

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

Работа устройства проверяется по сигналам, наблюдаемым на экране шестнадцати канального логического анализатора ЛА (рисунки 8 и 9).

Контрольные точки, позиционные обозначения и назначения элементов приведены в таблице 1.

Таблица 1

№ контрольной точки	Позиционное обозначение элемента и вывода	Назначение элемента
1	G	Генератор импульсов
2	S1	Переключатель сигналов
3	T1 (Инверсный выход)	Триггер T1
4	D1.1 (Выход 1Q)	Устройство сравнения
5	D3 (Выход 1 разряда QA)	Формирователь интервала
6	D3 (Выход 2 разряда QB)	Формирователь интервала
7	D3 (Выход 3 разряда QC)	Формирователь интервала
8	D3 (Выход 4 разряда QD)	Формирователь интервала
9	D5 (Выход 4Y)	Формирователь команды 1 (Oв1)
10	D6 (Выход 3Y)	Формирователь команды 2 (Oв2)
11	D2 (Выход 1 разряда QA)	Счетчик разности
12	D2 (Выход 2 разряда QB)	Счетчик разности
13	D4 (Выход 1 разряда 1Q)	Регистр памяти (Индикатор H1)
14	D4 (Выход 2 разряда 2Q)	Регистр памяти (Индикатор H2)
15	D4 (Выход 3 разряда 3Q)	Регистр памяти (Индикатор H3)
16	D4 (Выход 4 разряда 4Q)	Регистр памяти (Индикатор H4)

Особенности протекания гидродинамических процессов в высоконапорных струйных гидроусилителях систем управления энергоустановок

к.т.н. доц. Месропян А.В.

*Уфимский государственный авиационный технический университет
тел. (347) 273 09 44, avm_74@mail.ru*

Ключевые слова: струйные гидроусилители, гидродинамические процессы в проточной части, сервоприводы системы управления энергоустановок.

Введение

Создание высокоточных систем управления энергетическими установками сопровождается широким применением в их составе исполнительных гидроприводов с высоконапорными струйными гидроусилителями.

Точность прогнозирования и расчета параметров и характеристик исполнительных гидроприводов в настоящее время определяется, главным образом, обоснованностью конструкторских решений и методами расчета. Это обуславливает необходимость дальнейшего развития и проработки различных аспектов проблем проектирования и доводки быстродействующих гидроприводов.

Накопленный опыт проектирования быстродействующих гидроприводов со струйными гидроусилителями (СГУ) показывает [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7], что распространение высоконапорной компактной струи в СГУ сопровождается одновременным протеканием сложных и неоднозначных физических и гидродинамических процессов и явлений в струйной камере гидрораспределителя, что, в совокупности с миниатюрными размерами проточной части гидрораспределителя и сложностью микрорегулировки струйной трубки относительно нейтрального положения, определяет актуальность проработки вопросов расчета геометрических параметров СГУ. На рисунке 1 показана проточная часть серийно выпускаемого гидроусилителя, применяемого в системах управления энергоустановок.

