

УДК 629.7.064

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ЗАЕДАНИЯ ЗОЛОТНИКОВЫХ ПАР АВИАЦИОННЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

© 2015 А. М. Гареев, И. А. Попельнюк

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Статья посвящена изучению процесса заедания золотниковых пар авиационных гидроприводов под действием частичек загрязнения, содержащихся в рабочих жидкостях гидравлических систем воздушных судов. Рассмотрен механизм воздействия этих частичек на гидропривод. Детально проанализирован процесс развития заедания. По результатам анализа разработаны две методики, позволяющие оценить состояние золотниковой пары, а также спрогнозировать появление отказа. Первая из них основана на непосредственном замере величины зазора в золотниковой паре гидропривода в процессе ремонта. Для её реализации необходимо аналитическим путём определить величину минимально допустимого зазора, обеспечивающего устойчивую работу агрегата во всём диапазоне давлений в гидравлической системе. Вторая методика является менее трудоёмкой (но и менее точной) по сравнению с первой и основывается на измерении значения макропараметра гидропривода, изменение которого связано с изменением величины зазора в золотниковой паре в процессе эксплуатации. Предварительно необходимо определить зависимость выбранного макропараметра от величины зазора в золотниковой паре. Реализация описанных методик позволит существенно повысить экономический эффект от использования воздушных судов путём сокращения расходов и времени их простоя во время ремонта.

Гидравлическая система, рабочая жидкость, частички загрязнения, гидравлический привод, заедание золотниковых пар, зазор, оценка и прогнозирование технического состояния.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-2-59-69

Воздушный транспорт имеет ряд особенностей, одна из которых заключается в том, что даже незначительная неисправность, возникшая на борту воздушного судна (ВС) в полёте, может привести к авиационному происшествию. Поэтому к воздушным судам предъявляются особые повышенные требования, связанные с обеспечением их надёжности и безотказности. Несмотря на все меры, в гидросистеме (ГС) ВС возникает множество отказов и неисправностей, некоторые из которых могут привести к серьёзным авиационным инцидентам, авариям и даже катастрофам. Эти отказы и неисправности вызваны различными факторами, одним из которых является повышенная загрязнённость рабочей жидкости (РЖ) гидросистемы. Особенно чувствительны к чистоте РЖ золотниковые пары гидроагрегатов. Под действием частичек загрязнения в них могут возникать характерные неисправности и отказы, такие как заедание и заклинивание. Рассмотрим процесс разви-

тия заедания на примере типовой золотниковой пары.

Одним из основных параметров золотниковой пары, определяющих её качество, является трение при движении и при страгивании золотника с места. В работе [1] подробно рассмотрен вопрос зависимости силы трения в золотниковых парах от различных факторов. При нарушении цилиндричности пары и при наличии начального эксцентриситета осей золотника и гильзы появляется радиальная неуравновешенная сила, стремящаяся сместить золотник к гильзе, тем самым вызывая недопустимое увеличение сил трения в паре и в итоге заедание золотника в гильзе.

Величина неуравновешенной радиальной силы рассчитывается по формуле:

$$f_{pad} = \frac{\pi l r h \Delta p}{2e} \left(1 - \frac{2s + h}{\sqrt{(2s + h)^2 - 4e^2}} \right), \quad (1)$$

где $f_{рад}$ – неуравновешенная радиальная сила; l – длина пояска золотника; r – радиус золотника; Δp – перепад давления на пояске золотника; e – эксцентриситет; h – конусность; s – величина зазора между золотником и гильзой со стороны основания конуса.

Конусность h в золотниковой паре образуется вследствие деформации поверхностей золотниковой пары частичками загрязнений, попавшими в зазор между

ними. ГОСТ 17216-2001 устанавливает классы чистоты рабочей жидкости в зависимости от содержания в ней частичек загрязнения. Условно можно разделить диапазон классов чистоты рабочей жидкости из ГОСТа по четырём основным типам состояний ГС: первоначальное (идеальное), нормальное, предотказное и отказ [2], [3]. Данное разделение представлено в табл. 1.

