

УДК 62-231.3, 62-31

## **«Исследование работоспособности упругого отклоняемого носка крыла под действием внешних нагрузок»**

А.А. Загордан

### **Аннотация**

В целях улучшения аэродинамических качеств крыла самолёта палубного базирования МиГ-29К в ОАО «РСК «МиГ» был разработан отклоняемый носок с изменяемой кривизной хорды. Носок состоит по размаху из трех секций. Отклонение элементов носка обеспечивается двенадцатью механизмами искривления хорды. При проведении лётных, а затем – статических испытаний выявилась недостаточная жесткость третьей секции носка в нейтральном положении. Для того чтобы выяснить картину работы носка под действием внешних сил и определить нагрузки, действующие на звенья механизмов, в программном комплексе EULER создана математическая модель упруго деформируемой третьей секции носка с механизмом искривления хорды. Проведена серия расчетов модели, по результатам которых был сделан ряд выводов.

### **Ключевые слова**

Искривляемый трехсекционный носок крыла; механизм искривления хорды; кронштейны; кинематический упор.

### **Введение**

Программа развития и модернизации изделий ОАО «РСК «МиГ» в отношении корабельного истребителя МиГ-29К привела к созданию на передней кромке его крыла искривляемого двухшарнирного носка, повышающего маневренные характеристики самолета. В силу конструктивных особенностей крыла носок делится по его размаху на три секции. Каждая секция по хорде разделена на два сегмента, один из которых шарнирно связан с крылом, а другой, передний, шарнирно связан с первым. В дальнейшем сегмент, непосредственно связанный с крылом, будет называться большим или первым, а передний

сегмент – малым или вторым. Ось вращения большого сегмента относительно крыла в дальнейшем будет называться неподвижной или первой, а ось вращения малого сегмента относительно большого – подвижной или второй (рис.1). Связь между отклонениями сегментов обеспечивают двенадцать механизмов искривления хорды. Звенья механизмов выполнены в виде кронштейнов и качалок.

В процессе испытаний самолета при определенных условиях была обнаружена некорректная работа механизмов искривления третьей (наиболее удаленной по размаху от корня крыла) секции носка. А именно, звенья механизмов заклинивались при нейтральном положении (нулевом угле по полету относительно хорды) секции носка. Чтобы выяснить картину работы носка под действием внешних сил, определить нагрузки, действующие на звенья механизмов, и объяснить причины их заклинивания, с помощью программного комплекса (ПК) EULER создана математическая модель.

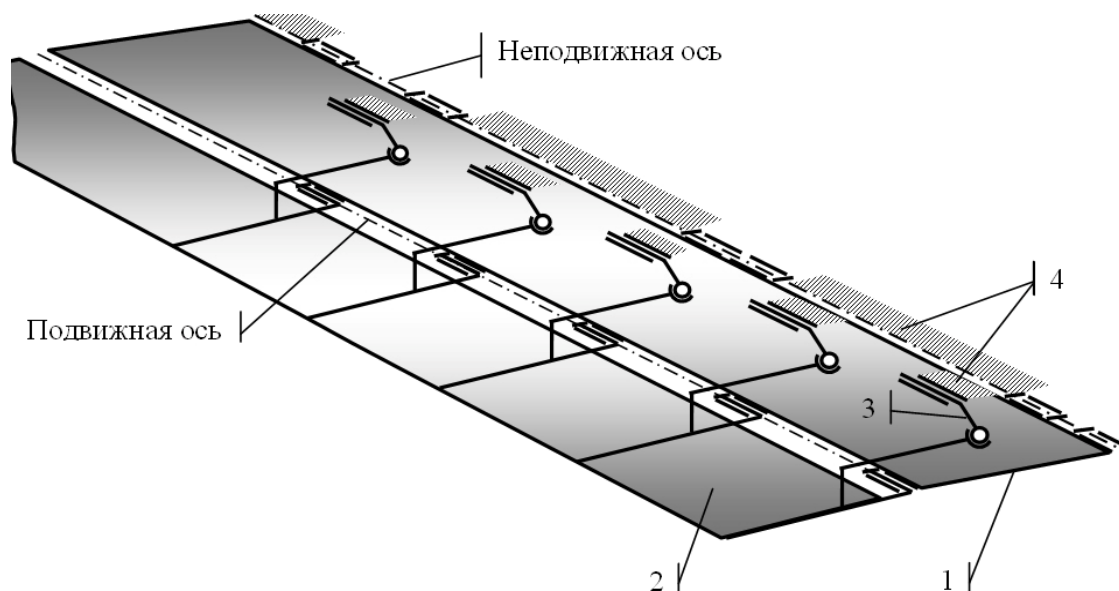


Рис.1 Кинематическая схема механизма искривления третьей секции носка. 1 - большой сегмент, 2 - малый сегмент, 3 - звенья механизмов искривления, 4 - стенка крыла.

