

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ЛИНЕЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ В СИСТЕМЕ ПРИВОДА НАКЛОНА ВАГОНОВ СКОРОСТНЫХ ПОЕЗДОВ

На прикладі вирішення тестової задачі за допомогою математичної та імітаційної моделі, показаний алгоритм вибору параметрів лінійного двигуна для приводу системи нахилу кузовів і сформульовано задачу вибору параметрів механічної частини та лінійного двигуна як завдання багатокритеріальної оптимізації.

На примере решения тестовой задачи при помощи математической и имитационной модели, показан алгоритм выбора параметров линейного двигателя для привода системы наклона кузовов и сформулирована задача выбора параметров механической части и линейного двигателя как задача многокритериальной оптимизации.

### ВВЕДЕНИЕ

Система наклона вагонов скоростных поездов с приводом на базе линейного двигателя является перспективной [1, 2]. Она включает в себя исполнительную часть и устройства инфраструктуры. В состав исполнительной части системы наклона кузова входит механическая часть – наклоняемая балка с рычагами её подвеса относительно рамы тележки, а также линейный двигатель (ЛД), зафиксированный якорем и индуктором относительно рамы тележки и наклоняемой балки. Эффективность работы системы во многом определяется параметрами устройств, входящих в исполнительный механизм.

**Цель статьи** – по результатам решения тестовой задачи показать влияние параметров устройств исполнительного механизма наклона с приводом от линейного двигателя на такие основные его показатели, как сила тяги и перемещение якоря.

### СХЕМА СИСТЕМЫ, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ И ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ

Схема конструкции исполнительной части механизма наклона, подробно описанная в [3], приведена на рис. 1, а функциональная схема её привода – на рис. 2.

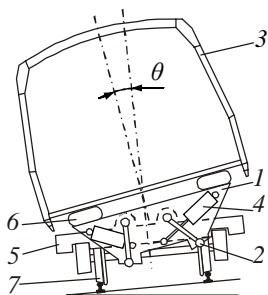


Рис. 1. Устройство вагона с наклоняемым кузовом  
1 – наклоняемая балка, 2 – рычаг подвеса, 3 – кузов,  
4 – привод, 5 – рама тележки, 6 – вторичное подвешивание,  
7 – колесная пара

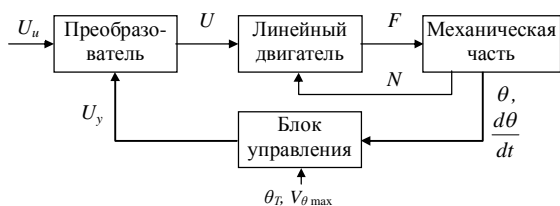


Рис. 2. Функциональная схема привода системы наклона

Математическая модель этого устройства может быть представлена системой уравнений

$$\begin{aligned} \frac{di}{dt} &= \frac{U - iR - KV}{L}, \\ \frac{dN}{dt} &= V, \end{aligned} \quad (1)$$

которая дополнена функциями связей

$$\begin{aligned} U &= f(U_y, U_u), \\ L &= f(N, i), \\ K &= f(N, i), \\ F &= f(N, i), \\ \theta &= f(F, N), \end{aligned} \quad (2)$$

$$[U_y] = f\left(\theta, \frac{d\theta}{dt}, \theta_T, V_{\theta \max}\right).$$

На рис. 2 и в выражениях (1, 2) приняты следующие обозначения:  $U_u$  – напряжение источника питания,  $U$  – напряжение на ЛД,  $F$  – сила тяги ЛД,  $N$  – перемещение якоря ЛД,  $U_y$  – вектор управляющих напряжений преобразователя,  $\theta$  – угол наклона кузова,  $\theta_T$  – требуемый угол наклона кузова,  $V_{\theta \max}$  – максимальная скорость изменения угла наклона,  $t$  – время,  $i$  – ток обмотки ЛД,  $R$  – сопротивление обмотки ЛД,  $K$  – коэффициент противо-ЭДС ЛД,  $V$  – скорость перемещения якоря ЛД,  $L$  – индуктивность обмотки ЛД.

Дифференциальные уравнения (1) описывают процессы преобразования энергии в линейном электродвигателе. Первая из функций (2) описывает преобразователь, вторая, третья и четвертая – дополняют дифференциальные уравнения линейного двигателя (1), пятая функция относится к механизму наклона, и, наконец, шестая – к системе управления.

Таким образом, представленная математическая модель является совокупностью дифференциальных уравнений и функций от переменных и параметров, которая описывает все узлы и звенья передачи мощности от источника электрической энергии до исполнительного механизма – наклоняемой балки и устанавливает связи геометрических, силовых и электрофизических параметров с величинами, характеризующими качество и эффективность работы как отдельных механизмов, так и устройства привода наклона кузова в целом.