Таблица 1. Состояние рабочей жидкости ГС ВС

Тип состояния ГС	Класс чистоты по ГОСТу 17216-2001	В соответствии с ГОСТом 17216-2001						
		Число частиц загрязнений в объёме жидкости $100 \pm 5 \text{ см}^3$, при размере частиц, мкм, не более						
		5 – 10	10 – 25	25 – 50	50 – 100	100 - 200	Волокна	
Первоначальное (исходное)	5	500	250	25	4	1	-	-
	6	1000	500	50	6	2	1	0,000032
Нормальное	7	2000	1000	100	12	4	2	0,000064
	8	4000	2000	200	25	6	3	0,000125
Предотказное	9	8000	4000	400	50	12	4	0,00025
	10	16000	8000	800	100	25	5	0,0005
Отказ	11	31500	16000	1600	200	50	10	0,001
	12	63000	31500	3150	400	100	20	0,002

Как видно из табл. 1, даже до начала эксплуатации (при разливе, транспортировке и заправке) в рабочей жидкости содержится некоторое количество загрязнений, которое непрерывно растёт в процессе эксплуатации. Эти частички циркулируют вместе с рабочей жидкостью по гидросистеме и неизбежно попадают в зазоры между деталями золотниковых пар. Кроме того, надо учитывать, что поверхность любого твёрдого тела волниста. Трущиеся поверхности золотника и гильзы изготав-

ливают с чистотой в пределах 8-11 классов, для которых по ГОСТ 2789-59 высота неровностей достигает значений соответственно 3,2-0,4 мкм. В качестве материалов применяют хрупкие, а не пластичные, для того, чтобы исключить внедрение в поверхность частичек загрязнения с образованием вспучиваний. При попадании в зазор золотниковой пары частиц соизмеримого размера и большей твёрдости образуется дополнительная стружка. Другие, менее твёрдые частицы, приводят к

упругому деформированию деталей пары. Частицы с большим размером будут разрушаться об острую переднюю кромку золотника на более мелкие и оказывать аналогичное воздействие, либо пластически её деформировать, тем самым закупоривая зазор. Таким образом, механизм нарушения цилиндричности поверхностей золотника и гильзы заключается в воздействии на них частичек загрязнений различных размеров и твёрдости (рис. 1).

Кроме того, согласно данным работы [1] на величину неуравновешенной радиальной силы существенное влияние оказывает эксцентричное расположение золотника в гильзе, которое появляется в процессе сборки пары ввиду малых размеров золотника и гильзы и микронных зазоров между ними.

На основании вышеизложенного рассмотрим механизм развития заедания золотниковой пары (рис.2). Описание процесса производится на примере одного пояска золотника, изображённого на рис.1.

