

УДК 621.454.3.054.4

Анализ конструктивных схем и методик расчета эластичного шарнира поворотного управляющего сопла

Межова М.П., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Ракетные двигатели»*

Научные руководители: Андреев Е.А., доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Ракетные двигатели»*

Баранов К.Н.,

Россия, 127276, г. Москва, АО «Корпорация «МИТ»

bauman@bmstu.ru

Использование поворотных сопел для управления вектором тяги является наиболее энергетически экономичным, т.к. управляющее усилие создается в результате практически равномерного и осесимметричного истечения продуктов сгорания.

В ПУС сопловой аппарат не имеет разъема контура газоходного тракта и в этом смысле не имеет отличия от конструкции стационарных сопловых аппаратов РДТТ, отклонения конфузторного и диффузорного участков одновременное, что практически исключает искривление газового потока внутри соплового аппарата, и появление областей несимметричности течения газа и связанные с этим процессы образования неуравновешенных газодинамических сил.

К достоинствам управляющих сопел относятся:

- Относительная простота их конструкционной схемы;
- Относительно небольшая масса рулевых органов;
- Высокое быстродействие;
- Линейная зависимость управляющей силы от угла поворота сопла;
- Стабильность характеристик в течении работы двигателя;
- Относительно небольшие потери удельного импульса тяги;

Основными недостатками являются:

- Большой момент трения в узлах сочленения и поворотных узлах;
- Крайне жесткие условия работы узла поворота;
- Сложность узла уплотнения;
- Невозможность управления ракетой по крену;

Эффективность поворотных управляющих сопел используемых в РДТТ во многом определяется типом уплотнения[1].

Их можно разделить на:

- Скользящие уплотнения (рис.1);
- Упругодеформируемые уплотнения(рис.2);

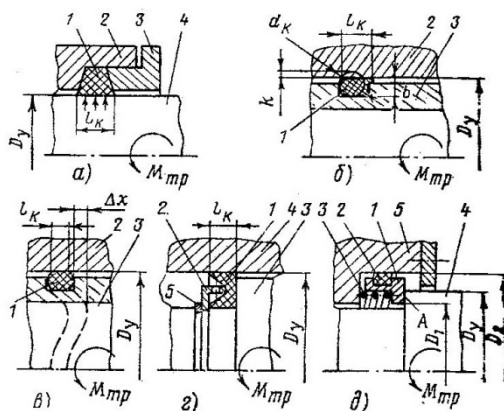


Рис. 1. схемы типичных скользящих уплотнений:

- а) сальниковоеуплотнение: 1- сальник; 2- корпус неподвижной части; 3- кольцо; 4- подвижная часть;
- б) уплотнение резиновыми кольцами:1- кольцо резиновое; 2- корпус неподвижной части; 3-подвижная часть;
- в) уплотнение резиновыми кольцами, расположенными в волнообразной канавке: 1- кольцо резиновое;2- корпус неподвижной части; 3- подвижная часть;
- г) манжетное уплотнение: 1- манжета; 2- кольцо поджимное; 3- подвижная часть; 4- неподвижная часть; 5- стопорное кольцо; д) торцевое уплотнение: 1- плавающее уплотняющее кольцо; 2- неподвижное уплотнение(для самоцентрировки); 3- пружина; 4- подвижная часть; 5- неподвижный корпус

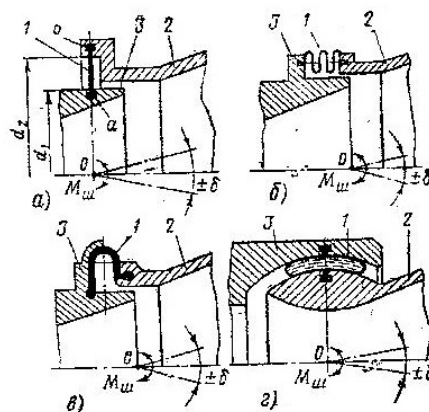


Рис. 2. схемы упругодеформируемых уплотнений:

а) мембранное; б) сифонное; в) и г) диафрагменное: 1- уплотнение; 2- подвижная часть; 3- неподвижная часть

Первые создают, в основном, момент трения, вторые создают позиционный момент и небольшой момент трения.

К уплотнениям разъема между подвесной и стационарной частями сопла предъявляют следующие требования:

- Надежность работы в условиях больших температур и высоких давлений;
- Минимальный шарнирный момент, создаваемый уплотнениями;
- Минимальные нагрузки на не подвижную часть сопла;

Немаловажную роль так же играет тип подвеса.