Интегрирование представленной математической модели сопряжено со значительными трудно-

стями, обусловленными нелинейностью функций связей, а также тем обстоятельством, что данная система уравнений является жесткой. Использование современных средств имитационного моделирования позволяет более эффективно организовать процесс исследования электромеханической системы, исключив из него этап формирования системы дифференциальных уравнений в виде задачи Коши и процедуры численного интегрирования.

Поэтому нами на основе математической модели (1, 2) была составлена имитационная модель в пакете визуального программирования Simulink.

Имитационная модель включает преобразователь P, линейный двигатель LD, механизм наклона кузова MN и блок управления BU. Блок-схема общей имитационной модели представлена на рис.3, подробнее описана в [4].

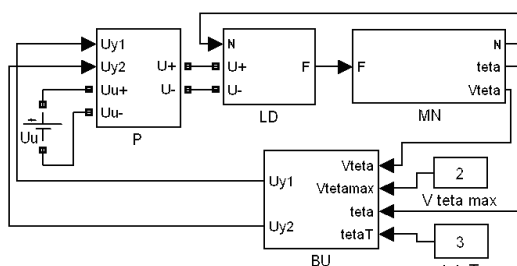


Рис. 3. Блок-схема общей имитационной модели устройства наклона кузова

Определение параметров исполнительного механизма системы наклона кузовов скоростных поездов иллюстрируем на примере решения тестовой задачи.

Расчеты проводились для типичного вагона, параметры которого приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры вагона для решения тестовой задачи

Макс. угол накл. кузова, °	8
Длина вагона, м	21,9
Ширина вагона макс.,	3,08
Высота пола вагона над УГР, м	1,3
Высота центра повор., м	1,6
Высота центра тяжести, м	1,51
Нагрузка на ось, кг	17500
Количество осей	4

#### ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ТЕСТОВОЙ ЗАДАЧИ

Исследование типов исполнительных механизмов поездов с наклоняемыми кузовами, проведенное в [3], показало целесообразность выбора схемы механизма наклона, приведенной на рис. 4.

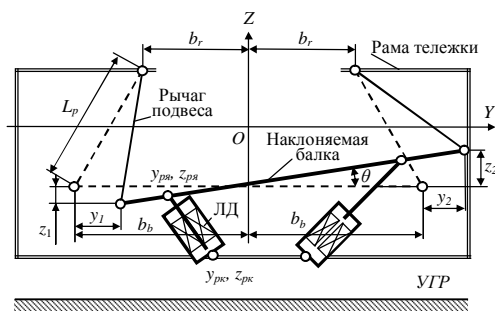


Рис. 4. Схема механизма наклона

Показателями, характеризующими работу исполнительской части системы наклона кузова, являются угол наклона кузова  $\theta$  и сила  $F_H$  (называемая возвращающей силой). Очевидно, что угол наклона кузова  $\theta$  пропорционален перемещению якоря линейного двигателя  $N$ , а возвращающая сила компенсируется приложенной к определенной точке наклоняемой балки электромагнитной силой тяги  $F_{ЭМ}$ , развиваемой линейным двигателем. Таким образом, показателями, характеризующими работу исполнительского механизма системы наклона являются сила тяги  $F_{ЭМ}$ , и перемещение его якоря  $N$ .

Параметры, оказывающие влияние на рабочие свойства механизма наклона, разделим на две группы – касающиеся кинематической части и касающиеся линейного двигателя.

Параметры кинематической части, оказывающие влияние на показатели работы исполнительского механизма, могут быть представлены в виде вектора

$$A = [y_{р\dot{я}}, z_{р\dot{я}}, y_{р\dot{к}}, z_{р\dot{к}}, b_r, b_b, L_p]^T, \quad (3)$$

где  $y_{р\dot{я}}, z_{р\dot{я}}$  – координаты шарнира привода на балке;  $y_{р\dot{к}}, z_{р\dot{к}}$  – координаты шарнира привода на раме;  $b_r$  – расстояние от оси верхнего шарнира до оси симметрии;  $b_b$  – расстояние от оси нижнего шарнира до оси симметрии;  $L_p$  – длина рычага подвеса.

Параметры линейного двигателя представлены в виде вектора

$$B = [D_{\dot{я}}, H_n, H_k, B_k, iw]^T, \quad (4)$$

где  $D_{\dot{я}}$  – диаметр якоря;  $H_n$  – длина проставки статора;  $H_k, B_k$  – длина и ширина сечения окна обмотки статора;  $i\omega$  – МДС обмотки статора.

