

УДК 629.7.064.2

Канд. техн. наук В.П. Олейник, Ю.А. Еланский, В.Н. Коваленко, Л.Г. Калугер, Е.В. Внуков

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВОГО ПРИВОДА СО СТРУЙНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Рассмотрены основные математические соотношения для построения статических характеристик пневмопривода со струйным двигателем типа сегнера колеса. Рабочее тело – продукты сгорания пороха.

Rozглянуто основні математичні співвідношення для побудови статичних характеристик пневмоприводу зі струйним двигуном типу сегнерова колеса. Робоче тіло - продукти згорання пороху.

In the paper we considered the basic mathematical relations to build up static characteristics of pneumatic actuators with Segner wheel-type jet. The working substance is powder combustion products.

Развитие систем управления летательных аппаратов обуславливает постоянное совершенствование их исполнительных элементов: гидравлических, электрических и пневматических приводов.

Пневматическим приводам присущи простота конструкции и удобство в эксплуатации. Однако податливость по отношению к нагрузке, обусловленная сжимаемостью газообразного рабочего тела, ограничивала применение пневматических приводов в летательных аппаратах.

Одним из направлений повышения жесткости характеристик пневматических приводов является разработка пневматических приводов на основе реверсивных турбин с волновыми, червячными и шариковинтовыми передачами.

Высокие динамические характеристики могут быть получены при использовании в пневматических приводах в качестве двигателя реактивной турбины со струйным двигателем.

Главной особенностью привода является то, что в нем в качестве двигателя применен струйный двигатель (СД), ротор которого выполнен в виде реактивной турбины специальной конструкции типа сегнера колеса с малым моментом инерции.

В настоящее время теория пневматических приводов со струйным двигателем разработана не в полной мере и представлена небольшим количеством публикаций.

Целью настоящей работы является построение математических соотношений для этапа проектирования газового привода со

струйным двигателем на основе статических характеристик.

На рис. 1 приведен вариант схемы следящего пневматического привода со струйным двигателем.

В качестве пневматического распределительного устройства (ПРУ) представлена струйная трубка.

При отсутствии рассогласования струйная трубка ПРУ находится в среднем положении, газ поступает равномерно в оба приемных окна ПРУ и далее через круговые проточки в корпусе двигателя и каналы в вале ротора двигателя вытекает через сопла, создавая реактивную силу. В силу симметрии ротора и равенства расходов газа, вытекающего через сопла, момент на валу ротора равен нулю, и ротор неподвижен. При появлении рассогласования в приводе на выходе усилителя-сумматора (УС) появляется напряжение, а в обмотках электромеханического преобразователя (ЭМП) – ток, в результате чего струйная трубка поворачивается на некоторый угол α . Расход газа через одно сопло увеличивается, через другое – уменьшается, возникает разность реактивных сил и, следовательно, разность моментов на валу двигателя. Под действием движущего момента ротор двигателя начинает вращаться, вращение передается через механическую передачу–редуктор (Р) и шариковинтовую передачу (ШВП) на выходной вал привода.

Информация о перемещении выходного вала передается в виде напряжения обрат-

ной связи $U_{o.c}$ с датчика положения ДОС на вход усилительного устройства и вычитается из U_{ex} . При достижении $U_{o.c}$ значения U_{ex} токи в обмотках ЭМП становятся равными нулю. Струйная трубка возвращается

в среднее положение, расходы газа через сопла уравниваются, движущий момент становится равным нулю, и после окончания переходного процесса привод останавливается.

