

УДК 67.05.53

Л. П. НАЗАРОВА, Д. А. САВЧИН, Е. В. ФАЛЬКОВА, Д. С. ШВЕЦОВА
Сибирский государственный университет науки и технологий
им. акад. М. Ф. Решетнева, Красноярск, Россия

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ИЗМЕРЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НАСОСОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Рассматриваются предложения по усовершенствованию метода измерения крутящего момента при проведении гидродинамических испытаний насосов жидкостных ракетных двигателей.

Ключевые слова: стенд испытания насосов, балансирующая рама, реверсивное устройство, крутящий момент, торсионный вал.

Гидродинамические испытания (гидропролив) являются ответственным этапом в производственном цикле изделий ракетно-космической техники. Они позволяют сделать вывод о соответствии фактических параметров насосов значениям, заданным конструкторской документацией, что определяет качество выпускаемой продукции. Такие испытания позволяют определить ряд основных характеристик агрегатов ракетного двигателя: гидравлическое сопротивление, напор, перепад давления, КПД и т. д.

Цель проведения гидропролива заключается в определении напорной и кавитационной характеристик насоса, а также его КПД. Анализ данных, полученных за многие годы проведения таких испытаний, показал, что наибольшее затруднение вызывает определение КПД насоса η , причем точность не превышает 2,5 %. Расчет осуществляется согласно [1] по формуле

$$\eta = \frac{\dot{m}H\rho}{\omega M_{кр}},$$

где \dot{m} – массовый расход; H – напор; ω – угловая скорость; $M_{кр}$ – крутящий момент.

Выполненный анализ показал, что определение расхода, напора, плотности жидкости и угловой скорости ротора насоса не вызывает затруднений. Их измерения проводятся с погрешностью менее одного процента. Однако нахождение крутящего момента, создаваемого на валу насоса, сопряжено с большими трудностями, причем погрешность достигает 3 % (здесь и далее она посчитана по методике, изложенной в работе [2]) в зависимости от испытываемого насоса.

Методика определения крутящего момента при испытании насосов ЖРД состоит в следующем [3]: на балансирующей раме установлен электродвигатель

с мультипликатором, а рама посредством системы рычагов соединена с рейтерным устройством, где при помощи датчика и встроенного электродвигателя происходит перемещение рейтерной головки, которая уравнивает систему. Сигнал с датчика поступает на измерительное устройство, которое фиксирует значение момента.

Достоинством данного метода является возможность проведения тарировки статическим способом. Его недостатки:

- низкая точность измерения момента, погрешность от 0,87 до 2,98 % [2];
- зависимость точности определения КПД от соотношения $M_{кр}/M_{пр}$ ($M_{пр}$ – предельный момент) и, как следствие, необходимость для каждого типа насоса изготавливать отдельный стенд;
- сложность в обслуживании стенда;
- увеличенное время проведения испытаний (время успокоения стенда – 10–15 секунд), иногда превышающее время работы насоса в изделии;
- подверженность влиянию окружающей среды.

В совокупности все перечисленные недостатки не позволяют провести испытания с необходимой точностью. Кроме того, существующая методика не отличается гибкостью и экономически затратная. Улучшить ее можно путем приближения отношения $M_{кр}/M_{пр}$ к единице. Для этого следует либо проектировать для каждого насоса свой стенд, добиваясь значения предельного момента, близкого к моменту насоса, либо испытывать насос на повышенных режимах. Первый вариант сопряжен со значительными финансовыми и временными затратами, второй ограничен прочностью насоса и снижает его надежность.

На их основе можно создать устройство, способное за короткое время сделать замер крутящего момента с погрешностью менее 1 %. В связи с этим предложено в качестве устройства измерения крутящего момента использовать фазовый измеритель крутящего момента (ФИКМ). Он состоит из торсионного вала, на концах которого закреплены зубчатые колеса. Один конец вала подсоединяется к мультипликатору через рессору, а другой соединяется с валом шнеко-центробежного насоса. Торсион с колесами располагается в гильзе. Напротив каждого колеса расположены два индукционных датчика, диаметрально противоположные друг другу. Датчики фазированы. Использование двух датчиков на каждом зубчатом колесе позволяет практически полностью убрать искажения, вызванные радиальным биением вала, а также увеличить амплитуду выходного сигнала.

Поперечное сечение торсиона имеет крестообразную форму, которая обеспечивает достаточный угол закручивания и при этом сохраняет продольную жесткость. Использование вала с круглым сечением нецелесообразно, так как он не обеспечит необходимый угол закручивания, а жесткости такого вала не достаточно при работе на высоких оборотах. Также преду-

смотрена система предохранения, состоящая из срезного штифта и корпуса втулки и срабатывающая при достижении момента среза $M_{ср} = 1,2 M_{кр}$.

В начальный момент времени, когда насос не заполнен рабочей жидкостью, между зубьями колес сохраняется угол α_1 , заданный при тарировке и соответствующий нулевому моменту. В результате заполнения насоса жидкостью на его валу возникает момент, направленный в противоположную вращению электродвигателя сторону. Вследствие этого происходит закручивание торсиона и, как следствие, изменение угла α_1 , которое приводит к изменению разницы фаз, регистрируемой датчиками. Ей соответствует значение крутящего момента, определенное при тарировке измерителя [4, 5].

Достоинства предложенного метода:

- погрешность во всём диапазоне измерений – 0,93 %;
- низкая чувствительность к производственным факторам;
- универсальность – достаточно изготовить несколько вариантов торсиона для каждого диапазона моментов;
- уменьшение времени проведения испытаний;
- простота обслуживания оборудования;
- возможность использования совместно с существующей технологией.

К недостаткам предложенного подхода можно отнести нелинейную зависимость разницы фаз и моментов и сложность изготовления торсиона.

Внедрение предлагаемого метода измерения крутящего момента позволит повысить точность и сократить временные и финансовые затраты на проведение испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Овсянников, Б. В.** Теория и расчет агрегатов питания ЖРД / Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский. – М. : Машиностроение, 1986. – 376 с.
- 2 **Рабинович, С. Г.** Погрешности измерений / С. Г. Рабинович. – Л. : Энергия, 1978. – 262 с.
- 3 Технология сборки и испытаний насосов жидкостных ракетных двигателей : учеб. пособие / М. В. Краев [и др.]. – Красноярск : САА, 1993. – 103 с.
- 4 **Смирнов, П. Т.** Цифровые фазометры / П. Т. Смирнов. – Л. : Энергия, 1974. – 144 с.
- 5 **Фролов, Л. Б.** Измерение крутящего момента / Л. Б. Фролов. – М. : Энергия, 1967. – 120 с.

L. P. NAZAROVA, D. A. SAVCHIN, E. V. FALKOVA, D. S. SHVETSOVA
Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk, Russia

IMPROVEMENT OF THE TORQUE MEASUREMENT METHOD FOR TESTING AIRCRAFT ENGINE PUMPS

The paper considers the proposal of improving the method of torque measurement during the hydrodynamic tests of liquid rocket engines' centrifugal pumps.

Keywords: pump test stand, balanced frame, rider bed, torque, torsional shaft.

Получено 07.10.2020