

использовать упрощенный вариант уравнений связей типа (7).

3. Предложенное описание (21) дает возможность повысить достоверность модели движения автомобильного колеса за счет перехода к несовершенным неголономным кинематическим связям автомобильного колеса с опорной поверхностью.

Литература

1. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси. – Тр. ЦАГИ, 1945, № 564, с.1 – 33.
2. Катанаев Н.Т. Автомобильное колесо как неголономный элемент с несовершенными связями. – М., Моск. автомех. ин-т, 1984, 156с.: Монография деп. в НИИАвтопром 26.1.84, № 998 ап – Д.84.
3. Морозов Б.И., Катанаев Н.Т., Шишацкий А.И., Брылев В.В. Математическое выражение движения автомобильного колеса с неустановившемся уводом. – Автомобильная промышленность, 1972, №12, с.28 – 29.
4. Певзнер Я.М. О качении автомобильных шин при быстро меняющихся режимах увода. - Автомобильная промышленность, 1968, № 6, с.15 – 19.
5. Семенов В.М., Кондрашкин С.И., Константинов С.П. О динамике автомобиля как колебательной системы со многими степенями свободы. – Автомобильная промышленность, 1976, № 4, с.21 – 23.
6. Freudenstein G. Luftreifen bei Schrag und Kurvenlauf (Experimentalle und theoretische Untersuchung an LKW – Reifen). “Deutsche Kraftfahrtforschung”, Hett 152, 1961. – 63p.

Оптимизация конструктивных параметров прицепа из условия обеспечения устойчивости и управляемости автопоезда

к.т.н. Кисуленко Б.В.

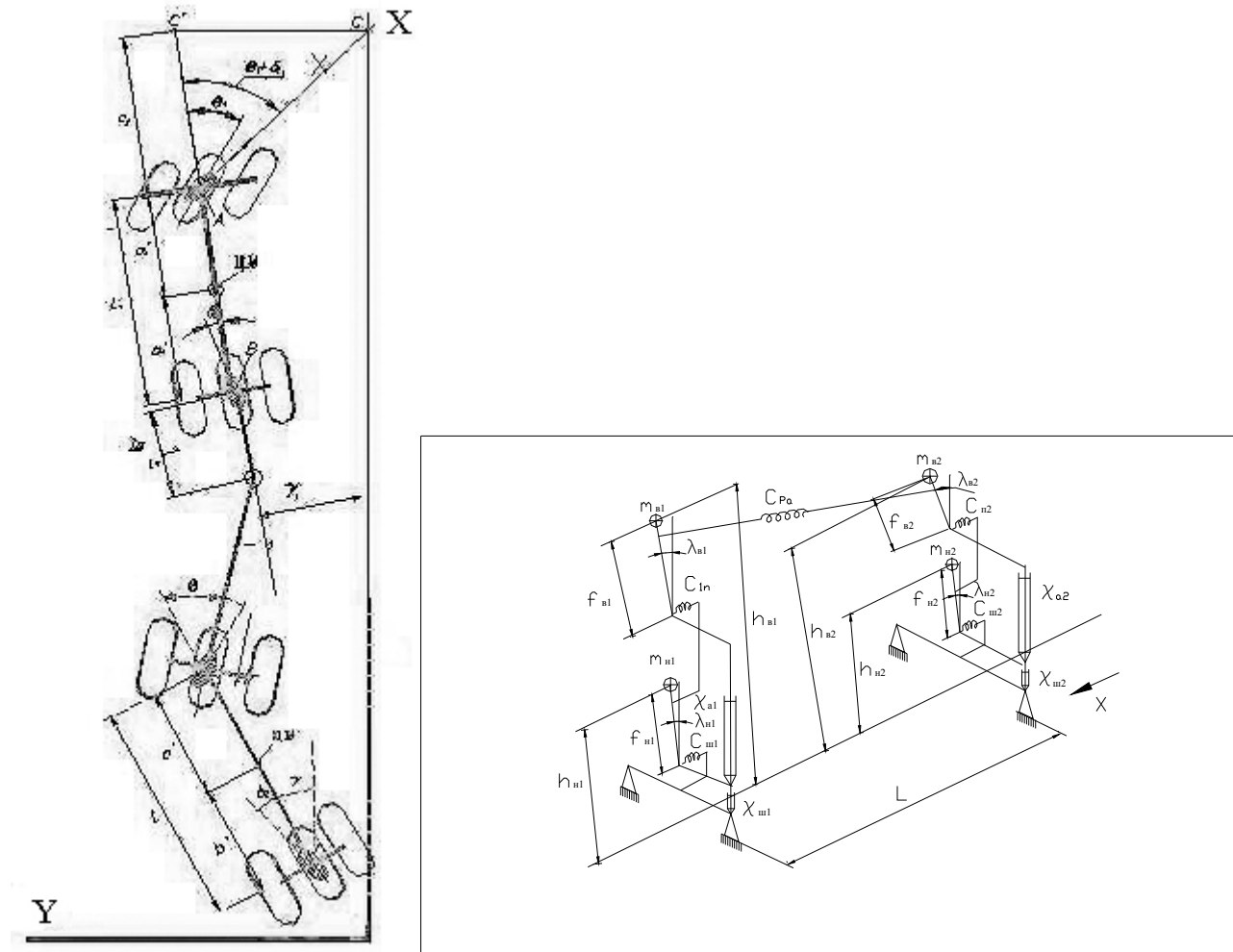
Аннотация. Рассмотрен способ повышения устойчивости и управляемости двухзвенного автопоезда оптимизацией его конструктивных параметров методом минимакса. Критериями оптимальности являются скорость поворота руля автомобиля-тягача при прямолинейном движении и боковое ускорение прицепа для криволинейного движения. Расчеты проведены с помощью пространственной схемы, факторами являются коэффициенты сопротивления уводу колес и длина дышла прицепа, соотношение масс прицепа и автомобиля, расположение груза в прицепе.

