

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДВУХСЕКЦИОННОГО ВЫНОСНОГО РОТОРНОГО НАСОСА С ВНУТРЕННИМ ЭПИЦИКЛОИДАЛЬНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

В.А. Новиков, Р.М. Гусейнов, А.В. Азанов, М.В. Азанов, А.О. Пичужкин

*Российский университет дружбы народов
ул. Миклухо-Маклая, д. 6, Москва, Россия, 117198*

Основной целью исследования является проектирование выносного роторного насоса с независимыми секциями.

В ходе исследования была спроектирована модель насоса в системе автоматизированного проектирования (CAD-система). Произведены расчеты производительности и мощности. Насос разрабатывался для усовершенствования штатной системы смазки и установки его в масляную систему двигателя Honda CBR 600. Такой насос позволяет реализовать систему смазки с сухим картером. Образец (макет) данной модели был изготовлен с применением 3D печати, для выявления и устранения недочетов конструкции, а также с целью оптимизации компоновки.

Результатом проделанной работы стал проект выносного роторного насоса, готовый к изготовлению, с последующей установкой на двигатель.

Ключевые слова: роторный насос, сухой картер, двухсекционный насос, формула студент, двигатель Honda CBR600, выносной насос

В ходе соревнований Formula Student Russia 2015 перед участниками команды Российского университета дружбы народов в очередной раз возникла проблема, связанная с выходом из строя двигателя. В процессе дефектации был выявлен факт износа вкладышей коренных и шатунных шеек коленчатого вала. Причиной этого стало полусухое трение, возникшее в результате масляного голодания двигателя в экстремальных условиях гонки. Подобная проблема часто возникает при установке мотоциклетных двигателей на гоночные болиды ввиду неприспособленности таких двигателей к повышенным боковым ускорениям, в результате которых масло отливает к стенкам (рис. 1) и в различные полости картера двигателя, что ведет к захвату воздуха маслоприемником.

Существует несколько решений указанной проблемы.

Первое возможное решение заключается в установке специальных пластин, предотвращающих отток масла. Недостатком такого решения является затрудненный возврат масла в полость поддона, что также может привести к масляному голоданию [10].

Второй вариант уменьшения масляного голодания является установка в систему гидроаккумулятора. Суть данной модификации заключается в использовании масло-резервуара высокого давления. В моменты критического падения давления в магистрали избыточное давление масла в резервуаре используется для

обеспечения непрерывной подачи смазки в основной контур маслосистемы двигателя, компенсируя пульсацию давления.

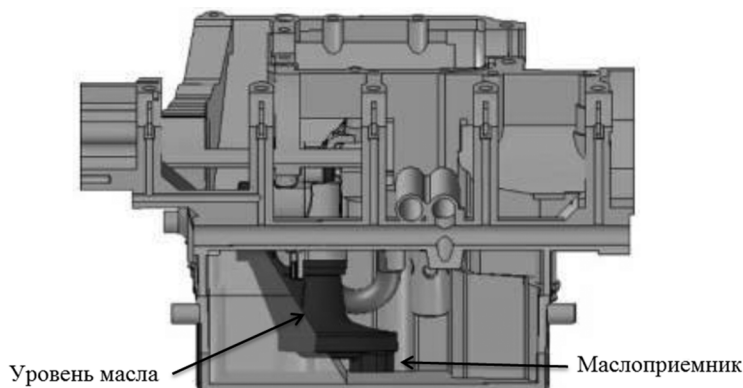


Рис. 1. Перетекание масла при перегрузке в 1.6 г. [10]

Использование вышеперечисленных модификаций малоэффективно на данном типе двигателя, о чем свидетельствуют эксперименты команды из Великобритании [10].

Третьей и самой распространенной модификацией системы смазки является разделение нагнетающего и откачивающего контуров с выносом резервуара с маслом за пределы двигателя, известной как «система смазки с сухим картером» (рис. 2). Исходя из соображений компоновки, было принято решение использовать штатный насос в качестве нагнетающего, а для откачки масла из полости картера, спроектировать насос с внутренним эпициклоидальным зацеплением, подходящий по производительности, габаритам и креплениям. Данный тип насоса по сравнению с шестеренчатым насосом с внешним зацеплением имеет меньшие габариты и более низкий уровень шума [8], а отсутствие разделительного элемента между сцепляющимися шестернями (роторами), позволяет существенно уменьшить вес [9]. Стоит также отметить, что на рынке подобные насосы от российских производителей не представлены. Единственным альтернативным вариантом является приобретение импортного насоса шестеренчатого типа внешнего зацепления, который по многим показателям, как уже было сказано ранее, проигрывает насосу с внутренним зацеплением [11].

