

УДК 62-381.2

К РАСЧЕТУ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА ВТУЛКИ НЕСУЩЕГО ВИНТА ВЕРТОЛЁТА

Ю.А. БОРИСОВ, Б.А. СОЛОВЬЁВ

В статье рассмотрен пример внедрения математического моделирования в практику капитального ремонта агрегатов гидравлической системы вертолёт. В частности изложена методика построения диагностической, математической модели гидравлического демпфера втулки несущего винта. Предложена процедура анализа гидравлической характеристики клапана демпфера с целью определения дефектов проточных каналов клапана.

Ключевые слова: диагностическая модель, гидравлический демпфер, диагностика проточных каналов клапана, гидравлическая характеристика.

Гидравлический демпфер предназначен для гашения колебаний лопастей несущего винта в плоскости вращения. В этой плоскости на вращающуюся лопасть действуют две силы: центробежная сила и сила аэродинамического сопротивления. Сила аэродинамического сопротивления имеет циклический характер и изменяется от максимальной, при сложении скорости полёта вертолёт с окружной скоростью лопасти несущего вта, до минимальной, когда скорость набегающего на лопасть потока равна разности окружной скорости и скорости вертолёт. Диапазон изменения зависит от угла установки лопасти и скорости полёта. В результате лопасть в процессе вращения совершает колебательные движения в горизонтальной плоскости относительно вертикального шарнира [1]. Для уменьшения амплитуды этих колебаний устанавливается гидравлический демпфер [2]. Схема размещения демпфера показана на рис. 1.

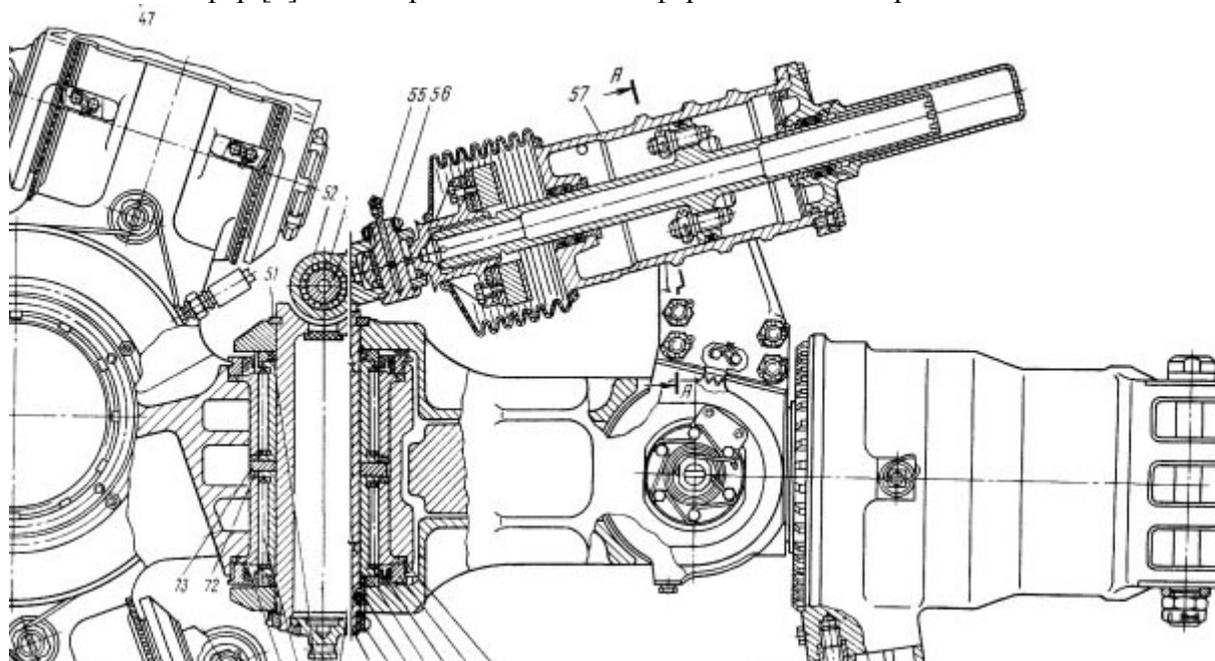


Рис. 1. Расположение демпфера на втулке несущего винта

Корпус демпфера жестко связан с качающейся лопастью. Шток демпфера крепится к втулке несущего винта с возможностью вращения в горизонтальной плоскости. На корпус демпфера со стороны лопасти действует сила, стремящаяся переместить корпус относительно штока то в одну, то в другую сторону. Соответствие между величиной действующей силы и величиной

перемещения определяется настройкой клапанов, через которые происходит перетекание жидкости из полости высокого давления в полость низкого давления. Устройство демпфера схематично показано на рис. 2.

