

62-50  
с 342

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Аспирант СИБРИН А.П.

На правах рукописи.

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ  
И ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ  
ДВИЖЕНИЯМИ ДИНАМИЧЕСКИХ СТЕНДОВ

05.13.00

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель, доцент,  
кандидат технических наук

Г.С. ЧЕРНОРУДИЙ

ЧПИ

62-506.223

ЧЕЛЯБИНСК - 1966

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Совета по присуждению ученых степеней Челябинского политехнического института или прислать свой отзыв в двух экземплярах.

Предварительно защита назначена на . . . . . 1966г  
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Адрес института: г. Челябинск, 44, проспект им. В.И. Ленина,  
76, телефон 9-39-64

Автореферат разослан . . . . . 1966г.

Ученый секретарь Совета  
доцент, к. т. н. В. И. Гончар.

Работа выполнена на кафедре систем автоматического  
управления Челябинского политехнического института.

Известно, что вестибулярный аппарат тесно связан с вегетативной нервной системой, автоматически регулирующей жизнедеятельность живого организма.

Динамические характеристики вестибулярного аппарата, описанные с физиологической точки зрения, позволяют рассматривать его как надежный биологический регулятор позы, движений и ориентировки тела в пространстве, выработанный в процессе эволюции животного мира. Описание вестибулярного аппарата с позиций точных наук является общей проблемой использования биологических принципов в технике, проблемой технической бионики. Последнее возможно лишь при наличии достаточных данных, полученных при всестороннем экспериментальном исследовании вестибулярного аппарата.

Одним из основных методов исследования функции вестибулярного аппарата является адекватное раздражение рецепторных элементов и регистрация при этом соответствующих реакций. Наиболее просто адекватное раздражение можно получить с помощью динамических испытательных стендов, воспроизводящих различные движения. Динамические стенды должны создавать строго дозированные возмущающие воздействия, изменяющиеся в достаточно широком диапазоне.

До настоящего времени отсутствовали динамические стенды, полностью отвечающие современным требованиям эксперимента. Несомненно, что создание названных стендов является важной и актуальной задачей, в большой степени определяемой развитием важнейших направлений современной науки и техники, в частности, развитием новой техники и космонавтики.

В связи с указанным в работе решаются следующие задачи.

1. Обзор существующих динамических стендов и их систем управления с целью обобщения опыта, создания и способов применения названных стендов для исследования функции вестибулярного аппарата.

2. Анализ динамических свойств вестибулярного аппарата, необходимый для обоснования типов и диапазонов изменения возмущающих воздействий, применяемых при исследовании вестибулярного аппарата.

3. Анализ возмущающих воздействий, создаваемых динамическими стендами различных конструкций. Последнее позволит дать рекомендации по конструированию и применению стендов.

4. Обоснование технических требований к конструкции стендов и систем управления их движениями с учетом требуемых типов и диапазонов изменения возмущающих воздействий.

5. Разработка систем автоматического управления движениями динамических стендов, способных реализовать требуемые возмущающие воздействия.

6. Анализ динамических свойств основных элементов и системы управления движениями в целом.

Перечисленные задачи являются предметом исследования отдельных разделов данной работы.

Предлагаемая работа состоит из введения, пяти глав, выводов и приложения и содержит 295 листов и 120 рисунков.

ПЕРВАЯ ГЛАВА посвящена краткому обзору существующих динамических стендов и их систем управления.

Из приведенного обзора видно, что имеющееся многообразие динамических стендов, применяемых для исследования функции вестибулярного аппарата, без учета разработанных в ЧПИ, не может в полной мере отвечать современным требованиям эксперимента, так как из-за невисокой точности задания и малого диапазона возмущающих воздействий, с помощью этих стендов могут быть оценены функции вестибулярного аппарата, в основном, с качественных позиций, хотя для описания последних необходимы достоверные количественные данные, полученные при исследовании вестибулярного аппарата во всем диапазоне возмущающих воздействий.

ВО ВТОРОЙ ГЛАВЕ рассмотрены динамические свойства вестибулярного аппарата и приведен анализ возмущающих воздействий, создаваемых динамическими стендами различных конструкций.

При анализе динамических свойств полукружных каналов вестибулярного аппарата обычно принимают, основываясь на работах

*Coenla, van Edmonda, Jongkees и др.*, что купуло-эндолим-

фатическая система представляет из себя сверхкритически демпфированный маятник. Если не принимать во внимание эфферентный контроль вестибулярной функции, т.е. действие обратной связи на вестибулярный аппарат со стороны центральной нервной системы, то свободное движение купуло-эндолимфатической системы можно описать уравнением

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} + \frac{K_{тр}}{J} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{K_v}{J} \alpha = 0, \quad (1)$$

где:

$\alpha$  - угловое поещение эндолимфы;

$K_{тр}$  - коэффициент, характеризующий величину трения эндолимфы о стенки канала;

$J$  - момент инерции эндолимфы;

$K_v$  - коэффициент жесткости купулы.