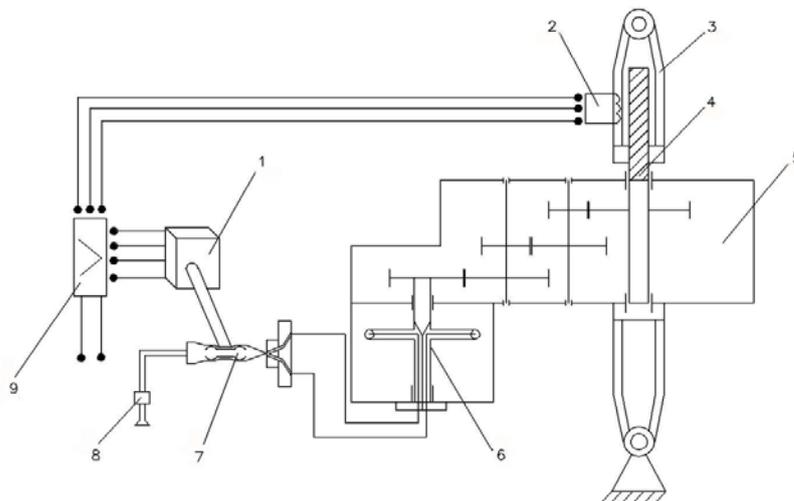


Рис. 1. Схема следящего пневматического привода со струйным двигателем: 1 – ЭМП; 2 – ДОС; 3 – шток-гайка ШВП; 4 – винт ШВП; 5 – кинематическое звено; 6 – реверсивный струйный двигатель; 7 – газораспределитель "струйная трубка"; 8 – фильтр; 9 – сумматор и усилитель мощности

Движущий момент струйного двигателя для ротора с n соплами записывается в таком виде [1]:

$$M_{дв} = nm_c V_{cp} L + n A_{cp} (P_{cp} - P_a) L - nm_c L^2 \omega - k_{c.в} \omega^2, \quad (1)$$

где n – число сопел, создающих момент в одну сторону;

m_c – массовый расход газа (без учета центробежных сил в роторе струйного двигателя) через сопло,

$$m_c = A_{кр} P_c \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{1}{RT_0}}; \quad (2)$$

V_{cp} – скорость газа на срезе сопла,

$$V_{cp} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0 \left(1 - \left(\frac{P_{cp}}{P_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}; \quad (3)$$

L – расстояние от сопла до оси вращения ротора;

A_{cp} – площадь среза сопла;

P_a – давление окружающей среды;

P_{cp} – давление вытекающего газа на срезе сопла;

$A_{кр}$ – площадь критического сечения сопла;

P_c – давление газа перед соплом;

k – показатель адиабаты;

R – газовая постоянная;

T_0 – температура газа на входе в сопло;

ω – угловая скорость вращения ротора двигателя;

$$k_{c.в} = k_{l.c.в} \frac{n_p C_x \rho_a D_H H^4}{8}, \quad (4)$$

где $k_{l.c.в}$ – поправочный коэффициент;

n_p – число плеч ротора;

C_x – коэффициент сопротивления плеча для круглой трубки;

ρ_a – плотность окружающей среды;

D_H – наружный диаметр плеча ротора,

$$D_H = D_{cp} + 2\delta,$$

где D_{cp} – диаметр среза сопла;

δ – толщина стенки плеча,

$$\delta = (1,5 \dots 3) \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

H – длина плеча ротора,

$$H = L + D_H/2.$$

Значение $k_{с.в}$ определяет потери, затраченные ротором СД на преодоление сопротивления газа.

Расход газа m_c через критическое сечение сопла определяется выражением для сверхкритического режима течения. Это справедливо, если соблюдается условие $A_{nl} \gg A_{кр}$, где A_{nl} и $A_{кр}$ соответственно площади внутреннего сечения плеча и критического сечения сопла ротора. Давление газа P_c на расстоянии L от оси вращения ротора является входным параметром для сопла.

На массу газа, находящегося в данный момент внутри плеча ротора и вращающегося вместе с ним, действует центробежная сила, которая отбрасывает частицы газа от центра к периферии, в результате чего давление P_c перед соплом изменяется по сравнению с давлением P_{ex} на входе в ротор (в сечении A_{nl}).

Для определения связи между P_c и P_{ex} в соответствии с [1] рассмотрим элементарный объем газа dV , находящийся на расстоянии r_i от оси вращения (рис. 2).

