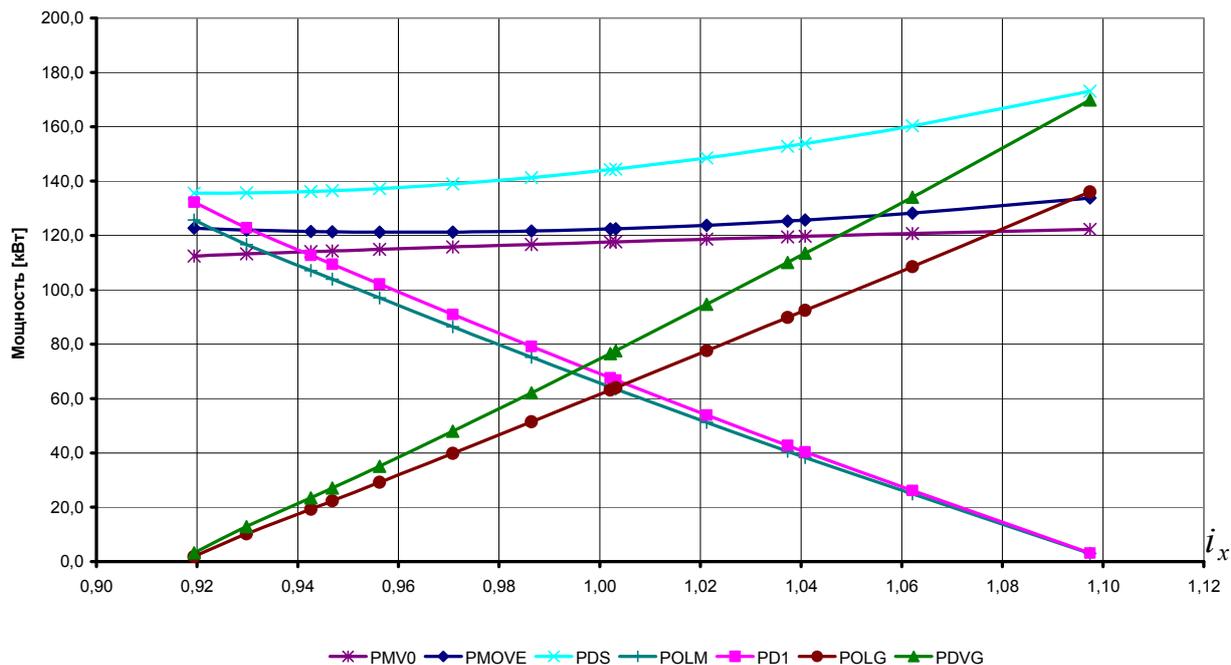
Кроме этого условия эксплуатации автопоезда задавались также номером передачи, характеризующей скорость его продольного движения. При моделировании проводился расчет для четырех значений передаточных отношений коробки перемены передач тягача: 5.26, 2.9, 1.52 и 1.0.

Проведенные расчеты показали, что при передаточном отношении раздаточной коробки тягача равной 2.28 указанные выше передачи в трансмиссии тягача в принятых условиях движения приблизительно соответствуют следующим значениям продольной скорости автопоезда: 1.3, 2.67, 4.52 и 6.87 м/с, или соответственно: 4.68, 9.6, 16.2 и 24,5 км/час.

При математическом моделировании использовался следующий алгоритм расчета:

- Вначале проводится анализ возможности движения автопоезда в данных условиях при наличии у него только одного ведущего моста: либо заднего моста тягача, либо прицепа.
- Если в данных условиях движение автопоезда с одним ведущим мостом невозможно, то определяется минимальная необходимая для этого тяга второго ведущего моста.
- На основании полученных данных определяется диапазон изменения относительного передаточного отношения привода ведущих колес прицепа  $i_x$  в данных условиях движения автопоезда. Очевидно, что в пределах этого диапазона между ведущими осями автопоезда не возникает циркуляции мощности, то есть ни один из ведущих мостов не попадает в тормозной режим.
- Из полученного диапазона выбирается ряд значений  $i_x$ , для каждого из которых определя-

ются параметры, характеризующие работу ведущих колес автопоезда при этом.