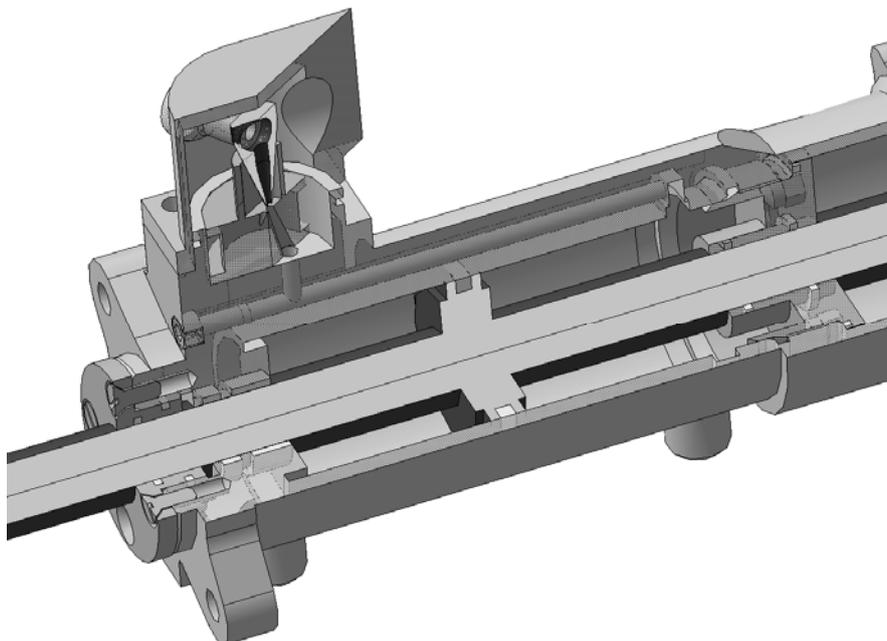


Рисунок 1 – Проточная часть струйного гидроусилителя

На рисунке 2 представлена расчетная схема струйного гидроусилителя.

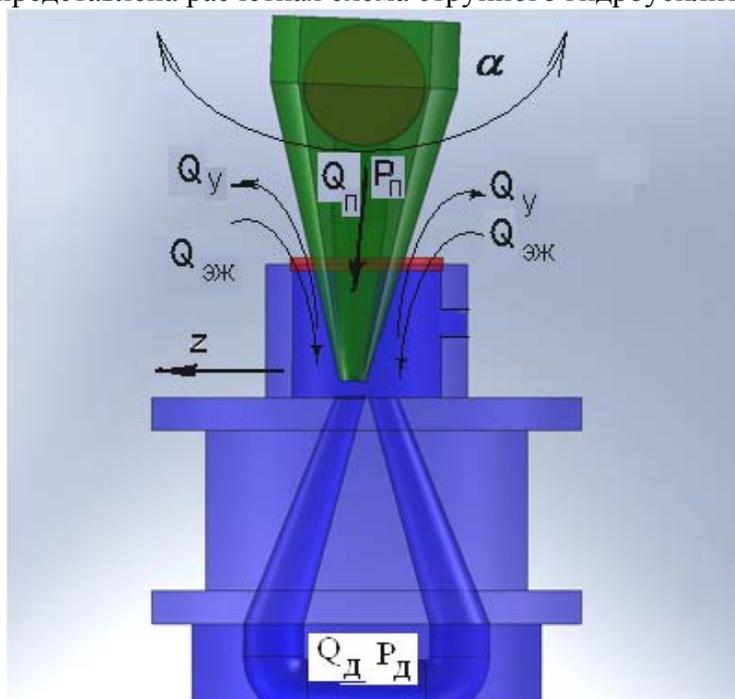


Рисунок 2 – Расчетная схема струйного гидроусилителя

Общепринятый подход к расчету статических характеристик СГУ предполагает линейную зависимость изменения площадей нагнетания и слива в гидрораспределителе от сигнала управления [1, 4, 5], однако особенности технологии изготовления приемных плат и струйных трубок таковы, что изменение площадей нагнетания и слива при отклонении струйной трубки под действием управляющего сигнала носит нелинейный характер.

На рисунке 3 представлено соотношение рабочих площадей в струйном гидрораспределителе при нейтральном положении струйной трубки. Здесь f_{10} и f_{20} – площади нагнетания в левое и правое окно приемной платы, соответственно, при нейтральном положении струйной трубки.