С помощью данного уравнения осуществляется анализ движения купуло-эндолимфатической системы при наличии возмущающего воздействия на вестибулярный аппарат, в частности, возмущения в виде стоп-стимула - внезапно! остановки, возмущения в виде постоянного углового ускорения и гармонического возмущения в виде колебательного движения кресла.

Анализ динамических свойств отолитовых органов основан на том, что волосковые чувствительные клетки отолитового рецептора, на которых расположена отолитовая мембрана, можно уподобить пружине, а отолитовую мембрану рассматривать в качестве груза (см. работу *de Vries*). При этом движение отолитовой мембраны можно представить уравнением

$$m_E \frac{d^2x}{dt^2} + K_{тр} \frac{dx}{dt} + K_v x = P, \quad (2)$$

где:

- $X$  - переменные отолитовые мембраны;
- $m_{\Sigma}$  - эффективная масса отолитовой мембраны;
- $K_y$  - коэффициент жесткости "пружины" (волосковых клеток);
- $K_{тр}$  - коэффициент силы трения;
- $P$  - возмущающая сила.

Механическая теория отолитовой функции достаточно обоснована физиологически и физически, однако не учитывает фактор эфферентного контроля вестибулярной функции. На базе приведенного анализа динамических свойств вестибулярного аппарата проведен анализ способов его исследования. Показано, что адекватным раздражителем периферического рецепторного аппарата вестибулярного анализатора является ускорение, причем полукружные каналы реагируют на угловое ускорение и являются основным рецептором для вращательных движений, а отолитовые органы реагируют на силу тяжести и линейное ускорение, т.е. являются основными рецепторами положения тела. В связи с этим для исследования полукружных каналов должны применяться стенды, создающие угловые ускорения, а для исследования отолитовых органов - стенды, создающие линейные ускорения.

Далее проведен анализ возмущающих воздействий, создаваемых динамическими стендами. Показано, что для получения неизменного углового ускорения, действующего на полукружный канал, разгон кресла должен осуществляться с непостоянным ускорением. Действительно, при равноускоренном вращении на вестибулярный аппарат действует ускоряющее возмущение, определяемое величиной:

$$\alpha = \sqrt{(\epsilon^2 r^2 R)^2 + (\epsilon R)^2},$$

где

$t$  - время;

$\alpha$  - ускоряющее возмущение;

$\mathcal{E}$  - угловое ускорение кресла;

$R$  - расстояние от оси вращения до вестибулярного аппарата.

Таким образом, для получения неизменного суммарного возмущающего воздействия во времени необходимо, чтобы разгон кресла осуществлялся с ускорением, уменьшающимся во времени на величину, пропорциональную нелинейной составляющей  $\mathcal{E}_H(t)$ , равную:

$$\mathcal{E}_H(t) = \mathcal{E} (\sqrt{\mathcal{E}^2 t^4 + 1} - 1). \quad (3)$$

При исследовании вестибулярного аппарата по способу А.Х. Миньковского, т.е. при вращении с одновременным качанием, на вестибулярный аппарат, кроме угловых ускорений, действует ускорение Кориолиса, величина которого зависит от конструкции стенда. При постоянной скорости качания  $V_K$  ускорение Кориолиса  $\alpha_K$  равно:

$$\alpha_K = 2\mathcal{E} t V_K \sin \frac{V_K}{R} t, \quad (4)$$

где

$R$  - радиус дуги качания;

При качании, осуществляемом кривошипным механизмом, закон изменения во времени угла наклона  $\psi$  в зависимости от угла поворота двигателя качания  $\gamma$  выражается в следующем виде:

$$l^2 - l_1^2 + l_2^2 + z^2 - 2l_2 z \cos(\gamma - \psi) - 2ll_2 \cos \psi - 2l z \cos \gamma = 0, \quad (5)$$



где:

$l_1$  - длина шатуна;

$l_2$  - радиус коромысла;

$r$  - радиус кривошипа (эксцентрика);

$l$  - расстояние между осями эксцентрика и коромысла.

При условии, что  $\frac{l_1}{r} \gg 1$ ,  $\frac{l_2}{r} \gg 1$ ,

получим:

$$\psi = \arccos \cos \left( \frac{r}{l} \cos \theta \right). \quad (6)$$

Сравнивая формулы (4), (5) и (6), нетрудно убедиться, что величина ускорения Кориолиса будет различна для различных механизмов качания.

При исследовании функции отолитовых органов применяются стелды, состоящие из двух платформ, вращающихся в противоположных направлениях, при этом, если обеспечить равенство расстояний  $R_1 = R_2 = R$  от центров вращения двух платформ и кресла, расположенного на второй платформе, ось которой, в свою очередь, закреплена на основной, то при скорости вращения второй платформы в два раза большей, чем основной, и вращающейся в противоположную по отношению к ней сторону, получим, что движение кресла будет по прямой, т.е.

$$x = 2R \cos \frac{\omega t^2}{2}, \quad (7)$$

где  $x$  - перемещение кресла.

