

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПЛАСТИНЧАТОГО ПНЕВМОМОТОРА

Бозров В.М., Ивлев В.И.

Институт Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва

Ключевые слова: пластинчатый пневмомотор, векторная идентификация, механические и расходные характеристики, пульсации крутящего момента.

Аннотация. Решается задача векторной идентификации параметров пластинчатого пневмомотора, которые достаточно сложно определить экспериментально. Процедура идентификации проводилась на основе метода исследования пространства параметров путем сравнения экспериментальных и рассчитанных по математической модели механических и расходных характеристик мотора. На основании расчетов по уточненной математической модели определено влияние количества пластин на амплитуду пульсаций крутящего момента, а также на величину удельного расхода сжатого воздуха, т.е. энергоэффективность.

Введение. Пневмомоторы (ПМ) нашли широкое применение прежде всего в горных машинах и взрывоопасных производствах, т.е. там, где востребованы такие их свойства, как пожаро- взрывобезопасность, способность работать в запыленных и влажных средах в режиме перегрузок, частых пусков – остановок не перегреваясь. В настоящее время серийно производятся следующие типы ПМ: пластинчатые, радиально- или аксиально- поршневые, шестеренные, а также турбинные. До двух третей рынка ПМ занимают пластинчатые ПМ с диапазоном мощностей от 0,1 до 18 кВт. Области применения пластинчатых ПМ постоянно расширяются – это разнообразный ручной механизированный инструмент, т.к. ПМ имеет наилучшие показатели по удельной развиваемой мощности на единицу веса и объема; оборудование для пищевой и фармацевтической промышленности, т.к. этот тип ПМ может подвергаться мойке и стерилизации, а выполненные из полимерных композитов и технической керамики пластинчатые ПМ работают в сильных магнитных полях магниторезонансных томографов [1].

При проектировании новых устройств, с использованием пластинчатого ПМ и достижения необходимых его характеристик, приходится делать несколько прототипов и выполнять достаточно большой объем дорогостоящих экспериментальных исследований. Для снижения затрат получили развитие методы математического моделирования, позволяющие прогнозировать характеристики пластинчатых ПМ в зависимости от его геометрических параметров и давления питания [2 – 5].

В каталогах фирм – производителей ПМ обычно приводятся их механические и расходные характеристики, т.е. зависимости развиваемого момента, мощности и расхода сжатого воздуха от установившейся угловой скорости при заданном давлении питания. Однако, для некоторых приложений этих показателей оказывается недостаточно, например, для позиционных систем с ПМ надо знать его динамические характеристики а в ряде случаев величину, характеризующую пульсации крутящего момента. Данные пульсации обусловлены конечным числом рабочих полостей, а также резким изменением

давления в полости при их соединении с магистралью или атмосферой. Пульсации крутящего момента могут приводить к нежелательным вибрациям [6]. Для ручного пневмоинструмента пульсации снижают качество обрабатываемых поверхностей, а также негативно влияют на оператора [7]. Снизить пульсации крутящего момента можно путем увеличения числа рабочих полостей ПМ, т.е. увеличением числа пластин. Но это приводит к снижению энергоэффективности ПМ из-за увеличения потерь на трение и некоторого снижения рабочего объема.

Целью настоящей работы является разработка метода решения задачи снижения уровня пульсаций крутящего момента пластинчатого ПМ при сохранении достаточной энергоэффективности. Решение указанной задачи проводилось в следующей последовательности: - экспериментальное определение механических и расходных характеристик ПМ модели РП42-55; - составление детализированной математической модели пластинчатого ПМ; - проведение процедуры векторной идентификации величин эффективных сечений питающего, выхлопного каналов и каналов перетечек и утечек, а также коэффициентов трения пластин о статор и пазы ротора; - проведение расчетов на основании математической модели пульсаций крутящего момента и энергоэффективности ПМ с различным числом пластин и параметрами, определенными в процессе процедуры идентификации. Использование такого подхода позволяет существенно сократить объем экспериментальных работ, т.к. определение параметров ПМ, от которых зависят термодинамические и механические потери, представляет собой достаточно сложную задачу.