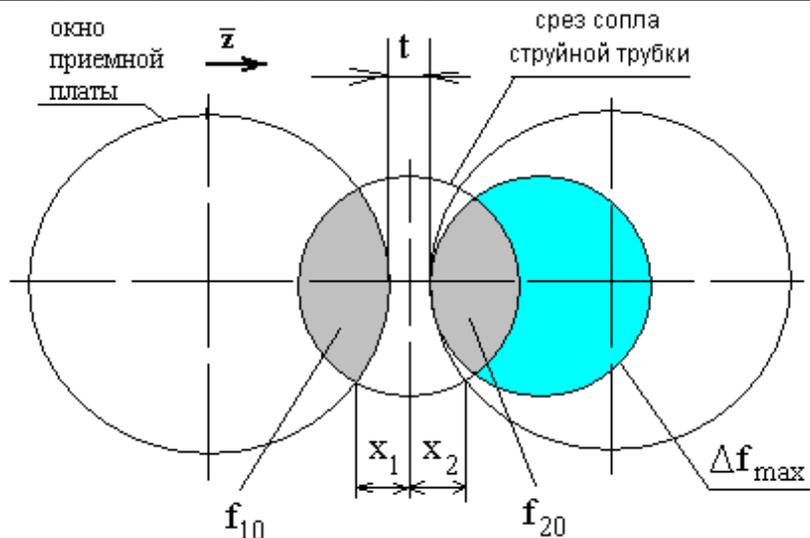


Рисунок 3 – Рабочие площади струйного гидрораспределителя

Для круглых приемных окон площади нагнетания f_1 и f_2 с учетом перемычки между окнами приемной платы выразятся следующими зависимостями:

$$f_1 = f_{10} - \Delta f_1 = 2 \int_{-r+z}^{x_1} \sqrt{r^2 - (x-z)^2} dx + 2 \int_{x_1}^{\frac{t}{2}} \sqrt{R^2 - (x + (R + 0,5t))^2} dx \quad (1)$$

$$f_2 = f_{20} + \Delta f_2 = 2 \int_{x_2}^{r+z} \sqrt{r^2 - (x-z)^2} dx + 2 \int_{\frac{t}{2}}^{x_2} \sqrt{R^2 - (x - (R + 0,5t))^2} dx \quad (2)$$

Площади, через которые происходит истечение жидкости f_3 и f_4 :

$$f_3 = f_{30} + \Delta f_1 = 2 \int_{-2R-0,5t}^{x_1} \sqrt{R^2 - (x + (R + 0,5t))^2} dx + 2 \int_{x_1}^{-r+z} \sqrt{r^2 - (x-z)^2} dx \quad (3)$$

$$f_4 = f_{40} - \Delta f_2 = 2 \int_{x_1}^{2R+0,5t} \sqrt{R^2 - (x - (R + 0,5t))^2} dx + 2 \int_{r+z}^{x_2} \sqrt{r^2 - (x-z)^2} dx \quad (4)$$

Здесь, в (1...4):

$$x_1 = -\frac{Rt - \frac{1}{4}t^2 - z^2 + r^2}{2(z + R + \frac{1}{2}t)}, \quad z \neq -R - \frac{1}{2}t, \quad z \in \left[-r - \frac{1}{2}t; r + \frac{1}{2}t\right];$$

$$x_2 = \frac{Rt - z^2 + r^2 + \frac{1}{4}t^2}{2(R + \frac{1}{2}t - z)}, \quad z \neq R + \frac{1}{2}t, \quad z \in \left[-r - \frac{1}{2}t; r + \frac{1}{2}t\right];$$

t – перемычка между окнами приемной платы, обусловленная особенностями технологического процесса изготовления приемных плат.

При нейтральном положении струйной трубки ($z = 0$) рабочие площади:

$$f_{10} = 2 \int_{-r}^{x_{10}} \sqrt{r^2 - x^2} dx + 2 \int_{x_{10}}^{\frac{t}{2}} \sqrt{R^2 - (x + (R + 0,5t))^2} dx \quad (5)$$

$$f_{20} = 2 \int_{x_{20}}^r \sqrt{r^2 - x^2} dx + 2 \int_{\frac{t}{2}}^{x_{20}} \sqrt{R^2 - (x - (R + 0.5t))^2} dx \quad (6)$$

$$f_{30} = 2 \int_{-2R-0.5t}^{x_{10}} \sqrt{R^2 - (x + (R + 0.5t))^2} dx - 2 \int_{x_{10}}^{-r} \sqrt{r^2 - x^2} dx \quad (7)$$

$$f_{40} = 2 \int_{x_{20}}^{2R+0.5t} \sqrt{R^2 - (x - (R + 0.5t))^2} dx - 2 \int_r^{x_{20}} \sqrt{r^2 - x^2} dx \quad (8)$$