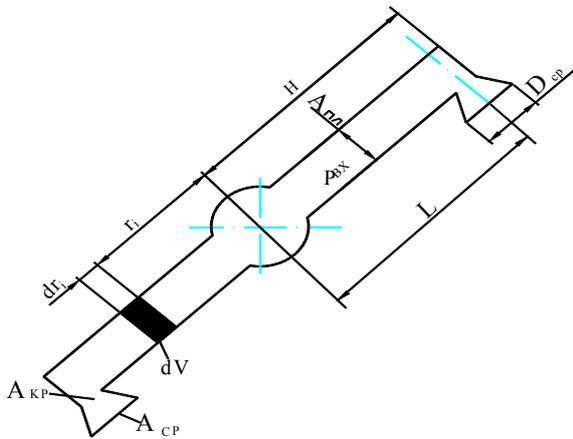


Рис. 2. Расчетная схема струйного двигателя

Объем dV можно выразить как $dV = A_{nl} dr$. Соответственно масса газа, заключенного в объеме dV , равна $dm = \rho A_{nl} dr$, где ρ – плотность газа в данном объеме. На выделенный объем действуют с одной стороны центробежная сила, а с другой – сила, создаваемая перепадом давления dp на участке dr и равная $F_p = A_{nl} dp$.

Приравняв эти силы, получаем

$$A_{nl} dp = \rho A_{nl} dr_i \omega^2 r. \quad (5)$$

Равенство сил, действующих на весь объем

газа в полости плеча, можно выразить как

$$\int_{P_{ex}}^{P_0} A_{nl} dp = \rho A_{nl} dr_i \omega^2 r.$$

Для изоэнтропного процесса плотность ρ выражается с учетом формулы Клапейрона-Менделеева формулой

$$\rho = \rho_{ex} \left(\frac{P}{P_{ex}} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{P_{ex}}{RT_0} \left(\frac{P}{P_{ex}} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

Подставляя выражение для ρ в (3) и разделяя переменные, можно записать

$$\rho^{\frac{1}{k}} dp = \frac{P_{ex}^{\frac{k-1}{k}}}{RT_0} \omega^2 r_i dr_i.$$

Интегрируя левую часть этого уравнения от P_{ex} до P_c , а правую – в пределах от 0 до L , получаем

$$\frac{k}{k-1} P_c^{\frac{k-1}{k}} - \frac{k}{k-1} P_{ex}^{\frac{k-1}{k}} = \frac{P_{ex}^{\frac{k-1}{k}}}{2RT_0} \omega^2 L^2.$$

Отсюда находим

$$P_c = P_{ex} \left(1 + \frac{k-1}{2k} \frac{L^2 \omega^2}{RT_0} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (6)$$

Ввиду того, что $nm_c V_{ср} L \gg n A_{ср} (P_{ср} - P_a) L$, так как $P_{ср}$ и P_a – соизмеримые величины ($P_{ср} \approx P_a$), вторым членом уравнения (1) можно пренебречь.

В формуле (3) отношение $P_{ср}/P_c$ на основании газодинамических функций для сопла Лавала [2] зависит от отношения $A_{ср}/A_{кр}$, которое вычисляется по формуле

$$\frac{A_{ср}}{A_{кр}} = \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \frac{1 - \varphi_c^2 \left[1 - \left(\frac{P_{ср}}{P_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\frac{2}{k+1} \varphi_c \frac{P_{ср}}{P_c} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{ср}}{P_c} \right)^{\frac{k-1}{k}}}} \times \left[1 - \frac{1}{\varphi_{кр}^2} \frac{k-1}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}}, \quad (7)$$

где φ_c – коэффициент скорости сопла, учитывающий потери на трение от неравномерности потока, потери вследствие отклонения потока в выходном сечении от осевого направления;

$\varphi_{кр}$ – коэффициент скорости сопла с учетом потерь только в сужающейся части.

При $\varphi_c = \varphi_{кр} = 1$ формула верна для идеального сопла.

В этом случае при соотношении $A_{ср}/A_{кр} = 2$ в соответствии с рис. 3 при $k = 1,4$ соотношение $P_{ср}/P_c = 0,1$, при $k = 1,27$ – $P_{ср}/P_c = 0,12$.

Оптимальное коническое сопло, в котором суммарный коэффициент скорости φ_c достигает максимума, получается при угле наклона $\alpha = 8 \dots 12^\circ$.

На практике с учетом реальных значений φ_c , $\varphi_{кр}$ и $A_{ср}/A_{кр} = 2$ при $k = 1,4$ соотношение $P_{ср}/P_c = 0,0928$, (~на 7% меньше) и при $k = 1,27$ соответственно $P_{ср}/P_c = 0,12$.