В работе представлен анализ возмущающих воздействий, действующих на вестибулярный аппарат при вращении с одновременным возвратно-поступательным движением по оси вращения и при исследовании вестибулярного аппарата с помощью отолитовых качелей К.Л. Уилова.

Полученные зависимости показывают, что при конструировании динамических стендов необходимо, кроме величины возмущающих воздействий задавать законы их изменения как по величине, так и по направлению, а при сравнении результатов исследования функции вестибулярного аппарата необходимо учитывать конструктивные особенности стендов.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ проведен анализ основных требований к системам управления движениями динамических стендов и разработаны общие принципы их построения.

Показано, что динамические стенды должны быть оснащены широкодиапазонными автоматическими системами регулирования скорости вращения.

В качестве исполнительного двигателя целесообразно применение двигателя постоянного тока с якорным управлением, а в качестве датчика скорости - тахометрического моста, так как с применением тахогенераторов из-за неизбежных неточностей центровки, не может быть реализована абсолютно жесткая связь валов двигателя и тахогенератора. Упругая связь ухудшает динамические свойства всей системы, особенно при малых скоростях вращения двигателя. В частности, при скоростях, близких к нулю, всегда в системе возникают устойчивые автоколебания, параметры которых во многом определяют свойства упругой связи. При относительно малых скоростях вращения исполнительного двигателя в контуре САУ оказывается включенным колебательное неустойчивое звено с весьма малым коэффициентом демпфирования, так как передаточная функция упругой связи может быть представлена в следующем виде:

$$W_{\text{вс}}(\rho) = \frac{1}{1 + 2\xi \frac{1}{\omega_k} \rho + \frac{1}{\omega_k^2} \rho^2}, \quad (8)$$

где:

$$2\xi = \frac{B}{\sqrt{J K_M}}, \quad \omega_k = \sqrt{\frac{K_M}{J}},$$

$B$  - механическое сопротивление  $B = \frac{dMc}{d\delta}$ ;

$K_M$  - линейный коэффициент жесткости упругой связи;

$J$  - момент инерции якоря тахогенератора.

Причем величина  $B$  изменяется в широких пределах от  $B < 0$  до  $B > 0$ . Экспериментальные частотные характеристики физической модели электромеханической САУ скорости вращения электродвигателя со связями различной упругости с тахогенератором с полной очевидностью подтверждают полученные теоретические результаты. При переходе от тахометрического датчика к мостовому устойчивость САУ возрастает, поскольку при этом устраняется упругая связь.

В качестве усилителя мощности, управляющего исполнительным двигателем постоянного тока, принципиально могут быть применены управляемые диоды, магнитные усилители (МУ) или электромашиные усилители (ЭМУ). Управляемые диоды, обладая хорошими динамическими показателями и требующие малые мощности для управления, должны быть снабжены относительно сложной управляющей схемой. Основным достоинством МУ является отсутствие подвижных частей, устойчивость к достаточно большим кратковременным перегрузкам, малая мощность управления и большой срок службы при предельно простой эксплуатации. ЭМУ обладают примерно одинаковыми динамическими показателями с МУ, но уступают последним с точки зрения надежности и, кроме того, создают при работе большой шум. В свя-

зи с вышеуказанным, большинство систем управления, созданных в лаборатории систем автоматического управления ЧПИ, снабжена МУ.

Программирующее устройство, наряду с удобством эксплуатации и надежностью, должно обеспечить широкий диапазон задающих сигналов. Электромеханическое программирующее устройство в этом случае будет громоздким и сложным, благодаря необходимости стабилизировать скорости движения. Наиболее приемлемыми, в данном случае, являются электронные программирующие устройства.

В работе описаны варианты реализаций САУ движениями динамических стенов, созданных в лаборатории систем автоматического управления ЧПИ и эксплуатируемых в институте физиологии им. И.П.Павлов АН СССР (г. Ленинград), в институте биофизики АМН СССР (г. Москва) и в областной клинике г. Челябинска. Акты, характеризующие технические возможности систем, представлены в приложении к диссертации.

Теоретический и экспериментальный анализ динамических свойств элементов системы управления движениями динамического стенов представлен в ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ.

Первый параграф посвящен краткому обзору возможных программирующих устройств и анализу разработанного, обеспечивающего трапециoidalное изменение во времени задающего сигнала. Показано, что при использовании в программирующем устройстве интегратора с параметрической компенсацией погрешности, должен быть определен критический коэффициент усиления операционного усилителя в соответствии с уравнением:

$$K_{кр} = 1 + \frac{R_{ог}}{R_y} + \frac{R_{ог}}{R_{вх}}$$

где:

$R_y$  и  $R_{oc}$  - элементы цепи обратной связи операционного усилителя;

$R_{вх}$  - входное сопротивление операционного усилителя., т.е. значение критического коэффициента усиления зависит от скорости интегрирования.