Решая совместно (1) и (5) с учетом граничных условий, можно получить выражение для определения величины изменения площади нагнетания Δf_1 :

$$\Delta f_1 = f_{10} - f_1 = 2 \int_{-r}^{x_{10}} \sqrt{r^2 - x^2} dx + 2 \int_{x_{10}}^{\frac{t}{2}} \sqrt{R^2 - (x + (R + 0.5t))^2} dx -$$

$$- 2 \int_{-r+x}^{x_1} \sqrt{r^2 - (x - z)^2} dx - 2 \int_{x_1}^{\frac{t}{2}} \sqrt{R^2 - (x + (R + 0.5t))^2} dx \quad (9)$$

Аналогичным образом, путем совместного решения уравнений (2) и (6) с учетом граничных условий, можно получить выражение для определения площади нагнетания Δf_2 в правое окно приемной платы.

Выполнив интегрирование (9), введем понятие безразмерного изменения площади нагнетания в виде функции

$$F = \frac{\Delta f}{\Delta f_{\max}}$$

, представляющей отношение текущего Δf и максимального Δf_{\max} изменения площади нагнетания соответственно (рисунок 4).

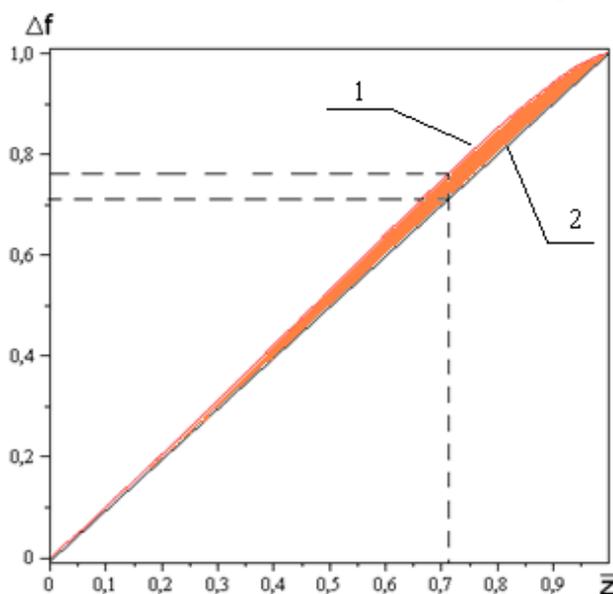


Рисунок 4 – Безразмерное изменение площади нагнетания в СГУ:

1 – нелинейная зависимость; 2 – линейная зависимость

Анализ графика безразмерной функции F , представленной на рисунке 4, позволяет сделать вывод о том, что отклонение нелинейной безразмерной функции F от линейной зависимости в области значений безразмерного смещения струйной трубки $0.5 < \bar{z} < 0.9$ достигает $\approx 8\%$.

Таким образом, учитывая особенности эксплуатации быстродействующих гидроприводов в реальных условиях, когда гидропривод развивает максимальные скорости и усилия, сопровождающиеся порой ударными перегрузками на выходном звене, для корректного математического описания СГУ необходимо учитывать нелинейный характер изменения площадей нагнетания в СГУ от командного сигнала.

Необходимо также отметить, что в СГУ с подвижной струйной трубкой при подаче командного сигнала на управляющее устройство происходит поворот струйной трубки относительно плоскости окон приемной платы, в результате смещение струи нагнетания от нейтрального положения будет отличаться от смещения среза сопла струйной трубки (рисунок 5).

Задаваясь геометрическими параметрами гидрораспределителя, зависимость смещения струи нагнетания от смещения среза сопла струйной трубки можно представить в виде:

$$z = (H + L) \operatorname{tg} \left(\arcsin \left(\frac{z_{CT}}{L} \right) \right), \quad (10)$$

где: L – длина струйной трубки от оси поворота до среза сопла;

H – расстояние от среза сопла струйной трубки до приемной платы;

z_{CT} – смещение среза сопла при повороте струйной трубки.

