

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ УВЕЛИЧЕНИЯ ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ В МАЛОРАЗМЕРНОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ ЭЛЕКТРОНАСОСНОМ АГРЕГАТЕ

Бобков А. В.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет» Комсомольск-на-Амуре, Россия (681013, Комсомольск-на-Амуре, ул. Ленина, д. 27) e-mail: bobkov@knastu.ru

В статье рассматривается возможность повышения кпд малоразмерных центробежных электронасосных агрегатов за счёт снижения потерь на трение ротора. Последний условно разделён на две части: приводную часть и насосную часть ротора. Особенностью малоразмерных центробежных электронасосных агрегатов является соизмеримость диаметров обеих частей ротора, а также погруженность приводной части ротора в рабочее тело. Путём анализа баланса потерь на трение показана целесообразность снижения этих потерь в насосной части ротора. Для этого предлагается осуществить переход от одно- к многоступенчатому варианту конструкции агрегата. Такой переход сопровождается уменьшением диаметра рабочего колеса с соответствующим снижением потерь на трение. Параметрическим следствием предлагаемого решения станет повышение коэффициента быстроходности каждой ступени, что также благоприятно скажется на коэффициенте полезного действия агрегата.

Ключевые слова: малоразмерный, центробежный, электронасосный агрегат, потери, трение, многоступенчатый.

ENERGY FEASIBILITY OF INCREASING THE NUMBER OF STEPS IN SMALL CENTRIFUGAL MACHINE ELECTRIC PUMP

Bobkov A. V.

State educational institutional of higher professional educational "Komsomolsk-na-Amure state technical university" Komsomolsk-on-Amur, Russia (681013, Komsomolsk-on-Amur, Lenin Str., 27) e-mail: bobkov@knastu.ru

The possibility of improving the efficiency of small centrifugal Electropump units by reducing the friction losses of the rotor. The latter is divided into two parts: the drive portion and pump portion of the rotor. The peculiarity of small centrifugal Electropump units is the commensurability of both sides of the rotor diameter, and the absorption of the drive rotor in the working fluid. By analyzing the balance of friction loss is shown the feasibility of reducing the losses of the pump rotor. For it is proposed that the transition from one version to the multistage design of the unit. This transition is accompanied by a decrease in the diameter of the impeller with a corresponding reduction of friction losses. Parametric result of the proposed solutions will increase the coefficient of specific speed of each stage, which is also a positive impact on the coefficient of efficiency of the unit.

Keywords: small-sized, centrifugal, electric pump unit, losses, friction, many steps.

Малоразмерные центробежные электронасосные агрегаты (МЦЭНА) широко используются в системах жизнеобеспечения летательных аппаратов [1, 2, 3, 4, 9] и системах искусственного кровообращения [6, 7]. Особенностью МЦЭНА является пониженный уровень кпд агрегата, причина которого заключается в малоразмерности последнего. Снижение абсолютных размеров рабочих органов не сопровождается аналогичным изменением радиальных и осевых зазоров в щелевых уплотнениях и пазухах проточной части агрегата. В результате, относительный радиальный зазор уплотнения $\Delta/d_{\text{рк}}$ растёт, а утечки рабочего тела через щелевое уплотнение закрытого рабочего колеса (РК) возрастают (приняты обозначения: Δ - зазор уплотнения, $d_{\text{рк}}$ – диаметр рабочего колеса). В МЦЭНА систем искусственного кровообращения, как правило, применяют полуоткрытое или

открытое рабочее колесо. В этом случае при миниатюризации агрегата увеличивается относительный осевой зазор между РК и корпусом, сопровождаемый ростом перетекания рабочего тела из одного межлопаточного канала в другой через торцевую поверхность лопаток. Второй основной причиной падения КПД являются увеличенные потери на трение ротора агрегата о рабочее тело из-за того, что диаметральные размеры насосной и приводной части ротора становятся соизмеримыми.

В настоящей статье рассматривается возможность снижения потерь трения о ротор с помощью увеличения числа ступеней агрегата.

Суммарные потери мощности N_{Σ} в электроприводе МЦЭНА складываются из нескольких составляющих [8]:

$$N_{\Sigma} = N_{\text{ст}} + N_{\text{тр}} + N_{\text{м}} + N_{\text{д}},$$

где $N_{\text{ст}}$ – потери в стали якоря от гистерезиса и вихревых токов; $N_{\text{тр}}$ – потери трения; $N_{\text{м}}$ – потери в меди обмоток; $N_{\text{д}}$ – добавочные потери при нагрузке.