Ключевые слова: автопоезд, параметры прицепа, устойчивость и управляемость.

Анализ дорожно-транспортных происшествий показывает, что наиболее тяжелые последствия имеют аварии с участием прицепных автопоездов. Причиной этого является практическая невозможность для водителя устранить начавшееся неуправляемое движение прицепа, которое обусловлено наличием дополнительных степеней свободы прицепа. В работе [1] показан способ повышения устойчивости прицепа применением системы принудительного поворота колес в сторону, противоположную уводу колес. Для поиска решений, позволяющих на стадии проектирования без применения дополнительных устройств повысить характеристики устойчивости прицепа и автопоезда в целом, рассмотрим расчетную схему (рисунк 1) и математическую модель двухзвенного прицепного автопоезда как общего случая движения автотранспортного средства.

Входной координатой является параметр намеченной траектории, по которой водитель стремится осуществить движение, выходной – параметр фактической траектории характерной или характерных точек прицепа. Шины представлены коэффициентами сопротивления уводу, боковой и угловой жесткостью. Коэффициенты сопротивления уводу изменяются в функции нагрузки по экспериментально получаемой характеристике, аппроксимируемой полиномом третьей степени и корректируются по тангенциальной силе в контакте шины с дорогой по формуле, предложенной Д.Эллисом [2]. Коэффициенты полинома вычисляются на

основе экспериментальных данных.