Наиболее приемлема схема операционного усилителя, охваченного гибкой отрицательной обратной связью по напряжению.

Проведен теоретический и экспериментальный анализ работы предложенной схемы (рис. I). Показано, что уровень постоянного выходного напряжения и уровень отсечки ускорения можно задавать сопротивлением  $R_N$  :

$$U_{вых} = U_A \frac{R_N}{R_A + R_N} \quad (9)$$

Во время ускорения выходное напряжение при идеальных условиях, т.е. при бесконечном коэффициенте усиления операционного усилителя, бесконечном его входном сопротивлении и отсутствии проводимости конденсатора  $C$  обратной связи, изменяется по закону:

$$U_{вых} = \frac{U_{ax}}{CR_N} t. \quad (10)$$

Получены зависимости для максимальной  $T_{пр\ max}$  и минимальной  $T_{пр\ min}$  постоянной времени интегрирования:

$$T_{пр\ max} = CR_C, \quad (11)$$

$$T_{\text{гр. min}} = \frac{C}{\frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_N} + \frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_c}}, \quad (12)$$

откуда получен возможный максимальный диапазон изменения скорости интегрирования  $D_{\text{max}}$  равен:

$$D_{\text{max}} = \left( \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_N} + \frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_c} \right) R_c. \quad (13)$$

Получены уравнения для выходного напряжения программирующего устройства при конечном коэффициенте усиления и конечном входном сопротивлении операционного усилителя и конечной проводимости конденсатора обратной связи.

Для выходного напряжения во время ускорения имеет место уравнение:

$$U_{\text{вых}}(p) = \frac{U_N K \frac{1 + \frac{R_i K}{R_y}}{1 + \frac{R_y}{R_{ex}}} - U_N \left( 1 + \frac{R_i}{R_A} \right) \left( \frac{R_y}{1 + \frac{R_y}{R_c}} + 1 \right) \frac{1}{\beta + A \frac{R_y}{R_c}}}{1 + p T_{\text{гр}}}, \quad (14)$$

где:

$$T_{\text{гр}} = C R_y \frac{A}{\beta + A \frac{R_y}{R_c}},$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{R_i}{R_A} + \frac{R_i}{R_N}},$$

$$A = \frac{K}{1 + \frac{R_y}{R_{ex}}} + \frac{R_i}{R_y} + \frac{1}{\beta} - \frac{1}{1 + \frac{R_y}{R_c}} \frac{1}{\beta}.$$

В момент отсечки выходное напряжение равно:

$$U_{\text{вых}} = \frac{U_0}{R_n L} \left[ U_y K \frac{1 - \frac{R_y}{R_c} K}{1 + \frac{R_y}{R_c}} - U_0 \left( 1 - \frac{R_c}{R_n} \right) \left( \frac{R_y}{1 + \frac{R_y}{R_c}} \frac{1}{R_c} + 1 \right) \right] - \frac{U_0}{R_n} \left( \frac{1}{\beta} + A \frac{R_y}{R_c} \right) - U_y \left\{ \frac{1}{R_c} \left( \frac{R_n}{R_n} \frac{1}{1 + \frac{R_y}{R_c}} - 1 \right) - \frac{K}{R_c \left( 1 + \frac{R_y}{R_c} \right)} - \frac{K}{1 + \frac{R_y}{R_c}} \left( \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_n} \right) \right\} - U_n \left\{ \frac{1 + \frac{R_y}{R_n}}{R_n} \left( 2 + \frac{R_n}{R_n} \right) + \frac{R_y}{R_c} \left[ \frac{1}{R_n \left( 1 + \frac{R_y}{R_n} \right)} - \frac{1}{1 + \frac{R_y}{R_c}} + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_n} \right] + \frac{K}{R_c \left( 1 + \frac{R_y}{R_c} \right)} \right\} \quad (15)$$

После отсечки выходное напряжение изменяется в соответствии с уравнением:

$$U_{\text{вых}}(p) = \frac{R_n \cdot 1}{R_n + R_n} \frac{1}{\alpha + R_c} \left[ U_0 \left( \frac{R_y R_c}{R_c + R_y} + R_c \right) - U_y \frac{R_n R_c}{R_y + R_n} \right] \cdot \frac{1}{1 + pC} \frac{L}{1 + \frac{L}{R_c}} \quad (16)$$

где:

$$L = \frac{R_n R_n}{R_n + R_n} + R_y - \frac{R_y^2}{R_y + R_n}$$

Применение ограничения по схеме рис. 1 упрощает схему и увеличивает надежность всей установки.