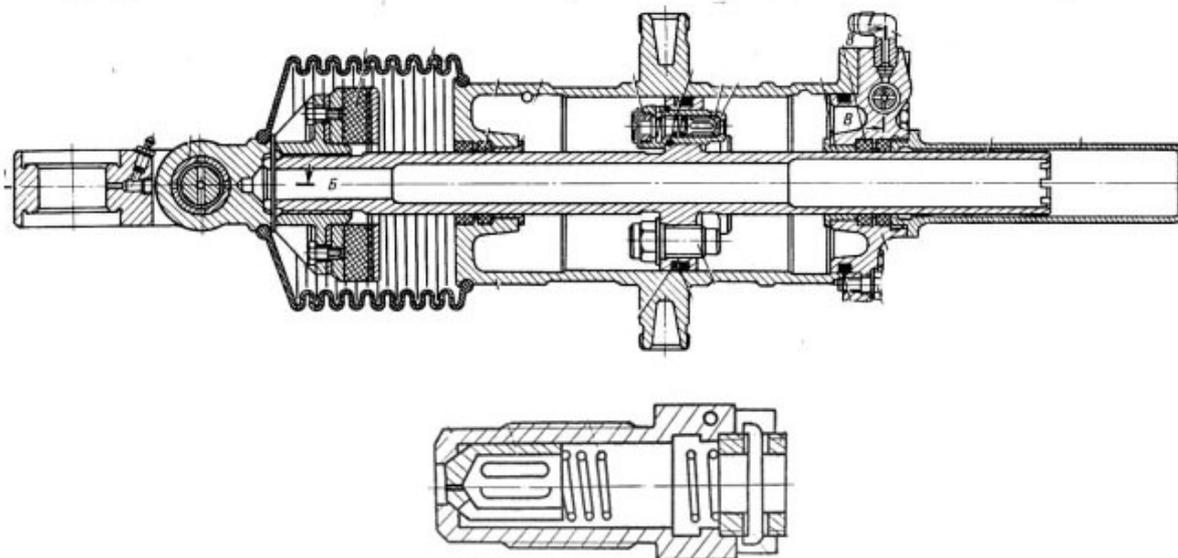


Рис. 2. Осевые разрезы демпфера и клапана

В реальных условиях работы своеобразным аргументом является сила, действующая со стороны лопасти на корпус демпфера. Перемещение корпуса относительно штока демпфера есть своеобразная функция этого аргумента.

Конструкция и расположение клапанов обеспечивает гармоничное колебание штока демпфера относительно корпуса (рис. 1). Четыре клапана обеспечивают перемещение штока в одном направлении, четыре других – в противоположном направлении. Конструкция клапанов обеспечивает работу демпфера в двух режимах: доклапанном и клапанном. При малых действующих силах под действием предварительной затяжки пружины клапан закрыт. Демпфирование осуществляется за счёт дросселирования жидкости при перетекании её через малые отверстия (менее мм), просверленные по оси поршня. В данной работе доклапанный режим работы демпфера не рассматривается, т.к. процесс дросселирования через малые отверстия постоянного сечения подробно рассмотрен в известной литературе по гидравлике [3; 4]. Рассматриваются только клапанные режимы работы демпфера, когда клапан открыт и его положение зависит от действующей силы.

После ремонта демпфер должен иметь заданную нормативными документами зависимость между величиной действующей силы и амплитудой колебания штока (силовую характеристику). График этой зависимости с допустимыми пределами показан на рис. 3.

Окончательный контроль работы демпфера после ремонта производится путём снятия силовой характеристики и проверки нахождения её в допустимом диапазоне. При снятии характеристики демпфера производится смена ролей [6]. Аргументом становится перемещение штока демпфера относительно корпуса. Сила, действующая на шток, становится функцией. На испытательном стенде осуществляются принудительные синусоидальные колебания корпуса относительно среднего положения с частотой, равной частоте вращения несущего винта, с разными значениями амплитуды. Производится измерение силы, действующей на шток демпфера в колебательном процессе. Для каждого значения амплитуды колебательного движения фиксируется максимальное значение силы, прилагаемой к штоку демпфера.