Пределы варьирования параметров кинематической части должны обеспечивать: наклон кузова до  $8^\circ$  со скоростью не более  $2^\circ/\text{с}$ , самовозврат системы в исходное положение при отсутствии электромагнитной силы тяги, нахождение элементов системы наклона в пределах ограничения по габариту подвижного состава; нахождение центра масс механизма наклона ниже его мгновенного центра поворота.

С позиций общей стратегии создания механизма наклона считаем необходимым отметить следующее. Энергетические затраты на наклон кузова имеют три составляющие: гравитационную, инерционную и диссипативную. С позиций экономии энергетических затрат необходимо, чтобы все эти составляющие были минимальны. Снижение диссипативной составляющей в рамках данного исследования не затрагивалось. Минимизация инерционной составляющей требует предельно близкого размещения центра масс и центра поворота системы. Гравитационная составляющая обусловлена работой внешних сил по наклону кузова. Однако возможность ее снижения ограничивается необходимостью обеспечения в должной мере самовозврата, энергетические показатели которого, в конечном итоге и определяют работу электромагнитных сил линейного двигателя по наклону кузова.

С точки зрения кинематики необходимо иметь в виду следующее. Принятая к исследованию исполнительная часть представляет собой равнобедренную трапецию с шарнирно соединенными сторонами и верхним основанием, закрепленным неподвижно. Поворот

балки на требуемый угол  $\theta$  естественным образом вызывает поворот рычагов подвеса и смещение их нижних шарниров на величину  $y_1, z_1, y_2, z_2$ , (рис. 4).

Поскольку наклоняемая балка располагается на тележке рельсового транспортного средства, то в качестве ограничений имеем габаритные размеры самой тележки. В этом случае эволюции механизма в принятой системе координат могут осуществляться в пределах границ, показанных на рис. 5.

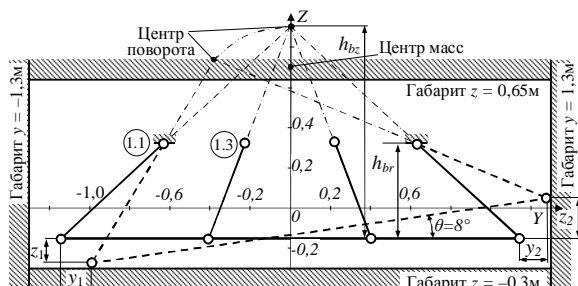


Рис. 5. "Предельная" конфигурация и варьируемые параметры наклоняемой балки с рычагами подвеса

Мгновенный центр поворота исследуемого механизма располагается в точке пересечения осей, проходящих через центры шарниров рычагов подвеса. С точки зрения устойчивости необходимо, чтобы при любом положении элементов механизма, мгновенный центр поворота располагался выше центра масс кузова, опирающегося на наклоняемую балку. В противном случае возможно опрокидывание наклоняемой балки. Кроме того, как было упомянуто выше, центр поворота и центр масс с целью минимизации момента инерции кузова должны располагаться по возможности ближе друг к другу.

Исходя из этих соображений, на рис. 5 пунктиром обозначена так называемая "предельная конфигурация" механизма при наклоне на угол  $\theta = 8^\circ$ .

Что касается силы  $F_H$ , которую надо приложить к определенной точке наклоняемой балки, чтобы обеспечить заданный угол наклона  $\theta$ , то на этот счет имеется следующее соображение.

Сила веса экипажа при отклонении механизма от исходного положения порождает возвращающий момент, стремящийся вернуть механизм к исходному положению. Этот момент тем больше, чем больше удаление центра масс экипажа от мгновенного центра поворота механизма. В процессе наклона вагона координаты этих точек изменяются. Траектории смещения центра масс и мгновенного центра поворота при наклоне кузова показаны на рис. 6.

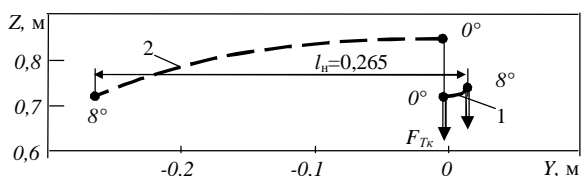


Рис. 6. Траектории смещения центра масс (— 1) и мгновенного центра поворота (--- 2)

Нагрузочный (возвращающий) момент представляет собой произведение силы веса кузова  $F_{Tк}$  на плечо  $l_n$ , являющееся проекцией на горизонтальную ось

расстояния от мгновенного центра поворота системы до центра ее масс. Из рис. 6 видно, что наибольшее удаление центра масс от мгновенного центра поворота системы, а следовательно и наибольшее значение возвращающего момента имеет место при наклоне кузова на максимальный угол  $\theta = 8^\circ$ . Компенсацию этого момента и должна обеспечивать сила тяги  $F_{ЭМ}$ , развиваемая ЛД.