Далее, на основании работ М.А. Розенблата, Г.Ф. Сторма и др., проведен анализ динамических свойств силового блока по системе МУ - двигатель постоянного тока и обоснование выбора схемы включения реверсивного МУ. Получено уравнение для МУ, связывающее входное  $U_y$  и выходное  $U_{\text{вых}}$  напряжения при замене двигателя эквивалентным сопротивлением:

$$\frac{1}{2f} \frac{W_y}{W_p} \frac{dU_{\text{вых}}}{dt} + \frac{M_y C R_y}{T W_y} \arccos \left( \sqrt{1 - \frac{2U_{\text{вых}}}{U_m}} - 1 \right) = U_y \quad (17)$$

где:

$W_u W_p$  - число витков обмотки управления и рабочей обмотки;

$l$  - средняя длина магнитопровода сердечника;

$R_u$  - сопротивление обмотки управления;

$H_{ог}$  - напряженность сердечника, соответствующая половине ширины динамической петли гистерезиса;

$f$  - частота питающего напряжения.

При линеаризации последнего уравнения в окрестности точки, определяемой значением  $U_{вых} = \frac{U_{вых\max}}{2} = \frac{U_m}{2f}$ , получим

$$(1 + p T_{МУ}) U_{вых}(p) = K_{МУ} U_u(p), \quad (18)$$

где:

$$T_{МУ} = \frac{1}{2f} \frac{W_u}{W_p} K_{МУ}, \quad (19)$$

$$K_{МУ} = \frac{W_u U_m}{2 H_{ог} l R_u}. \quad (20)$$

Учитывая запаздывание, обусловленное наличием в рабочей цепи МУ вентиля, полную передаточную функцию МУ при среднем значении выходного сигнала приближенно можно представить в следующем виде:

$$W_{МУ}(p) = \frac{K_{МУ}}{1 + p T_{МУ}} e^{-\frac{p}{2f}}. \quad (21)$$

Далее проведен анализ реверсивного МУ, нагруженного на активное сопротивление и противо-э.д.с., и получены такие уравнения:



$$\left. \begin{aligned} & \frac{R_2}{\pi(2R_1 + R_2)} \left[ 2\sqrt{U_m^2 - E^2} - E(\pi - 2\arcsin \frac{E}{U_m}) - U_m \left( \cos \pi \frac{I_y W_p}{R_2 E} + 1 \right) \right] = U_{\text{вн}} \\ & - \frac{\sqrt{1 - (\frac{E}{U_m})^2} (2R_1 + R_2)}{4f W_p R_2} \frac{dU_{\text{вн}}}{dt} + I_y R_y = U_y \end{aligned} \right\} (22)$$

Выведены уравнения механических характеристик двигателя, управляемого от МУ, откуда получены зависимости для жесткости механической характеристики двигателя при  $U_y = \text{const}$

$$\frac{dM_{\text{д}}}{d\Omega} = \frac{C_e C_n}{\pi(2R_1 + R_2)} \left[ \frac{4C_e \cdot \Omega}{\sqrt{U_m^2 - (C_e \Omega)^2}} - \pi + 2\arcsin \frac{C_e \Omega}{U_m} \right]. \quad (23)$$

Экспериментальное исследование МУ показало достаточно хорошее совпадение с теоретическими результатами, в частности, в работе приведены теоретические и экспериментальные формы токов и напряжений в различных частях схемы, теоретические и экспериментальные механические характеристики двигателя, экспериментальные кривые переходных процессов при различных уровнях выходного напряжения и экспериментальная и теоретическая логарифмическая частотная характеристика МУ, нагруженного на двигатель постоянного тока.

Многочисленными экспериментами выяснено, что зависимость момента сопротивления от скорости вращения  $M_c(\Omega)$  является существенно нелинейной и неоднозначной в зоне весьма малых скоростей, а момент трогания  $M_{\text{тр}}^{\uparrow}$  стэнда есть случайная величина с заметным разбросом параметра. В работе получена экспериментальная функция распределения момента трогания, которая с достаточной точностью выравнивается нормальным законом распределения.

0301610

Определены статистические характеристики момента трогания (рис.2). Введен эквивалентный комплексный коэффициент передачи названной нелинейности, выражение которого в общем случае имеет вид:

$$S(\Omega_m) = g(\Omega_m) + j b(\Omega_m), \quad (24)$$

где: 
$$b(\Omega_m) = \frac{1}{\pi} \frac{M_{TP}}{\Omega_m} \sin^2 \alpha_1,$$

$$g(\Omega_m) = \frac{2}{\pi \Omega_m} \left[ M_{TP} (1 - \cos \alpha_1) - \frac{Q_0}{\Omega_1} \left( \frac{\alpha_1}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\alpha_1 \right) + M_{TP} \left\{ 1 + \cos \alpha_1 + \frac{Q_m}{\Omega_1} \left( \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\sin 2\alpha_1}{4} \right) \right\} - \frac{M_{TP} M_2}{\Omega_2} \Omega_m \left[ 2 \left( \frac{\alpha_2}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\alpha_2 \right) - \frac{\pi}{4} \right] \right],$$

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{Q_1}{\Omega_m}, \quad \alpha_2 = \arcsin \frac{Q_2}{\Omega_m}.$$

По известным статистическим характеристикам момента трогания на основании уравнения (24) определены статистические характеристики эквивалентного комплексного коэффициента передачи. В работе представлены графики для величин  $g(\Omega_m)$  и  $b(\Omega_m)$  при различных параметрах нелинейной характеристики, а также приведены соответствующие графики для математического ожидания и максимального отклонения названных зависимостей.

