

РАЗРАБОТКА ПОРЦИОНЕР, ОБЕСПЕЧИВАЮЩАЯ РАВНОМЕРНУЮ ВЫРАБОТКУ И ПОДДЕРЖКУ ЦЕНТРА МАСС ТОПЛИВА В ОПРЕДЕЛЕННОМ ДИАПАЗОНЕ

DEVELOPMENT OF PORTIONED PROVIDING EQUABLE OUTPUT AND SUPPORT OF THE MASS OF FUEL CENTER IN A SPECIFIC RANGE

Hossein Nadjari
Hossein Safaa Muhammad Ridha Hossein
Hanfar Adam
Ossiala Venceslas Bel Amour
Matveichuk Irina Alekseevna

Summary. At present time, there is a work package for creation and equipping civil aviation with new aircrafts and helicopters, which, according to their flight-technical and operational characteristics should provide a higher level of safety, regularity and intensity of flights compared to the existing level, aircraft fuel savings, reduction the cost of maintenance and repair, and cost of air transportation. But at the same time, the equipment currently being used is also being improved, which must also meet the increased requirements, both technical and economical

Keywords: Portioner; Fuel system; ESP; density; reliability; bearing.

Хоссейн Наджари

Ассистент, Аспирант, Самарский Университет
имени академика С. П. Королева
hosseinnadjari@gmail.com

Хуссейн Сафаа Мохаммед Ридха Хуссейн

Аспирант, Самарский Университет имени
академика С. П. Королева; Преподаватель, Университет
Кербела, Кербела, Ирак
safaa_m333@yahoo.com

Ханфар Адам

Аспирант, Самарский Университет имени
академика С. П. Королева
Khanfar.adam@gmail.com

Оссиала Венсеслас Бель Амур

Аспирант, Самарский Университет имени
академика С. П. Королева
ossialav@gmail.com

Матвейчук Ирина Алексеевна

Аспирант, Самарский Университет имени
академика С. П. Королева
irina.vasileva.14@mail.ru

Аннотация. В настоящее время развернут комплекс работ по созданию и оснащению гражданской авиации новыми самолетами и вертолетами, которые по своим летно-техническим и эксплуатационным характеристикам должны обеспечивать более высокий в сравнении с существующим уровень безопасности, регулярности и интенсивности полетов, экономию авиатоплива, снижение расходов на техобслуживание, ремонт и себестоимость авиационных перевозок. Но наряду с этим совершенствуется и эксплуатируемая в настоящее время техника, которая также должна отвечать возросшим требованиям, как техническим, так и экономическим.

Ключевые слова: порционер; топливная система; ЭЦН; плотность; надежность; подшипник.

Введение

Дальнейшее развитие гражданской авиации тесно связано с переходом отрасли на новые условия хозяйствования и ускорением научно-технического прогресса. Успех в условиях рынка возможен лишь на основе внедрения современной авиационной техники, модернизации ныне действующей и прогрессивных технологий ее использования и технической эксплуатации [1].

Известно, что в процессе производства и эксплуатации невозможно обеспечить полностью одинаковые

характеристики у однотипных агрегатов. Так, для перекачивающих насосов топливной системы самолета невозможно обеспечить одинаковый уровень топлива в расходном баке.

Через разницу в производительности перекачивающих насосов происходит неравномерная выработка топлива из левых и правых баков топливной системы. Это приводит к возникновению кренящих моментов, что усложняет пилотирование самолета, и в некоторых случаях при отказе автоматики выравнивания уровня топлива в баках может отрицательно сказаться на безопасности полетов.