Схема стенда для определения механических и расходных характеристик ПМ показана на рис.1, где: 1- запорный клапан, 2- фильтр-влажностделитель, 3 - редукционный клапан, 4 - маслораспылитель, 5 - расходомер "testo-6460" (ФРГ), 6- манометр, 7- ПМ, 8- датчик крутящего момента и угловой скорости ТМ-307, 9- электромагнитный тормоз с воздушным охлаждением АНВ-12, 10- регистрирующее устройство ОВЕН ТРМ136-К.Щ7 (Россия). Валы ПМ, датчика момента и тормоза соединены при помощи компенсирующих муфт МС-5-2470 (датчик, тормоз и муфты фирмы 'Magtrol' (ФРГ)). Снятие показаний проводилось в диапазоне угловых скоростей от 400 до 1800 с⁻¹ для давлений питания 0,5 МПа и 0,6 МПа. Мощность определялась как произведение измеряемого крутящего момента на угловую скорость. На рис. 2 представлены экспериментальные (отмечены маркерами и соединенные линиями) механические и расходные характеристики – зависимости развиваемой мощности N и потребляемого расхода сжатого воздуха G от установившейся угловой скорости, а также удельного расхода q (расход на единицу развиваемой мощности), который позволяет судить об энергоэффективности ПМ. Кривые 1; 2; 3 – соответственно мощность, расход и удельный расход для ПМ при давлении питания 0,5 МПа. Кривые 4; 5; 6 – аналогичные зависимости при давлении питания 0,6 МПа.

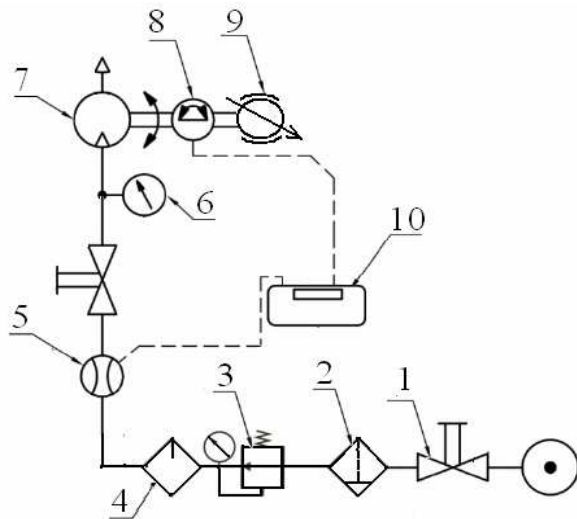


Рис. 1.

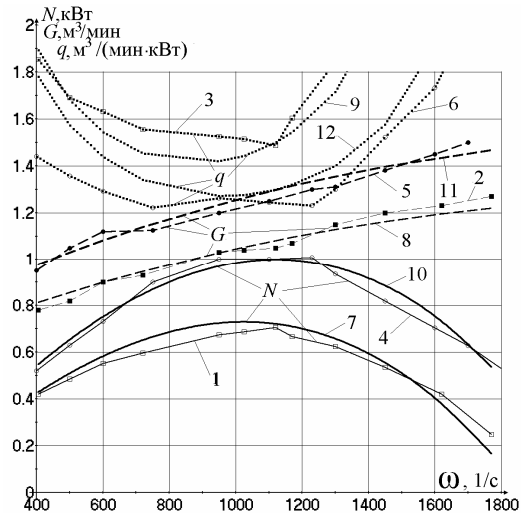


Рис. 2.

Математическая модель пластинчатого ПМ включает в себя следующие уравнения и соотношения:

- уравнения, описывающие изменение давления и температуры сжатого воздуха в полостях ПМ, полученные соответственно на основании закона сохранения энергии и уравнения состояния идеального газа в дифференциальной форме [8];

- соотношения, определяющие расход сжатого воздуха через питающий и выхлопной каналы, а также перетечки между полостями ПМ, с использованием формулы Сен-Венана;

- соотношения, определяющие текущий объем рабочих полостей, в зависимости от угла поворота ротора;

- логические выражения, определяющие степень открытия питающего и выхлопного каналов для каждой полости, в зависимости от угла поворота;

- уравнение движения ротора, полученное из уравнения Лагранжа, где кинетическая энергия системы определяется как сумма кинетических энергий вращения ротора и пластин в относительном и переносном движениях;

- соотношения, определяющие момент сил трения от потерь в подшипниках [9] и трения пластин о статор и пазы ротора.