**Рисунок 6 – Характер изменения мощностей, реализуемых при движении автопоезда, в зависимости от относительного передаточного отношения привода ведущих колес прицепа  $i_x$**

На рисунке 6 в качестве примера приведены графики зависимостей реализуемых мощностей при движении рассматриваемого автопоезда в 10-ти градусный подъем с грузом 300 кН со скоростью 1,3 м/с в зависимости от относительного передаточного отношения привода ведущих колес прицепа  $i_x = \omega_{к3} / \omega_{к2}$ .

На этом графике используются следующие обозначения:

- PMV0** – мощность, необходимая для буксирования рассматриваемого автопоезда с отключенными от трансмиссий колесами в данных условиях с данной скоростью (эта мощность в исследовании рассматривается как полезная при работе автопоезда);
- PMOVE** – мощность, которая подводится через трансмиссии автопоезда к его ведущим колесам для обеспечения его движения в тех же условиях, с той же скоростью (превышает мощность **PMV0** на величину потерь, возникающих при взаимодействии колесных движителей автопоезда с опорной поверхностью);
- PDS** – суммарная мощность, потребляемая автопоездом у двигателей тягача и прицепа для обеспечения движения в тех же условиях, с той же скоростью (превышает мощность **PMOVE** на величину суммарных потерь в трансмиссиях тягача и прицепа);
- POLM** – мощность, реализуемая на входном валу привода ведущей тележки тягача при движении автопоезда в тех же условиях, с той же скоростью;
- PD1** – мощность, потребляемая у двигателя тягача при движении автопоезда в тех же условиях, с той же скоростью (превышает мощность **POLM** на величину суммарных потерь в коробке перемены передач, раздаточной коробке и карданной передаче тягача);
- POLG** – мощность, реализуемая на валу сдвоенного гидромотора при движении автопоезда в тех же условиях, с той же скоростью;
- PDVG** – мощность, потребляемая насосом у двигателя прицепа при движении автопоезда в тех же условиях, с той же скоростью (превышает мощность **POLG** на величину потерь в ГОТ ведущих колес прицепного звена автопоезда).

Для более обоснованного анализа на основании полученных результатов была проведена оценка величин, характеризующих эффективность преобразования передаваемой мощности трансмиссией автопоезда при его движении. В качестве этих величин рассматриваются

критерии, предложенные в работе [4]:

- показатель, характеризующий энергоэффективность работы колесного движителя автопоезда (коэффициент эффективности преобразования мощности колесным движителем машины), определяющийся по формуле:

$$K_{\text{кд}} = \frac{F_{\Sigma} \cdot V_{\text{д}}}{\sum M_{\text{ки}} \cdot \omega_{\text{ки}}}, \quad (17)$$

где:  $F_{\Sigma}$  – суммарная сила сопротивления движению транспортно-тяговой колесной машины, определяемая при условии, что все колеса работают в ведомом режиме качения. Эта сила в общем случае может быть определена по формуле:

$$F_{\Sigma} = \sum R_{f_{0i}} + P_{\text{кр}} + P_{\text{в}} + G_{\text{х}}, \quad (18)$$

здесь:  $R_{f_{0i}} = R_{z_i} \cdot f_{0i}$  – сила сопротивления качению  $i$ -ого колеса машины в ведомом режиме его качения в данных условиях движения;

$R_{z_i}$  – нормальная к опорной поверхности составляющая усилия в пятне контакта  $i$ -ого колеса машины;

$f_{0i}$  – коэффициент сопротивления качению  $i$ -ого колеса машины в ведомом режиме его качения;

$P_{\text{кр}}$  – продольная составляющая тяговой нагрузки на крюке машины;

$P_{\text{в}}$  – продольная составляющая силы сопротивления воздуха;

$G_{\text{х}}$  – продольная составляющая веса самоходной машины при ее движении на подъем;

$V_{\text{д}}$  – действительная скорость продольного движения машины;

$M_{\text{ки}}$  – момент, реализуемый на  $i$ -ом ведущем колесе машины;

$\omega_{\text{ки}}$  – частота его вращения.