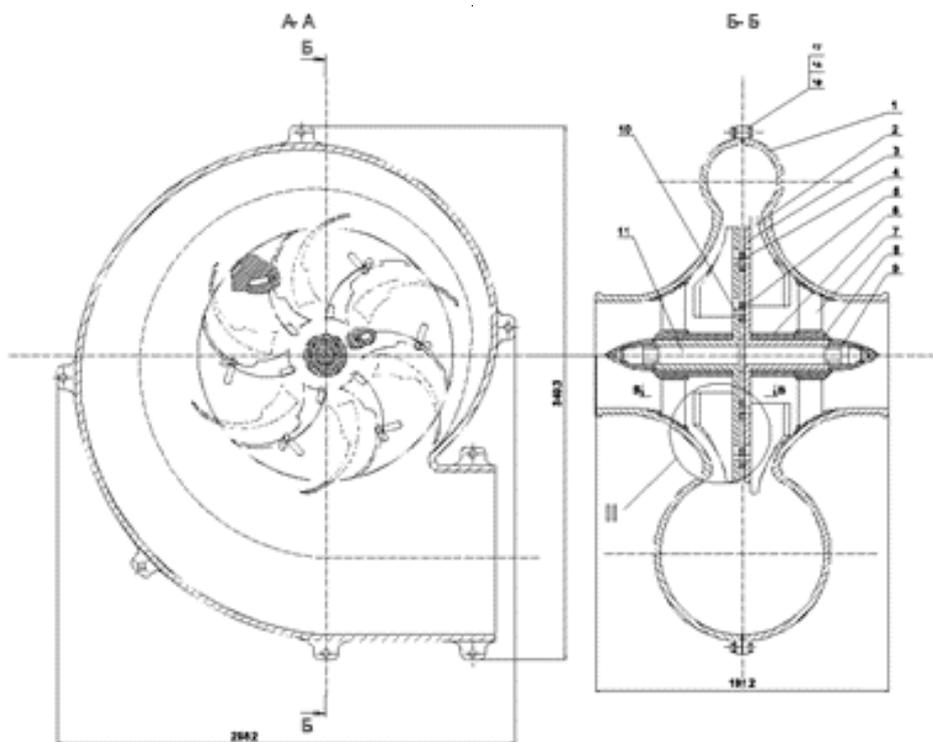


Рис. 1. Порционер центробежный. (1- корпус, 2- лопатка, 3- крыльчатка, 4- штифт, 5, 6- втулка, 7- направляющий аппарат, 8- подшипник скольжения, 9- колпачок, 10- штифт, 11- вал)

Целью статьи является конструктивное усовершенствование топливной системы, позволяющее повысить уровень надежности и экономическую эффективность, улучшить качество и сократить сроки технического обслуживания.

Принцип работы порционера

Существующий объемный порционер обеспечивает поддержание необходимого уровня топлива в расходном баке, но не обеспечивает равномерную выработку из правых и левых баков [2,3].

Для обеспечения равномерной выработки и поддержания центра масс топлива в определенном диапазоне предлагается установить центробежный порционер (рис. 1.) в расходный отсек. В крыльчатках порционера выполнены радиальные и наклонные пазы, а лопатки обеспечены штифтами, размещенными в радиальных пазах.

При этом периферийные штифты взаимодействуют со стенками наклонных пазов противоположной крыльчатки и имеют возможность радиального смещения лопаток каждой крыльчатки в противоположных к общему валу направлениях.

Порционер установлен в расходном баке. Перекачивающие насосы соединены с расходным баком через порционер.

Конструктивно порционер представляет собой две крыльчатки с подвижными лопатками, которые установлены на общем валу. Вал устанавливается в подшипниках скольжения, закрепленных во внутреннем кольце направляющего аппарата.

В продольном отношении вал фиксируется втулками, установленными на валу. Корпус представляет собой улитку-сборник топлива с выходным патрубком, открытым в бак.

Лопатки на крыльчатке закреплены так, что имеют возможность перемещаться в пазах, расположенных в радиальном направлении. В эти пазы введены штифты, запрессованные втулками.

Один длинный штифт каждой лопатки введен в паз противоположной крыльчатки.

Эти пазы на крыльчатках вырезаны наклонно по отношению к их радиусам, что обеспечивает перемещение лопаток вверх-вниз (на больший или меньший радиус) при вращении крыльчаток относительно друг друга.

Центробежный порционер работает следующим образом:

При перекачке топлива из периферийных баков в расходный бак насосами перекачки, топливо поступает в расходный бак через порционер. Поскольку изготовить насосы с совпадающими на всех расходах характеристиками технологически трудно, то вполне очевидно, что одна из групп насосов по отношению к другой будет развивать большее давление.