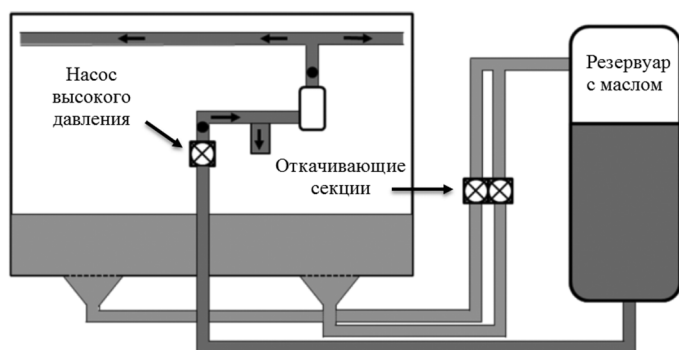


Рис. 2. Схема сухого картера

В двигателе Honda CBR600 устанавливается односекционный роторный насос. Для определения гидравлической характеристики масляный насос был снят и обмерен, после чего, были созданы 3D модели роторов (рис. 3) и произведены расчеты, данные представлены ниже.

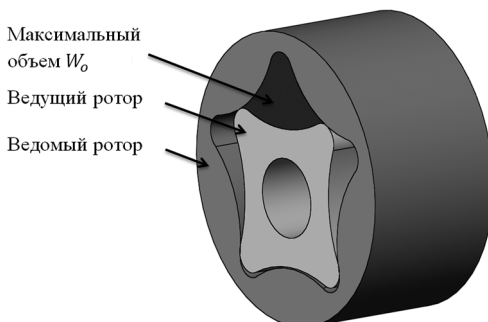


Рис. 3. Модели роторов

Объем каждой полости ($W_{\Sigma k}$) составил $2 \times 10^{-6} \text{ м}^3$ [4], учитывая, что за один оборот вала перекачивается четыре таких объема (z), то принимая во внимание кратность насоса (число подач жидкости (k) каждой камерой за один оборот вала равняется 1) рабочий объем может быть определен по формуле [1; 5]:

$$W_o = k \cdot z \cdot W_k = 2 \cdot 10^{-6} \cdot 4 = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \text{ за оборот.}$$

При 1000 об/мин. такой односекционный насос будет перекачивать 8 л/мин. Передача крутящего момента с коленчатого вала на вал насоса двухступенчатая: первая ступень, соединяющая коленчатый вал и первичный вал коробки передач, имеет соотношение зубьев 45/83, вторая ступень, идущая от первичного вала к валу насоса имеет соотношение 25/26 [6]. В итоге мы имеем снижение частоты вращения вала насоса по отношению к коленчатому в 1,92 раза. Это значит, что при максимальных оборотах двигателя (12000 об/мин) насос будет совершать 6250 об/мин, и перекачивать при этом около 50 л/мин (точные расчеты приведены ниже). Это минимальная производительность, которая должна быть обеспечена откачивающим насосом. Учитывая, что в поворотах откачивающий насос также может качать воздух, из-за возникающих центробежных сил [10], а также для обеспечения ресурса [8], целесообразно повысить его производительность на определенный коэффициент. Основываясь на опыте мировых производителей насосов и условий упрощения конструкции, был выбран коэффициент 2 [3].

Чтобы спроектировать насос двухсекционным и получить производительность не менее 90 л/мин, было решено не изменять стандартную геометрию роторов насоса, а только добавить еще одну секцию [2].

Расчетная производительность одной секции [10; 7]:

$$Q = \eta_v \cdot W_o \cdot n = 0,94 \cdot 8 \cdot 10^{-6} \cdot 6250 = 0,047 \text{ (м}^3\text{/мин)},$$

где η_v — объемный КПД; W_o — объем переносимый за оборот, $\text{м}^3\text{/об}$; n — частота вращения вала насоса, об/мин.

Расчетная производительность двух секций [10; 7]:

$$Q = \eta_v \cdot 2W_o \cdot n = 0,90 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 10^{-6} \cdot 6250 = 0,09 \text{ (м}^3\text{/мин)}.$$

Во втором случае объемный КПД выбран меньше ввиду особенности конструкции, предполагающей увеличенное сопротивление движению масла.

Крутящий момент, необходимый для работы двухсекционного насоса [10]:

$$M = \frac{D \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_m} = \frac{16 \cdot 10^{-6} \cdot 130}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,8} = 0,000409 \text{ (кНм)},$$

где P — давление, создаваемое откачивающим насосом принятое равным 130 кПа [12]; η_m — механический КПД.