Она представляет собой упруго деформируемую конструкцию третьей секции носка с механизмом искривления хорды. Геометрические объекты элементов модели были созданы при помощи существующей трехмерной модели в среде CATIA и внутренними построениями в комплексе EULER (рис.2).

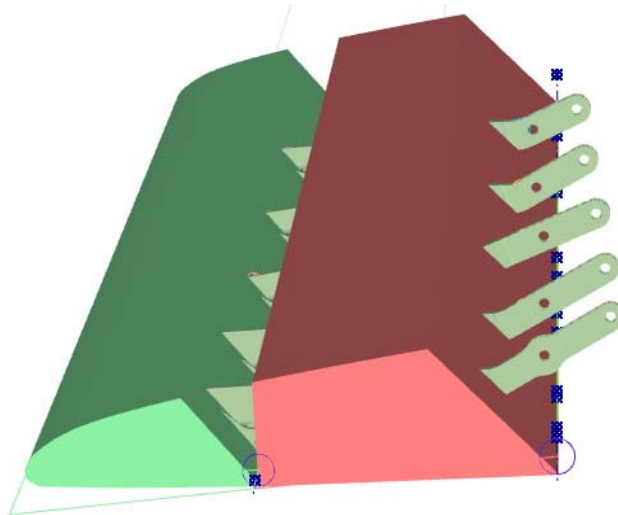


Рис.2 Вид третьей секции носка в проекте EULER

В этой пространственной модели для имитации упругой податливости конструкция обоих сегментов разбита по длине на жесткие элементы, связанные между собой изгибными, крутильными, осевыми и поперечными упругими взаимодействиями. Силовое взаимодействие между соседними элементами носка задается как двухузловой упругий элемент. В сечении, разделяющем элементы, задается узловая точка  $O$ . Фактически это две точки  $O_i$  и  $O_{i+1}$ , принадлежащие смежным элементам и совпадающие при отсутствии деформаций. В результате деформации точка  $O_{i+1}$  смещается относительно  $O_i$ , и элемент  $i+1$  поворачивается относительно элемента  $i$ . Вектор смещения  $\bar{R}$  и вектор поворота  $\bar{\Theta}$  имеют по три компоненты:

$$\bar{R} = \begin{pmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ \delta_z \end{pmatrix}; \quad \bar{\Theta} = \begin{pmatrix} \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{pmatrix}.$$

Вектор силового воздействия элемента  $i$  на элемент  $i+1$  имеет шесть компонент и определяется по формуле:

$$\bar{F} = -\mathbf{K} \cdot \begin{pmatrix} \bar{R} \\ \bar{\Theta} \end{pmatrix} - \mu \cdot \mathbf{K} \cdot \frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \bar{R} \\ \bar{\Theta} \end{pmatrix},$$

где  $\mathbf{K}$  – диагональная матрица жесткости,  $\mu$  – относительный коэффициент демпфирования.

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} K_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{\varphi_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{\varphi_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{\varphi_z} \end{pmatrix}$$

Узловые точки выбирались на оси жесткости. Их координаты, а так же элементы матрицы жесткости рассчитаны на основе данных о положениях центров жесткости, площадях и моментах инерции сечений носка, которые имелись в наличие. Данные были предоставлены для четырёх сечений в районе механизмов №№8, 9, 11 и 12. Распределение площади и моментов инерции сечений по длине носка получено квадратичной интерполяцией по четырём точкам. Полученные зависимости использованы для расчёта изгибных, крутильных, продольных и сдвиговых жесткостей в граничных сечениях элементов носка. Коэффициенты жесткости взаимодействий между смежными элементами определялись путём интегрирования вдоль неподвижной оси на интервале одного из элементов:

$$K = \frac{1}{\int_a^b \frac{dl}{k}}$$

где  $K$  – коэффициент жесткости взаимодействия между соседними элементами носка;  $k$  – жесткость сечения;  $a$  и  $b$  – границы элемента;  $l$  – длина элемента. Жесткости сечений определяются по следующим формулам:

- при сдвиге:  $k_x = k_y = G \cdot F$ ;
- при растяжении-сжатии:  $k_z = E \cdot F$ ;
- при изгибе:  $k_{\varphi x} = E \cdot J_x$ ,  $k_{\varphi y} = E \cdot J_y$ ;
- при кручении:  $k_{\varphi z} = G \cdot J_{\kappa}$ .

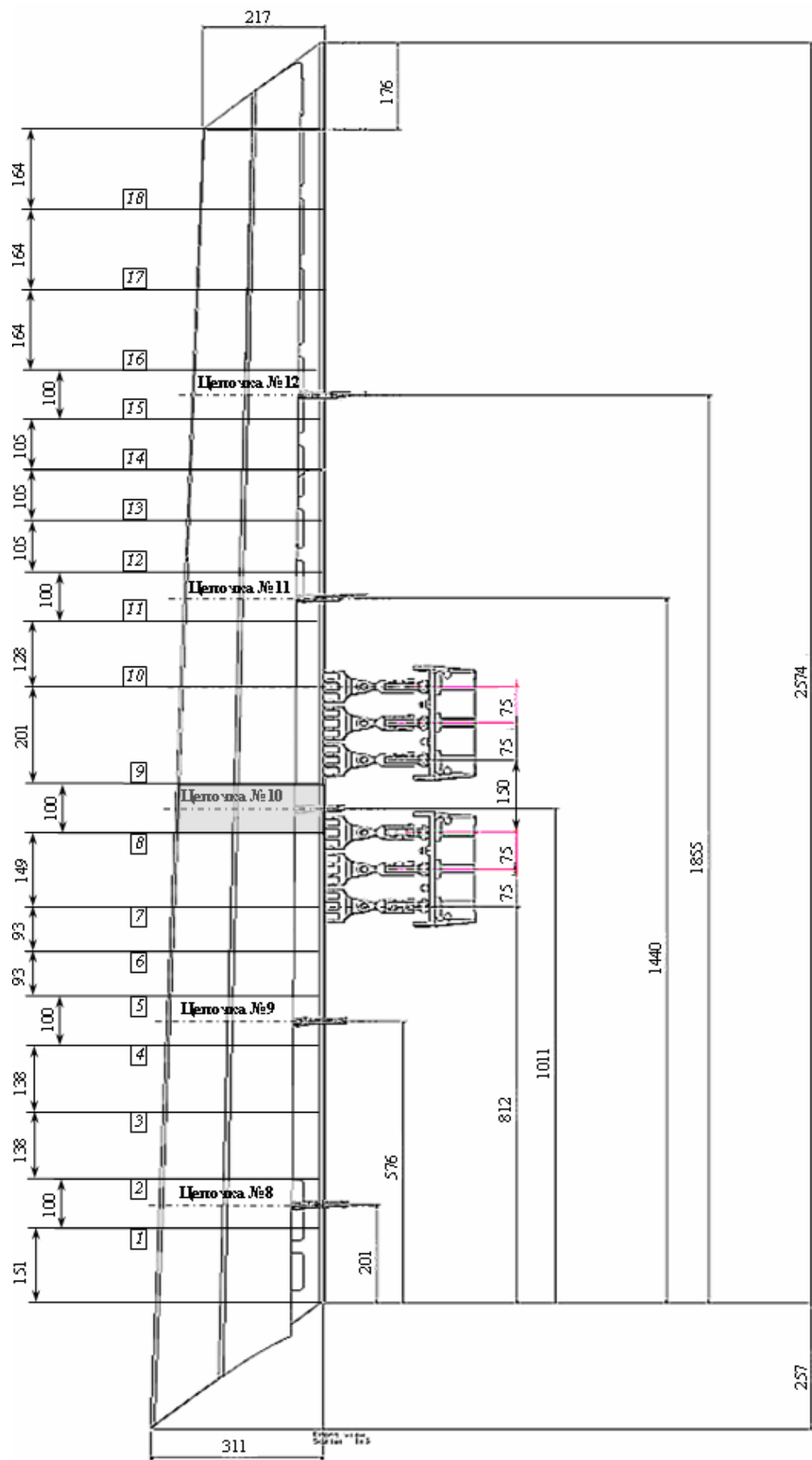


Рис.3 Схема разбиения носка по длине на недеформируемые участки, нумерация граничных сечений, расположение кинематических цепочек и отклоняемых блоков гидроцилиндров.