Таким образом, коэффициент  $K_{\text{кд}}$  эффективности преобразования мощности колесным движителем самоходной машины, в соответствии с предложенными формулами (17) и (18), представляет собой отношение мощности, затраченной на буксирование рассматриваемой машины с отключенными от трансмиссии колесами в данных условиях со скоростью  $V_{\text{д}}$ , к мощности, которая подводится через трансмиссию самоходной машины к ее ведущим колесам для обеспечения движения машины в тех же условиях, с той же скоростью;

- показатель, характеризующий энергоэффективность работы ГОТ прицепного звена автопоезда (кпд ГОТ, равный отношению мощности, снимаемой с вала сдвоенного гидромотора, к мощности, потребляемой насосом у двигателя прицепа);
- показатель, характеризующий энергоэффективность работы автопоезда (интегральный энергетический показатель  $K_N$  эффективности реализации мощности двигателя трансмиссией и колесным движителем машины), вычисляемый по формуле:

$$K_N = \eta_{\text{тр}} \cdot K_{\text{кд}} = \frac{F_{\Sigma} \cdot V_{\text{д}}}{\sum N_{\text{еj}}}, \quad (19)$$

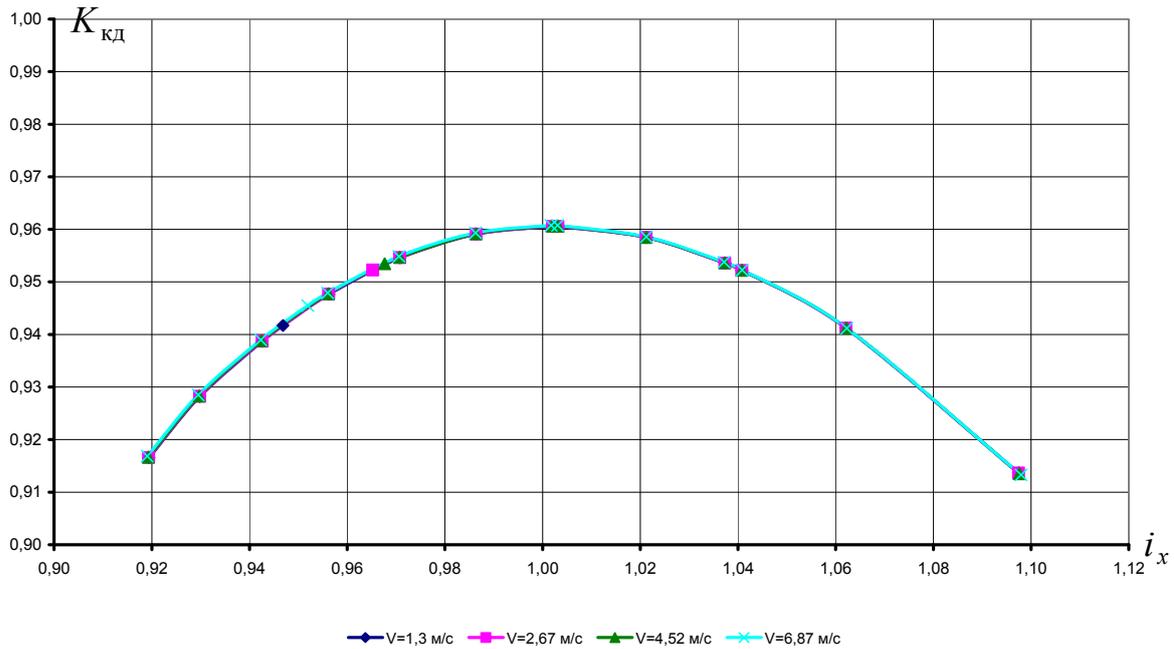
где:  $\eta_{\text{тр}}$  – кпд трансмиссии автопоезда;

$N_{\text{еj}}$  – мощность, снимаемая с вала  $j$ -ого двигателя автопоезда.