Данная модель позволяет более детально и точно учитывать потери на трение в пластинчатом ПМ, чем это сделано в [4-6].

Процедура идентификации, основанная на методе исследования пространства параметров [10], состоит в определении определенного набора параметров математической модели ПМ путем сравнения экспериментальных и расчетных данных с учетом критериальных и параметрических ограничений. Данный подход реализован в программном комплексе MOVI (Multicriteria Optimization and Vector Identification). Данные для сравнения - расчетные значения мощности на валу $N_{1j}(\omega)$ и потребляемого расхода $G_{1j}(\omega)$ и соответствующие им экспериментальные значения указанных показателей (с индексом 2), при давлении питания $p_m = 0,5$ МПа ($j=1$) и $p_m = 0,6$ МПа ($j=2$). В качестве критериев соответствия приняты величины их максимального расхождения: $\Delta_1 \geq \max |N_{1j}(\omega_i) - N_{2j}(\omega_i)|$; $\Delta_2 \geq \max |G_{1j}(\omega_i) - G_{2j}(\omega_i)|$, где индекс i

означает значение величины в точке с номером, при дискретизации исследуемого интервала изменения угловой скорости ротора ($i=1-12$). На первом этапе величины Δ_1 и Δ_2 задаются достаточно произвольно. Если в результате расчетов в таблице испытаний нет Парето–оптимального вектора решений, то следует увеличить Δ_1 и Δ_2 . Если Парето–оптимальных векторов несколько, то надо уменьшить Δ_1 и Δ_2 так, чтобы остался один Парето–оптимальный вектор, который и даст искомые значения параметров. Было проведено несколько расчетов с числом испытаний от 256 до 2048 и определены значения коэффициентов трения пластин о статор и пазы ротора, а также указанных выше эффективных сечений каналов. Определение этих величин экспериментально представляет собой достаточно сложную задачу. На рис. 2 представлены рассчитанные по идентифицированной математической модели графики развиваемой мощности, потребляемого расхода и удельного расхода для давлений питания 0,5 МПа (кривые 7,8,9) и 0,6 МПа (кривые 10,11,12). Расчетные и экспериментальные кривые имеют достаточно хорошее совпадение.

Основные результаты. Определив коэффициенты трения пластины о статор и пазы ротора, а также эффективные сечения каналов для ПМ с числом пластин $z=4$, с помощью математической модели рассчитаны характеристики ПМ с другим числом пластин в предположении, что идентифицированные параметры остаются неизменными. Результаты расчетов представлены на рис. 3. Увеличение числа пластин приводит к определенному снижению амплитуды ($M_{max} - M_{min}$) пульсации крутящего момента в пределах одного оборота вала, и увеличению частоты этих пульсаций, которая напрямую связана с числом пластин и угловой скоростью (см. рис.4).

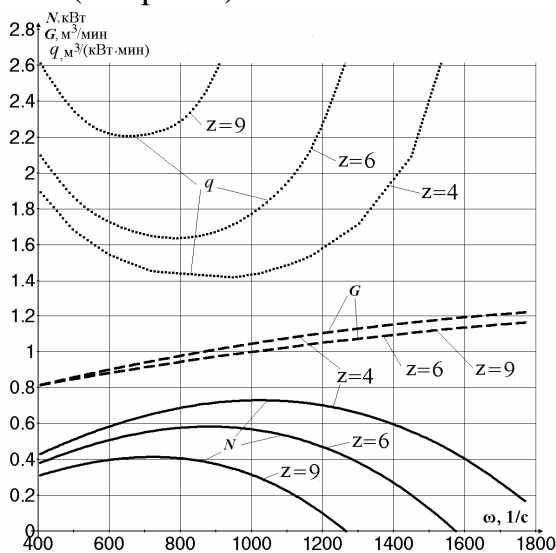


Рис. 3.