Что касается линейного двигателя, то здесь необходимо учитывать его габариты (диаметр и рабочий ход) и выполнение им своих функций с минимумом энергетических и материальных затрат.

## ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

В параметрах кинематической схемы выделим две группы. К первой отнесем  $b_r, b_b$  и  $L_p$ , которые определяют энергию, необходимую для осуществления наклона балки на требуемый угол с заданной скоростью. Их изменение оказывает влияние на величину работы сил по наклону балки как за счет изменения траектории смещения центра поворота так и за счет изменения траектории смещения центра масс. Ко второй группе отнесем  $u_{рл}, z_{рл}, u_{рк}, z_{рк}$  — координаты присоединения двигателя к наклоняемой балке и раме тележки. Их изменение позволяет варьировать соотношением величин перемещения якоря  $N$  и силы  $F_{ЭМ}$  в рамках величины энергии, затрачиваемой на наклон кузова, определенной параметрами первой группы.

Варьирование параметрами первой группы будет оказывать влияние как на изменение расстояний между центром масс и мгновенным центром поворота, так и на траекторию изменения центра поворота в процессе наклона кузова. В итоге, именно эти параметры определяют затраты гравитационной составляющей энергии для наклона кузова вагона на заданный угол, а, следовательно, на возвращающий момент и силу  $F_H$ .

Варьирование параметрами первой группы целесообразно начать с рассмотрения "предельной" конфигурации механизма (см. рис. 5). Величины  $b_r$  и  $L_p$  при такой конфигурации являются зависимыми от расстояния  $h_{br} = Z_r - Z_b$ . В связи с этим, представляется целесообразным варьировать значением  $h_{br}$  в пределах  $0,1 \dots 0,8$  м, вычисляя соответствующие значения  $b_r$  и  $L_p$  для каждой из полученных конфигураций. Обозначив расстояние от оси нижних шарниров до мгновенного центра поворота в исходном положении механизма как  $h_{bz}$ , получим выражения для нахождения расстояния между верхними шарнирами  $b_r$ , а также длины поводка  $L_p$ :

$$b_r = \frac{b_b(h_{bz} - h_{br})}{h_{bz}}, \quad L_p = \frac{\sqrt{h_{bz}^2 + b_b^2} \cdot h_{br}}{h_{bz}}. \quad (5)$$

Тогда значения пределов варьирования  $b_r$  составят  $0,27 \dots 1,04$  м, а  $L_p - 0,15 \dots 1,18$  м в "предельной" конфигурации 1.1 (см. рис. 5). В случае, когда  $b_b$  составляет  $0,1$  м, эти параметры могут изменяться в пределах:  $b_r - 0,024 \dots 0,09$ , а  $L_p - 0,1 \dots 0,8$  м. Таким образом, в пределы варьирования указанных параметров составят:  $b_r - 0,024 \dots 1,04$  м, а  $L_p - 0,1 \dots 1,18$  м.

Исследования показали, что уменьшение расстояния между шарнирами подвеса  $b_r$  и  $b_b$ , приводит к снижению величины нормальной возвращающей си-

лы  $F_H$  при наклоне на  $8^\circ$  для поднимаемой стороны балки с 58 до 30 кН и для опускаемой – с 83 до 36 кН в конфигурации 1.3 (см. рис.5). Уменьшение длины рычага  $L_p$  приводит к возрастанию нормальной возвращающей силы для поднимаемой стороны балки с 58 до 86 кН и для опускаемой – с 83 до 174 кН.

Параметры первой группы влияют также и на координаты центра поворота и траекторию его смещения. Так, если параметр  $b_b$  уменьшать, оставляя другие неизменными, от очевидно, что координата  $Z$  центра поворота растет, и траектория, описываемая им, пройдет выше, что несомненно скажется на энергии, требуемой на компенсацию как гравитационной, так и инерционной составляющих.

Варьирование параметров второй группы ограничено габаритными размерами как рамы тележки, так и самого двигателя. Из области варьирования следует исключить также те значения указанных параметров, где сила  $F_H$ , необходимая для наклона кузова на требуемый угол, будет достигать нереальных значений. Тогда пределами варьирования для параметров  $y_{рк}$  и  $y_{ря}$  будут  $-1,3...1,3$  м, а для  $z_{рк}$  и  $z_{ря}$  они составят  $-0,3...0,65$  м с учетом упомянутых выше ограничений.