Статор и ротор приводов МЦЭНА разделены экранирующей гильзой, что даёт возможность погружения ротора в рабочее тело (РТ) [5]. Из-за этого потери трения ротора о рабочее тело $N_{\text{тр.р}}$, входящие в состав потерь трения, становятся повышенными:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{тр.п}} + N_{\text{тр.р}},$$

где $N_{\text{тр.п}}$ – потери трения в подшипниках.

Потери трения $N_{\text{тр.р}}$ на роторе зависят от вида поверхности вращения и складываются из 2-х составляющих: потерь трения о торцовые и потерь трения о цилиндрические поверхности ротора. В МЦЭНА первый вид потерь является преобладающим для насосной части, а второй вид – для приводной части ротора, см. рис. 1.

Для рационализации конструкции ротора МЦЭНА необходимо отдельно оценивать потери мощности от трения на насосной $N_{\text{тр.р}}^{\text{н}}$ и приводной частях $N_{\text{тр.р}}^{\text{пр}}$ ротора.

В качестве примера оценки соотношения между указанными видами исследуем баланс потерь трения в МЦЭНА с параметрами: напор $H=60$ Дж/кг; расход рабочего тела $\dot{V}=140 \cdot 10^{-6}$ м³/с и число оборотов $n=6000$ об/мин; зазор $\Delta=0.3 \cdot 10^{-3}$ м; вязкость рабочего тела $\nu=0.7 \cdot 10^{-6}$ м²/с; плотность рабочего тела $\rho=691$ кг/м³; скорость течения рабочего тела в зазоре между ротором и корпусом $V=15 \cdot 10^{-6}$ м³/с. Расчётное значение удельного веса потерь в насосной части ротора, включающей элемент с наибольшим диаметром – рабочее колесо (РК), в рассматриваемом МЦЭНА составит $N_{\text{тр.р}}^{\text{н}} / N_{\text{тр.р}}^{\text{пр}} = 0.844$. Таким образом, на насосную часть ротора приходится наибольшая часть потерь трения.

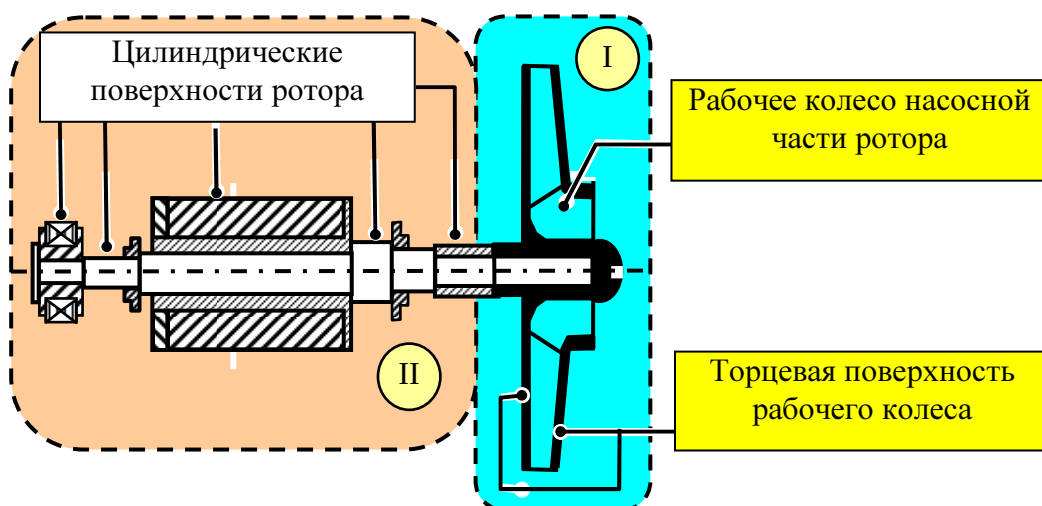


Рис. 1. Структурное деление ротора МЦЭНА:

I – насосная часть ротора;
II – приводная часть ротора

Каким же образом уменьшить величину $N_{\text{тр.р}}^{\text{н}}$? Зависимость $(N_{\text{тр.р}}^{\text{н}})_i \sim d_{\text{pi}}^5$, указывает на целесообразность снижения диаметральных размеров ротора d_{pi} , в частности, диаметра $d_{\text{рк}}$ с помощью увеличения числа ступеней МЦЭНА. Такое конструктивное решение приведёт к уменьшению диаметра РК $d_{\text{рк}}$ каждой ступени.