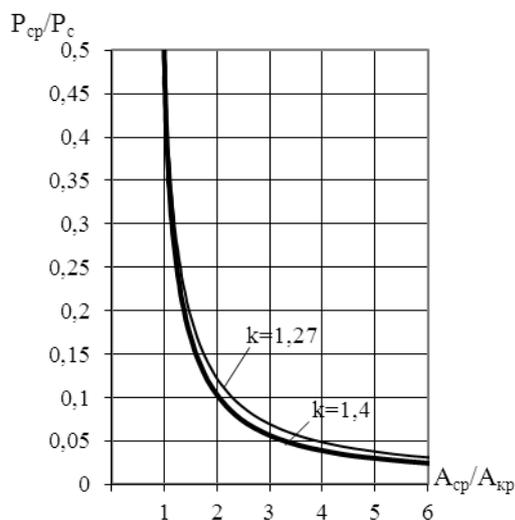


Рис. 3. Изменение $P_{ср}/P_c$ от степени расширения сопла

Для обеспечения сверхкритического режима течения газа через входные отверстия необходимо выдержать следующее соотношение [2]:

$$\beta_{кр} \leq \frac{A_{кр}}{A_{ср\max}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (8)$$

Для $k = 1,27 \dots 1,4$ $\beta_{кр} \approx 0,551 \dots 0,528$.

Принимаем степень расширения сопла

$A_{ср}/A_{кр} = 2$. При этом для уменьшения потерь на трение целесообразно принимать площадь сечения канала плеча ротора $A_{пл} = (2 \dots 4)A_{кр}$ [1].

Шариковинтовая передача осуществляет взаимосвязь вращательного движения, передаваемого от СД через редуктор, и линейного перемещения нагрузки.

Момент M , действующий на вращающуюся деталь (винт или гайку) для преодоления осевой нагрузки Q , можно записать как [3]

$$M_{ШВП} = F \frac{d}{2} = \frac{d}{2} Q \operatorname{tg} \varphi, \quad (9)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left(\frac{n_3 P}{\pi d} \right),$$

где φ – угол подъема резьбы;
 d – диаметр винта;
 P – шаг винта;
 n_3 – число заходов.

Момент вращающейся детали ШВП в нашем случае можно записать как

$$M_{ШВП} = M_{дв} i_{ред} \eta_{ред} \eta_{ШВП}. \quad (10)$$

Тогда значение силы, развиваемой ШВП, с учетом соотношения (9) запишем как

$$Q = \frac{2M_{дв}}{d \cdot \operatorname{tg} \varphi} i_{ред} \eta_{ред} \eta_{ШВП}, \quad (11)$$

где $i_{ред}$ – передаточное число редуктора;
 $\eta_{ред}$ – КПД редуктора;
 $\eta_{ШВП}$ – КПД шариковинтовой передачи.

Линейная скорость полезной нагрузки (при числе заходов $n=1$)

$$V = \frac{\omega_{ШВП} P}{2\pi}. \quad (12)$$

Учитывая, что для нашего случая скорость вращения винта ШВП

$$\omega_{ШВП} = \omega_{дв} / i_{ред},$$

где $\omega_{дв}$ – частота вращения струйного двигателя,

$$V = \frac{\omega_{дв} P}{i_{ред} 2\pi}. \quad (13)$$

Площадь проходного сечения пневматического распределительного устройства вычисляется из выражения

$$A_{\text{пру}} = \frac{nk_3 m_c}{\mu P_0 \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{1}{RT_0}}}, \quad (14)$$

где μ – коэффициент расхода ПРУ;
 k_3 – коэффициент запаса, учитывающий потери газа ($k_3=1,25 \dots 1,75$);
 n – число сопел СД, создающего движущий момент.