Допустим, что перекачивающие насосы правых баков развивают большее давление, чем перекачивающие насосы левой группы. В этом случае при перетекании топлива через порционер крутящий момент на правой крыльчатке будет большим, чем момент на левой крыльчатке. Правая крыльчатка вращается против часовой стрелки. Это приводит к установке лопаток левой крыльчатки на минимальном диаметре при перемещении длинных штифтов в нижнюю часть пазов на правой крыльчатке и по этой же причине к установке лопаток правой крыльчатки на максимальном диаметре. В этом положении на лопатках правой крыльчатки срабатывается больший перепад давления, чем на лопатках левой крыльчатки.

Правая крыльчатка в этом случае работает как турбина, которая передает повышенный момент на левую крыльчатку, которая работает в этом случае как насос.

Расходы топлива на обоих крыльчатках выравниваются.

Угол поворота крыльчаток, который определяется размерами наклонных пазов, выбирается экспериментально. Предлагаемый порционер простой по конструкции, а, следовательно, и более надежный, обеспечивает выравнивание расходов из периферийных баков и не требует дополнительных источников энергии, как, например, электроэнергии, на которой работают электронные автоматы центровки.

Расчет и профилирование рабочего колеса центробежного порционера

Расчет проводим для колеса, работающего в режиме насоса. Определим суммарную подачу перекачивающих насосов, с одной стороны.

Перекачивающий насос ЭЦН (рис. 2.) [4] имеет максимальную производительность 12000 л/час на высоте $H = 0$ м, и минимальную 3500 л/час на высоте $H = 14000$ м. Средняя производительность насоса ЭЦН составляет 7750 л/час.

При перекачке топлива из трех баков в расходный бак принимают участие три насоса ЭЦН с каждой стороны. Суммарная производительность трех насосов — 23250 л/час, что составляет 0,0064583 м³/с.

Используя характеристику насоса ЭЦН определяем, что перепад давления при подаче 7750 л/час составляет 1,625 кг/см².

При плотности топлива 820 кг/м³ он создает напор, который определяется как:

$$H = \frac{P}{\rho}$$

P — перепад давления, создаваемый насосом;

ρ — плотность топлива.

$$H = 19,817 \text{ м.}$$

Исходные данные для расчета:

$$\text{Подача } Q = 0,0064583 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$\text{Напор } H = 19,817 \text{ м.}$$

$$\text{Плотность топлива } \rho = 820 \text{ кг/м}^3.$$

Принимаем частоту вращения рабочего колеса крыльчатки $n = 2500$ об/мин.

Определяем коэффициент n_s :

$$n_s = 3,65 \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}, n_s = 78,075.$$

Определяем мощность насоса по формуле:

$$N = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{102 \cdot \eta},$$

$\eta = 0,75$ — полный КПД насоса (определяется по номограмме);

g — ускорение свободного падения.

$$N = 0,013 \text{ кВт.}$$

Определяем диаметр вала рабочего колеса:

$$d_6 = 450 \cdot 1,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, d_6 = 11,56 \text{ мм,}$$

$$\text{принимаем } d_6 = 0,012 \text{ м.}$$

Определим диаметр рабочего колеса D_2 по формуле:

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{n}, D_2 = 0,151 \text{ м.}$$

Определяем диаметр втулки:

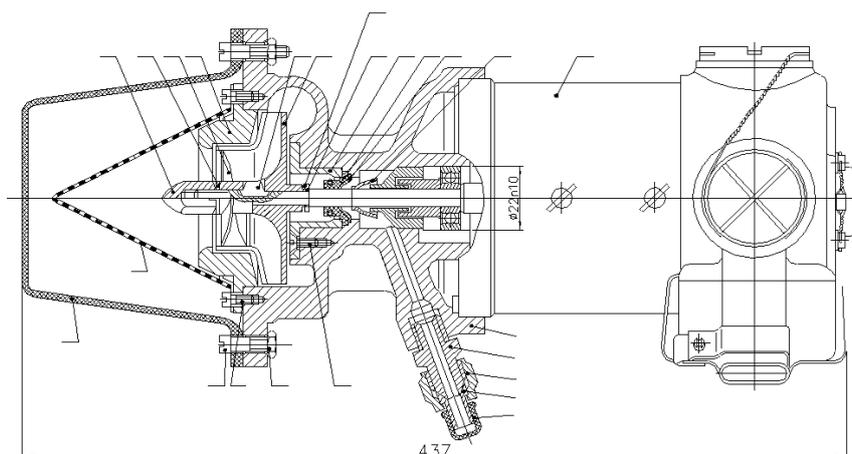


Рис. 2. Насос ЭЦН

$$d_{em} = 1,25 \cdot d_e \times d_{em} = 0,015 \text{ м}$$

Рассчитаем параметры входных элементов:

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot \frac{Q_p}{\pi \cdot V_0}}, V_0 = 0,08 \cdot \sqrt[3]{Q_p \cdot n^2}, V_0 = 2,733 \text{ м/с},$$

$$D_0 = 57 \text{ мм.}$$

Для данного рабочего колеса значение b_2 можно определить из равенства площадей входа и выхода:

$$b_2 = \frac{D_0^2 - d_{em}^2}{4 \cdot D_2}, b_2 = 4,5 \text{ мм}; b_2 = 5 \text{ мм.}$$

Определяем значение b_1 :

$$b_1 = 2 \cdot \frac{D_0}{4} \cdot \left(1 - \frac{d_{em}^2}{D_0^2}\right), b_1 = 0,028 \text{ м.}$$

Значение D_1 определяем из выражения: $D_1 = 0,9 \cdot D_0$, $D_1 = 0,051 \text{ м}$.

Поскольку, рассчитанное колесо имеет низкое значение к n_{st} , то расчет и профилирование лопасти будем проводить по среднему значению. Лопасть имеет цилиндрическую форму, то есть располагается нормально к основному и покрывающему дискам.

Как показали исследования, придание лопасти пространственной формы на входе улучшает гидравлические показатели рабочего колеса.

Выполняем лопасть пространственной формы на входе и цилиндрической на выходе.

Из-за сжимаемости потока лопастями меридиональную скорость на входе определяем по отношению:

$$V_{1m} = V_0 \cdot k_1$$

$k_1 = 1,2$ принятый коэффициент сжимаемости на входе $V_{1m} = 3,28 \text{ м/с}$.

Угол закручивания потока при входе на лопасти:

$$\text{tg}(\beta_{1n}) = \frac{V_{1m}}{U_1}$$

U_1 — окружная скорость на входе.

$$\beta_{1n} = 19,36^\circ.$$

Угол установки лопасти на входе выбираем с учетом введения некоторого угла атаки δ для улучшения обтекания профиля:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \delta$$

принимая $\delta = 10^\circ$. Угол β_1 должен находиться в пределах 15–30°.

$$\beta_1 = 30^\circ.$$

По полученному значению β_1 проверяем и уточняем коэффициент сжимаемости k_1 .

Принимаем значение толщины лопастей = 4 мм, число лопастей $z = 6$.

$$k_1 = \frac{\frac{\pi \cdot D_1}{6}}{\frac{\pi \cdot D_1}{6} - \frac{S}{\sin(\beta_1)}}, k_1 = 1,26$$

Для расчета элементов выхода зададимся отношением скоростей:

$$V_{2m}/V_0 \text{ и } w_1/w_2.$$

Таблица 1. Расчет элементов лопасти

№ точек	r, мм	T=2πr/z	s, мм	V _m , м/с	w, м/с	sinβ	β	Tgβ	γ	(B _i +B _{i+1})/2	Θ _k
1	26	26,70	4	3,63	9,37	0,5375	32,5	0,637	0,0615	0,05880429	18,7
2	31	32,52	4	3,52	9,39	0,498	29,9	0,574	0,0560	0,05929628	18,9
3	37	74,52	4	3,26	9,41	0,4004	23,6	0,437	0,0625	0,05694321	37,0
4	42	44,16	3	3,31	9,43	0,4191	24,8	0,462	0,0513	0,049167	52,7
5	48	49,97	3	3,28	9,45	0,4075	24,0	0,446	0,0469	0,04510423	67,0
6	53	55,79	3	3,26	9,47	0,3981	23,5	0,434	0,0432	0,04285861	80,6
7	59	61,61	2	3,19	9,41	0,3716	21,8	0,4	0,0424	0,0409177	93,7
8	64	67,43	2	3,18	9,43	0,367	21,5	0,395	0,0393	0,03857447	106,0
9	70	73,25	1,5	3,15	9,45	0,3539	20,7	0,378	0,0377	0,037077	117,8
10	76	79,06	1,5	3,09	9,56	0,3422	20,0	0,364	0,0363	0,01818475	123,5