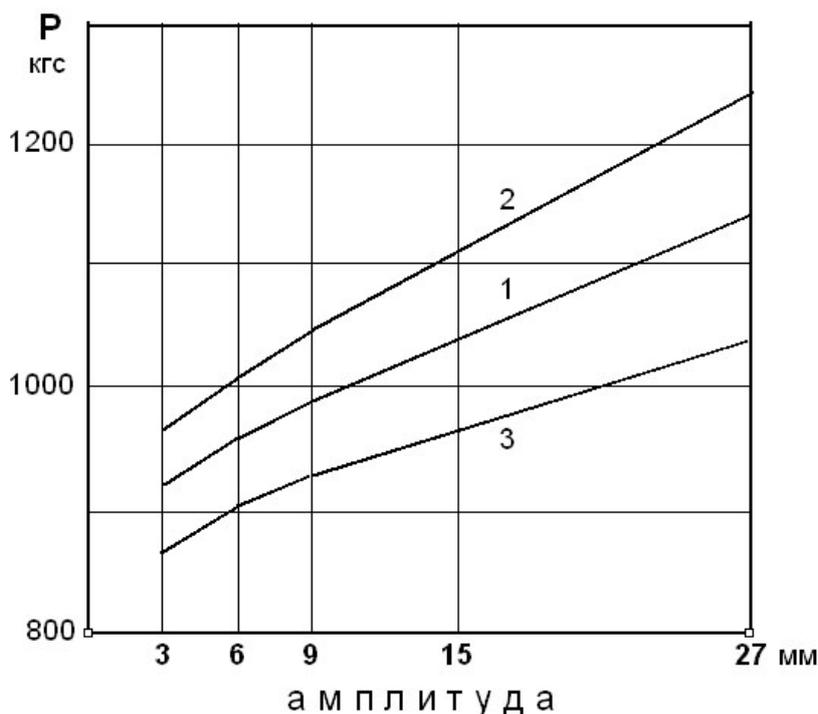


Рис. 3. Нормативные требования к отремонтированному демпферу: 1 – силовая характеристика «идеального» демпфера; 2 – верхняя граница допустимого диапазона; 3 – нижняя граница допустимого диапазона

В соответствии с технологией ремонта каждый клапан перед сборкой демпфера подвергается «проливке» при одном значении давления (15 кгс/см²). Получение нормированного расхода при этом давлении достигается изменением натяжения пружины. Практика показывает, что «проливка» только при одном значении давления не гарантирует расположения силовой характеристики демпфера в допустимом диапазоне. В качестве примера на рис. 4 приведены результаты стендовых испытаний конкретного демпфера.

Демпфер с выходящей за пределы силовой характеристикой возвращается на повторный ремонт. В результате увеличиваются продолжительность и стоимость ремонта.

Возврата на повторный ремонт можно избежать, если проводить «проливку» каждого клапана не в одной точке, а во всём диапазоне работы демпфера. Для снятия гидравлической характеристики клапана создаётся сравнительно простой стенд, представляющий собой гидравлическую сеть с испытуемым клапаном, в которой ступенчато (для установления стационарного течения) изменяется давление перед клапаном и производится замер расхода жидкости на «ступеньках» давления. Испытание клапана автоматизировано с вводом измеряемых параметров в компьютер и с выводом гидравлической характеристики клапана. Вид гидравлической характеристики показан на рис. 5.