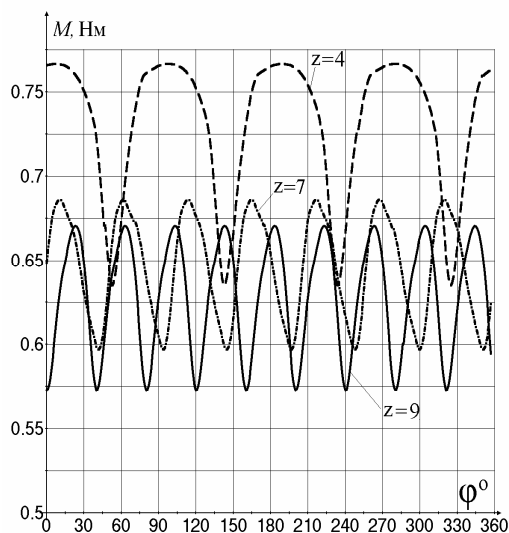


Рис. 4.

С другой стороны, увеличение числа пластин приводит к снижению развиваемой мотором мощности и увеличению удельного расхода, характеризующего энергоэффективность. Для исследуемого ПМ увеличение числа пластин более 5 приводит к незначительному снижению пульсаций крутящего момента, но при этом значительно возрастает удельный расход, т.е. снижается энергоэффективность. При этом номинальный режим работы ПМ с большим числом пластин смещается в область более низких угловых скоростей.

Список литературы

1. Deprag Air Motors Customizeddrive solutions. 2012. 28 p. www.deprag.com
2. Carfagni M., Furferi R., Volpe Y. A novel tool for pneumatic spindle design // Proc. of the IMProve 2011 Int. conf. on Innovative Methods in Product Design. 2011, Venice, Italy, p. 266-271.
3. Luo X., Wang J., Spanin L. Development of a Mathematical Model for Vane-type Air Motors with Arbitrary N vanes // Proc. of the world Congress on Engineering. 2008, V.1, London, p. 362-367.
4. Merkelboch S., Mas I., Murrenhoff H. Mathematical Modeling of pneumatic vane motor in Matlab/Simulink // The 10-th IFPS Int. Symp. of Fluid Power. 2017, oct. 24-27. Fukuoka, Japan, p. 2B20; 1 – 10.
5. Ивлев В.И., Бозров В.М. Модификация пластинчатого пневмомотора для работы на сжатом воздухе без распыления смазки.// Проблемы машиностроения и надежности машин. 2012. №4. С. 20-24.
6. Chen-Wei Cheng et al. Modeling and Design of Air Vane Motors for Minimal Torque Ripples // J. of Mechanical Design. 2012, Vol. 134, p. 051003 (1 – 10).
7. Patvin J., Agnew M., Woert C. An ergonomic comparison of pneumatic and electrical pistol grip hand tools // Int. Journal of Industrial Ergonomics. 2004, 34, p. 467-478.
8. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. - М. Машиностроение, 1985. - 256 с.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3-х томах. Том 2. - М. Машиностроение, 2006. - 960 с.
10. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. - М.: Дрофа, 2006. -176 с.

Сведения об авторах:

Бозров Виктор Маирович – к.т.н., ведущий научный сотрудник, ИМАШ РАН, г.Москва;

Ивлев Владимир Исаакович – к.т.н., старший научный сотрудник, ИМАШ РАН, г.Москва

MATHEMATICAL MODELING AND VECTOR IDENTIFICATION OF AIR VANE MOTORS

Bozrov V.M., Ivlev V.I.

Keywords: air vane motor, mechanical and flow rate performance, vector identification, torque ripple.

Abstract. The paper presents the detailed mathematical model and vector identification for pneumatic vane motor parameters. For identification procedure the experimental mechanical and flow rate performance are compared with the same mathematical modeling data. The identification parameters were used in mathematical model to estimate the influence of vanes number on the torque ripple amplitude and energy efficiency.