Принимаем:

$$V_{2m} = 1,1 \cdot V_0, w_1/w_2 = 0,7.$$

Угол лопасти на выходе из рабочего колеса определяем из соотношения:

$$\sin(\beta_2) = \frac{w_1}{w_2} \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_0} \cdot \sin(\beta_1),$$

$$\beta_2 = \arcsin(\beta_2), \beta_2 = 20^\circ$$

Проведем профилирование лопасти по точкам. Угол β изменяется в пределах от β₁ до β₂, графическим интегрированием, переходя на малые значения Dr и строя соответствующий угол β, спроектируем лопасть.

Угол установки лопасти на любом радиусе можно определить из соотношения:

$$\sin(\beta) = \frac{s}{t} + \frac{V_m}{w}$$

Расчет выполняем в табличном виде (таблица 1).

$$\Theta_k = \frac{180 \cdot \Delta r}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2}$$

По полученным координатам скелета лопасти подбираем три радиуса и описываем среднюю линию. Из точек средней линии проводим окружности с радиусами s_i.

Огибающая, этих окружностей представляет собой контур лопасти в плане. Расчет элементов лопасти сводим в (таблицу 1.).

Расчет отвода центробежного порционера

Спиральный отвод порционера состоит из спиральной камеры и диффузора. Спиральный отвод должен обеспечить оптимальный режим работы порционера.

Гидравлические характеристики спирали определяются следующими конструктивными элементами: поперечным сечением горловины спирали F_к, углом охвата спирали j_s, шириной спирали b₃, диаметром основного круга спирали D₃. Выбор этих элементов в приближении может быть определён из математических соотношений, однако действительные параметры этих элементов устанавливаются опытным путем.

Расчет параметров спирального отвода будем вести графоаналитическим методом.

Максимальный габаритный размер спирали определяется поперечным сечением ее горловины.

Определим параметры горловины: диаметр горловины выбираем из условия обеспечения необходимого суммарного расхода.

Суммарный расход составляет:

$$Q = 0,0129166 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость истечения топлива из горловины — V = 2 м/с.

Таблица 2. Геометрические характеристики спирали

№ точек	Ri	Di	Bi=bi/ri	(Bi+Bi+1)/2	Δri	ΔQ
1	0,105	0,0163	0,15439	0,1596	0,01125	0,00080043
2	0,117	0,0250	0,21459	0,1845	0,01125	0,00098069
3	0,128	0,0354	0,27726	0,2459	0,01125	0,00117923
4	0,139	0,0463	0,33273	0,3050	0,01125	0,00139607
5	0,150	0,0573	0,38103	0,3569	0,01125	0,00163120
6	0,162	0,0683	0,42310	0,4021	0,01125	0,00188462
7	0,173	0,0795	0,45997	0,4415	0,01125	0,00215632
8	0,184	0,0963	0,52337	0,4917	0,01125	0,00244632
					ΣΔQ	0,0124749

Необходимый диаметр горловины D_г равен:

$$D_r = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{V \cdot \pi}}, D_c = 0,1 \text{ м.}$$

Начальный диаметр спирали D₃ принимаем равным:

$$D_3 = 1,15 \cdot D_2, D_3 = 0,174 \text{ м.}$$

Ширину спирали принимаем равной:

$$b_3 = 0,014 \text{ м.}$$

Расчет геометрических характеристик спирали будем вести в табличной форме (таблица 2.).

По данным таблицы 2. видно, что спроектированный спиральный отвод обеспечивает необходимые значения расходов.

