

ОСОБЕННОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С МАЛЫМ КОЭФФИЦИЕНТОМ БЫСТРОХОДНОСТИ

Назаров В.П., Краева Е.М.

Сибирский государственный аэрокосмический университет
им. ак. М.Ф. Решетнева, г. Красноярск

Энергетическое совершенствование системы подачи, привод насоса которой питается от солнечной батареи или используются запасы компонентов топлива, непосредственным образом отражается на массогабаритных характеристиках энергетической системы космического аппарата. В малорасходных системах возможно широкое применение различных по принципу действия и конструктивному исполнению насосов. Область применения малорасходных центробежных насосов (МН) в энергетических системах подачи постоянно расширяется. МН используются в жидкостных ракетных двигателях (ЖРД) коррекции и стыковки транспортных систем, тормозных двигательных установках, в составе бортовых источников питания, бортовых источников мощности, в системах подачи компонентов топлива в газогенератор предкамерной турбины, подкачки топливных баков носителей и т.п. В составе КА МН служат для подачи теплоносителя в контуре системы терморегулирования, обеспечивая в заданном интервале температуру в отсеках КА, а следовательно, работоспособность оборудования и космонавтов.

В настоящее время центробежные лопаточные насосы являются основным типом энергетических систем КА благодаря следующим положительным свойствам:

- возможности обеспечения практически любых напоров при заданных малых расходах жидкости;
- работе при высоких значениях угловой скорости;
- небольшой массе и габаритам;
- возможности работы на агрессивных жидкостях и с высоким ресурсом, вследствие отсутствия трущихся пар;
- удобству привода от электродвигателя или турбины.

Исследование областей работоспособности некоторых типов МН, применяемых в РКТ, выполнено нами без учета требований по ресурсу. Сравнение характеристик лабиринтных, черпаковых, шестеренных, дисковых, вихревых и центробежных насосов показало, что с учетом их антикавитационных качеств приемлемыми энергетическими параметрами обладают вихревые, дисковые и центробежные.

Для малорасходных высокооборотных одноступенчатых насосов при коэффициенте быстроходности $n_s \leq 30$ характерно низкое значение

коэффициента полезного действия (КПД), обусловленное значениями механического КПД рабочего колеса (РК) и механического КПД роторных частей. Конструктивно в таких центробежных насосах отношение диаметра входа в колесо D_1 к диаметру выхода рабочего колеса D_2 имеет малое значение. При этом коэффициент быстроходности достигает величины $n_s = 5 \dots 10$, при которых создание центробежного насоса становится невозможным.

Рассмотрим влияние на КПД такого насоса масштабного фактора с учетом основ теории подобия, принимая за один из основных конструктивных параметров приведенный диаметр D_{1np} входа в РК насоса. В практике насосостроения широко известна зависимость гидравлического КПД η_r от D_{1np} , принятого в качестве параметра, характеризующего геометрические размеры насоса. Предполагая, что гидравлические потери в насосе подобны потерям в шероховатых трубах, она имеет вид

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (1)$$

где величина $D_{1np} = \sqrt{D_1^2 - d_{em}^2} = \frac{K_D}{2,13} \sqrt{\dot{V}/\omega}$ является функцией расхода \dot{V} и угловой скорости ротора ω .

При расчете по зависимости (1) при малом значении D_{1np} , получаем величину η_r близкую к нулю, что противоречит практике их работоспособности в энергетических системах КА.

Для широкого диапазона изменения режимов работы насоса при $D_{1np} > 100$ мм, величина η_r изменяется незначительно. Однако, при $D_{1np} < 50$ мм масштабный эффект в насосе проявляется в виде резкого падения напора насоса η_r вплоть до нуля. Однако, при испытании реального насоса ($\omega = 600$ рад/с и $\dot{V} = 14 \cdot 10^{-4}$ м³/с) с учетом всех составляющих потерь получен КПД $\eta_r = 0,45$, что показывает неприемлемость использования зависимости (2) для расчета гидравлических потерь исследуемого класса насосов.

С целью расширения диапазона работоспособности МН в области малого приведенного значения расхода \dot{V}/ω намечена тенденция широкого применения насосов РК полуоткрытого и открытого типов, что обеспечивает более высокие энергетические параметры высокооборотных МН.