Проведенный анализ позволяет определить параметры возможных автоколебаний в замкнутой системе управления движениями с учетом вероятностных свойств момента трогания.

В ПЯТОЙ ГЛАВЕ рассмотрены динамические и статические свойства системы управления движениями динамического стенда (рис.3) и приведена инженерная методика анализа системы со случайными параметрами, обоснованная в трудах Г.С. Черноуцко.

При создании САУ движениями динамического стенда необходимо обеспечить широкий диапазон изменения скорости вращения и ус-

кореня стэнда. В связи с этим первостепенную задачу приобретает обеспечение устойчивости системы на всем диапазоне рабочих скоростей.

Показано, что при нелинейной случайной зависимости статического момента сопротивления от скорости вращения целесообразно проводить анализ широкодиапазонной САУ для четырех характерных режимов работы.

- 1 РЕЖИМ. Скорость двигателя весьма малая (близкая к нулю). Зависимость  $M_c(\Omega)$  случайна и существенно нелинейная.
- 2 РЕЖИМ. Малые скорости вращения.
- 3 РЕЖИМ. Средние скорости вращения.
- 4 РЕЖИМ. Большие скорости вращения.

При анализе работы системы на первом режиме был использован метод гармонического баланса, что позволило достаточно просто определить параметры автоколебаний в замкнутой системе и их статистические характеристики.

При исследовании работы системы на остальных участках уравнения движения можно линеаризовать. При этом величина механического сопротивления при работе на втором участке, равная  $B = -\frac{M_c}{\Omega^2}$ , также является случайной и при постоянном значении  $M_c$  (это подтверждается многочисленными экспериментами) жестко коррелированной с моментом трогания. На третьем участке  $B=0$  на четвертом -  $B > 0$ .

При  $M_c(\Omega) = B$  передаточная функция разомкнутой системы имеет вид (см. рис.3):

$$W(p) = W_{\Sigma}(p) W_{\text{я}}(p) \frac{K_{\text{м}} e^{-\frac{p}{T}}}{1 + pT_{\text{м}}} \frac{1}{\frac{1}{C_{\text{н}}} [(R_{\text{я}} + pL_{\text{я}}) (\beta + p\gamma) + C_{\text{е}}]}, \quad (25)$$

где:

$R_{\text{я}} \text{ и } L_{\text{я}}$  - эквивалентное сопротивление и индуктивность цепи якоря двигателя;

$\gamma$  - момент инерции нагрузки;

$C_{\text{е}} \text{ и } C_{\text{н}}$  - постоянные двигателя.

В связи со случайным характером величины  $\beta$ , анализ устойчивости САУ удобно вести методом Д-разбиения по параметру  $\beta$ . В работе представлена названная граница Д-разбиения, где показано, то при данных параметрах элементов система неустойчива. Из уравнения (25) видно, что в зависимости от величины  $R_{\text{я}}$  при неизменном  $\beta$  могут значительно изменяться динамические свойства системы. Показано, что если выбирать величину  $R_{\text{я}}$  из соотношения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{C_{\text{е}} \cdot C_{\text{н}}}{R_{\text{я}}} > -\beta \\ \frac{\gamma R_{\text{я}}}{L_{\text{я}}} > -\beta \end{aligned} \right\}, \quad (26)$$

то в контуре САУ отсутствуют неустойчивые звенья. Кроме этого, получены условия выбора величины  $R_{\text{я}}$ , обеспечивающие наличие устойчивого колебательного звена с наперед заданным коэффициентом относительного затухания (рис.4).

Далее показаны способы изменения крутизны механической характеристики двигателя. Синтез корректирующего контура проведен на основе сравнения желаемой и действительной частотных характеристик системы. Теоретический анализ системы подтвержден экспериментально, в частности, представлены экспериментальные частот-

ные характеристики системы и приведены осциллограммы программного напряжения и скорости вращения стэнда при трапецеидальном и гармоническом изменении задающего напряжения. Последние подтверждают хорошие качественные показатели САУ управления движениями динамического стэнда.

#### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Динамические стэнды, имеющие одинаковую конструкцию, но различные линейные размеры, создают непропорциональные возмущающие воздействия и, следовательно, при проектировании названных стэндов необходимо точно задавать траекторию и закон движения испытуемого. Только при соблюдении этих условий можно получить точные количественные оценки результатов физиологического эксперимента.