Расчет элементов крепления рабочей лопасти

Как было сказано выше, рабочая лопасть крепится к рабочему колесу с помощью двух штифтов.

В процессе работы на штифты действуют радиальная и центробежная силы. Нагрузки от этих сил действуют на срез штифта и сжатие поверхности в наклонных пазах. Определим нагрузки, действующие на рабочую лопасть. Радиальная сила, действующая на лопасть, определяется как:

$$P = \rho \cdot g \cdot H \cdot b_2 \cdot D_2,$$

- ρ — плотность топлива, кг/м³;
- g — ускорение свободного падения, м/с²;
- b_2 — ширина рабочего колеса вместе с диском, м;
- D_2 — внешний диаметр колеса, м;
- H — напор насоса, м;

$$\rho = 820 \text{ кг/м}^3;$$

$$b_2 = 0,005 \text{ м;}$$

$$D_2 = 0,164 \text{ м;}$$

$$H = 19,817 \text{ м;}$$

$$P = 231 \text{ Н.}$$

Центробежная сила, действующая на лопасть, определяется, как:

$$P_w = m \cdot \omega^2 \cdot l$$

- m — масса одной лопасти;
- ω — угловая скорость вращения рабочего колеса,
- l — расстояние от центра вращения до центра тяжести лопасти.

$$\omega = \pi \cdot \frac{n}{60}$$

$$m = 0,045 \text{ кг;}$$

$$\omega = 131 \text{ с}^{-1};$$

$$L = 0,05 \text{ м;}$$

$$P_{ц} = 46,24 \text{ Н.}$$

Определяем суммарную силу, которая действует на штифт.

Центробежная сила воспринимается двумя штифтами, а радиальная — одним длинным штифтом.

Исходя из этого, можно определить суммарную силу:

$$\sum P = \frac{P_u}{2} + P, \sum P = 254 \text{ Н.}$$

Из условия прочности штифта на срез:

$$\frac{4 \cdot \sum P}{\pi \cdot d} \leq [\tau],$$

находим диаметр штифта:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \sum P}{\pi \cdot [\tau]}}.$$

Выбираем для штифта материал Ст-3 $[\tau] = 100 \text{ МПа}$,

и получаем диаметр штифта, $d = 0,018$ м.

Из условия прочности на сжатие

$$\sigma_{см} = \frac{\sum P}{d \cdot \delta} \leq [\sigma_{см}],$$

определяем диаметр штифта

$$d \geq \frac{\sum P}{\delta \cdot [\sigma_{см}]}$$

$$[\sigma_{см}] = 280 \text{ МПа,}$$

$$d = 0,00023 \text{ м.}$$

Из условия обеспечения прочности на срез принимаем диаметр штифта $d_1 = 0,0035$ м. Коэффициент запаса прочности составляет:

$$k = \frac{d_1}{d}, k = 1,95.$$

Такой запас прочности обеспечивает необходимую прочность крепления лопасти при работе на нерасчетных режимах.

Заключение

Спроектированный стенд для техобслуживания топливной системы позволит наряду с сокращением сроков и улучшением качества технического обслуживания, повысить уровень культуры обслуживания.

В статье предлагается стенд, который повышает уровень обслуживания топливной системы и сокращает время технического обслуживания топливной системы самолета Ан-72-100.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнова Н. Н. Техническая эксплуатация летательных аппаратов. Под ред.: М.: Транспорт, 1990. 423 с.
2. Руководство по летной эксплуатации самолета Ан-72.
3. Регламент технического обслуживания самолета Ан-72.
4. Насос электроприводной центробежный ЭЦНГ-10 СТ6. Руководство по технической эксплуатации. М.: Внешторгиздат, 1991. 10с.

© Хоссейн Наджари (hosseinnadjar@gmail.com), Хуссейн Сафаа Мохаммед Ридха Хуссейн (safaa_m333@yahoo.com), Ханфар Адам (Khanfar.adam@gmail.com), Оссала Венсеслас Бель Амур (ossialav@gmail.com), Матвейчук Ирина Алексеевна (irina.vasileva.14@mail.ru).
Журнал «Современная наука: актуальные проблемы теории и практики»



Г. Самара