Коэффициент быстроходности n_s в комплексе учитывает основные режимные параметры насоса

$$n_S = 193,3 \frac{\omega \sqrt{\dot{V}}}{H^{3/4}}, \quad (2)$$

где ω - угловая скорость ротора, рад/с;

\dot{V} - объемный расход, м³/с;

H - напор, Дж/кг.

Снижение напора РК ведет к увеличению отношения диаметров D_1/D_2 , каналы РК будут менее диффузорными, что повышает их гидравлические качества. Кроме того, уменьшение диаметра выхода колеса D_2 снижает массогабаритные параметры агрегата.

С энергетической точки зрения целесообразно применять многоступенчатые высокооборотные МН. Числом ступеней и ориентацией рабочих колес на роторе можно достичь наиболее оптимального КПД насоса, а также минимизировать осевую силу на опорах ротора, что повысит ресурс работы всего агрегата.

В общем виде энергетические параметры насоса можно проанализировать, получив поверхность отклика функции вида

$$\eta = f(i, n_s, \dot{V}, H), \quad (3)$$

где i – число ступеней насоса.

Совершенствование энергетических параметров малорасходных центробежных насосов с малым значением предусматривает минимизацию потребляемой мощности. Рассмотрим, как изменится этот параметр с введением многоступенчатой схемы насосного агрегата. По известным зависимостям имеем, что радиус выхода РК обратно пропорционален угловой скорости вращения ротора $R_2 \sim 1/\omega$. Мощность, потребляемая РК, $N_K \sim \rho \omega^3 R_2^5$. При прочих равных условиях имеем $N_K \sim 1/\omega^2$. Напор РК связан с угловой скоростью и радиусом колеса следующим образом: $\Delta p_K \sim \rho \omega^2 R_2^2$. Отсюда получаем зависимость между потребляемой мощностью и перепадом давления на рабочем колесе насоса в виде

$$N_K \sim \Delta p_K^{5/2}, \quad (4)$$

Примем, что перепад давления распределяется равномерно между ступенями, тогда суммарная потребляемая мощность выразится через равенство

$$N_{\Sigma} = i N_{K_i},$$

где $N_{K_1} \sim \Delta p_{K_1}^{2,5}, \dots, N_{K_i} \sim \Delta p_{K_i}^{2,5}$.

Итоговая зависимость будет выглядеть следующим образом:

$$N_{\Sigma} \sim I (\Delta p_{K_{\Sigma}}/I)^{2,5} \sim I^{-1,5} \Delta p_{K_{\Sigma}}^{2,5}, \quad (5)$$

Из окончательного выражения следует, что для двухступенчатого насоса по сравнению с одноступенчатой схемой, суммарная потребляемая мощность снизится в 2,83 раза, для трехступенчатого – 5,2 раза и т.д.

Таким образом, целесообразно применять многоступенчатую схему насосного агрегата в энергетических системах подачи с центробежными насосами малого коэффициента быстроходности.

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ГИБКИ ТРУБ ПРОТАЛКИВАНИЕМ

Егоров В. Г., Давыдов О. Ю., Ганеев М.В.

Федеральное государственное унитарное предприятие
"Научно-исследовательский институт автоматизированных
средств производства и контроля", г.Воронеж

Для формообразования осеботонкостенных крутоизогнутых патрубков применяют процесс гибки проталкиванием трубной заготовки через фильеру с одновременным приложением внутреннего давления эластичного наполнителя. Диаметр изгибаемых труб D может составлять от 20 до 200 мм, а отношение $D/t \leq 130$, где t - толщина стенки трубы.

В процессе формообразования трубная заготовка 1 (рис. 1), внутри которой находится наполнитель 2, проталкивается через криволинейный гибочный ручей 3 разъемной матрицы 4 и изгибается. В процессе изгиба эластичный наполнитель (резина, полиуретан, полиэтиленгликоль) сжимается между проталкивающим пуансоном 6 и подпорной гибкой шаровой оправкой 5, тем самым создается внутреннее давление, препятствующее гофрообразованию и возникновению овальности при гибке труб.