2. Представлен анализ динамических свойств предложенного программирующего устройства с бездиодной схемой ограничения выходного сигнала на заданном уровне. Анализ показал, что наличие утечки конденсатора обратной связи операционного усилителя, или наличие диодного ограничителя напряжения на этом конденсаторе резко уменьшают диапазон изменения скорости нарастания его выходного напряжения, т.е. диапазон ускорений стэнда. Полученные уравнения хорошо согласуются с опытными данными и позволяют провести расчет входных и выходных параметров в программирующем устройстве. При создании САУ движениями динамических стэндов рекомендовано применение предложенного программирующего устройства.

3. Показано, что при правильном выборе схемы и параметров реверсивного магнитного усилителя, управляющего двигателем постоянного тока, возможно получить широкий диапазон изменения скорости его вращения. Получено нелинейное дифференциальное уравнение, описывающее динамические свойства привода по системе магнитный усилитель - двигатель постоянного тока и предложен аналитический метод расчета выходных характеристик реверсивного МУ. Теоретический и экспериментальный анализ работы привода показал, что динамические показатели привода зависят от скорости вращения исполнительного двигателя. Полученные уравнения для расчета статических и динамических характеристик привода достаточно хорошо подтверждаются экспериментальными данными, что позволяет рекомендовать их для инженерных расчетов.

4. Экспериментальный анализ статического момента сопротивления вращения, определяемого для динамических стэндов, в основном, трением, с полной очевидностью показал, что нелинейная зависимость момента от скорости является существенно неоднозначной в зоне весьма малых скоростей. Выяснено, что величина момента трогания стэнда является случайной с заметным разбросом параметра, подчиняющегося нормальному закону распределения. При создании широкодиапазонных САУ движениями динамических стэндов необходимо учитывать названную нелинейную зависимость, так как она в большой мере определяет качество работы системы в зоне малых скоростей.

Введен комплексный коэффициент передачи данной нелинейности, что позволяет, при анализе САУ движениями динамического

стенда, учитывать ее вероятностные свойства и неоднозначность.

5. Предложена методика выбора оптимальной крутизны механической характеристики исполнительного двигателя, что позволяет осуществить синтез САУ движениями динамического стенда с глубоким диапазоном регулирования скорости вращения при отрицательном механическом трении. Изменение крутизны механической характеристики осуществляется за счет введения в магнитный усилитель инвариантной связи по моменту нагрузки двигателя.

6. Упругая связь исполнительного двигателя с тахогенератором может ухудшить динамические свойства всей САУ, в частности, при скоростях, близких к нулю, всегда в системе возникают устойчивые автоколебания, а при малых скоростях вращения в контуре САУ оказывается включенным колебательное неустойчивое звено с весьма малым коэффициентом демпфирования.

Теоретический и экспериментальный анализ показал, что при переходе от тахометрического датчика к мостовому, устойчивость САУ возрастает, поскольку при этом устраняется упругая связь.

7. На базе проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработаны системы управления движениями динамических стендов. Последние успешно эксплуатируются в институте физиологии им. И.П.Павлова АН СССР (г.Ленинград), институте биофизики АМН СССР (г.Москва) и в областной клинике г.Челябинска и достаточно полно отвечают современным задачам исследования функций вестибулярного аппарата.

Основной результат проведенного исследования – создание на базе полученных теоретических результатов широкодиапазонных динамических стендов с использованием в качестве силового блока реверсивного магнитного усилителя.

Полученные результаты могут быть использованы не только при конструировании систем управления движениями динамического стенда для исследования и тренировки вестибулярного аппарата, но также для создания систем управления движениями моделирующих стендов, применяемых для исследования в лабораторных условиях, близко соответствующих реальным, динамических характеристик подвижных объектов.

В настоящее время, полученные в работе результаты, используются при создании систем управления названных стендов.



Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Г.С.ЧЕРНОРУЦКИЙ, А.П.СИБРИН. О влиянии упругой связи электромеханического датчика на динамику автоматизированного электропривода. Электричество № 7, 1965.

2. В.А.КИСЛЯКОВ, Г.С.ЧЕРНОРУЦКИЙ, А.П.СИБРИН. Программные системы управления вращающимися стендами для изучения функции вестибулярного анализатора. Тезисы докладов XX научно-технической конференции, посвященной 70-летию изобретения радио. Ленинград. 1965.

3. Г.С.ЧЕРНОРУЦКИЙ, А.П.СИБРИН. Автоматическая система управления вестибулометрической установкой. Удостоверение о регистрации № 43552 с приоритетом от 7 марта 1964 г.

4. А.П.СИБРИН, В.А.ЦЫГАНКОВ. Экспериментальное исследование исполнительных двигателей систем автоматического регулирования с дросселями насыщения. Тезисы докладов XV научно-технической конференции ЧПИ. Челябинск, 1962.