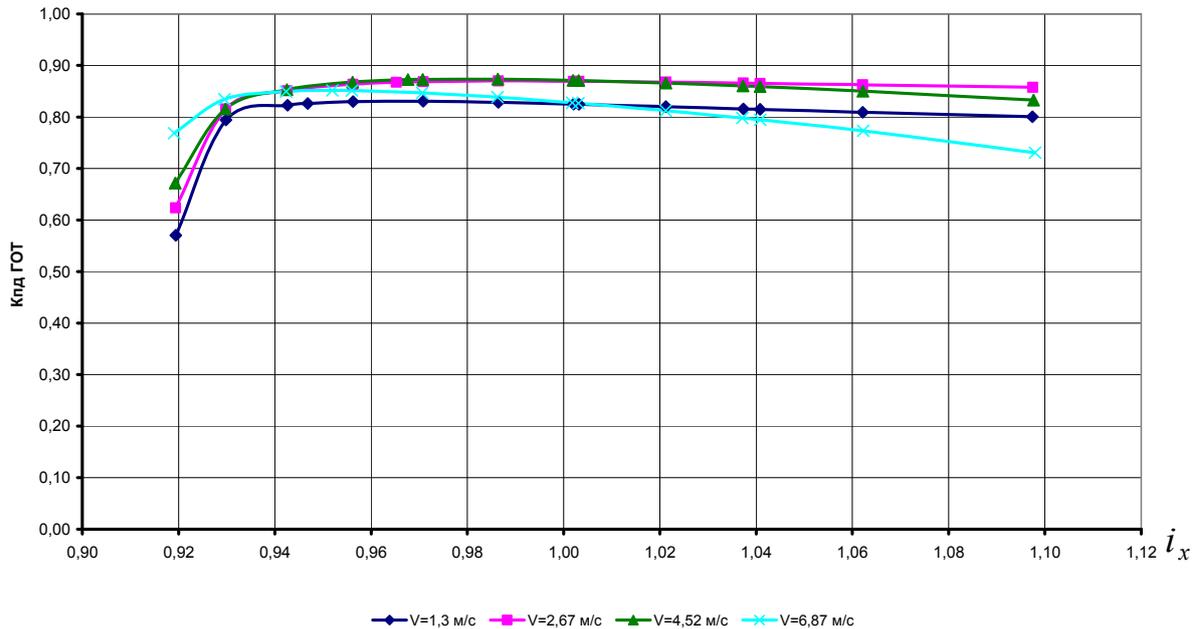
На рисунках 7, 8, 9 приведены графики, характеризующие изменение приведенных выше показателей энергоэффективности работы автопоезда и его элементов от относительного передаточного отношения привода ведущих колес прицепа  $i_x$  при движении с рассматриваемыми скоростями продольного движения в 10-ти градусный подъем с грузом 300 кН.

Анализ этих графиков показывает, что показатель  $K_{\text{кд}}$  в рассматриваемых условиях

практически не зависит от продольной скорости движения автопоезда, КПД ГОТ не превышает 0,87 и существенно снижается в области малых значений мощности, передаваемых ГОТ.