Поворотные управляющие сопла можно разделить на две группы по количеству степеней свободы:

- Одноосные качающиеся управляющие сопла;
- Центральные сопла.

В первом случае управление осуществляется только в одной плоскости, поэтому в случае применения таких поворотных управляющих сопел сопловой блок должен иметь не менее четырех сопел.

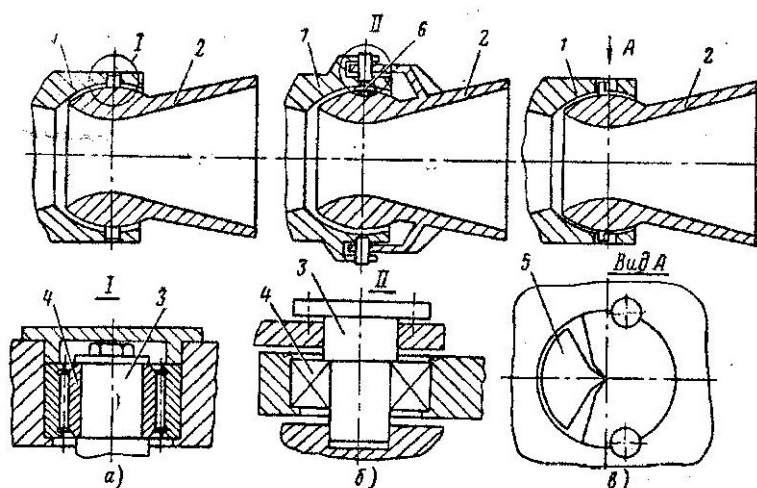


Рис. 3. схемы одноосной подвески поворотных сопел:

а) и в) - внутренняя подвеска; б) - наружная подвеска;

1-стационарная часть; 2- подвижная часть; 3-цапфа; 4-подшипник; 5- призма;

6-блок управления

На рис. 3 приведены различные схемы одноосной подвески поворотных сопел. Не смотря на то, что более высоким весовым совершенством обладает схема с внутренней подвеской, т.к. исключает необходимость дополнительных кронштейнов, с точки зрения сборки и конструкции узла уплотнения более практичной является наружная подвеска.

В центральном сопле реализуется две степени свободы, т.е. мы имеем возможность осуществлять управление в плоскостях тангажа и рысканья. Управление по крену в данном случае может быть осуществлено с помощью рулевых двигателей, однако иногда от регулирования по крену отказываются в пользу уменьшения массы конструкции.

Приведем несколько конструктивных схем подвесов поворотных сопел[1],[2]:

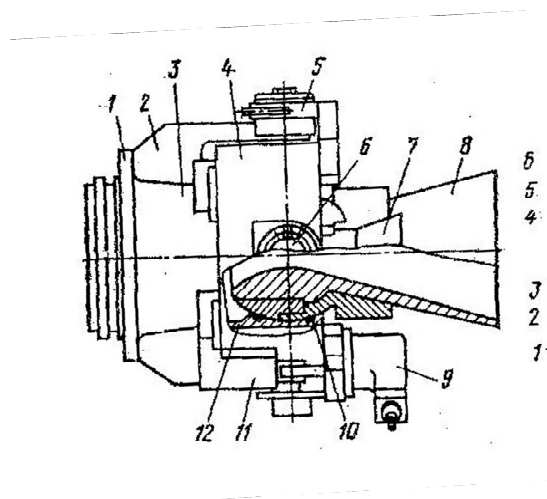


Рис. 4. Поворотное сопло в карданном подвесе:

1-фланец; 2-кронштейн; 3-газовод; 4-кольцо; 5- цапфа; 6-подшипник;
7-кронштейн; 8-сопло; 9, 11- гидравлические приводы;
10-кольцевое уплотнение; 12-сферическая опора;

Недостатками такой конструкции является низкая жесткость, обусловленная тем, что осевая нагрузка, воздействующая на подвижную часть сопла, воспринимается только в двух точках подвеса, и значительная масса, превосходящая массу других подвесов при одинаковых габаритах.