5. Г.С.ЧЕРНОРУЦКИЙ, В.А.ЦЫГАНКОВ, А.П.СИБРИН и др. Система автоматического регулирования скорости вращения рабочего органа буровой машины СБМК-5, Изв. ВУЗ'ов "Горный журнал", № 10, 1963.

Приняты к печати статьи!

6. А.П.СИБРИН. Вопросы динамики реверсивного электропривода по системе магнитный усилитель - двигатель постоянного тока. Сборник трудов ЧПИ № 40, Челябинск, 1966.

7. Г.С.ЧЕРНОУЦКИЙ, А.П.СИБРИН. Динамика программируемого устройства систем управления движениями вестибулометрического стенда. Там же.

8. Г.С.ЧЕРНОУЦКИЙ, А.П.СИБРИН. О влиянии трения на динамические свойства следящих систем. Там же.

9. А.П.СИБРИН. К анализу возмущающих воздействий, создаваемых стендами при исследовании функций вестибулярного аппарата. Труды симпозиума "Современное состояние вопроса о физиологии вестибулярного анализатора и задачи исследования применительно к специальным условиям. АН СССР, Москва, 1966.

10. Г.С.ЧЕРНОУЦКИЙ, А.П.СИБРИН. О системах управления движениями стендов для исследования вестибулярной функции. Там же.

Материалы диссертации доложены:

а) на XV и XIX научно-технических конференциях ЧПИ, 1962 и 1966 г., г.Челябинск;

б) на XX научно-технической конференции, посвященной 70-летию изобретения радио, Ленинград, апрель, 1965;

в) на симпозиуме "Современное состояние вопроса о физиологии вестибулярного анализатора и задачи исследований применительно к специальным условиям, Москва, декабрь, 1965;

г) на Объединенной конференции по вопросам физического воспитания ВУЗ'ов Урала, Сибири и Дальнего Востока, Челябинск, май, 1965.

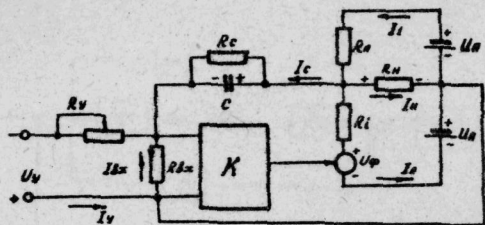


Рис. 1. Программирующее устройство с отсечкой роста программного напряжения запираемым выходной лампы операционного усилителя.

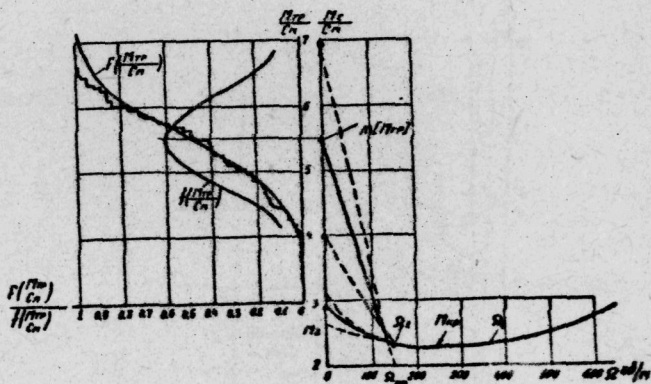


Рис. 2. Зависимость момента сопротивления от скорости вращения и статистические характеристики момента трогания.

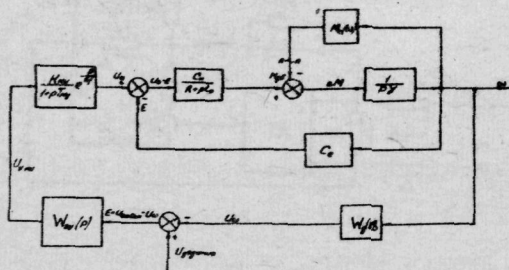


Рис. 3. Структурная схема системы управления движениями динамического стенда.

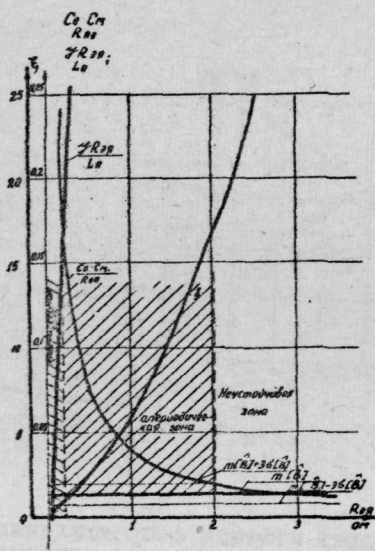


Рис. 4. К выбору величины эквивалентного сопротивления якоря исполнительного двигателя.