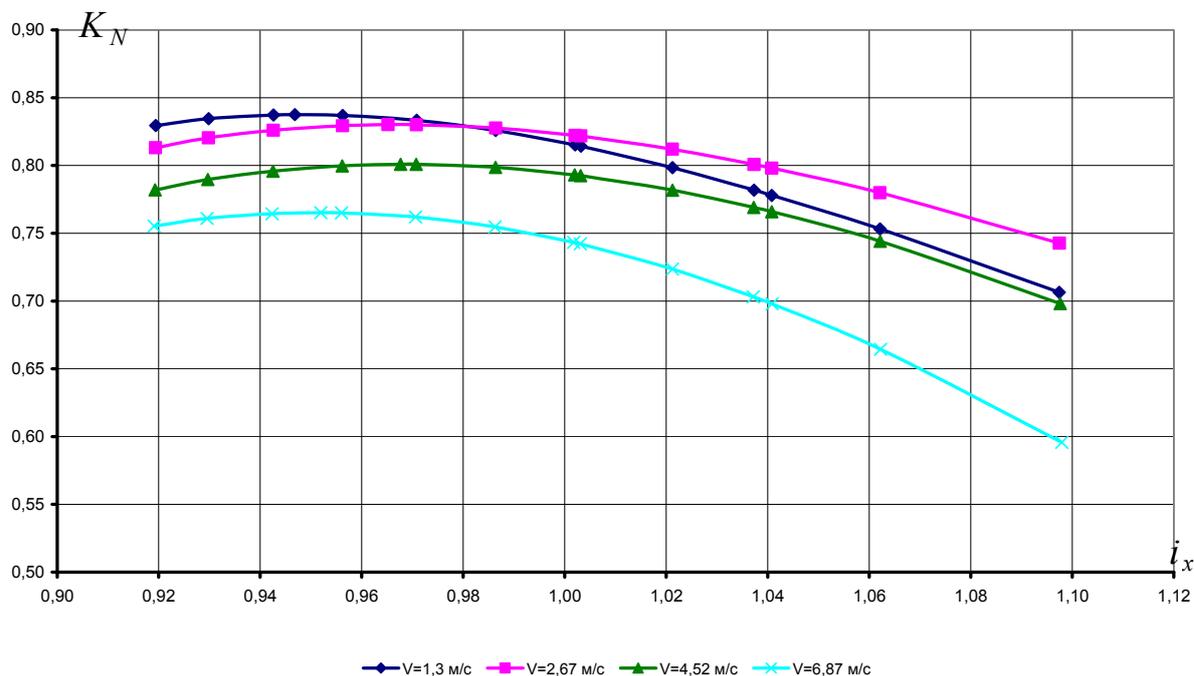
**Рисунок 7 – Зависимость показателя  $K_{кд}$ , характеризующего энергоэффективность работы колесного движителя автопоезда, от относительного передаточного отношения привода ведущих колес прицепа  $i_x$**



**Рисунок 8 – Зависимость показателя, характеризующего энергоэффективность работы ГОТ ведущих колес прицепного звена автопоезда, от относительного передаточного отношения привода ведущих колес прицепа  $i_x$**

С точки зрения информативности, на наш взгляд, наилучшим из приведенных показателей следует признать  $K_N$ . Из графика, приведенного на рисунке 9, видно, что каждая из зависимостей, характеризующих энергоэффективность работы автопоезда на определенной скорости его движения в рассматриваемых условиях, имеет максимум. Это значит, что если обеспечить режим работы ГОТ ведущих колес прицепа, соответствующий этому максимуму, то этот режим и будет оптимальным с точки зрения энергоэффективности работы автопоезда

в данных условиях. Это обстоятельство указывает на принципиальную возможность решения задачи о получении закона регулирования режимом работы ГОТ ведущих колес прицепа, обеспечивающего в данных условиях работу автопоезда с активизированным прицепным звеном с максимальной энергоэффективностью.



**Рисунок 9 – Зависимость показателя  $K_N$ , характеризующего энергоэффективность работы автопоезда, от относительного передаточного отношения привода ведущих колес прицепа  $i_x$**

#### Выводы

Таким образом, в результате проведенных исследований установлено:

- Разработанная математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда с гидрообъемной трансмиссией ведущих колес прицепа в условиях недеформируемой опорной поверхности позволяет учесть потери на передачу механической энергии приводами ведущих колес автопоезда, а значит, оценить энергоэффективность работы автопоезда при этом.
- Эта математическая модель позволяет проводить исследования, целью которых является получение закона регулирования ГОТ ведущих колес прицепа, обеспечивающего максимальную энергоэффективность автопоезда при его эксплуатации на ровной недеформируемой опорной поверхности.