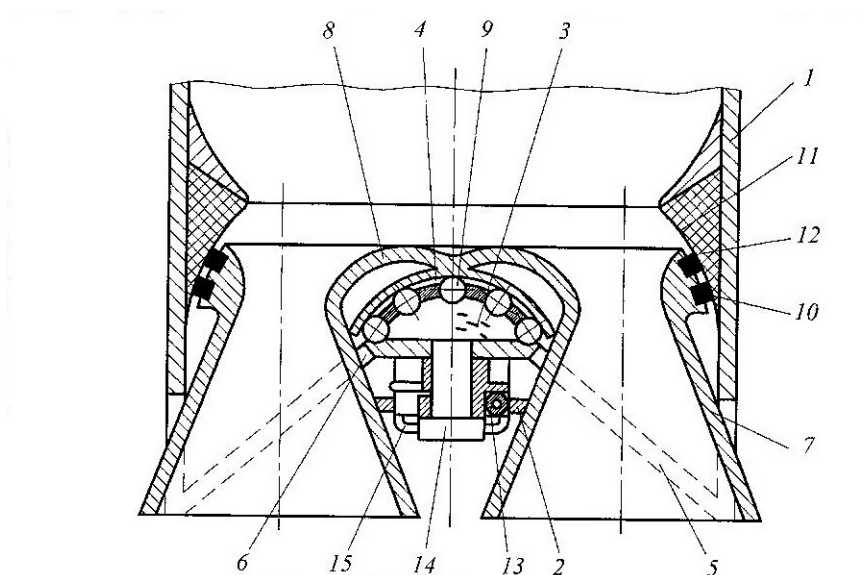


Рис. 5. Поворотное кольцевое сопло:

1-корпус; 2- пластина; 3-ступица; 4,11-сферические поверхности; 5-ребро; 6- сопловой вырез; 7-сопло; 8-поворотное днище; 9-подшипник; 10-графитовые кольца; 12- теплостойкие материалы; 13,14,15-исполнительный узел солиноидального типа

Существенным недостатком данной конструкции является образование застойной зоны перед входом в сопло.

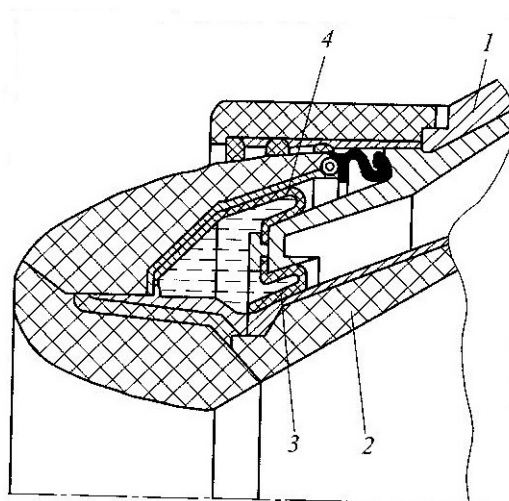


Рис. 6. Поворотное сопло в гидрокольцевом подвесе:

1-подвижная часть; 2- неподвижная часть сопла; 3,4-диафрагмы

К достоинствам рассматриваемой конструкции следует отнести ее высокую осевую жесткость и малый шарнирный момент. Однако, высокая стоимость и невысокий срок гарантийного хранения являются ее серьезными недостатками.

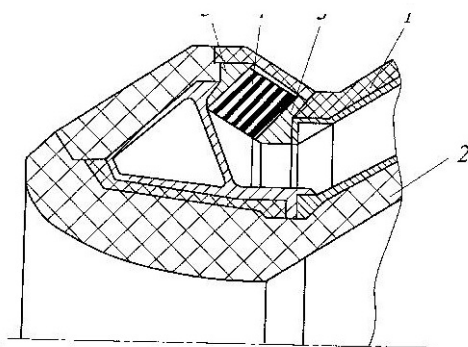


Рис. 7. поворотное сопло на эластичном поворотном шарнире:

1-неподвижная часть сопла; 2- подвижная часть сопла; 3,5-опорные кольца; 4-шарнирный узел

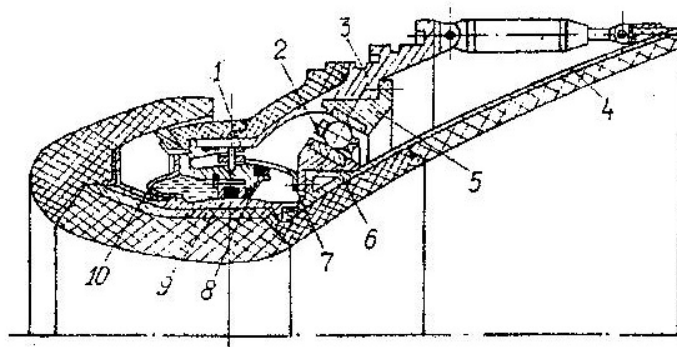


Рис.8. Поворотное упругое сопло на шаровой опоре:

1-ролики; 2- кольцо сепаратора; 3-неподвижный утепленный корпус,4-поворотный корпус; 5,6-опорные кольца; 7-сферическое кольцо; 8-упор; 9-резиновое кольцо; 10-резинотканевая диафрагма

ПУС на шаровой опоре целесообразно применять в крупногабаритных соплах и при больших углах отклонения. Однако, в этих случаях резко увеличиваются габариты и масса ПУС с эластичным шарниром (ЭШ).

С точки зрения требований, предъявляемых к современным РДТТ, наиболее предпочтительным является эластичный опорный шарнир. Он обладает наименьшим весом, относительной простотой в изготовлении и нашел применение в существующих отечественных и зарубежных РДТТ. Однако, по сравнению, например, с жидким подвесом обладает повышенным значением позиционного момента вследствие упругости материала. Позиционный момент является основной составляющей суммарного шарнирного момента ПУС ЭШ. Поэтому при проектировании ПУС чрезвычайно важно правильно спрогнозировать величину позиционного момента ЭШ и влияние на него рабочих параметров РДТТ.

Структурная схема классификации ПУС по типу используемого подвеса приведена на рис. 9.

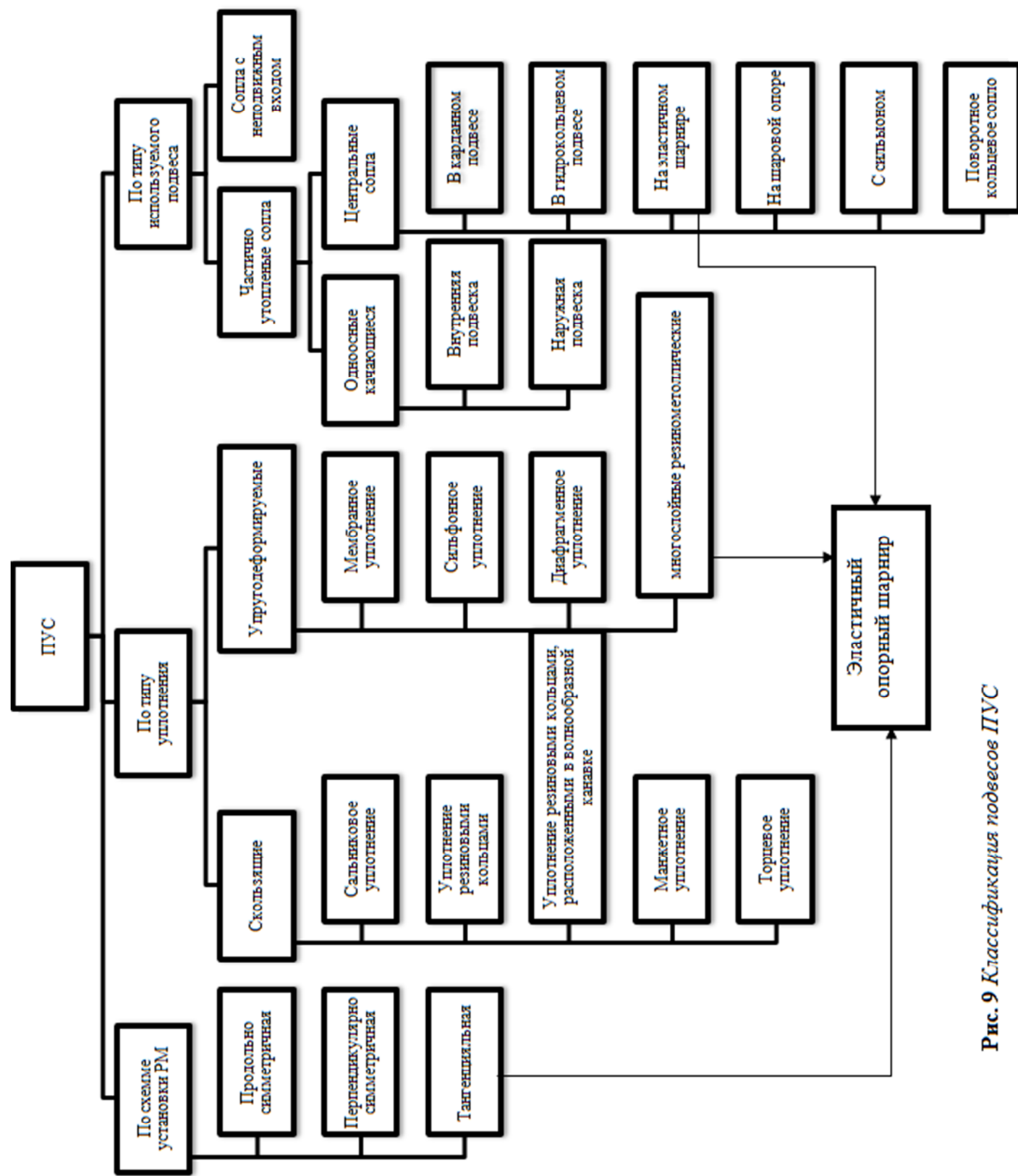


Рис. 9 Классификация подвесов ПУС

Эластичный шарнир (ЭШ) (рис. 7) – узел ПУС РДТТ, воспринимающий выталкивающую силу, действующую на ПУС в результате перепада давлений в камере сгорания (КС) и атмосферного давления, и позволяющий поворачивать сопло для создания управляющего усилия. При отклонении ПУС на угол δ реализуется шарнирный момент.

$$M_{ш\Sigma} = M_A + M_{П} + M_{Д} + M_T + M_{Аэро},$$

где

M_A – момент асимметрии, реализующийся при любом положении ПУС;

$M_{П}$ – позиционный момент, реализуемый при отклонении оси ПЧ ПУС от «нулевого» положения и зависящий от величины угла поворота;

$M_{Д}$ – демпфирующий момент, реализуемый при отклонении оси ПЧ ПУС и зависящий от скорости перемещения ПЧ ПУС

M_T – момент трения, реализующийся при движении ПЧ ПУС и зависящий от значения сил трения в ЭШ, в узлах теплозащиты ЭШ и в шарнирных соединениях кинематической цепи «НПЧ - ПЧ ПУС»