С учетом выражения (2) для массового расхода m_c и учитывая, что $P_{cp}/P_c = \beta_{кр}$, выражение (14) можно переписать как

$$A_{\text{пру}} \leq \frac{nk_3}{\mu} A_{кр} \beta_{кр}. \quad (15)$$

Мощность рабочего тела, подаваемая от газогенератора (источника питания) на один привод,

$$N = P_0 q, \quad (16)$$

где $q = m_2/\rho$; $\rho = P_0/RT_0$;
 ρ – плотность газа;
 m_2 – массовый расход на один привод,

$$m_2 = nk_3 m_c. \quad (17)$$

Подставив промежуточные значения величин в выражение (16), получим

$$N = m_2 RT_0. \quad (18)$$

Мощность, развиваемая СД, вычисляется по формуле

$$N_{сд} = M_{дв} \omega. \quad (19)$$

Мощность, развиваемая полезной нагрузкой, определяется как

$$N_{пол} = QV, \quad (20)$$

где Q и V вычисляются по формулам (11), (12).

Мощность, развиваемая полезной нагрузкой при достижении максимального заданного значения скорости, будет зависеть еще от коэффициента запаса по нагрузке на динамику.

Другими словами, необходимое значение Q определяется из соотношения

$$Q = k_{зн} P_n, \quad (21)$$

где $k_{зн}$ – коэффициент запаса, зависящий от состава нагрузки;
 P_n – суммарный полный состав нагрузки в соответствии с принципом Даламбера.

В соответствии с зависимостями (1)–(21), изложенными выше, была составлена программа на языке Турбо Паскаль.

Расчет движущего момента струйного двигателя $M_{дв}$ (и соответственно осевого усилия ШВП) проводится путем перебора значений угловой скорости вращения ротора струйного двигателя от 0 до предельного значения $\omega_{пр}$. При этом значение $\omega_{пр}$ определяется пересечением графика изменения момента с осью X. Точка пересечения с осью X характеризует вращение двигателя на холостом ходу. Значение скорости холостого хода ограничено паспортными данными на подшипники. При этом, как правило, при каких-то заданных конструктивных параметрах струйного двигателя, исходя из максимально допустимой скорости подшипников, для получения заданных выходных параметров в процессе расчета подбираются необходимые значения, например давления газа перед соплом P , передаточного числа редуктора i , расстояния от сопла до оси вращения ротора L и др.

Исходные данные для расчетов:

$n=1, n_n=2, L=0,05$ м, $A_{кр}=10^{-5}$ м², $P_{кр}=3,5 \cdot 10^6$ Па, $k_{зн}=1,5, k=1,27, R=403,53$ Дж/(кг·К), $T_0=1264$ К, $P_{cp}/P_c=0,12, k_{л.в}=1, C_x=0,6, \rho_a=1,29$ кг/м³, $\delta=2,5 \cdot 10^{-4}$ м, $i_{ред}=15, \eta_{ред}=0,857, \eta_{ШВП}=0,95, P=5,0 \cdot 10^{-3}$ об/мин, $\varphi=0,049720, d=0,032$ м, $\mu=0,85$.

Скорость движения штока привода должна быть не менее 0,29 м/с при противодействующей нагрузке 16000 Н.

Принятое значение плотности окружающего газа $\rho_a=1,29$ кг/м³ дает завышенное значение потерь энергии, обусловленных сопротивлением воздуха. Фактическое значение плотности исходя из выражения $\rho_a = P/RT$ зависит от точности задания давления P , газовой постоянной R и температуры T . В свою очередь, давление P будет зависеть от давления окружающей среды, конструкции окон, соединяющих внешнюю

среду с внутренним объемом оболочки, в которой вращаются сопла струйного двигателя. Окончательное значение потерь можно уточнять путем изменения ρ_a и $k_{l.c.в}$ после верификации в результате экспериментов или расчетов в пакете ANSYS.

Результаты расчетов представлены на рис. 4 – 6.

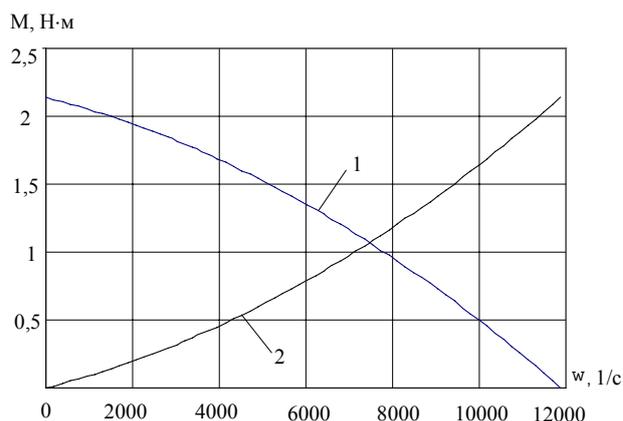


Рис. 4. Моментная характеристика струйного двигателя:
1 – движущий момент струйного двигателя;
2 – момент сопротивления