а) б)
Рисунок 1 – Расчетная схема двухзвенного автопоезда: а) движение в плане, б) учет крена подрессоренных масс

Система уравнений в безразмерной форме имеет вид:

- для тягача:

$$(1 - a\Delta) \cdot \dot{\omega}_\gamma + \omega_\gamma + K_a \delta_1 + \dot{\delta}_2 - q_{ya} \cdot L_s = 0 \quad (1)$$

$$b\Delta \dot{\omega}_\gamma + \omega_\gamma + \dot{\delta}_2 + K_\delta \delta_2 + q_{y\delta} (L_s + 1) = 0 \quad (2)$$

Уравнение кинематических связей тягача:

$$C\ddot{\omega}_\gamma + (1 + C)\dot{\omega}_\gamma + \omega_\gamma + C\ddot{\delta}_2 + \dot{\delta}_2 = \ddot{Y}(t) \quad (3)$$

- для прицепа:

$$(1 - a_n \Delta_n) \dot{\omega}_m + \omega_m + K_a * \delta_{1n} + \delta_{2n} - Q_y = F_1(\tau) \quad (4)$$

$$b\Delta \dot{\omega}_m + \omega_m + \dot{\delta}_2 + K_\delta * \delta_2 = F_2(\tau) \quad (5)$$

Уравнение кинематических связей прицепа :

$$l \ddot{\omega}_m + (l + 1) \dot{\omega}_m + \omega_m - l \ddot{\delta}_2 + l \dot{\delta}_2 = \ddot{Y}_K \quad (6)$$

Уравнения крена подрессоренных масс:

$$\ddot{\lambda}_{Bi} = \frac{1}{I_{PBi} + m_{Bi} f_{Bi}^2} [\chi_{ai} (\dot{\lambda}_{Hi} - \dot{\lambda}_{Bi}) + C_{Pi} (\lambda_{Hi} - \lambda_{Bi}) + m_{Bi} f_{Bi} (W_i + g \sin(\lambda_{Bi} + \lambda_{Hi})) + A_i f_{Tp} m_{Bi} g \frac{B_{pi}}{2} \text{sign}(\dot{\lambda}_{Hi} - \dot{\lambda}_{Bi}) + C_{pa} (\lambda_{Bj} - \lambda_{Bi})] \quad (7)$$

Уравнения крена неподрессоренных масс:

$$\ddot{\lambda}_{Hi} = \frac{1}{I_{PHi} + m_{Hi} f_{Hi}^2} [\chi_{ai} (\dot{\lambda}_{Bi} - \dot{\lambda}_{Hi}) + C_{ni} (\lambda_{Bi} - \lambda_{Hi}) - C_{\psi i} \lambda_{Hi} - \chi_{\psi i} \lambda_{Hi} + \\ + A_i f_{Tp} m_{Bi} g \frac{B_{pi}}{2} \text{sign} (\dot{\lambda}_{Bi} - \dot{\lambda}_{Hi}) + m_{Hi} f_{Hi} (W_i + g \sin \lambda_{Hi}) + \\ + m_{Bi} W_i (f_{Hi} - h_{Hi} + h_{Bi} - f_{Bi})] \quad (8)$$

где: $\Delta = 1 - \frac{\rho^2}{a \cdot b}$, ρ – радиус инерции прицепа, отнесенный к базе прицепа;

$a = 1 - b$, $i = \tilde{1}$ для осей автопоезда,

$Ka = Kn1/V^2 * L/m1$, – безразмерный коэффициент сопротивления уводу передней оси,

$Kb = Kn2/V^2 * L/m2$ – безразмерный коэффициент сопротивления уводу задней оси,

C – отнесенное к базе тягача расстояние от передней оси автомобиля-тягача до точки траектории (направляющей), в которую водитель направляет вектор скорости,

λ_i – угол крена,

f – коэффициент сопротивления качению шины.

Вход для этой системы при прямолинейном движении – случайные боковые силы $F_1(\tau)$ и $F_2(\tau)$, представленные своими спектральными плотностями, действующими на оси прицепа. Сила $F_1(\tau) = F_2(\tau)$, но запаздывает по пути на расстояние, равное базе прицепа. Выход системы – спектральная плотность скорости поворотов руля, выполняемых водителем для корректировки направления движения.