При определении коэффициентов жесткости интегрирование выполнялось в направлении от областей с наибольшими перемещениями к области заделки. Наибольшие перемещения возникают на краях носка. Внешние нагрузки на носок уравниваются реакциями от гидроцилиндров. Поэтому в качестве завершающего участка выбран участок 10, лежащий в центре зоны, подкреплённой блоками приводов.

Коэффициенты жесткости вычислялись по приближенной формуле:

$$K_{is} = \frac{2}{\left(\frac{1}{k_i} + \frac{1}{k_{i+1}}\right) \cdot \Delta l_i}, \quad is = \begin{cases} i, & \text{если } i \in [1; 8] \\ i-1, & \text{если } i > 9 \end{cases}$$

где  $is$  – номер сечения,  $i$  – номер участка,  $k_i$  и  $k_{i+1}$  – жесткость сечения в начале и в конце  $i$ -того участка (изгибная, крутильная, продольная или сдвиговая),  $\Delta l_i$  – длина  $i$ -того участка.

При отклонении носка второй сегмент дополнительно отклоняется относительно первого, и хорда носка принимает вид ломаной линии. Эту связь обеспечивают двенадцать кинематических цепочек, аналогичных по схеме (рис.4), но неодинаковых по размерам. Пять из них (с №8 по №12) принадлежат третьей секции. Оси вращения сегментов третьей секции не совпадают, а скрещиваются под небольшим углом (порядка  $1^\circ$ ).

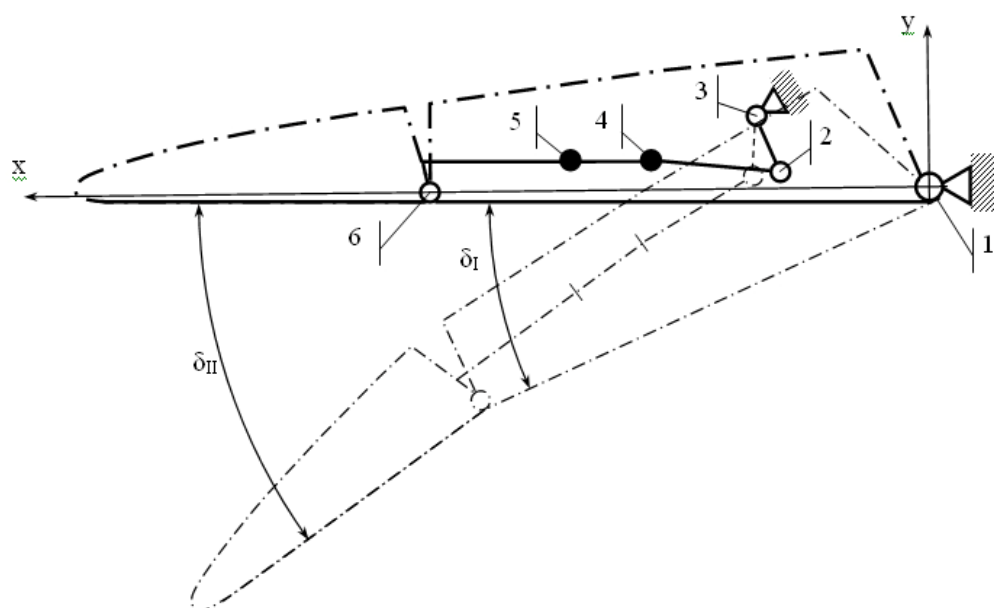


Рис.4 Схема кинематической цепочки «крыло – большой сегмент – малый сегмент – крыло». Ось  $x$  проходит по нормали к неподвижной оси через центры шарниров 1 и 6. Штрих-пунктиром и размерными стрелками показано положительное направление углов отклонения сегментов. Числами обозначены номера шарниров. Шарнирами 4 и 5 представлено болтовое соединение деталей, входящих в звено «малый сегмент».