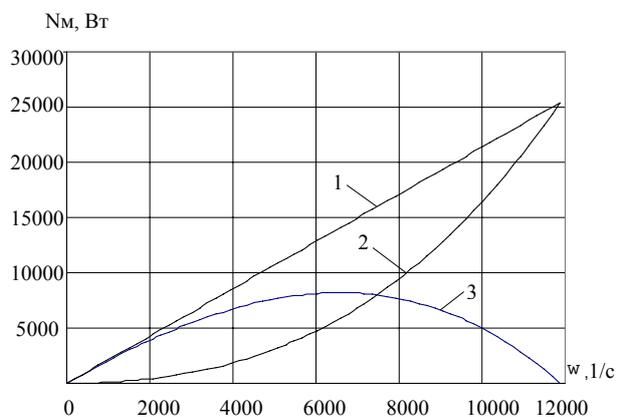


Рис. 5. Изменение мощности струйного двигателя от изменения скорости вращения:
1 – общая мощность; 2 – мощность сопротивления;
3 – полезная мощность

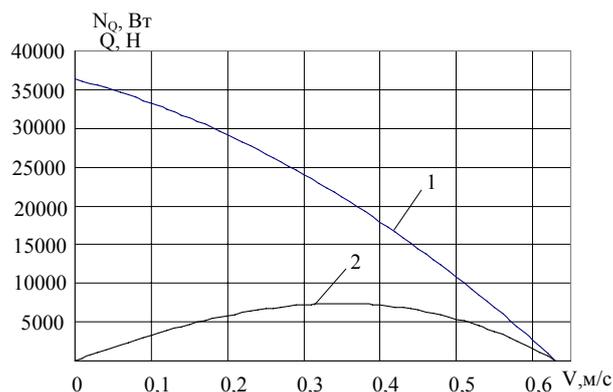


Рис. 6. Статические характеристики привода со струйным двигателем:

1 – изменение усилия Q от скорости; 2 – изменение развиваемой мощности N_Q от изменения скорости

По программе расчета получены следующие параметры привода со струйным двигателем:

- коэффициент сопротивления окружающего воздуха $k_{c.в}=8,3 \cdot 10^{-9}$ кг·м²;
- скорость газа на срезе сопла $V_{cp}=1319,52$ м/с;
- максимальный расход газа через одно сопло без утечек $m_c=35$ г/с;
- необходимый максимальный массовый расход от газогенератора на один привод (с учетом утечек, которые могут составлять половину от полезного расхода) $m_g \approx 52,5$ г/с;
- максимально необходимая мощность газогенератора (при массовом расходе рабочего тела $m_g=52,5$ г/с), подводимая на один привод $N_g=24813$ Вт;
- максимальное значение крутящего момента струйного двигателя $M_{об}=2,14$ Н·м;
- скорость холостого хода вращения струйного двигателя $\omega_x=11886$ с⁻¹ (113503 об/мин);
- линейная скорость холостого хода привода $V_x=0,63$ м/с;
- максимальное давление перед соплом Лаваля $P_{ax}=3,5$ МПа;
- максимальное давление, подаваемое на струйную трубку,

$$P_0 = \frac{P_{ax}}{\beta_{кр}} = \frac{3,5 \cdot 10^6}{0,55} = 6,36 \text{ МПа};$$

– площадь проходного сечения ПРУ не менее $9,7$ мм².

В данном расчетном случае при скорости $V=0,29$ м/с привод развивает усилие $Q=24616$ Н при $k_{zn}=1,5$.

Верификация расчетов статических характеристик проводилась расчетом этих характеристик в пакете ANSYS CFX.

Задача решалась методом конечных объемов. Для этого в программном пакете ANSYS CFX по представленным чертежам пневматического привода были построены расчетные модели проточных частей газового привода со струйной трубкой.