Использование в уравнениях параметров и обобщенных координат в безразмерной форме позволяет описывать движение автопоездов независимо от их конструкции и условий движения. Другие обозначения видны из рисунков. Связь между плоскопараллельным движением и креном осуществляется через боковые ускорения масс, расположенных над передней и задней осями.

$$Q_y = Q' y * L / (Mn * b * V^2), \quad \ddot{Y}(t) = \ddot{Y}'(t) \cdot L / V^2,$$

где: $\ddot{Y}'(t)$ – ускорение точки сцепки по оси Y.

В качестве измерителя напряженности работы водителя при прямолинейном движении принята среднеквадратическая скорость корректирующих поворотов руля водителем автомобиля-тягача $\sigma_{\dot{\alpha}} = \sqrt{D\dot{\alpha}}$. Расчетами выявлено влияние всех основных параметров прицепа на управляемость при движении по прямой. Результаты расчетов представлены в виде графиков. Образец представлен на рисунке 2.

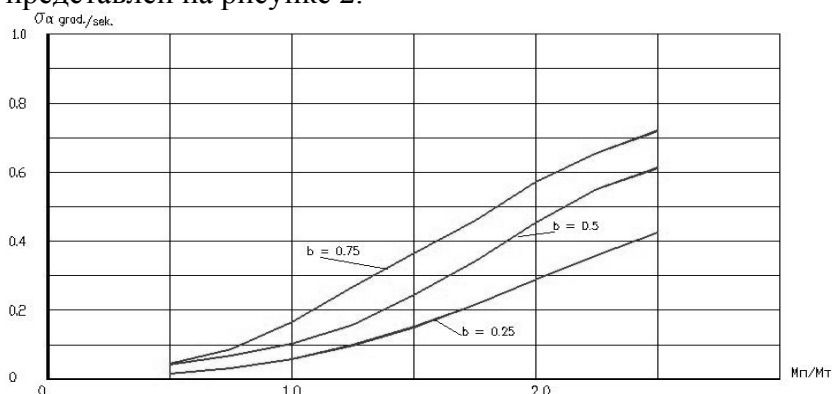


Рисунок 2 – Зависимость среднеквадратической скорости поворота руля $\sigma_{\dot{\alpha}} = \sqrt{D\dot{\alpha}}$ от параметров прицепа при прямолинейном движении

При исследовании криволинейного движения автопоезда при режимах «вход в поворот» и «переставка», предусмотренных ГОСТ Р 52302–2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний», разработанном при участии автора, на входе системы подаются не боковые силы от неровности дороги, а угол поворота руля автомобиля-тягача. Боковые силы от неровностей дороги считаются пренебрежительно малыми по сравнению с инерционными силами. В качестве измерителей приняты боковые ускорения на осях тягача и прицепа W_1 и W_2 . Образцы графиков, полученных расчетами, показаны на рисунках 3 и 4.