Выбор параметров второй группы, по сути дела, решает задачу количественного распределения акцентов между возвращающей силой и перемещением точки ее приложения при определенных ранее затратах энергии на наклон кузова.

Для определения рациональных координат точек крепления якоря линейного двигателя к наклоняемой балке  $y_{ря}$ ,  $z_{ря}$  был проведен расчет зависимости от них показателей возвращающей силы  $F_H$  и перемещения якоря  $N$ . Распределения этих показателей приведены на рис. 7.

Как видно из рис. 7, максимум показателя  $N$  (215мм) соответствует координатам точки  $y_{ря}= 1,2$  м,  $z_{ря}= -0,3$  м, а показателя  $F_H$  (510 кН) –  $y_{ря}= - 0,3$  м,  $z_{ря}= 0,6$  м.

Координаты точки крепления корпуса линейного двигателя к раме тележки  $y_{рк}$ ,  $z_{рк}$  выбирались из соображений того, чтобы в конце рабочего хода, т.е. при максимуме требуемой силы, ось двигателя заняла положение, перпендикулярное плечу силы, т.е. силы  $F_H$  и  $F_{ЭМ}$  должны быть коллинеарны.

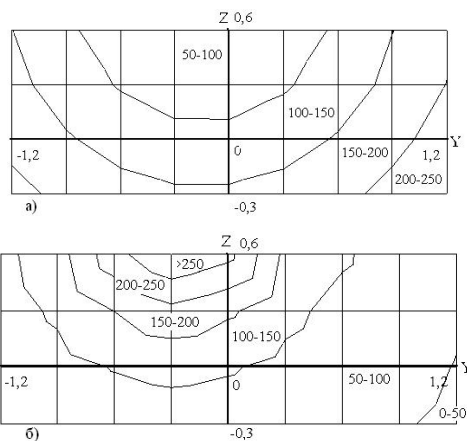


Рис. 7. Зависимость величины перемещения якоря  $N$  (мм) (а) и значения возвращающей силы  $F_H$  (кН) (б) от координат крепления якоря двигателя к наклоняемой балке  $y_{ря}$ ,  $z_{ря}$

Казалось бы, что с целью снижения нагрузки на линейный двигатель, следует стремиться к такому его размещению, при котором плечо действия его силы  $F_{ЭМ}$  – линия, соединяющая точку крепления якоря к наклоняемой балке и мгновенный центр поворота системы, расположенный в точке пересечения осей рычагов подвеса, оказалось бы наибольшим. Однако, такое решение вступает в противоречие с возможностью вписывания ЛД в габарит тележки, что может ограничить перемещение якоря  $N$ .

В итоге, точки присоединения двигателей к раме тележки и наклоняемой балке должны выбираться из условия реализации в линейном двигателе требуемых усилий и приемлемых перемещений. Очевидно, что эти два условия могут быть получены в области пересечения выбранных значений проекций перемещения якоря  $N$  и возвращающей силы  $F_H$  на плоскость  $YOZ$  (рис. 7,а и 7,б).

Такое решение для перемещения якоря  $N = 100...150$  мм и возвращающей силы  $F_H = 50...100$  кН, приведено на рис. 8 (заштрихованная область).

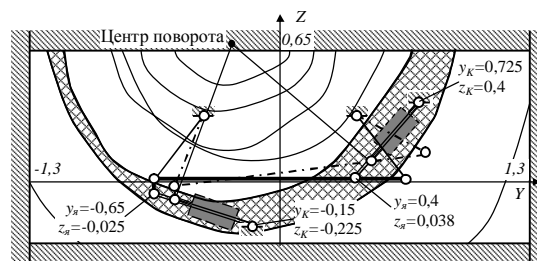


Рис. 8. Крепление линейных двигателей

#### ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЛИНЕЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Установлено [4], что нагрузочной характеристике механизма наклона как по уровню развиваемой силы, так и ее существенной зависимости от величины перемещения якоря наиболее соответствует тяговая характеристика электромагнитного цилиндрического двигателя с переменным воздушным зазором.

Для решения тестовой задачи электромагнитный двигатель был выбран исходя из условий габаритного вписывания его в свободное пространство тележки. Конструкция и его размеры приведены на рис. 9.

В первом приближении тяговую характеристику такого двигателя без учета насыщения можно описать равенством

$$F_{ЭМ} = \frac{\mu_0 I^2 w^2}{2N^2} S, \quad (6)$$

где:  $F_{ЭМ}$  – сила, развиваемая линейным двигателем;  $\mu_0$  – магнитная проницаемость;  $I$  – ток в обмотке статора;  $w$  – количество витков обмотки;  $S$  – площадь сечения якоря;  $N$  – рабочий зазор.