Распределённая воздушная нагрузка при статических испытаниях имитируется системой сосредоточенных нагрузок. Распределение нагрузок по точкам зависит от расчетного случая. Заклинивание деталей носка на испытательном стенде произошло при испытаниях на некоторый заданный случай. Поэтому расчётное исследование поведения конструкции носка проведено для нагрузок, соответствующих именно такому случаю. Схема составлена на основании комплекта заданий на статические испытания планера МиГ-29К/КУБ.

При выпуске носок отклоняется вниз (в направлении на «пикирование» относительно хорды). При отсчёте углов отклонения сегментов это направление принято за положительное. При неотклонённом носке углы отклонения сегментов теоретически должны быть равны нулю. Однако под действием внешних нагрузок носок испытывает крутильную деформацию и сечения носка приобретают местные отрицательные углы отклонения. При некотором отрицательном угле кронштейн 3 малого сегмента упирается в проушины неподвижного кронштейна 1 (рис.5), и цепочка механизма искривления становится кинематически неизменяемой. Для каждой из цепочек этот угол различен. Возникающие при этом контактные силы моделируются в проекте ПК EULER путём задания силовых взаимодействий между кронштейнами.

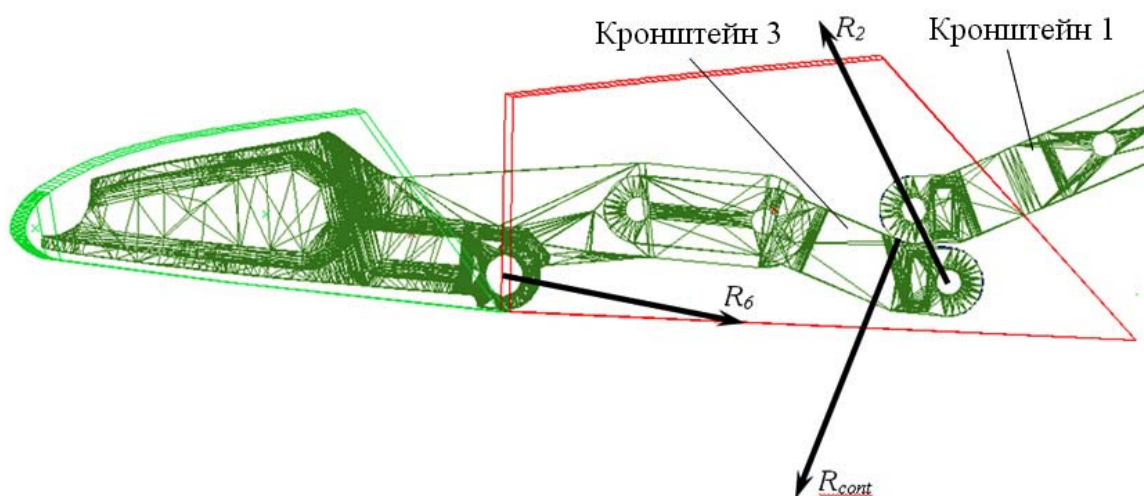


Рис.5 Общий вид цепочки 10 в положении на упоре.  $R_2$ ,  $R_6$ -реакции в шарнирах кронштейнов,  $R_{cont}$ - контактная сила

Контактная сила рассчитывается по формуле:

$$R_{cont} = K \cdot (s - s_0) + damp \cdot K \cdot \dot{s},$$

где  $K$  - коэффициент жесткости элемента;  $s_0$  - приведенная длина элемента в свободном состоянии;  $damp$  – относительный коэффициент демпфирования элемента;  $\dot{s}$  - скорость изменения приведенной длины. Расчет произведен со значениями:

$$K = 20000 \text{ кгс/мм};$$

$$damp = 0.1 \text{ с};$$

$$s_0 = r_2 - \text{радиус проушины кронштейна 1.}$$

Контактные силы взаимодействия возникают только в том случае, если между кронштейнами нет зазора.

