

УДК 520.73

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ НАСОСОВ ЖРД

© Неватус И.С., Зуев А.А.

e-mail: nevatusis@gmail.com

*Сибирский государственный университет науки и технологий
имени академика М. Ф. Решетнева, г. Красноярск, Российская Федерация*

Одной из основных тенденций развития авиационно-космической техники является повышение качества проектирования, основанного на использовании современных расчетных методик и математических моделей, более корректно отражающих процессы, происходящие как в отдельных агрегатах, так и всего летательного аппарата (ЛА) в целом.

В состав любого ЛА входит энергоустановка, от надежности которой зависит как работоспособность ЛА, так и выполнение им поставленных задач. Большинство энергоустановок имеют в своем составе турбонасосный агрегат (ТНА).

Большинство отказов в двигательных установках (ДУ) происходят из-за ТНА, поэтому в авиационно-космической технике к насосным агрегатам (НА) предъявляются высокие требования по обеспечению высоких энергетических характеристик, высокой надежности и максимальному сроку безотказной работы при минимальной стоимости и высокой технологичности агрегата.

Достижение высоких энергетических характеристик НА во многом определяется совершенством преобразования энергии в проточной части.

Большая часть существующих методик расчета проточных частей ТНА жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) носит критериально-эмпирический характер и была получена для граничных условий узлов и агрегатов подачи ЖРД имеющих частоту вращения порядка 20 000 – 40 000 оборотов в минуту. Современные ТНА ЖРД имеют сравнительно большую частоту вращения и достигают порядка 120 000 оборотов в минуту. Данный факт не учитывает степень турбулизации профиля скорости потока в пространственно-пограничном слое элементов проточных частей агрегатов подачи и требует дополнительных исследований и уточнения используемых зависимостей, в связи с изменениями граничных условий.

Существующие многочисленные методики расчета трехмерного течения жидкости в боковых полостях вспомогательных трактов НА имеют, по крайней мере, три существенные особенности, снижающие их достоверность в широком диапазоне изменения геометрических и режимных параметров. Во-первых, обобщенные эмпирические зависимости расчета часто имеют узкую область применения, ориентированную на конкретную задачу. Во-вторых, достаточно глубокие аналитические решения учитывают не все факторы, влияющие на течения вязкой жидкости, что вносит свою существенную долю погрешности расчета. В-третьих, реальные боковые полости вращения насосных агрегатов имеют сложную форму, состоящих из конических и криволинейных поверхностей вращения с переменной величиной нормального зазора. Поэтому, применение для них методов расчета гидродинамических параметров зависимостей торцевой и осевой полости является недостаточно обоснованным.

При проектировании проточных частей ТНА необходимо определять баланс мощностей, который складывается из мощности механических потерь, мощности

дискового трения, мощности на утечки, гидравлических потерь рабочего колеса и полезной мощности насоса.

При определении мощности дискового трения (в связи с увеличением оборотов НА) необходимо уточнить расчетные зависимости для определения коэффициента дискового трения.

Учитывая, что касательное напряжение трения дисковых потерь определяется как

$$\tau = C_{мпд} \rho \frac{U^2}{2}, \quad (1)$$

определим выражение для коэффициента трения для стенки и диска рабочего колеса

$$C_{mp} = \frac{\tau R^2}{\rho Re^2 v^2}. \quad (2)$$

В зависимости от степени турбулизации коэффициент трения для стенки в окружном направлении

$$C_{mp\alpha}^{cm} = \frac{0,02722}{A Re_{\alpha}^{\frac{1}{5}}}, \quad (3)$$

коэффициента трения для диска в окружном направлении

$$C_{mp\alpha}^d = \frac{0,048515}{B Re_{d-\alpha}^{\frac{1}{5}}}, \quad (4)$$

где А и В переменные, зависящие от m – степени профиля распределения скорости потока в пограничном слое. Определена зависимость m в зависимости от критерия Рейнольдса вращательного течения. При $Re = 6,662 \cdot 10^6$ показатель степени $m = 6$, для $Re = 1,067 \cdot 10^7$ $m = 6,5$, для $Re = 1,892 \cdot 10^7$ $m = 7$, для $Re = 1,947 \cdot 10^8$ $m = 8$, для $Re = 3,632 \cdot 10^8$ $m = 9$ и для $Re = 6,032 \cdot 10^8$ $m = 10$.

Для того чтобы определить дисковые потери на трение, необходимо учесть потери на трение со стороны диска и со стороны стенки. Таким образом коэффициент потерь дискового трения представляет следующую зависимость:

$$C_M = C_{mp\alpha}^{cm} + C_{mp\alpha}^d. \quad (5)$$

Определение аналитической зависимости угловой скорости ядра потока ω_{α} от угловой скорости диска ω_d представляет сложную задачу. В первом приближении, для определения коэффициента дискового трения, для практически важных случаев можно принять $\omega_{\alpha} = 0,5\omega_d$, тогда

$$C_M = \frac{1}{(0,5Re_d)^{\frac{1}{5}}} \left(\frac{0,02722}{A} + \frac{0,048515}{B} \right). \quad (6)$$

В настоящее время существует необходимость создания более совершенных методов расчета и проектирования, которые позволят создавать эффективные проточные части. Эта задача требует для своего решения знания физической картины течения жидкости во всех элементах проточной части.

Библиографический список

1. Дмитренко А.И. Развитие конструкции ТНА для водородных ЖРД безгенераторной схемы, разработанных в КБХА / А.И. Дмитренко // Вестник СГАУ им. ак. С.П. Королёва. – 2010. – № 4 (24). – С. 38-48.