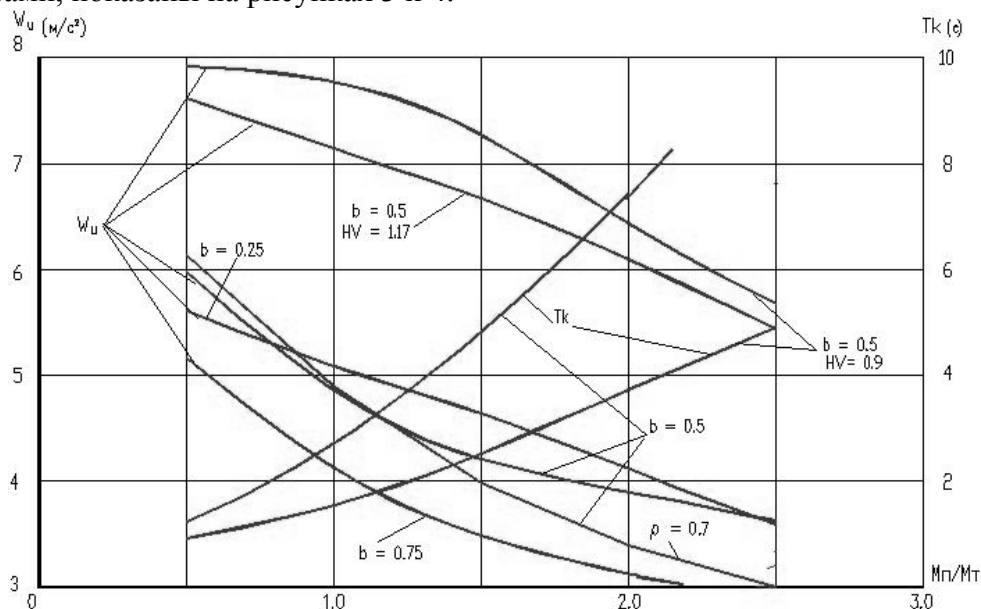


Рисунок 3 – Испытание "рывок руля". Зависимость разницы во времени (T_k) переходных процессов прицепа и тягача и максимального установившегося бокового ускорения (W_u) от параметров прицепа и тягача

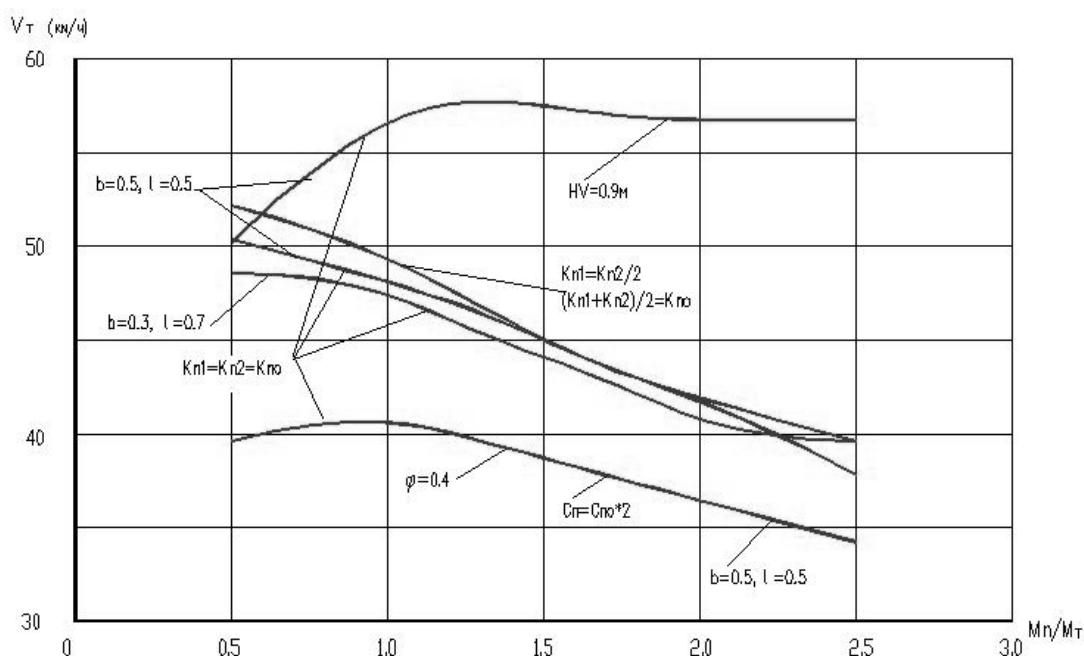


Рисунок 4 – Испытания "переставка". Зависимость максимальной скорости от массы прицепа

По результатам проведенных исследований установлена значимость влияния параметров прицепа на устойчивость и управляемость автопоезда, при этом была отмечена «конфликтность» влияния отдельных параметров прицепа на оценочные показатели устойчивости и управляемости: увеличение одних приводит к улучшению управляемости при прямо-

линейном движении, но отрицательно сказывается на устойчивости при криволинейном движении. Для нахождения наилучших сочетаний конструктивных параметров прицепа из условия обеспечения максимально возможных показателей устойчивости и управляемости автопоезда в целом была проведена оптимизация параметров конструкции прицепа.