$M_{Аэро}$ – аэродинамический момент, реализующийся под действием аэродинамической нагрузки на подвижную часть сопла.

Позиционный момент может достигать до 80% от шарнирного момента.

Зависимость позиционного момента от величины сжимающей нагрузки является определяющей при проектировании эластичного шарнира.

Из результатов испытаний ЭШ известно[1], что при неизменной геометрии, при уменьшении модуля сдвига эластомера, с увеличением сжимающей нагрузки происходит снижение позиционного момента ЭШ. К такому же результату приводит увеличение толщины h_p эластомерных слоев, при одинаковых габаритных размерах пакета, а так же уменьшение ширины гибкого пакета b при его фиксированной высоте H .

Позиционный момент ЭШ значительно зависит от давления в КС, поэтому его можно представить в виде[1]:

$$M(\delta, p_k)_{\text{ЭШ}} = c_{\delta\text{ЭШ}}^0 \cdot f(p_k) \cdot \delta,$$

где

$c_{\delta\text{ЭШ}}^0$ – угловая изгибная жесткость ЭШ при нулевой внешней сжимающей нагрузке;

δ – угол поворота подвижного фланца относительно неподвижного;

p_k – давление в камере сгорания РДТТ;

$f(p_k)$ – функция, описывающая чувствительность изгибной жесткости от давления в КС.

Существующая методика расчета позиционного момента основана на предположении, что слои резины и арматуры ЭШ представляют собой гидростатическую среду, в которой давление передается как в жидкости, то есть при повороте ЭШ образуется гидравлический клин с углом δ . Тогда с учетом возникающей в гидростатическом клине под действием осевой нагрузки T_x боковой составляющей H_δ можно записать уравнение для компенсационного момента[1]:

$$M_{(\delta, p_k)_{\text{комп}}} = H_\delta \cdot S = T_x \cdot \sin \frac{\delta}{2} \cdot S,$$

где S – расстояние от центра поворота до срединной плоскости ЭШ.

Угловая изгибная жесткость рассчитывается как,

$$c_\delta^0 = \left[\sum_{i=1}^n (c_{\delta i}^0)^{-1} \right]^{-1},$$

где $c_{\delta i}^0$ – угловая жесткость i -го эластомерного слоя, зависящая от модуля упругости эластомера и геометрических параметров шарнира.