В задаче рассматривалось турбулентное течение идеального газа с постоянными свойствами с использованием $k-\varepsilon$ модели турбулентности. В качестве граничных условий принимались: температура газа 1264 К, статическое давление газа на входе в газораспределитель от 6 до 8 МПа, на выходе из агрегата задавалось атмосферное давление, частота вращения колеса – от 0 до 70000 об/мин.

Расчеты проведены в стационарной и нестационарной постановках. Стационарные расчеты проводились для одного положения ротора относительно статора. В нестационарной постановке задачи учитывалось изменение положения ротора относительно статора во времени при вращении.

В обоих случаях учитывалось взаимодействие рабочей среды с сегнеровым колесом при его вращении с заданной угловой скоростью.

В результате проведенной работы получены параметры работы сегнера колеса в составе газового привода на различных оборотах и при различных входных давлениях в стационарной постановке задачи. Также получены параметры работы газового привода при нестационарном расчете (для режима – 50000 об/мин и давления на входе в газовый распределитель 6 МПа).

В таблице приведены для сравнения значения параметров СД в соответствии с проведенным вариантом расчета по математическим соотношениям и расчетом в пакете ANSYS.

Параметры струйного двигателя, рассчитанные в пакете ANSYS и по формулам

Параметры СД	Расчет в пакете ANSYS	Расчет по формулам
Крутящий момент, создаваемый СД при $\omega=0$, Н·м	2,04	2,14
при $\omega=50000$ об/мин (5236 с ⁻¹)		
Давление газа перед соплом Лавалья, МПа	3,53	3,5
Давление газа на входе в струйную трубку, МПа	6,37	6,36
Расход газа через активное сопло, г/с	30,81	32,4
Общая мощность СД, кВт	10,85	11,21
Потери на гидродинамическое сопротивление, кВт	3,174	3,424
Полезная мощность, кВт	7,678	7,788

Расчеты в пакете ANSYS показали идентичность результатов. Количество машинного времени при расчетах по алгебраическим соотношениям более чем на два порядка меньше в сравнении с расчетами в пакете ANSYS.

Трансформация характеристик струйного двигателя при работе в вакууме с учетом центробежных сил в роторе по формуле (6) для варианта $n=1$, $n_r=1$ приведена на рис. 7.

Эта трансформация обусловлена двумя факторами: отсутствием сопротивления воздуха и влиянием центробежных сил при вращении ротора СД. Реализация такого изменения статической характеристики возможна при работе подшипников до 300000 об/мин.

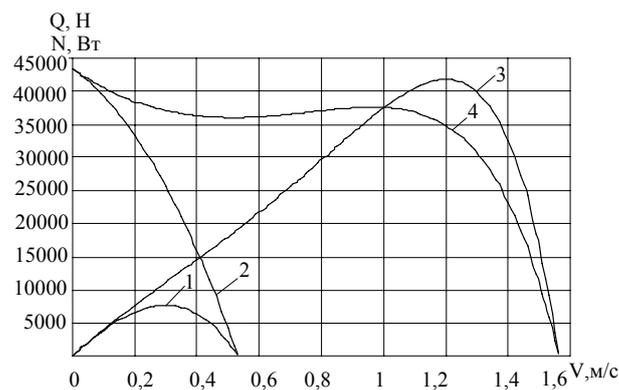


Рис. 7. Изменение мощности и усилия привода от скорости:

1, 2 – мощность и усилие с учетом сопротивления газа; 3, 4 – мощность и усилие без учета сопротивления газа

Выводы

Полученные математические соотношения для расчета статических характеристик пневматического привода со струйным

двигателем могут быть достоверно использованы при выборе его конструктивных параметров.

Окончательное уточнение характеристик пневмопривода проводится на этапе математического моделирования с учетом динамических процессов и с последующей верификацией экспериментальными методами.

Список использованной литературы

1. Пневмопривод систем управления летательных аппаратов / В.А. Чашин, О.Т. Камладзе, А.Б. Кондратьев и др. – М.: Машиностроение, 1987.– 248 с.
2. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
3. Павлов Б.И. Шариковинтовые механизмы в приборостроении. – М.: Машиностроение, 1968. – 121 с.

Статья поступила 25.06.2014