Поскольку в данном случае задача оптимизации является многомерной, с конфликтными (противоречивыми) векторными критериями, ее решение проведено методом минимакса [3], при котором целевая функция представлена в виде

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^m c_j \left[\frac{T_j - y_j(\vec{X})}{\varepsilon_j} \right]^2 \rightarrow \min, \quad (9)$$

где T_j – техническое требование на j -ый критерий, обоснованное проведенным комплексом поисковых исследований или подтвержденные опытом создания аналогичных технических объектов;

ε_j – допуск на отклонение критерия от регламентируемого предельного значения, т.е. интервал допустимого изменения j -го критерия. Этот допуск задан равным 7% от номинального значения, поскольку невозможно точно реализовать минимальные или максимальные значения критериев;

c – коэффициент весомости.

В качестве критериев оптимальности приняты значения $\sigma_{\dot{\alpha}}$ и $W_{y \max}$.

В качестве варьируемых параметров (факторов) приняты безразмерные: коэффициенты сопротивления уводу осей K_a и K_e (факторы x_1 и x_2), расстояние $b = \frac{b'}{L}$ (x_3), радиус

инерции $\rho = \frac{\rho'}{L}$ (x_4), соотношение масс прицепа и тягача $M' = \frac{M_{\Pi}}{M_T}$ (x_5), длина дышла

$$l = \frac{l'}{L} \quad (x_6).$$

Для сокращения объема расчетных исследований и получения функций регрессии, позволяющих получить аналитические зависимости критериев оптимальности от варьируемых параметров использовался план дробно-факторного эксперимента ДФЭ 2^{6-1} с генерирующим соотношением $x_6 = x_1 x_2 x_3 x_4 x_5$ [3]. Значения варьируемых факторов в матрице плана содержатся в кодированном виде, при котором нижний, основной и верхний уровень факторов обозначен символами -1 , 0 и $+1$. Функции регрессии имеют вид:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^n b_{ik} x_i x_k + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2, \quad (10)$$

где: x_i, x_k – компоненты вектора факторов \vec{X} ;

b_0, b_i, b_{ik}, b_{ii} – коэффициенты регрессии;

n – количество факторов.

По полученным функциям регрессий: $\sigma_a = f(\vec{X})$ и $W_{y \max} = f(\vec{X})$ построены гиперповерхности (рисунок 5), сечения которых соответствуют варьированию одного из факторов x_i при условии, что остальные факторы фиксированы.

Совокупность двух экстремальных значений параметров σ_a и $W_{y \max}$ с заданными допустимыми отклонениями от номинального значения, найденная по методу минимакса, однозначно определяет пределы варьирования всех 6 факторов с соответствующими диапазонами, т.е. конструктивных параметров прицепа из условия наилучшей устойчивости его движения.