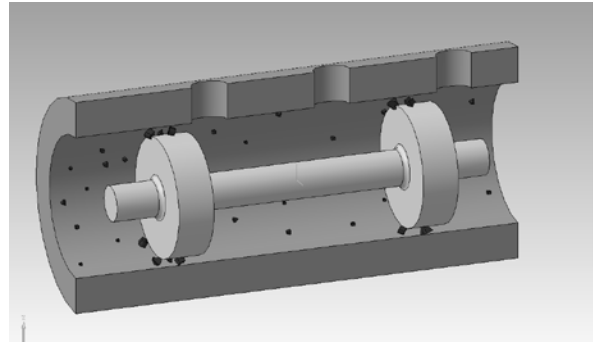


Рис. 1. 3D модель золотниковой пары под воздействием частичек загрязнения

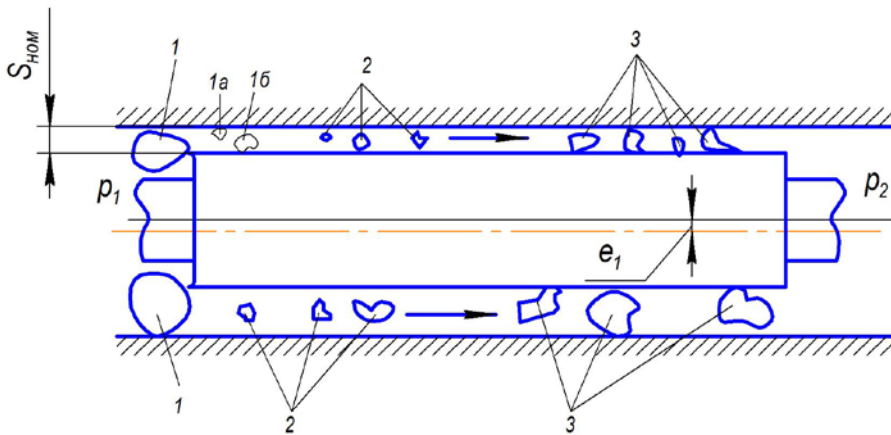


Рис.2. Первый этап развития заедания золотниковой пары

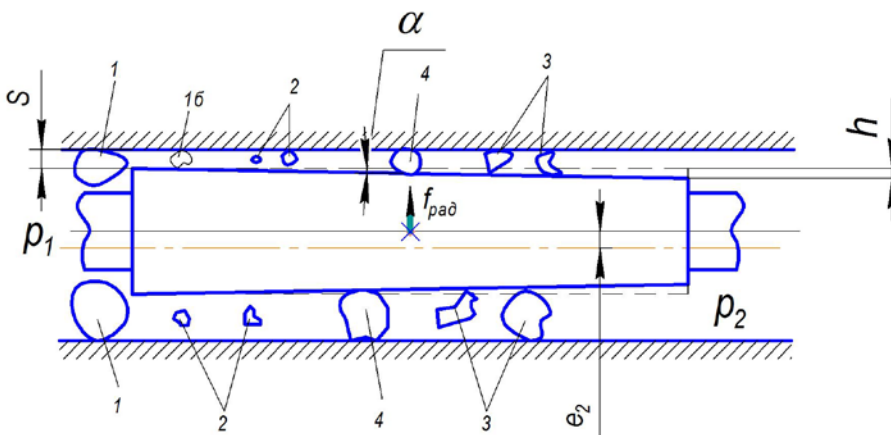


Рис.3. Второй этап развития заедания золотниковой пары

При сборке золотник установлен в гильзе с некоторым номинальным зазором $s_{ном}$ и эксцентриситетом e_1 . На золотник действует перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_1$. В рабочей жидкости присутствовали частицы загрязнений различного размера. В процессе эксплуатации крупные частицы 1 раскалывались об острую кромку на более мелкие (1а и 1б), увеличивая концентрацию опасных частиц. Частички 2, размер которых меньше зазора, проходили беспрепятственно, однако при контакте с поверхностями деталей пары деформировали их. Основная масса частичек 3, размер которых соизмерим с зазором, проходя между золотником и гильзой, способствовала интенсивному износу их поверхностей. Таким образом, с течением времени произошло нарушение цилиндричности поверхностей золотника и гильзы, вы-

разившееся в том, что золотник приобрёл конусность h (рис.3).

Из-за этого возникла неуравновешенная радиальная сила, смещающая золотник к гильзе, тем самым увеличивая эксцентриситет между их осями и уменьшая зазор между ними. Вследствие достаточно высокой поверхностной твёрдости деталей пары процесс снятия материала с поверхности обладает малой интенсивностью, из-за чего некоторые частицы 4, попадая в зазор, застревали между золотником и гильзой.

На третьем этапе (рис. 4) количество застрявших в зазоре частиц 4 увеличивалось, т.е. произошло явление зарастивания зазора по всей длине пояска. Силы трения в паре при этом возросли и при определённом минимально допустимом значении зазора превысили силу, потребную для перемещения золотника, что и привело к его заеданию в гильзе.

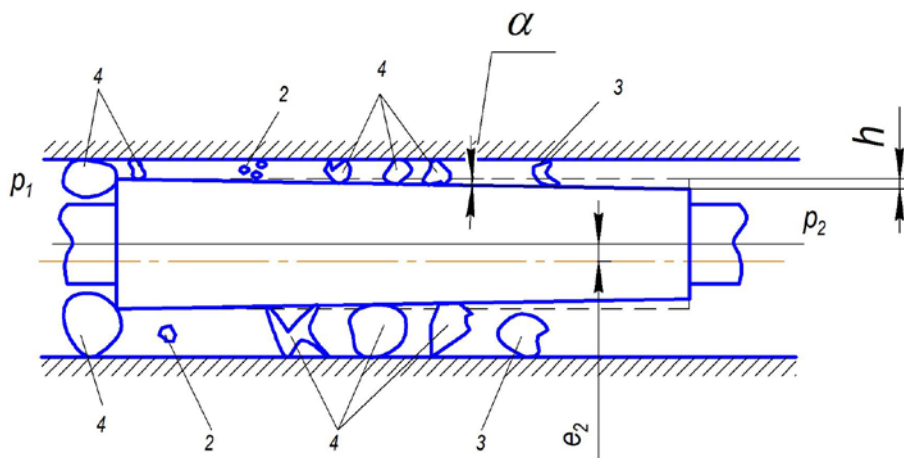


Рис.4. Третий этап развития заедания золотниковой пары

В настоящее время золотниковые пары широко применяются в гидравлических агрегатах различного назначения, в частности в гидравлических приводах. С практической точки зрения изложенный выше механизм заедания интересен тем, что зная характеристики пары и усилие страгивания золотника, оговоренное в инструкции по эксплуатации ВС, возможно рассчитать минимально допустимый зазор, при котором сохраняется работоспо-

собность пары. Поэтому на этапе ремонта и испытаний путём контроля величины зазора можно прогнозировать состояние золотниковой пары и гидропривода в целом.