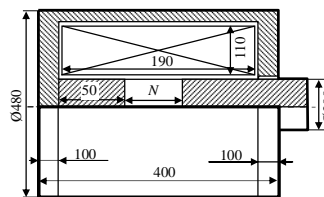


Рис. 9. Эскиз линейного двигателя, принятого для решения тестовой задачи

Для получения тяговых характеристик с учетом насыщения линейный двигатель выбранной конструкции был нами смоделирован и исследован в среде femm. При построении модели приняты следующие основные допущения: магнитная система является аксиально-симметричной, вихревые токи и гистерезис в магнитопроводе отсутствуют, источник питания является идеальным источником напряжения, ключи преобразователя имеют идеальную вольт-амперную характеристику.

Для получения семейства тяговых характеристик, на языке lua была написана программа, автоматически варьирующая перемещение якоря  $N$  от 0,1 до 105,1 мм с шагом 5 мм при изменении МДС в обмотке от 0 до 200 кА с шагом в 10 кА. Питающее напряжение составляло 220 В.

На каждом шаге по результату расчета электромагнитного поля, вычислялись значения силы и потокосцепления для текущих значений тока и перемещения. Величина силы измерялась путем интегрирования по контуру якоря электромагнитного двигателя, а значение потокосцепления – по контуру его обмотки. Полученные наборы дискретных значений аппроксимировались полиномами Чебышева на множестве равноудаленных точек

$$K = \sum_{j=0}^J \sum_{p=1}^P (A_{jp} k (MJ \cdot i + ZJ)^j (MK \cdot N + ZK)^{p-1})$$

$$L = \sum_{j=1}^J \sum_{p=0}^P (A_{jp} j (MJ \cdot i + ZJ)^{j-1} (MK \cdot N + ZK)^p) \quad (7)$$

$$F = \sum_{j=0}^{JF} \sum_{p=0}^{PF} (AF_{jp} (MJF \cdot i + ZJF)^j (MKF \cdot N + ZKF)^p)$$

где  $A_{jp}$  – коэффициент регрессии полинома, аппроксимирующего потокосцепление;  $MJ, MK$  – масштабные коэффициенты по току  $i$  и перемещению  $N$ , соответственно;  $ZJ, ZK$  – смещения по току и ходу, соответственно;  $J, P$  – степени аппроксимирующего полинома по току и перемещению, соответственно;  $AF_{jp}$  – коэффициент регрессии полинома, аппроксимирующего силу;  $MJF, MKF$  – масштабные коэффициенты по току и ходу, соответственно;  $ZJF, ZKF$  – смещения по току и ходу, соответственно;  $JF, PF$  – степени аппроксимирующего полинома по току и ходу, соответственно.

Выбор параметров линейного двигателя следует вести исходя из выполнения условия соответствия тяговой и нагрузочной характеристик.

Нагрузочные характеристики, соответствующие точкам максимумов силы и рабочего хода, полученные по результатам расчетов по упрощенной модели, приведены на рис. 10. Здесь же показаны тяговые характеристики ЛД с различными значениями МДС.

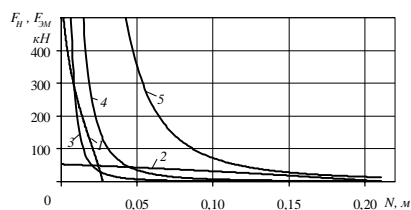


Рис. 10. Характеристики системы: 1, 2 – нагрузочные; 3, 4, 5 – тяговые

Нагрузочная кривая 1 снята для точки с координатами  $u_{рв}$ ,  $z_{рв}$ , соответствующими максимуму возвращающей силы  $F_H$ , 2 – максимуму перемещения якоря  $N$ . Тяговые кривые представляют собой квадратичные параболы (3 соответствует МДС 3 кА, 4 – 5 кА, 5 – 20 кА).

Как видно из рис.10, выбор нагрузочной характеристики с минимумом силы (кривая 2) требует двигателя с максимальной МДС (кривая 5). В то же время выбор нагрузочной характеристики с минимумом перемещения (кривая 1) требует двигателя с меньшим значением МДС, однако требуемый уровень силы  $F_H$  вряд ли может быть скомпенсирован  $F_{эм}$  в двигателе такого типа при рассматриваемых габаритах.

Нагрузочная характеристика, соответствующая рациональному размещению линейного двигателя, приведена на рис. 11. Здесь же приведены тяговые характеристики ЛД, построенные по уточненной методике.