С целью уточнения методики для определения угловой изгибной жесткости ЭШ без воздействия внешней нагрузки $c_{\delta\text{ЭШ}}^0$ используем зависимость:

$$c_{\delta\text{ЭШ}}^0 = k \cdot G_0 \cdot L \left[\frac{\text{кгс}\cdot\text{м}}{\text{град}} \right].$$

При этом считаем, что $c_{\delta\text{ЭШ}}^0$ определяется только геометрическими параметрами эластомерных слоёв и модулем сдвига G_0 эластомера и не зависит от геометрии и количества металлических тарелей.

$$L = \frac{R_{cp}^3 \cdot B_{cp}}{N_p \cdot h_p},$$

где

$k \left[\frac{1}{\text{град}} \right]$ – поправочный коэффициент;

R_{cp}, B_{cp} - средние радиус и ширина шарнира;

N_p, h_p - количество и толщина резиновых слоёв.

Для определения уменьшения позиционного момента при возрастании осевой силы (давления P_H), действующей на шарнир, за основу принимаем эффект гидростатического клина (эффект Киршкерна, описанный в [1] и появление компенсационного момента).

Функция изменения угловой жёсткости ($c_{\delta\text{ЭШ}}$) при нагружении ЭШ осевой силой T_x определяется как:

$$c_{\delta\text{ЭШ}} = c_{\delta\text{ЭШ}}^0 \cdot f(T_x),$$

где

$$f(T_x) = \left(1 - \frac{M_{\text{комн}}}{c_{\delta\text{ЭШ}}^0 \cdot \delta} \right).$$

Компенсационный момент представим в виде:

$$M_{\text{комн}} = A \cdot T_x \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2}\right) \cdot R_{cp} \cdot K_1 \cdot K_2,$$

где A – постоянная, K_1, K_2 – коэффициенты учитывающие конструкционные параметры и свойства применяемых материалов.

$$K_1 = \frac{G_0 \cdot R_{cp} \cdot \sin(\varphi_{cp} + 2 \cdot \beta)}{E_m \cdot N_p \cdot h_p},$$

$$K_2 = \frac{B_{cp}}{B_{cp} - \frac{\Delta B}{2}},$$

где

φ_{cp}, β - углы наклона и конусности шарнира;

ΔB - разность ширины крайних слоев резины;

E_m – модуль упругости материала тарелей.

Анализ полученных результатов расчёта угловой жёсткости ЭШ без воздействия внешней нагрузки $c_{\delta\text{ЭШ}}^0$ проводился на основании оценки ошибки $\Delta(c_{\delta\text{ЭШ}}^0)$ и $\Delta(c_{\delta\text{ЭШ}})$ (в %), определяемой как

$$\Delta(c_{\delta\text{ЭШ}}^0) = \frac{100}{c_{\delta\text{ЭШ}}^0} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (c_{\delta\text{ЭШ}i}^0 - \overline{c_{\delta\text{ЭШ}}^0})^2}{n-1}},$$

где

$\overline{c_{\delta\text{ЭШ}}^0}$ – среднее экспериментальное значение;

$c_{\delta\text{ЭШ}i}^0$ – экспериментальное значение;

$\overline{c_{\delta\text{ЭШ}}^0}$ – расчётное значение;

n – количество значений.

$\Delta(c_{\delta\text{ЭШ}})$ - определяется аналогично.

Величина ошибки расчета по существующей методике достигает 60÷80%

Величины ошибок расчётов, проведённых по уточненной методике, не превышают 8...19%.

Выводы

1. В работе была приведена и рассмотрена классификация подвесов ПУС.
2. Показано, что разработанная методика расчета позиционного момента ЭОШ с введением поправочных коэффициентов в определение компенсационного момента имеет меньшие значения расхождения с экспериментальными значениями.

Список литературы

1. Антонов Р.В., Гребенкин В.И., Кузнецов Н.П., Мокрушин Б.С., Черепов В.И., Храмов С.Н. Органы управления вектором тяги твердотопливных ракет: расчет, конструктивные особенности, эксперимент / под ред. Н.П. Кузнецова. М.: Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006 522с.: ил.

2. Соломонов Ю.С. Твёрдотопливные регулируемые двигательные установки / под ред. А.М. Липанова, Ю.С. Соломонова. М.: Машиностроение, 2011. 416 с.: ил.
3. Шишков А.А. , Панин С.Д. , Румянцев Б.В. Рабочие процессы в ракетных двигателях твёрдого топлива: справ. М.: Машиностроение, 1989. 239 с.: ил.