ПК EULER предназначен для анализа динамического поведения механических систем. Созданная в проекте EULER модель носка используется для исследования перемещений и деформаций при статическом приложении нагрузок. Целью расчётов было определение равновесного положения механической системы, которое не зависит от массово-инерционных характеристик (МИХ) звеньев. Однако, чем выше значения МИХ, тем меньшие ускорения испытывают звенья, и тем крупнее допустимый шаг интегрирования. Поэтому при решении статической задачи для ускорения счёта целесообразно задать значения МИХ значительно более высокие, чем в действительности, что и было сделано.

Созданная модель пригодна для исследования колебаний носка. В этом случае должны быть заданы реальные значения МИХ звеньев.

Выпуск и уборка носка выполняется двумя блоками гидроцилиндров (рис.3). С их же помощью носок фиксируется в нейтральном положении. Равнодействующие силы от блоков гидроцилиндров приложены к участкам разбиения №8 и №10. В проекте EULER действие шарнирных моментов от гидроцилиндров задано в виде упругих моментов между инерциальным звеном «крыло» и каждым из участков №8 и №10 большого сегмента. Звенья механизма уборки-выпуска носков – это стальные детали, работающие на растяжение-сжатие и обладающие в этом направлении высокой жесткостью, поэтому коэффициент жесткости упругих моментов был подобран так, чтобы угловые перемещения участков большого сегмента №8 и №10 под действием расчётных нагрузок не превышали  $0,5^\circ$ .

Блоки гидроцилиндров теоретически не должны допускать на участках №8 и №10 заметных отрицательных отклонений. В действительности при статических испытаниях участки большого сегмента, находящиеся в зоне действия гидроцилиндров, отклонялись на углы  $-2,5^\circ$  и более. Поскольку звенья механизма уборки-выпуска – это жесткие детали, такие



отклонения нельзя отнести на счёт упругих деформаций. Было сделано предположение о том, что при положении гидроцилиндров на упоре угол  $\delta_I$  в зоне гидроцилиндров имеет некоторое отрицательное значение, которое можно оценить по сборочным допускам.

Была проанализирована конструкция блоков приводов, и было выяснено, что положение гидроцилиндров на упоре может изменяться в пределах порядка 1 мм. Из кинематической схемы гидроцилиндров вычислен угол поворота носка  $\Delta\delta_I$  относительно хорды, соответствующий найденному линейному смещению гидроцилиндров.

В проекте EULER предусмотрена возможность варьировать значение  $\Delta\delta_I$ , при котором гидроцилиндры начинают работать как жесткий упор. Благодаря этому может быть рассмотрено множество расчетных случаев.

Интегрирование созданной модели производилось на рабочей станции с характеристиками: Intel Pentium Core II Duo 1,86 GHz 2048 Mb DDR II. Один расчетный случай занимал 8 часов машинного времени.

Была проведена серия расчётов, при которых варьировался параметр  $\Delta\delta_I$ . В полёте и при статических испытаниях нагружались кронштейны в кинематических цепочках 12, 11 и 10, поэтому диапазон угла  $\Delta\delta_I$  ограничился условием возникновения контактной силы в цепочке 10. Для цепочки 11 и 12 на рис.6, рис.7 приведены графики зависимостей реакций, действующих на кронштейн 3, от параметра  $\Delta\delta_I$ .

Шарнирный момент, создаваемый внешними силами на носке, должен уравниваться моментом реакций от гидроцилиндров. Когда цепочки 11 и 12 становятся кинематически неизменяемыми, они начинают воспринимать часть шарнирного момента. С увеличением параметра  $\Delta\delta_I$  доля шарнирного момента, воспринимаемого зажатými цепочками, растёт, а доля, воспринимаемая гидроцилиндрами, уменьшается. Зависимость момента от I и II блоков гидроцилиндров от параметра  $\Delta\delta_I$  представлена на рис.8.