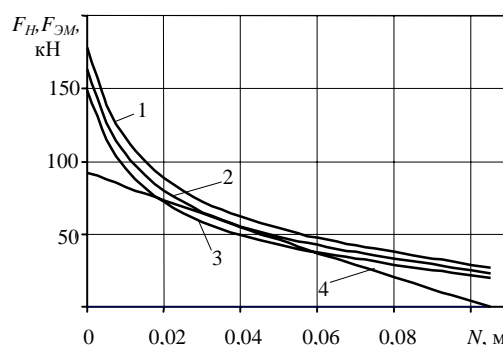


Рис. 11. Тяговые и нагрузочная характеристики 1 – тяговая при МДС 11000 А; 2 – тяговая при МДС 10000 А; 3 – тяговая при МДС 9000 А; 4 – нагрузочная

Как видно из рис. 11, в максимальной степени нагрузочной характеристике устройства соответствует кривая 2. Тяговая характеристика 3, соответствующая МДС в обмотке 9000 А в диапазоне хода якоря от 20 до 58 мм проходит ниже нагрузочной характеристики, т.е. такая величина тока не позволит реализовать наклон кузова на требуемый угол. Сила, развиваемая двигателем в варианте 1 – избыточна.

Влияние числа витков обмотки статора  $w$  и диаметра якоря  $D_j$  на эффективность его работы предложено оценивать по критериям капитальных  $K_1$  и эксплуатационных  $K_2$  затрат. Поскольку критерии  $K_1$  и  $K_2$  являются противоречивыми, предложена функция принятия решения [5]

$$K = \sqrt{K_{1отн}^2 + K_{2отн}^2} \rightarrow \min, \quad (4)$$

$$K_{1отн} = \frac{K_1}{K_{1баз}}; K_{2отн} = \frac{K_2}{K_{2баз}}$$

Здесь  $K_{1отн}$  и  $K_{2отн}$  представляют собой относительные безразмерные критерии капитальных и текущих затрат – соответственно. В качестве базовой величины указанных критериев  $K_{1баз}$  и  $K_{2баз}$  выбраны значения соответствующих критериев для электромагнитного двигателя с диаметром якоря 200 мм и числом витков в обмотке 1000.

Установлено (рис. 12), что  $K$  имеет минимум в точке, соответствующей диаметру якоря 220 мм.

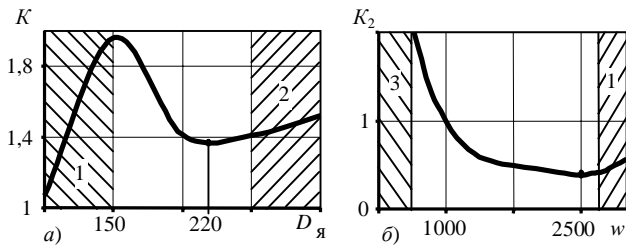


Рис. 12. Зависимости критериев: а) капитальных и текущих затрат от диаметра якоря б) текущих затрат от количества витков. Зоны ограничения: 1 – по функциональности 2 – по компоновке 3 – по току

Оценка зависимости эффективности работы линейного двигателя от числа витков \$w\$ проведена только по относительному критерию текущих затрат \$K\_2\$, поскольку сечение меди в обмотке и геометрия магнитной системы полагались неизменными. Из рис. 12 очевидно, что этот критерий имеет минимум при количестве витков обмотки \$w = 2500\$.

Таким образом, показано влияние параметров двигателя на эффективность его работы с точки зрения капитальных и эксплуатационных затрат.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Процедура решения тестовой задачи может быть принята в качестве алгоритма выбора параметров линейного двигателя для привода системы наклона кузовов.

2. Очевидно, что показатели \$F\_{\text{ЭМ}}\$ и \$N\$ существенно определяются действием всех составляющих векторов параметров кинематической части исполнительного механизма и линейного двигателя. Их влияние противоречиво, потому для выбора рациональных значений параметров системы наклона кузова необходима постановка и решение задачи оптимизации.