В качестве примера произведён расчёт минимально допустимого зазора для золотниковой пары ручного управления гидравлического привода КАУ-30Б, применяемого в каналах управления вертолёта Ми-8. Исходные данные для расчёта

взяты на основе разборки указанного агрегата в процессе ремонта на одном из авиаремонтных заводов: $e = 0,000006$ м – эксцентриситет; $h = 0,000017$ м – конусность поверхностей золотниковой пары; $s_{ном} = 0,00001$ м – номинальный зазор; $l = 2 \cdot 0,006$ м – длина пояска золотника (в золотниковой паре гидропривода КАУ-30Б применён золотник с двумя поясками); $r = 0,005$ м – радиус золотника.

Рабочее давление в гидравлической системе вертолёта Ми-8 при её штатной работе поддерживается в диапазоне 4,5-6,5 МПа [3]. Исходя из этого рассчитаем величину радиальной силы и силы трения в паре при перепаде давления в паре (перепаде давления на пояске золотника) от минимального $\Delta p_{min} = 4,5$ МПа до максимального $\Delta p_{max} = 6,5$ МПа.

Противодействовать движению золотника будет сила трения F_{mp} , которая рассчитывается по формуле: $F_{mp} = f_{рад} \cdot \mu \cdot \cos \alpha$, где μ – коэффициент трения, который с учётом вязкости и давления жидкости принимаем равным $\mu = 0,34$, а угол α – угол между поверхностью золотника и гильзы, образовав-

шийся вследствие появления конусности золотника (его величиной можно пренебречь ввиду крайней малости). Как видно из формулы, она зависит от величины неуравновешенной радиальной силы $f_{рад}$ – силы, прижимающей золотник к гильзе.

Результаты расчёта изменения силы трения в зависимости от зазора в золотниковой паре с использованием формулы 1 приведены в табл. 2 и показаны на рис. 5.

Линия (3) соответствует максимальной силе, равной 120 Н (12 кгс), согласно [4], которую необходимо затратить пилоту для страгивания золотника. Видно, что при величине зазора от 2,3 мкм и менее при высоком давлении, а также при величине зазора от 1 мкм и менее при низком давлении в паре сила трения по величине превышает страгивающую осевую силу и происходит заклинивание золотниковой пары. Соответственно минимальный зазор в данной паре, при котором сохраняется её работоспособность, должен быть больше 2,3 мкм. Поэтому если наблюдается тенденция уменьшения зазора и приближения его значения к 2,3 мкм, можно выдвинуть предположение, что в скором времени произойдёт отказ.

Таблица 2. Результаты расчёта изменения силы трения в зависимости от зазора в паре

Зазор, мкм	Сила трения, Н				Зазор, мкм	Сила трения, Н			
	f_{min}	F_{min}^{mp}	f_{max}	F_{max}^{mp}		f_{min}	F_{min}^{mp}	f_{max}	F_{max}^{mp}
10	68,63	23,33	99,13	33,71	4,5	152,83	51,96	220,75	75,05
9,5	72,86	24,77	105,24	35,78	4	168,03	57,13	242,71	82,52
9	77,50	26,35	111,94	38,06	3,5	185,80	63,17	268,38	91,25
8,5	82,61	28,09	119,32	40,57	3	206,81	70,31	298,72	101,57
8	88,27	30,01	127,49	43,35	2,5	231,94	78,86	335,03	113,91
7,5	94,55	32,15	136,57	46,43	2,3	243,42	82,76	351,61	120,55
7	101,55	34,53	146,69	49,87	2	262,48	89,24	379,14	128,91
6,5	109,40	37,20	158,03	53,73	1,5	300,26	102,09	433,71	147,46
6	118,25	40,20	170,80	58,07	1	348,07	121,34	502,77	170,94
5,5	128,27	43,61	185,28	62,99	0,5	410,33	139,51	592,70	201,52
5	139,70	47,50	201,78	68,61					