Рассмотрим динамику снижения $N_{\text{тр.р}}^{\text{н}}/N_{\text{тр.р}}$ при увеличении числа ступеней МЦЭНА до 2-х и до 3-х, считая, что коэффициент напора каждой ступени будет оставаться неизменным, равным $\bar{H}=0.587$.

Расчёты показывают, что при переходе от одно- к двухступенчатому варианту диаметр $d_{\text{рк}}$ уменьшается с $32 \cdot 10^{-3}$ м до $23 \cdot 10^{-3}$ м, а в трехступенчатом МЦЭНА – до $19 \cdot 10^{-3}$ м. Коэффициент быстроходности ступени вырастет, соответственно, с $n_s=67$ до $n_s=112$ и во втором случае до $n_s=152$. Относительная величина потерь трения в насосной части ротора $N_{\text{тр.р}}^{\text{н}}/N_{\text{тр.р}}$ при увеличении числа ступеней снижается до 0.677 в 2-х ступенчатом варианте МЦЭНА и до 0.549 в 3-х ступенчатом варианте МЦЭНА, соответственно, на 20 % и 35 % по сравнению с исходным уровнем $N_{\text{тр.р}}^{\text{н}}/N_{\text{тр.р}}=0.844$. Такие изменения параметров МЦЭНА являются приемлемыми с технологической точки зрения и положительными – с энергетической точки зрения.

Рассмотренный вариант оптимизации конструкции ротора МЦЭНА с целью снижения потерь трения основан на предположении о независимости коэффициента напора от числа ступеней. На самом деле, такая зависимость существует. Коэффициент напора

снижается с ростом числа ступеней и уменьшением диаметра РК. Однако одновременно растёт коэффициент быстроходности каждой ступени, а соответственно, гидравлический кпд. Кроме того, снижение напора каждой ступени сопровождается уменьшением перепада давления на щелевом уплотнении и ростом объёмного кпд. Получается многофакторный энергетический баланс потерь, требующий экспериментальной проверки оптимальности предлагаемого решения.

Изложенный способ снижения потерь трения в МЦЭНА приемлем и для других лопаточных машин малой мощности, например, компрессоров или вентиляторов аэрокосмического назначения, радиальные размеры ротора приводной и нагнетательной частей которых соизмеримы. Его реализация позволяет снизить потери трения о ротор и уменьшить мощность, потребляемую агрегатом.

Список литературы

1. Бобков А. В. Центробежные насосы систем терморегулирования космических аппаратов. – Владивосток: Дальнаука, 2003. – 217 с.
2. Бобков А. В., Каталажнова И. Н. Сравнительный анализ методик расчёта центробежных насосов в приложении к малоразмерным конструкциям авиакосмического назначения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010. – Т. 12 (33). – № 1 (2). – С. 307-309.
3. Вейнберг Д. М., Верецагин В. П., Мирошник О. М. и др. Уникальные электромеханические бортовые системы орбитальной космической станции «Мир». – М.: Наука, 2001. – 55 с.
4. Краев М. В., Лукин В. А., Овсянников Б. В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. – М.: Машиностроение, 1985. – 128 с.
5. Стома С. А., Кудрявцев В. В., Кузьмин В. Н. и др. Бесконтактные электродвигатели постоянного тока в электронасосных агрегатах космических аппаратов // Электротехника. – 1999. – № 6. – С. 11-14.
6. Хаустов А. И. Разработка систем для нагнетания крови с использованием опыта ракетного двигателестроения: Дис. ... д-ра техн. наук / Моск. гос. авиацион. ин-т. – М., 1998. – 183 с.
7. Шубладзе А. М. Имплантируемое электрогидравлическое искусственное сердце / А. М. Шубладзе, А. Н. Байков, Н. А. Шварёва, В. Е. Топлекин // Бюллетень сибирской медицины. – № 1, 2010. – □ С. 146-147.
8. Юферов Ф. М. Электрические машины автоматических устройств. – М.: Высш. шк., 1988. – 479 с.
9. Johnsson G., Bigert M. Development of small centrifugal pumps for an electric propellant pump system // 40th congress of the international astronautical federation. IAF – 89 – 290. Malaga.

October 7–12, 1989. – P. 1-12.

Рецензенты:

Евстигнеев А. И., д.т.н., профессор, проректор по НР, ФГБОУ ВПО «Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет» Комсомольск-на-Амуре, г. Комсомольск-на-Амуре.

Феоктистов С. И., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Технология самолётостроения» ФГБОУ ВПО «Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет» Комсомольск-на-Амуре, г. Комсомольск-на-Амуре.