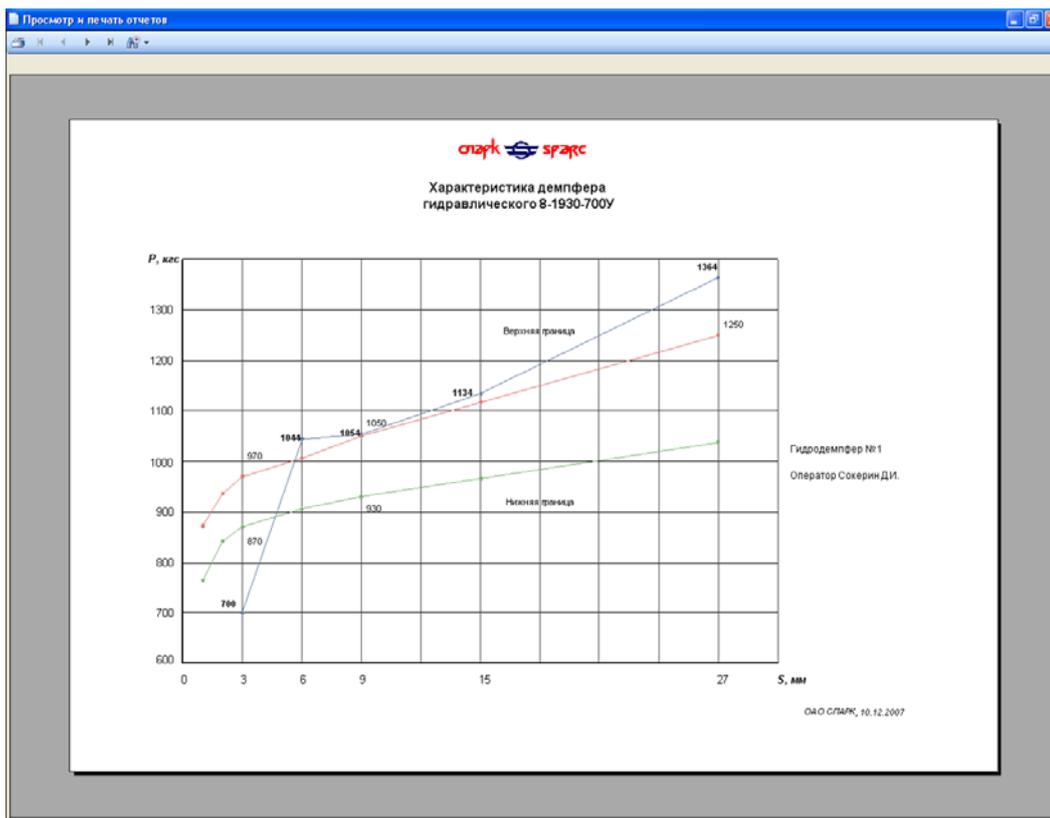


Рис. 4. Силовая характеристика демпфера с неисправностями

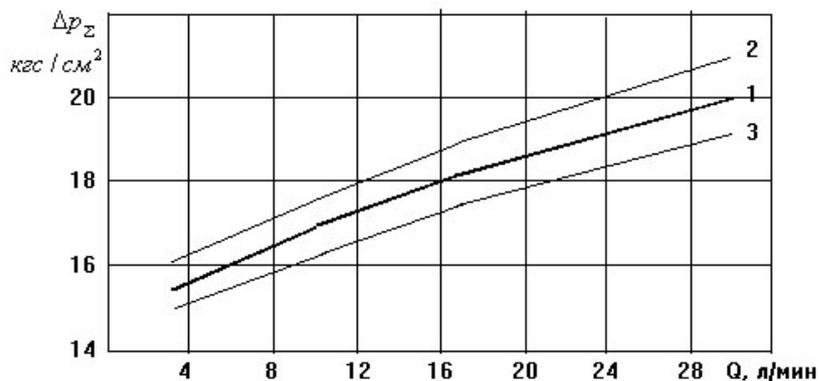


Рис. 5. Гидравлическая характеристика «идеального» клапана:

- 1 – зависимость перепада давления на клапане от расхода жидкости через клапан;
- 2 – верхний предел допустимого диапазона;
- 3 – нижний предел допустимого диапазона

Показанные на рис. 5 зависимости относятся к «идеальному» клапану. К клапану, у которого размеры всех деталей выполнены строго по чертежам при нулевых допусках, используемая пружина также «идеальна» и «идеальна» её предварительная затяжка. Гидравлические характеристики реальных клапанов будут отклоняться от характеристики «идеального» клапана. Допустимые отклонения для характеристики клапана можно получить из анализа нормированных отклонений силовой характеристики демпфера $P = f(A)$.

Соотношение между параметрами перемещаемой через клапаны жидкости и силовым воздействием на шток демпфера определяется из уравнения сохранения энергии.

Работа, производимая силой P , приложенной к штоку демпфера, тратится на преодоление разности давлений между камерами демпфера Δp некоторым количеством жидкости.

$$P * v = Q * \Delta p, \quad (1)$$

где Q – секундный расход жидкости через клапаны; v – скорость штока демпфера.

Камера слива соединена с атмосферой. Поэтому разность давлений между камерами демпфера Δp равна манометрическому давлению в замкнутой камере $p_{ман}$.