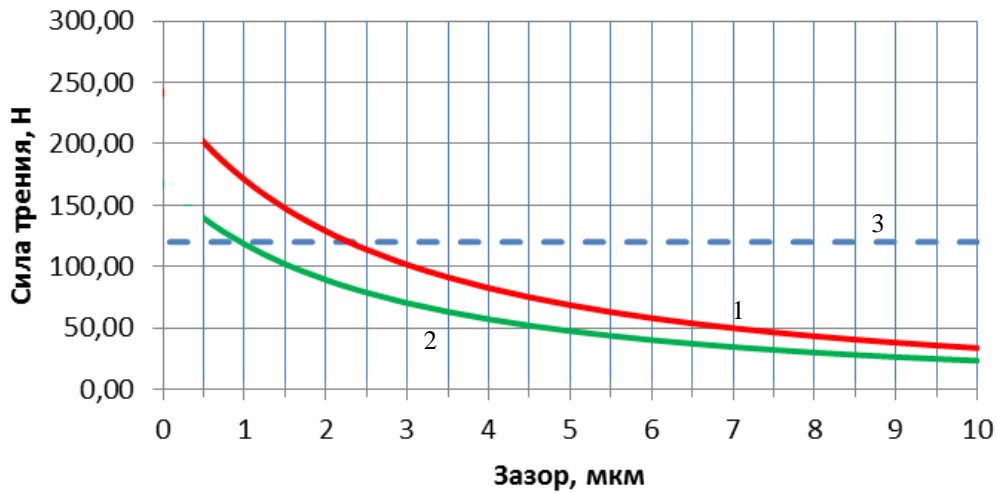


Рис. 5. Зависимость величины силы трения от зазора:

- 1 – сила трения в паре при $\Delta p = 6,5$ МПа ,
 2 – сила трения в паре при $\Delta p = 4,5$ МПа ,
 3 – максимальное усилие для страгивания золотника

Такой метод оценки и прогнозирования технического состояния золотниковой пары является хоть и точным, но затратным с точки зрения трудоёмкости работ. Альтернативный способ оценки степени зарастивания зазора заключается в контроле значения некоторого более удобного для измерения параметра, величина которого будет изменяться в зависимости от изменения зазора в золотниковой паре. Из всего наименования параметров гидропривода КАУ-30Б, подлежащих ис-

пытанию и регулировке, представленного в [5], таким параметром является среднее время движения исполнительного штока из одного крайнего положения в другое.

Поэтому необходимо установить связь между временем движения штока и степенью зарастивания зазора в золотниковой паре ручного управления. С этой целью рассмотрим модель золотника ручного управления гидропривода КАУ-30Б совместно с действующими на него силами (рис. 6).

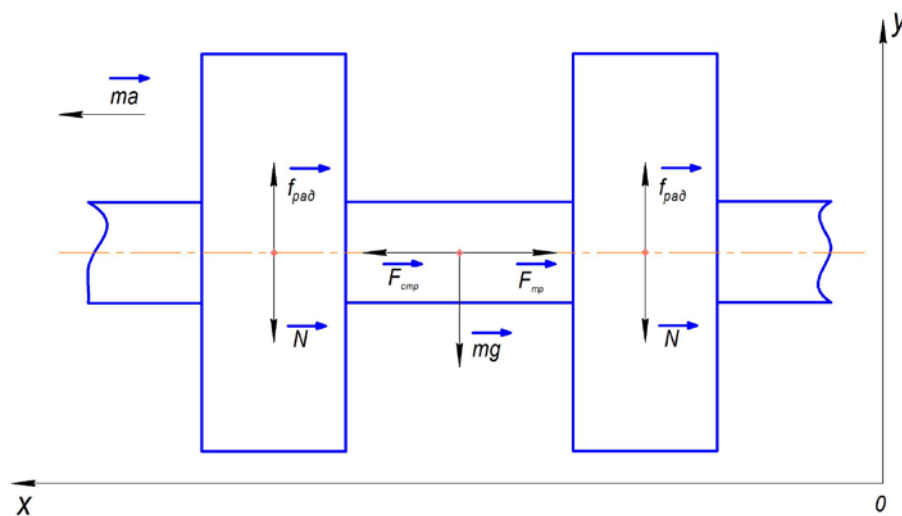


Рис. 6. Модель золотника ручного управления совместно с действующими силами

На золотник действуют следующие силы: сила реакции опоры N , сила тяжести mg , радиальная неуравновешенная сила f_{pad} , сила воздействия со стороны пилота F_{cmp} и сила трения F_{mp} . Стоит отметить, что f_{pad} и N действуют на каждый поясok золотника, а суммарное приложение этих сил учтено тем, что в формуле для расчёта величины f_{pad} (1) берётся удвоенная длина пояска. В результате действия этих сил золотник приобретает ускорение a .