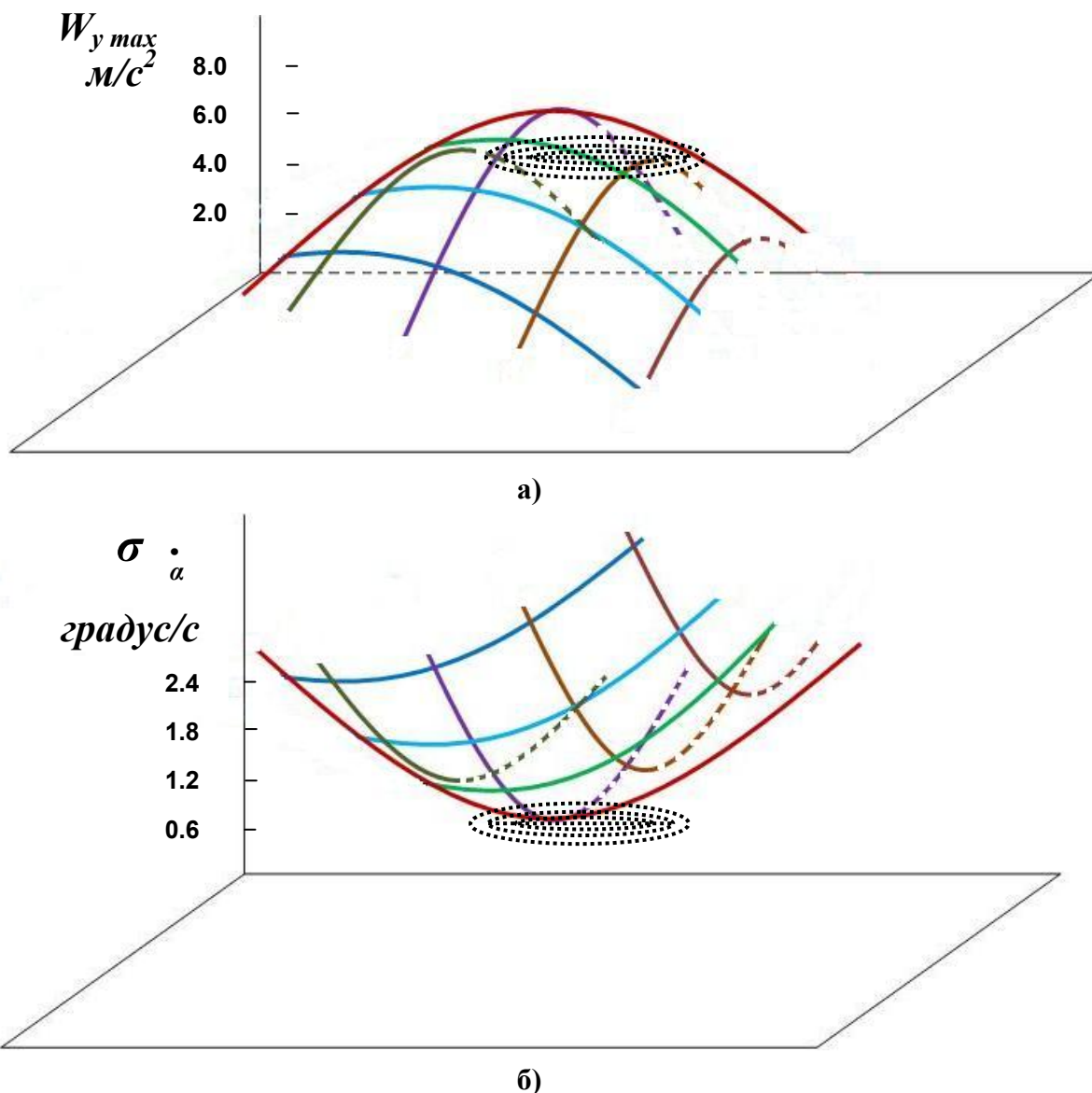


Рисунок 5 – Гиперповерхности зависимостей максимального бокового ускорения $W_{y\max}$ (а) и среднеквадратической скорости $\dot{\sigma}_a$ корректирующих поворотов руля (б) в области варьирования управляемых параметров

В результате оптимизации методом минимакса с учетом допуска получены экстремальные значения критериев оптимальности σ_a и $W_{y\max}$ и совокупность им соответствующих параметров прицепа, которые в виде диапазонных значений приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты оптимизации параметров прицепа