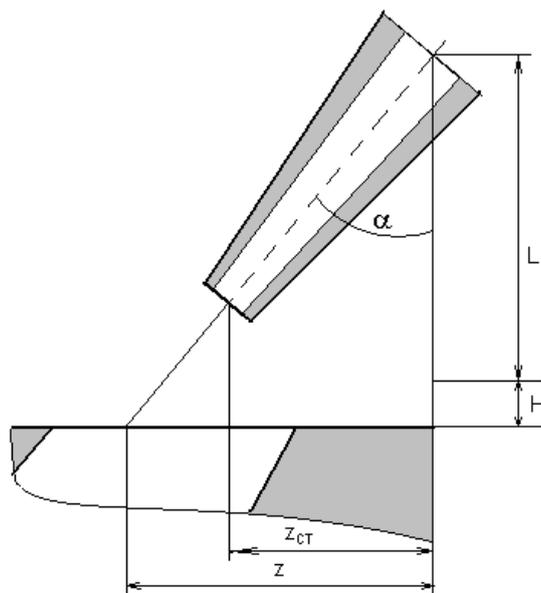


Рисунок 5 – Схема смещения среза сопла струйной трубки при подаче управляющего сигнала

Подстановка геометрических параметров серийно выпускаемых СГУ различных типоразмеров в (10) показывает, что поворот струйной трубки приводит к незначительному увеличению z относительно z_{CT} (на 2 – 4%).

Следующим важным этапом при рассмотрении особенностей протекания гидродинамических процессов в СГУ является учет влияния процесса взаимодействия прямых и обратных потоков в струйной камере СГУ на распределение площадей нагнетания и слива в гидрораспределителе.

Отклонение управляющей струи в СГУ при повороте струйной трубки на угол α сопровождается воздействием на нее струй обратных потоков, истекающих из приемных окон. Задача расчета взаимодействия прямых и обратных струй заключается в определении геометрических параметров результирующего течения с учетом кинематических и динамических характеристик взаимодействующих струй при следующих допущениях:

- соударение струй является свободным, то есть в безграничной среде;
- все струи являются круглыми в сечении;
- после взаимодействия струи распространяются как свободные;
- противодействие в напорном окне приемной платы отсутствует;
- утечки в струйной камере отсутствуют.

Отличительной особенностью свободного соударения струй является то, что область взаимодействия охватывает лишь место непосредственного соударения и не оказывает заметного влияния на распространение струй до этого места.

Каждая из взаимодействующих струй на участке от среза сопла до места соударения будет распространяться так, как если бы другая струя отсутствовала. Поэтому оси струй на указанных участках являются прямолинейными, а их структура не отличается от структуры свободных затопленных струй. Поскольку до места соударения струи эжектируют жидкость из окружающего пространства, в соударении и образовании результирующего струйного течения участвуют как струи постоянной массы, так и вовлеченные (эжектированные) массы жидкости. После соударения две результирующие струи развиваются далее как свободные затопленные струи.

В струйном гидрораспределителе (СГР) напорное и приемные сопла располагаются достаточно близко, поэтому соударение происходит в пределах начального участка затопленных струй, где толщина ядра струи постоянной массы мало отличается от толщины ядра струи, а эжектированные массы сравнительно невелики.

При свободном соударении под некоторым углом θ двух круглых струй, импульсы которых I_a и I_c , результирующее течение будет представлять две струи, направленные в противоположные стороны (рис. 6). Импульс струи, общее направление течения которой совпадает с направлением результирующего импульса двух взаимодействующих струй, обозначим I_{np} , угол наклона ее к оси управляющей струи γ . Импульс отраженной струи, идущей на слив после взаимодействия потоков, обозначим $I_{от}$, угол между отраженной и управляющей струями примем δ .

В общем случае картина взаимодействия струй жидкости в СГР определяется величиной нагрузки в приемных окнах СГР и конструктивными особенностями приемной платы (толщиной перемычки между окнами, размерами приемной платы и пр.).