В векторной форме равновесие сил можно записать в следующем виде:

$$\vec{mg} + \vec{N} + \vec{f}_{pad} + \vec{F}_{cmp} + \vec{F}_{mp} + \vec{ma} = 0.$$

Найдём проекции указанных сил на оси координат:

$$OY: f_{pad} - N - mg = 0 \Rightarrow N = f_{pad} - mg; \quad (2)$$

$$OX: F_{cmp} + ma - F_{mp} = 0 \Rightarrow a = \frac{F_{cmp} - F_{mp}}{m}. \quad (3)$$

Из выражения (2) следует равенство радиальной неуравновешенной силы силе реакции опоры при условии, что величиной mg можно пренебречь ввиду её малости по сравнению с f_{pad} .

Из выражения (3) следует, что ускорение золотника определяется силой трения в паре, которая с уменьшением зазора увеличивается (рис. 5).

Движение золотника в гильзе можно считать равноускоренным. Поэтому

$$S = v_0 t + \frac{at^2}{2}, \quad (4)$$

где S – полный ход золотника из одного крайнего положения в другое; v_0 – начальная скорость золотника (в рассматриваемом случае $v_0 = 0$); a – ускорение золотника; t – время.

Выразим из (4) время и подставим выражение для ускорения из формулы (3):

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot S \cdot m}{F_{cmp} - F_{mp}}}. \quad (5)$$

Выражение (5) представляет собой зависимость времени движения золотника от силы трения, т.е. фактически от величины зазора в паре.

Принцип работы гидропривода основан на том, что при перемещении золотника в ту или иную сторону открываются соответствующие каналы в гильзе, по которым жидкость, под давлением попадая в ту или иную полость силового цилиндра, перемещает исполнительный шток. Поэтому при перемещении золотника ручного управления перемещается и исполнительный шток, но с некоторой задержкой, которая учитывается коэффициентом k_{zad} . Значение указанного коэффициента для исследуемого гидропривода было определено экспериментальным путём на базе лабораторного оборудования кафедры эксплуатации авиационной техники СГАУ. Для минимального перепада давления $k_{zad} = 6 \cdot 10^2$, а для максимального – $k_{zad} = 5 \cdot 10^2$. Таким образом, время перемещения исполнительного штока $t_{ини}$ определяется следующим образом:

$$t_{ини} = k_{zad} \cdot t. \quad (6)$$

С использованием (5) и (6) были проведены расчёты зависимости зазора в золотниковой паре ручного управления от времени движения исполнительного штока для минимального и максимального давления в системе.

В соответствии с конструкторской документацией на вертолёт Ми-8 полный ход золотника $S = 1,2 \text{ мм} = 0,0012 \text{ м}$, а его масса $m = 52 \text{ г} = 0,052 \text{ кг}$. Результаты расчёта для минимального давления приведены в табл. 3, для максимального – в табл. 4, а также показаны на рис.7 и 8 соответственно.

Таблица 3. Результаты расчёта времени движения исполнительного штока в зависимости от зазора в золотниковой паре ручного управления при минимальном давлении в системе 4,5 МПа

Зазор, мкм	Время движения исполнительного штока, с	Зазор, мкм	Время движения исполнительного штока, с	Зазор, мкм	Время движения исполнительного штока, с
5	0,787	3,5	0,889	2	1,209
4,75	0,799	3,25	0,917	1,75	1,349
4,5	0,813	3	0,951	1,5	1,584
4,25	0,828	2,75	0,992	1,25	2,090
4	0,845	2,5	1,045	1,05	5,208
3,75	0,866	2,25	1,114		