Сила, действующая на шток демпфера, равна

$$P = F * (p_{ман} + p_{атм}). \quad (2)$$

Используя соотношения (1) и (2), получим выражение для расхода жидкости через клапаны

$$Q_{\Sigma} = F * v * (1 + p_{атм} / p_{ман}).$$

Скорость перемещения штока демпфера

$$v = \frac{dx}{dt} = \omega \frac{dx}{d\varphi} = \omega * A \frac{d \cos \varphi}{d\varphi} = \omega * A * \sin \varphi.$$

При $\varphi = \pi / 2$ скорость максимальна и равна $\omega * A$.

Таким образом, максимальный расход через клапаны соответствует максимальному давлению $p_{ман}$ и равен

$$Q_{\Sigma} = F * \omega * A * (1 + p_{атм} / p_{ман}).$$

Расход жидкости через один клапан будет соответственно в четыре раза меньше, т.е.

$$Q = 0,25 * F * \omega * A * (1 + p_{атм} / p_{ман}). \quad (3)$$

Соотношения (2) и (3) позволяют определить для заданных максимальной силы воздействия на шток демпфера и амплитуды колебательного движения штока манометрическое давление жидкости в замкнутой камере демпфера и расход жидкости, перетекающей через каждый клапан из замкнутой камеры в камеру слива.

Поскольку давление в замкнутой камере демпфера связано однозначно с максимальной силой, действующей на шток (2), допустимые отклонения силовой характеристики демпфера легко перестраиваются в допустимые отклонения гидравлической характеристики клапана.

Наличие гидравлических характеристик клапанов позволяет решать важные для практики задачи.

В процессе ремонта сохраняется комплектность 4-х клапанов, работающих при движении штока «вперёд», и клапанов, работающих при движении штока «назад».

Если гидравлическая характеристика каждого клапана из комплекта не выходит за допустимые пределы, комплект клапанов передаётся на сборку демпфера с гарантией невыхода силовой характеристики демпфера за нормированные пределы.

Если характеристика хоть одного клапана выходит за допустимые пределы, производится проверка нахождения силовой характеристики демпфера с этим комплектом в допустимых пределах. Процедура проверки иллюстрируется на рис. 6.

Для различных значений Δp_{Σ} находятся соответствующие расходы жидкости через каждый клапан и подсчитывается их сумма $Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$. По величине Δp_{Σ} подсчитывается максимальная сила P (2), а по величине Q_{Σ} – соответствующая амплитуда A (3). Полученные точки проверяются на попадание в зону допустимых значений силовой характеристики демпфера. Если все найденные точки находятся в допустимом диапазоне (рис. 3), комплект передаётся на сборку.

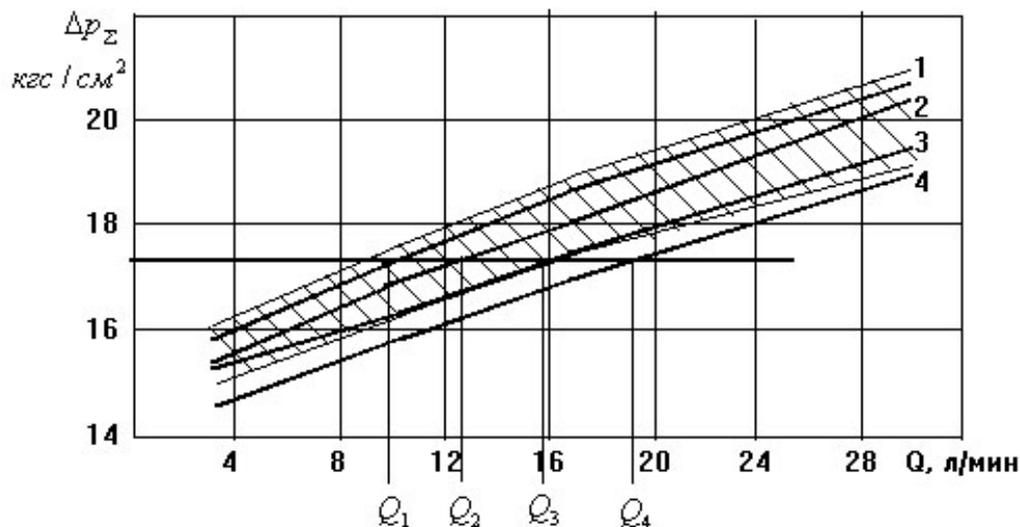


Рис. 6. Пояснения к оценке комплекта клапанов: 1, 2, 3, 4 – гидравлические характеристики соответственно клапанов № 1, № 2, № 3, № 4; заштрихованная область соответствует допустимому диапазону силовой характеристики демпфера

Если комплект не обеспечивает допустимой силовой характеристики демпфера, производится замена одного или нескольких клапанов для получения приемлемой силовой характеристики демпфера. Выбор, какой клапан убрать и каким его заменить, зависит от возможностей производства, т.е. от количества «резервных» клапанов и их гидравлических характеристик. Алгоритм этого выбора индивидуален и зависит от перечисленных возможностей. После замены тем или иным способом клапана комплект проверяется на его соответствие требованиям по силовой характеристике демпфера. Если обнаруживается несоответствие, подбирается другой состав комплекта до тех пор, пока не будет подобран комплект, удовлетворяющий нормативным требованиям.