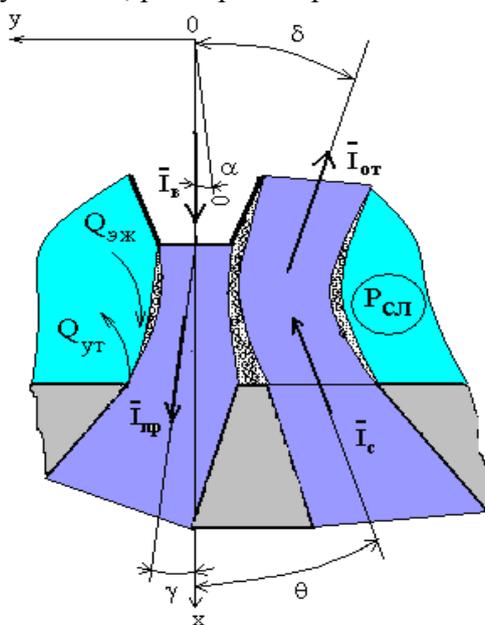


Рисунок 6 – Схема взаимодействия струй жидкости в струйном гидрораспределителе

На основании закона сохранения импульса и в соответствии со схемой взаимодействия струй жидкости в СГУ (рис. 6) можно записать:

$$\begin{cases} I_B - I_C \cos(\theta) = I_{PP} \cos(\gamma) - I_{OT} \cos(\delta) \\ -I_C \sin(\theta) = I_{PP} \sin(\gamma) - I_{OT} \sin(\delta) \\ -I_C \sin(\theta) = -I_{PP} \sin(\omega) - I_{OT} \sin(\omega) \end{cases}, \quad (11)$$

где: \vec{I}_B – импульс струи жидкости до взаимодействия с обратным потоком;

\vec{I}_C – импульс обратного потока;

\vec{I}_{OT} – импульс струи, отраженной в процессе взаимодействия струй;

\vec{I}_{PP} – импульс струи нагнетания после взаимодействия струй;

ω – угол разворота каналов приемной платы относительно траектории перемещения струйной трубки.

Решение системы уравнений (11) позволяет определить угол γ , на который отклоняется струя нагнетания в результате взаимодействия прямых и обратных потоков в СГУ:

$$\gamma = \arctg \left(\frac{\beta \cdot (\sin(\alpha + \varepsilon) - \sin(\varepsilon))}{\frac{1}{\mu^2} - \beta \cdot \cos(\alpha + \varepsilon) + \cos(\arcsin(-\beta \cdot \sin(\varepsilon)))} \right), \quad (12)$$

где: μ – коэффициент расхода СГУ;

$$\beta = \frac{I_C}{I_{OT}} = 1,2$$

– безразмерный эмпирический коэффициент.

Определение дополнительного смещения струи нагнетания, вызванного процессами взаимодействия прямых и обратных потоков в проточной части СГУ, позволяет после ряда преобразований переписать (10) с учетом (11) и (12) в виде:

$$z_{pez} = \left(\frac{(H + L) \cdot tg(\alpha) + 0.5t + R}{tg(\alpha) + tg(\varepsilon)} \cdot tg(\alpha + \gamma) + \left(H + L - \frac{(H + L) \cdot tg(\alpha) + 0.5t + R}{tg(\alpha) + tg(\varepsilon)} \right) \cdot tg(\alpha) \right) \quad (13)$$

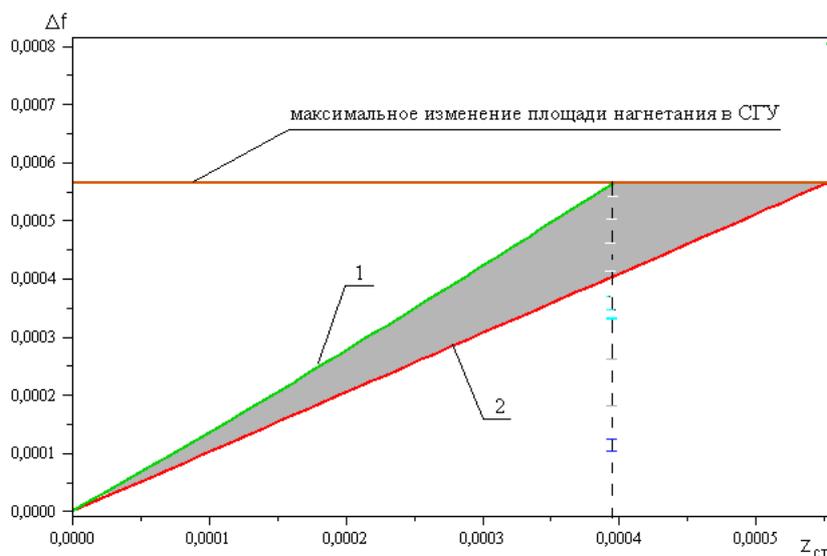


Рисунок 7 – Изменение площади нагнетания в СГУ:

1 – с учетом взаимодействия прямых и обратных потоков в СГУ;

2 – без учета взаимодействия прямых и обратных потоков в СГУ

На рисунке 7 представлена зависимость изменения площади нагнетания в одно из окон приемной платы СГУ в виде функции $\Delta f = f(z_{pez})$ для серийно выпускаемого СГУ со следующими параметрами: $H = 0,5 \text{ мм}$; $L = 23 \text{ мм}$; $\varepsilon = 6,5^0$; $R = 0,7 \text{ мм}$; $t = 0,13 \text{ мм}$; $\mu = 0,9263$.

Заключение

Рассмотрение особенностей протекания гидродинамических процессов в проточной части СГУ в совокупности с полученными результатами (рисунок 7) позволяют сделать следующие выводы:

- нелинейный характер изменения площадей нагнетания и слива в СГУ от сигнала управления с учетом наклона питающего сопла при повороте струйной трубки и взаимодействия прямых и обратных потоков в струйной камере СГУ обуславливает дополнительное смещение струйной трубки, поправка к расчету действительной площади нагнетания будет достигать $\approx 28\%$;
- статические характеристики СГУ, рассчитываемые с учетом особенностей протекания гидродинамических процессов в проточной части СГУ, будут иметь насыщение, которое

$$\bar{z}_{CT} = \frac{z}{z_{\max}} \approx 0,72$$

наступает при величине командного сигнала z_{\max} и определяется геометрическими параметрами конкретного гидроусилителя.

Литература

1. Арефьев К.В. и др. Идентификация и адаптивное управление струйными гидравлическими рулевыми машинами/К.В. Арефьев, А.В. Месропян, Ю.С. Телицын, В.А. Целищев. – М.: МАИ, 2007. – 282 с.
2. Баженов А.И. и др. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / под ред. А.И. Баженова – М.: Машиностроение, 1978. – 312 с.
3. Гимранов Э.Г., Русак А.М., Целищев В.А. Динамика и устойчивость электрогидравлического следящего привода со струйно-дроссельным регулированием. Учеб. пособие. – Уфа: УАИ, 1988. – 72 с.
4. Домогаров А.Ю. Разработка теории и рекомендаций по проектированию электрогидравлических усилителей со струйным гидрораспределителем для гидроприводов самоходных машин. Дисс. ...канд. техн. наук. – М., 1982. – 206 с.
5. Кириллов Ю.К. и др. Струйные гидравлические рулевые машины/ Ю.К. Кириллов, А.М. Русак, Ю.С. Телицын, В.И. Феофилактов, В.А. Целищев, В.А. Шараев. – Уфа: РНТИК «Баштехинформ» АН РБ, 2002. – 284 с.
6. Месропян А.В. Влияние конструктивных параметров на статические характеристики высоконапорного струйного гидрораспределителя// “Современные аспекты гидроаэродинамики-98”: Тезисы докладов международной НТК.- С.-Петербург. 1998.
7. Русак А.М., Целищев В.А. Проектирование электрогидроусилителей. Учеб. пособие. – Уфа: УГАТУ, 1996. – 46 с.

Построение управления подвеской многоосных автомобилей

к.т.н. с.н.с. Пархоменко А.Н.

ФГУ "21 НИИИ Минобороны России"

(495)996-91-42, 8-916-215-63-46, aa_parhomenko@mail.ru

Ключевые слова: многоосные автомобили, управление подвеской колес, системы автоматизированного управления подвеской колес.

Подвижность многоосных автомобилей (МА) в значительной степени зависит от характеристик подвески колес. Для тяжелых условий целесообразно иметь значительный ход подвески. Тогда появляется возможность движения по опорным поверхностям, некондицион-