3. Эта задача может быть сформулирована как многокритериальная в следующем виде.

$$U_1(\vec{A}) = \sum_{i=1}^7 (\max\{0, a_i - A_i\} + \max\{0, A_i - b_i\}),$$

$$U_2(\vec{B}) = \sum_{i=1}^5 (\max\{0, c_i - B_i\} + \max\{0, B_i - d_i\}),$$

$$U_3(N) = \max\{0, F_{\text{ЭМ}}(N) - F_H(N)\},$$

$$U_4(N) = (\max\{0, F_{H\text{min}} - F_H(N_0)\} + \max\{0, F(N_0) - F_{H\text{max}}\}),$$

$$U_5 = \min \left( \int_0^{N_{\text{max}}} F_H(N) dN \right), U_6 = \min \left( \frac{\int_0^{N_{\text{max}}} F_{\text{ЭМ}}(N) dN}{\int_0^{N_{\text{max}}} F_H(N) dN} - 1 \right),$$

$$U_7 = \min(K).$$

где \$\vec{a}, \vec{b}, \vec{c}, \vec{d}\$ – векторы геометрических ограничений; \$N\_{\text{max}}\$ – наибольшее перемещение якоря ЛД; \$N\_0 = N(0)\$; \$F\_{H\text{min}}\$ и \$F\_{H\text{max}}\$ – минимальная и максимальная возвращающие силы;

Критерии \$U\_1\$ и \$U\_2\$ объединяют в себе параметрические ограничения в виде неравенств; \$U\_3\$ и \$U\_4\$ представляют собой ограничения по функциональности устройства; \$U\_5\$ – энергетический, \$U\_6\$ – соотношение нагрузочной и тяговой характеристик. Замыкает иерархическую последовательность критериев младшего порядка \$U\_7\$ – целевая функция – функция принятия решения.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корниенко В.В., Омеляненко В.И. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. – Харьков, НТУ "ХПИ", 2007. – 159 с.
2. Омеляненко В.И. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения / В.И. Омеляненко, Г.В. Кривякин, Д.И. Якунин, Е.С. Редченко // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2008. – №5. – С. 12-17.
3. Омеляненко В.И. Привод наклона кузовов на базе линейного двигателя / В.И. Омеляненко, Д.И. Якунин, Е.С. Редченко // Залізничний транспорт України. – Київ: Транспорт України, 2010. – № 6. – С. 23-25.
4. Омеляненко В.И. Моделирование механизма наклона кузова с приводом на базе линейного электродвигателя / В.И. Омеляненко, Б.Г. Любарский, Д.И. Якунин // Залізничний транспорт України. – Київ: Транспорт України, 2011. – № 2. – С. 48-52.
5. Салуквадзе М.Е. Задачи векторной оптимизации в теории управления / М.Е. Салуквадзе. – Тбилиси: Мецниереба, 1975. – 201 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Kornienko V.V., Omel'yanenko V.I. Vysokoskorostnoj `elektricheskij transport. Mirovoj opyt. - Har'kov, NTU "HPI", 2007. - 159 s. 2. Omel'yanenko V.I. Poezda s naklonyayemyimi kuzovami dlya skorostnogo passazhirskogo dvizheniya / V.I. Omel'yanenko, G.V. Krivyakin, D.I. Yakunin, E.S. Redchenko // Lokomotiv-inform. - Har'kov: Tehnostandart. - 2008. - №5. - S. 12-17. 3. Omel'yanenko V.I. Privod naklona kuzovov na baze linejnogo dvigatelya / V.I. Omel'yanenko, D.I. Yakunin, E.S. Redchenko // Zaliznichnij transport Ukraїni. - Kїiv: Transport Ukraїni, 2010. - № 6. - S. 23-25. 4. Omel'yanenko V.I. Modelirovanie mehanizma naklona kuzova s privodom na baze linejnogo `elektrodvigateľa / V.I. Omel'yanenko, B.G.Lyubarskij, D.I. Yakunin // Zaliznichnij transport Ukraїni. - Kїiv: Transport Ukraїni, 2011. - № 2. - S. 48-52. 5. Salukvadze M.E. Zadachi vektornoj optimizacii v teorii upravleniya / M.E. Salukvadze. - Tbilisi: Mecniereba, 1975. - 201 s.

Поступила 25.03.2011

Омеляненко Виктор Иванович, д.т.н., проф.,  
Любарский Борис Григорьевич, к.т.н, доц.,  
Якунин Дмитрий Игоревич, к.т.н, доц.  
Национальный технический университет  
"Харьковский политехнический институт"  
кафедра электрического транспорта и тепловозостроения  
61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21  
тел. (057) 707-63-67.

*Omel'yanenko V.I., Lubarsky B.G., Yakunin D.I.*  
**Actuating mechanism parameters influence on linear motor performance in high-speed train carriage tilt drive system**  
By the example of solving a test problem with a mathematical simulation model, an algorithm of a linear motor parameters choice for a body tilt system drive is introduced; a problem of actuating mechanism and linear motor parameters choice is formulated as a multicriterion optimization problem.  
**Key words – train tilting mechanism, mathematical model, rational parameters choice algorithm.**