Для выявления причин значительного отклонения гидравлической характеристики клапана от нормы разработана и используется диагностическая математическая модель клапана. Суть модели – увязать вид гидравлической характеристики с неисправностями, которые оказались не устранёнными при ремонте. Среди возможных неисправностей – геометрические отклонения от нормы деталей, формирующих проточную часть клапана. Такими отклонениями могут быть глубокие риски и раковины на конических поверхностях, приводящие к изменениям проходных сечений проточной части клапана. Неправильная предварительная затяжка пружины и изменения коэффициента жёсткости пружины также могут явиться причинами отклонения гидравлической характеристики клапана от нормы.

Предварительно, по алгоритму, описанному выше, с помощью модели формируется банк гидравлических характеристик клапанов с возможными неисправностями (одной или несколькими). Путём сравнения реальной гидравлической характеристики неисправного клапана с характеристиками из банка находится характеристика, совпадающая в заданных пределах с реальной характеристикой. Помимо банка характеристик также предварительно формируется банк алгоритмов подстройки. В этом банке для каждой характеристики из банка характеристик имеется индивидуальный алгоритм дополнительной, более точной, подстройки характеристики модели к реальной характеристике за счёт изменения параметров, определяющих конкретную неисправность. По изменённым в модели параметрам по сравнению с «идеальными» и определяется неисправность (или неисправности) клапана.

Таким образом, введение «проливки» (снятия гидравлической характеристики) клапанов в полном диапазоне их работы исключает попадание на сборку демпфера клапанов, способных

негативно повлиять на силовую характеристику демпфера вплоть до выхода её за заданные пределы. Это обстоятельство исключило случаи разборки демпферов после сдаточных испытаний. В результате снизились себестоимость и продолжительность ремонта демпфера.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Володко А.М.** Вертолет в особой ситуации: монография. - М.: Транспорт, 1992.
2. **Володко А.М., Верховин М.П., Горшков В.А.** Вертолеты: справочник по аэродинамике, динамике полета, конструкции, оборудованию и технической эксплуатации. - М.: Воениздат, 1992.
3. **Ворожцов О.В.** Гидравлика с примерами решения задач: учебно-методическое пособие. - Псков: ПГПИ, 2008.
4. **Гиргидов А.Д.** Гидравлика (механика жидкости и газа): учебник для студентов вузов, обучающихся по техническим и технологическим специальностям. - СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2007.
5. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992.
6. Контрольно-проверочный стенд КПС-27: руководство по эксплуатации. - СПб.: НПО «СПАРК», 2010.

DIAGNOSTIC MATHEMATICAL MODEL OF A HYDRAULIC DAMPER OF HELICOPTER ROTOR SLEEVE

Borisov U.A., Solov'ev B.A.

The article presents an example of the implementation of mathematical modeling in practice of overhaul of units of the helicopter hydraulic system. In particular, it sets out the methodology for constructing diagnostic mathematical model of a hydraulic damper rotor head. A procedure for the analysis of the hydraulic characteristics of the damper valve to determine the flow channel valve defects is suggested.

Key words: diagnostic model, hydraulic damper, diagnostics of the valve flow channels, hydraulic characteristics.

Сведения об авторах

Борисов Юрий Александрович, 1956 г.р., окончил РИИГА (1980), ВВИА им. Н.Е. Жуковского (1990), кандидат технических наук, председатель Совета директоров ОАО «СПАРК», автор 11 научных работ, область научных интересов – поддержание летной годности воздушных судов, современные технологии управления производствами в сфере авиационных услуг.

Соловьев Борис Александрович, 1932 г.р., окончил ЛКВВИА им. А.Ф. Можайского (1956), заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор СПб ГУГА, автор более 100 научных работ, область научных интересов – поддержания летной годности воздушных судов, современные образовательных технологии.