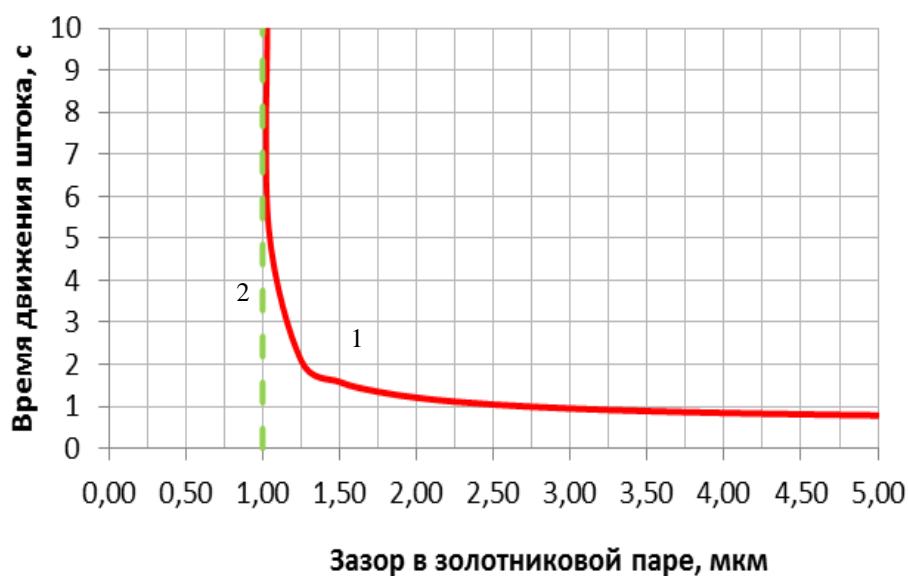


Рис. 7. Зависимость времени движения исполнительного штока от зазора в золотниковой паре ручного управления при давлении в системе 4,5 МПа:
 1 – зависимость времени движения штока от зазора в паре;
 2 – зазор, при котором происходит заклинивание пары

Таблица 4. Результаты расчёта времени движения исполнительного штока в зависимости от зазора в золотниковой паре ручного управления при максимальном давлении в системе 6,5 МПа

Зазор, мкм	Время движения исполнительного штока, с	Зазор, мкм	Время движения исполнительного штока, с
6	0,710	3,75	0,968
5,5	0,740	3,5	1,042
5	0,779	3,25	1,145
4,75	0,804	3	1,301
4,5	0,833	2,75	1,577
4,25	0,869	2,5	2,263
4	0,912		

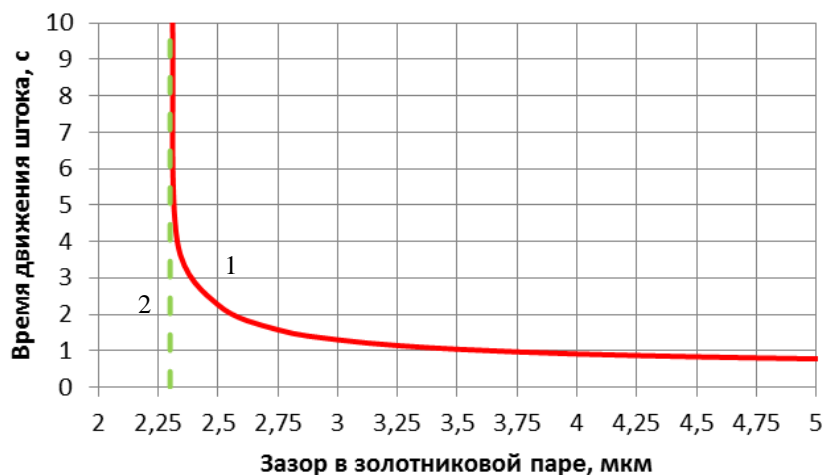


Рис. 8. Зависимость времени движения исполнительного штока от зазора в золотниковой паре ручного управления при давлении в системе 6,5 МПа:
 1 – зависимость времени движения штока от зазора в паре,
 2 – зазор, при котором происходит заклинивание пары

Из графиков, представленных на рис.7 и 8, видно, что при значении величины зазора в золотниковой паре, меньшем критического или равном ему (1 мкм для $\Delta p_{\min} = 4,5$ МПа и 2,3 мкм для $\Delta p_{\max} = 6,5$ МПа), время движения исполнительного штока стремится к бесконечности, т.е. происходит заедание золотниковой пары. В качестве допустимого значения времени движения исполнительного штока выбираем наименьшее из двух значений ($t_{\text{шт}}^{\Delta p=4,5 \text{ МПа}} = 5,20$ с и $t_{\text{шт}}^{\Delta p=6,5 \text{ МПа}} = 2,26$ с), полученных в результате расчётов при различных перепадах давления в ГС – $t_{\text{шт}}^{\text{дон}} \approx 2,26$ с.

Таким образом, если при проведении испытаний гидропривода величина среднего времени движения штока из одного крайнего положения в другое составляет 2,26 с и более, можно выдвинуть гипотезу о критическом уменьшении зазора в золотниковой паре и скором возникновении отказа в ней.