#### Литература

1. Бочаров Н.Ф. и др. Распределение крутящих моментов по ведущим осям автомобиля с заблокированным типом привода с учетом КПД отдельных механизмов трансмиссии. Известия ВУЗов: Машиностроение. 1972. № 9. – с. 86-90.
2. Городецкий К.И. Механический кпд объемных гидромашин. - М., Вестник машиностроения, 1977, № 7. – с. 11-13.
3. Лепешкин А.В. Математическая модель, оценивающая кпд роторной гидромашин. - М., Приводы и управление, 2000, № 1. – с. 17-19.
4. Лепешкин А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин. - М., «Автомобильная промышленность», 2010, № 10, с. 19-23.
5. Лепёшкин А.В. Структура системы автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства. М., МАМИ. Научный рецензируемый журнал Известия МГТУ «МАМИ», № 1 (11), 2011. с. 51-59.
6. Лепешкин А.В. Методика разработки СААУ трансмиссий многоприводных колесных машин. Монография. Издательство «LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG»

- (Германия). 2011. 102 с. ISBN 978-3-8454-3161-1.
7. Лепёшкин А.В. Активизация колес прицепного звена как способ повышения энергоэффективности автопоезда. М., «Машиностроение», журнал «Автомобильная промышленность», № 8, 2011. с. 51-59.
  8. Математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда с активизированным прицепным звеном по недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 16710 от 08.02.2011. Авт.: А.В. Лепешкин. Объединенный фонд электронных ресурсов «Наука и образование».
  9. Определение коэффициентов потерь в формулах оценки объемного КПД роторной гидромашины. Свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 11198 от 30.07.2008. Авт. А.В. Лепешкин. Федеральное агентство по образованию. Отраслевой фонд алгоритмов и программ.
  10. Определение коэффициентов потерь в формулах оценки механического КПД роторной гидромашины. Свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 11199 от 30.07.2008. Авт. А.В. Лепешкин. Федеральное агентство по образованию. Отраслевой фонд алгоритмов и программ.
  11. Петрушов В.А., Московин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля. - М., Машиностроение, 1984, 160 с.
  12. Прокофьев В.Н. и др. Машиностроительный гидропривод. – М., Машиностроение, 1978, 259 с.
  13. Скойбеда А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. Мн., Наука и техника, 1979, 246 с.
  14. Смирнов Г.А. и др. Расчет потерь энергии в механической трансмиссии полноприводного автомобиля. – М., Известия ВУЗов. Машиностроение. 1985, № 1.
  15. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. - М., Машиностроение, 2-е издание, 1990. – с. 352.

### **Методика синтеза системы прямого управления моментом тяговых асинхронных электроприводов**

д.т.н. проф. Овсянников Е.М., к.т.н. Нгуен Куанг Тхиеу  
МГТУ «МАМИ»

Тел. (495) 223-05-23, доб. (\*) 1312, t3\_ru@yahoo.com

*Аннотация.* В статье предложена методика синтеза системы прямого управления моментом тяговых асинхронных электроприводов с отдельным регулированием магнитного потока и электромагнитного момента. Приведены результаты имитационного моделирования системы тягового асинхронного электропривода, показаны достоинства разработанной системы управления электроприводом: простота исполнения, высокое динамическое качество, малые пульсации электромагнитного момента.

*Ключевые слова:* тяговый асинхронный электропривод, прямое управление моментом.

Среди типов электродвигателей, пригодных для применения на гибридных автомобилях, электромобилях, тяговые асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором (АД) отличаются простотой конструкции, низкой стоимостью, высокой надежностью, налаженной технологией производства и малыми затратами на обслуживание. Регулирующие качества современных тяговых асинхронных электроприводов (ЭП) не уступают ЭП постоянного тока, благодаря применению передовых методов управления электрическими машинами переменного тока, один из которых – метод прямого управления моментом (ПУМ) [1] – получил широкое распространение в последнее десятилетие.

По сравнению с векторными системами управления (СУ) ЭП системы ПУМ обладают