**R12cont, кгс**

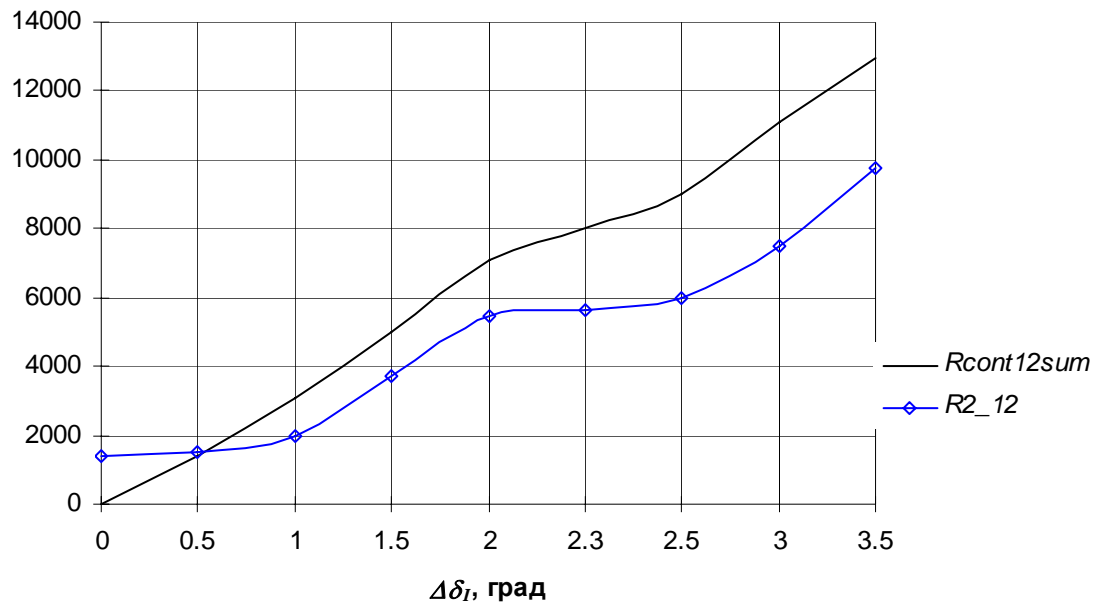


Рис.6 Зависимость контактной реакции  $R_{cont12}$  и реакции  $R_{2\_12}$  реакции от шарнира №2 на кронштейн 3 цепочки 12 от углового смещения нейтрального положения носков  $\Delta\delta_I$

**R11cont, кгс**

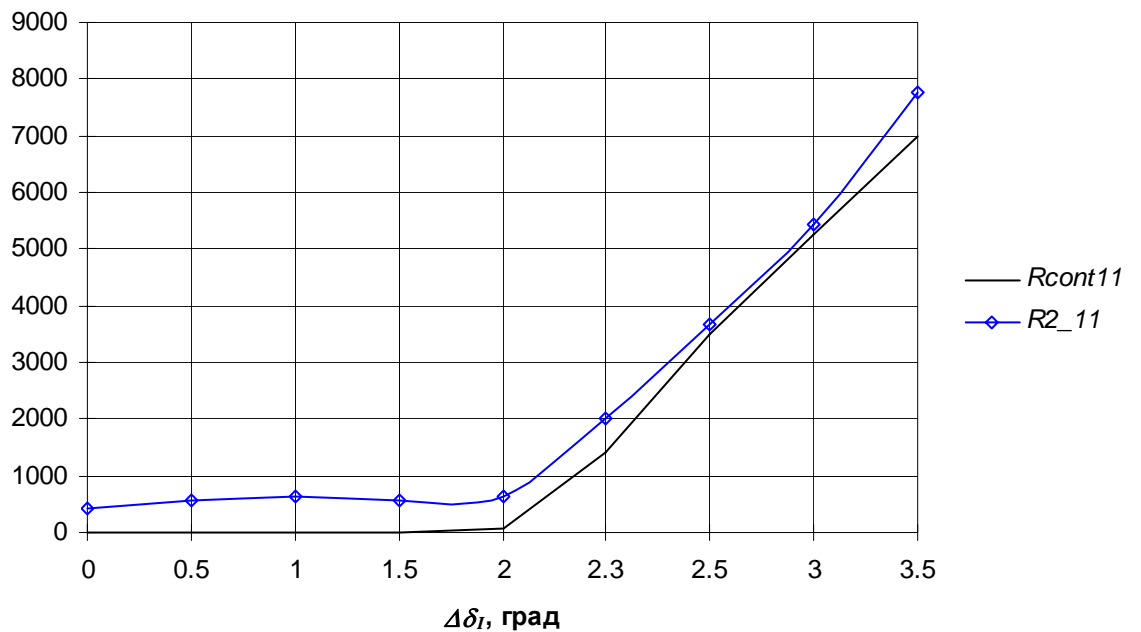


Рис.7 Зависимость контактной реакции  $R_{cont11}$  и реакции  $R_{2\_11}$  от шарнира №2 на кронштейн 3 цепочки 11 от углового смещения нейтрального положения носков  $\Delta\delta_I$