Мощность, требуемая для работы насоса [10]:

$$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot T \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,000409 \cdot 6250}{60} = 0,268 \text{ (кВт)}.$$

Получившаяся расчетная мощность насоса приемлема, так как мощность двигателя, полученная в ходе испытаний на мощностном стенде, составляет 62,5 кВт.

На основе расчетов в программе Solid Works была спроектирована 3D модель насоса (рис. 4).

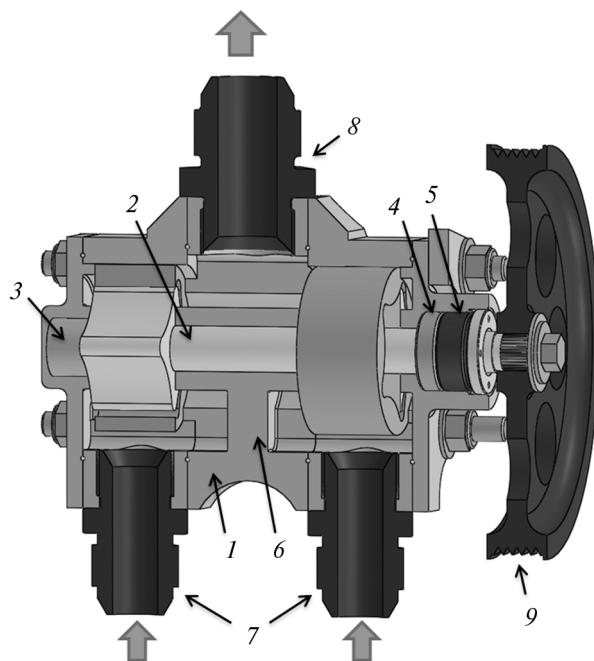


Рис. 4. Продольный разрез масляного насоса в сборе:
1 — корпус; 2 — вал; 3 — игольчатый подшипник; 4 — шариковый подшипник;
5 — сальник; 6 — разделительная перегородка;
7 — входной фитинг; 8 — выходной фитинг; 9 — шкив

Для обеспечения независимой и постоянной откачки масла из полости картера, поступающие потоки разделены перегородкой *б* (см. рис. 4). Если в процессе эксплуатации одна секция начнет качать воздух, вторая продолжит откачивать масло [5].

На каждом элементе корпуса предусмотрена канавка, для улучшения герметичности соединений корпуса и крышек насоса (рис. 5). Герметик, заполнив данные канавки, создаст герметичное соединение.

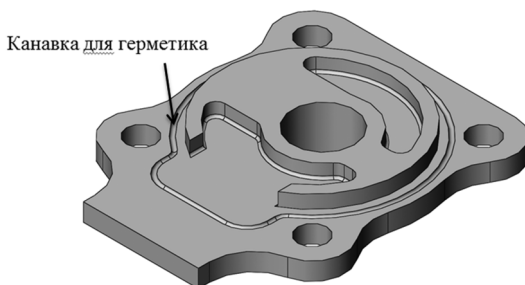


Рис. 5. Торец корпуса

Таким образом, модель рассчитанного и спроектированного насоса масляной системы была получена методом 3D печати. В настоящее время модель проходит испытания для предварительного выявления недостатков конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Лепёшкин А.В., Михалин А.А.* Гидравлические и пневматические системы. М.: Академия, 2011. 336 с.
- [2] *Елфимов С.И., Иващенко Н.А., Ивин В.И., Алексеев В.П., Вырубов Д.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1985. 456 с.
- [3] *Стасенко Д.Л., Лаевский Д.В.* Методика расчета героторного насоса с эпициклоидальным зацеплением // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. Выпуск № 2 (45). 2011.
- [4] *Полушков А.Г.* Насосы с внецентроидным эпициклоидальным зацеплением // Вестник Машиностроения. 1971. № 11. С. 51–53.
- [5] *Лурье З.Я., Саенко В.П.* Рабочий объем героторных гидромашин // Вестник машиностроения. 2002. № 2. С. 11–13.
- [6] Руководство по обслуживанию Honda CBR600F4i (CBR600F41) 2001-2003.
- [7] *Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Фатеев И.В.* Расчет сложных трубопроводов с насосной подачей. Учебное пособие по курсу «Гидравлика, гидромашин и гидроприводы» для студентов машиностроительных специальностей / под ред. Ю.А. Беленкова. М.: МАМИ, 2003. 48 с.
- [8] *Дмитриевский А.* Системы смазки и вентиляции картера Основные Средства. 1999. № 8.
- [9] *Григорьев М.А., Бабкин Г.А., Rogozin Ю.М.* Тенденции развития систем смазки автомобильных двигателей. М., 1979.
- [10] *Shane McKenna, Chris McKeown, Glenn Sloan, Geoffrey McCullough, Geoff Cunningham.* Dry Sump Design for a 600cc Yamaha YZF-R6 Engine — Queen’s University Belfast, 2011.
- [11] *Carr E., Rogozinski M.* “FSAE Engine Dry — Sump Oiling System Design”, Mechanical Engineering and Mechanics Dept, Drexel University, 2003.
- [12] Patent WO2010075935 A1 Nutter Racing Engines, “Facts About Crankcase Vacuum” 2009. Priority date, 8 dets. 2008. Also published as, CN102245866A.