Данную методику диагностирования состояния золотниковой пары ручного управления гидравлического привода КАУ-30Б возможно реализовать при проведении испытаний агрегата на базе оборудования кафедры эксплуатации авиационной техники СГАУ.

Библиографический список

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие. М.: Машиностроение, 1971. 671 с.
2. Гареев А.М., Злобина Ю.П., Попельнюк И.А., Гареев Т.М. Упреждающее обслуживание гидравлических систем летательных аппаратов. Самара: Самарский научный центр РАН, 2014. 168 с.
3. ГОСТ 17216 - 2001. Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей. Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2001. 11 с.
4. Данилов В.А. Вертолет Ми-8. Устройство и техническое обслуживание: М.: Транспорт, 1988. 278 с.
5. Данильченко А.И., Каршин Д.В, Таммекиви И.В. Испытание и регулирование гидравлического усилителя КАУ-30Б: методические указания к лабораторной работе. Самара: СГАУ, 2002. 48 с.

Информация об авторах

Гареев Альберт Минеасхатович, кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации авиационной техники, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: gareevalbert@mail.ru. Область научных интересов: контроль и техническая диагностика состояния гидравлических комплексов летательных аппаратов.

Попельнюк Илья Александрович, аспирант, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: osni204@yandex.ru. Область научных интересов: контроль и техническая диагностика состояния гидравлических комплексов летательных аппаратов.

INVESTIGATION OF THE SEIZING MECHANISM OF AVIATION HYDRAULIC DRIVE SPOOL-AND-SLEEVES

©2015 A. M. Gareyev, I. A. Popelniuk

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper is devoted to the study of the process of seizure of spool-and-sleeve pairs of aviation hydraulic drives under the influence of contamination particles contained in working fluids of aircraft hydraulic systems. The mechanism of the particles' action on the hydraulic drive is discussed. The process of seizure development is analysed in detail. Two techniques based on the analysis of the results are proposed that make it possible to estimate the state of the spool-and-sleeve. The first one is based on direct measurement of the gap in the spool-and-sleeve of the hydraulic drive during repair. To implement the technique it is necessary to analytically determine the minimal allowed size of the gap that would provide stable functioning of the unit over the whole pressure range of the hydraulic system. The second technique is less labour-intensive (but also less precise) in comparison to the first one and is based on the measurement of the hydraulic drive macroparameter the variation of which depends on the change of the gap size in the spool-and-sleeve during maintenance. It is necessary to determine the dependence of the macroparameter chosen on the size of the spool-and-sleeve gap. Implementation of the described techniques will improve economic efficiency of aircraft usage by reducing the costs and the idle time in repair.

Hydraulic system, working fluid, contamination particles, hydraulic drive, jam of the spool-and-sleeve, gap, evaluation and prediction of the technical condition.

References

1. Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika: spravochnoe posobie* [Engineering hydraulics: reference manual]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1971. 671 p.
2. Gareyev A.M., Zlobina Y.P., Popelniuk I.A., Gareyev T.M. *Uprezhdayushchee obsluzhivanie gidravlicheskih system letatel'nykh apparatov* [Proactive maintenance of aircraft hydraulic systems]. Samara: Samarskiy nauchnyy tsentr RAN Publ., 2014. 168 p.
3. GOST 17216-2001. Industries purity. Grades of liquids purity. Minsk: Mezghosudarstvennyy sovet po standartizatsii, metrologii i sertifikatsii Publ., 2001. 11 p. (In Russ.)
4. Danilov V.A. *Vertolet Mi-8. Ustroystvo i tekhnicheskoe obsluzhivanie* [Helicopter Mi-8. Design and maintenance]. Moscow: Transport Publ., 1988. 278 p.
5. Danil'chenko A.I., Karshin D.V., Tammekivi I.V. *Ispytanie i regulirovanie gidravlicheskogo usilitelya KAU-30B*

metodicheskie ukazaniya k laboratornoy rabote [Testing and control of the KAU-30B hydraulic drive: guidelines for laboratory work]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2002. 48 p.

About the authors

Gareyev Albert Mineaskhatovich, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Aircraft Maintenance Department, Samara State Aerospace University, Russian Federation. E-mail: gareevalbert@mail.ru. Area of Research: testing and technical diagnostics of the state of aircraft hydraulic systems.

Popelniuk Ilya Alexandrovich, postgraduate student, Samara State Aerospace University, Russian Federation. E-mail: osni204@yandex.ru. Area of Research: testing and technical diagnostics of the state of aircraft hydraulic systems.