Оптимально-компромиссные значения параметров $x_{i\text{опт}}$						Значения выходных показателей в точке $\vec{X}_{\text{опт}}$	
\tilde{x}_1	\tilde{x}_2	\tilde{x}_3	\tilde{x}_4	\tilde{x}_5	\tilde{x}_6	$\sigma_a, \text{град/с}$	$W_{y\max}, \text{м/с}^2$
0,3...0,65	0,2...0,55	-0,15...-0,08	-0,1...0,36	-0,1...0,1	-0,6...0,15	0,65...0,82	5,80...6,53
0,94...1,06	0,92...1,02	0,38...0,47	0,45...0,56	0,95...1,05	0,33...0,42		

Адекватность расчетных исследований многократно, в течение более 15 лет, проверялись дорожными испытаниями на 8-ми моделях автопоездов, выполнявшимися либо непосредственно автором, либо при его методическом руководстве. Достоверность результатов

экспериментальных испытаний проверена статистическими методами [4, 5] и общая относительная погрешность расчетов не превысила 7 %.

Примечание: в числителе – нормированные значения параметров, в знаменателе – безразмерные значения.

Таким образом, вышеприведенный материал показывает, что совокупность двух экстремальных значений параметров, характеризующих управляемость автопоезда (σ_a) и устойчивость прицепа ($W_{y \max}$) с заданными допустимыми отклонениями от номинального значения, найденная по методу минимакса, однозначно определяет пределы допустимых значений варьирования всех 6 параметров конструкции прицепа с соответствующими диапазонами. При проектировании прицепа выбор его конструктивных параметров в указанных диапазонах варьирования обеспечивает наилучшие показатели его устойчивости и управляемости автопоезда в целом.

Литература

1. Кисуленко Б.В. Повышение устойчивости прицепных автопоездов с помощью бортовых интеллектуальных систем.// Автомобильная промышленность, 2010, №1, С. 18-20.
2. Тарасик В.П. «Математическое моделирование технических систем»- Минск.: Дизайн-ПРО, 2004.- 640 с.
3. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля.//Пер. с англ. М.,»Машиностроение», 1975. – 216 с.
4. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента.-М.:Мир,1972.-382с.
5. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Б.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий /. – М.: Наука, 1976. – 279 с.

Повышение эффективности роторного теплообменника малоразмерного газотурбинного двигателя

к.т.н. доц. Костюков А.В., Алексеев Р.А.
МГТУ «МАМИ»

kostukov123@yandex.ru, ronopolk88@mail.ru

Аннотация. Приводятся результаты расчетного исследования теплогидравлических характеристик роторного каркасного теплообменника с коническими теплопередающими элементами. Расчеты проводились в конечно-элементном комплексе Ansys CFX 13. Проанализировано влияние распределительных устройств на эффективность работы теплообменника.

Ключевые слова: компактные теплообменники, моделирование теплогидравлических процессов.

В современном мире активно развивается направление децентрализованной малой энергетики на базе малоразмерных газотурбинных двигателей (от 30 до 500 кВт). Помимо энергетики микротурбины в настоящее время применяются в гибридных силовых установках городского транспорта (США, Европа, Бразилия и др.). Устанавливаемый на микротурбинах теплообменник обеспечивает им достаточно высокую эффективность (КПД 28-34%), но при этом существенно снижает их габаритно-массовые показатели и надежность.

В 80-90-х годах прошлого столетия на Горьковском автозаводе (ГАЗ) был разработан оригинальный высокоэффективный роторный каркасный теплообменник [1].

По сравнению с применяемыми в настоящее время на микротурбинах неподвижными пластинчатыми рекуператорами теплообменник имеет в разы меньшие массу и габариты, более чем на порядок меньшую стоимость, а также является практически ненагруженным элементом. Последнее существенно повышает эксплуатационную надежность двигателя. Утечки воздуха высокого давления, являющиеся основной проблемой роторных теплообменников, не превышают в теплообменнике ГАЗ 1.5-2%. Одной из причин высокой эффективности работы уплотнений является то, что уплотнения работают не по пористой теплопередающей матрице, а по плоским металлическим дискам - щекам каркаса. Кроме того, каркас теплооб-