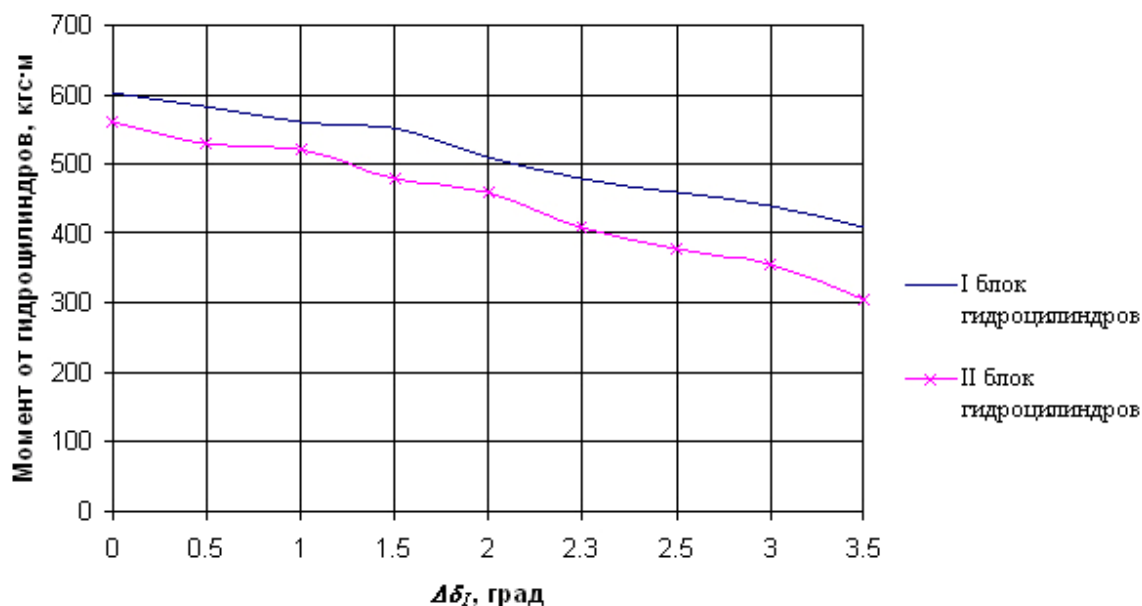


Рис.8 Зависимость момента от I и II блоков гидроцилиндров от параметра  $\Delta\delta_I$

Из результатов расчета следует, что если участки, на которые действуют гидроцилиндры, не отклоняются в область отрицательных углов, то шарнирный момент от внешних сил целиком уравнивается реакциями гидроцилиндров и не догружает звенья кинематических цепочек. При этом кронштейны 3 и 1 не имеют контактного взаимодействия. Если упоры гидроцилиндров смещены в область отрицательных углов, зазор между кронштейнами 3 и 1 уменьшается. При смещении упоров более  $\Delta\delta_I = 0,5^0$  эти кронштейны в цепочке №12 вступают в контакт, цепочка заклинивается и начинает воспринимать долю шарнирного момента от внешних сил. Эта доля растет с увеличением  $\Delta\delta_I$ . Реакция по качалке и сила контактного взаимодействия между кронштейнами также растут.

По итогам работы были сделаны следующие выводы: гидроцилиндры в зоне своего действия не должны допускать отрицательного поворота носка, в этом случае заклинивание механизма будет исключено и разрушений не будет.

Сравнение решения в разработанной модели с экспериментальными данными подтвердило достоверность полученных результатов. Исходя из этого, на предприятии были применены решения по модификации данного изделия, а созданная модель принята годной к дальнейшему использованию в практике фирмы.

## Сведения об авторах

Загордан Анатолий Александрович; инженер-конструктор, Инженерный Центр «ОКБ им. Микояна», ОАО «РСК «МиГ», [zagordan@inbox.ru](mailto:zagordan@inbox.ru), 8-926-185-31-89, 125284, Москва, Ленинградский проспект, д.33, кв. 416.