DESIGN AND SIMULATION OF A DOUBLE STAGE REMOTE EPICYCLIC ROTARY PUMP

V. Novikov, R. Guseynov, A. Azanov, M. Azanov, A. Pichuzhkin

Peoples' Friendship University of Russia
Miklukho-Maklaya str., 6, Moscow, Russia, 117198

The main purpose of the research is to design a remote oil rotary pump with independent sections.

During the study carried out CAD model of the oil pump was designed. Calculations of productivity, resource and check on durability have been made. The pump was developed for Honda CBR 600 engine and adapted to dry sump system connection. The prototype of the model was made using 3D printing to identify and eliminate the defects in design, and to optimize the layout.

A Remote rotary pump was the result of this work so far, ready for-manufacturing and followed by installation it on the vehicle.

Key words: rotary pump, dry sump, two stages pump, Formula Student, Honda CBR600 engine, remote pump

REFERENCES

- [1] Lepeshkin A.V., Mikhaylin A.A. *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy* [Hydraulic and pneumatic systems]. M.: Akademiya, 2011. 336 s.
- [2] Efimov S.I., Ivashchenko N.A., Ivin V.I., Alekseev V.P., Vyubov D.N. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Sistemy porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines. Systems of piston and combined engines]. M.: Mashinostroenie, 1985. 456 s.
- [3] Stasenko D.L., Laevskiy D.V. *Metodika rascheta gerotornogo nasosa s epitsikloidal'nym zatsepleniem. Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. P.O. Sukhogo* [The methodology of calculation of gerotor pump with epicyclic gearing. Bulletin of the Gomel State Technical University]. Vypusk № 2 (45). 2011.
- [4] Polyushkov A.G. *Nasosy s vnetsentroidnym epitsikloidal'nym zatsepleniem. Vestnik mashinostroeniya* [Pumps with non centrode epicyclic gearing. Bulletin of machinery building]. 1971. № 11. S. 51–53.
- [5] Lur'e Z.Ya., Saenko V.P. *Rabochiy ob'em gerotornykh gidromashin. Vestnik mashinostroeniya* [Displacement of hydraulic gerotor. Herald. engineering]. 2002. № 2. S. 11–13.
- [6] *Rukovodstvo po obsluzhivaniyu Honda CBR600F4i (CBR600F41) 2001-2003* [Honda Service Manual CBR600F4i (CBR600F41) 2001-2003].
- [7] Lepeshkin A.V., Mikhaylin A.A., Fateev I.V. *Raschet slozhnykh truboprovodov s nasosnoy podachey. Uchebnoe posobie po kursu «Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody» dlya studentov mashinostroitel'nykh spetsial'nostey. Pod redaktsiey professora Yu. A. Belenkova* [Calculation of complex piping to the pump supply. The manual for the course «Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives» for students of engineering specialties. Edited by Professor Yu. Belenkova]. M.: MAMI, 2003. 48 s.
- [8] Dmitrievskiy A. *Sistemy smazki i ventilyatsii kartera Osnovnye Sredstva* [Lubrication systems and crankcase ventilation Fixed Assets]. 1999. № 8.
- [9] Grigor'ev M.A., Babkin G.A., Rogozin Yu.M. *Tendentsii razvitiya sistem smazki avtomobil'nykh dvigateley* [Tendencies of development of automobile engine lubrication systems]. M., 1979.
- [10] Shane McKenna, Chris McKeown, Glenn Sloan, Geoffrey McCullough, Geoff Cunningham. *Dry Sump Design for a 600cc Yamaha YZF-R6 Engine* — Queen's University Belfast 2011.
- [11] Carr E., Rogozinski M. "FSAE Engine Dry — Sump Oiling System Design", Mechanical Engineering and Mechanics Dept, Drexel University, 2003.
- [12] Patent WO2010075935 A1 Nutter Racing Engines, "Facts About Crankcase Vacuum" 2009. Priority date, 8 dets. 2008. Also published as, CN102245866A.