

МОДЕЛИРОВАНИЕ СЕГМЕНТНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С УЧЁТОМ МНОГОФАЗНОСТИ РАБОЧЕГО ТЕЛА

©2016 Е.Ф. Паровай

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

THE MODELING OF TILTING-PAD JOURNAL BEARING IN VIEW OF MULTIPHASE WORKING FLUID

Parovay E.F. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

For starting tilting-pad journal bearings (TPJB) the real working fluid is a multiphase. Taking into account this feature significantly affects on a bearing hydrodynamic model accuracy and physicality, especially for starved conditions. Development of two-phase bearing model (oil + air) is performed in ANSYS CFX, taking into account the surface tension to simulate a free interface between fluid and gas. Has been performed an analysis of the pressure distribution of hydrodynamic forces on the bearing clearance. Results are showing an existence of specific pressure distribution ("smoothed maximum") for each pad. Thus the hypothesis of identical character of the pressure distribution for starved TPJB and oil bath TPJB is confirmed. At a shaft spin-up oil is drawn into a bearing clearance. Then oil extends on whole clearance for several revolutions of the shaft and forms a stable oil track, which abundantly lubricates surfaces of the shaft.

Применение перспективных малорасходных сегментных подшипников скольжения (МСПС) может стать эффективным решением проблем авиации, связанных с подшипниками традиционных конструкций [1]. Учёт многофазности в модели подшипника имеет существенное влияние на её точность и физичность, т.к. реальной рабочей средой подшипников скольжения является смесь двух или более жидкой и газообразных фаз (смазка, воздух, насыщенные пары). Для подшипников скольжения, работающих в условиях масляного голодания (отсутствия масляной ванны) учёт многофазности рабочего тела является обязательным.

Целью работы является исследование изотермической многофазной расчётной гидродинамической САЕ-модели МСПС. В качестве моделируемой конструкции был выбран разрабатываемый для испытаний перспективный МСПС ($\text{Ø}60$ мм, $l = 36$ мм, $z = 4$). Для проведения анализа течения многофазной рабочей среды в МСПС была построена конечно-элементная (КЭ) модель внутренних полостей подшипника в сеточном генераторе ICEM CFD (модуль ANSYS) (рис. 1). Полученная модель является комбинацией упорядоченной гексаэдрической и тетраэдрической сеток. Упорядоченность сетки не сильно влияет на точность модели [2], однако необходимо учитывать, что качественная упорядоченная сетка включает в

себя меньшее количество КЭ, чем ускоряет время расчёта.

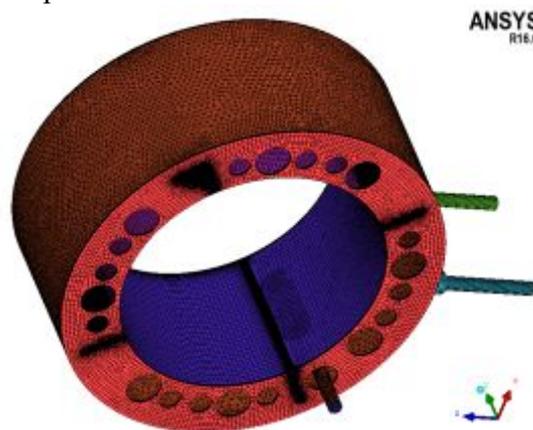


Рис. 1. КЭ-модель МСПС

Моделирование двухфазной рабочей среды подшипника (смесь воздуха и турбинного масла) осуществлялось средствами пакета газогидродинамического анализа ANSYS CFX с учётом поверхностного натяжения жидкости и моделированием свободной границы раздела.

Для исследований характера распространения масла по рабочему зазору выбран режим раскрутки вала. Начальный уровень масла в модели 0,03 м. Результаты расчётного исследования МСПС (вход в масляную канавку $p^* = 2$ атм, открытый слив масла $p = 1$ атм) показаны на рис. 2-3.

При раскрутке вала масло затягивается в рабочий зазор подшипника, образуя масляное пятно (гидроклин) между вращающимся

валом и поверхностью нижнего рабочего вкладыша МСПС. По мере раскрутки масло переносится с вкладыша на вкладыш (рис. 2), обеспечивая циркуляцию, смазку и охлаждение подшипника.

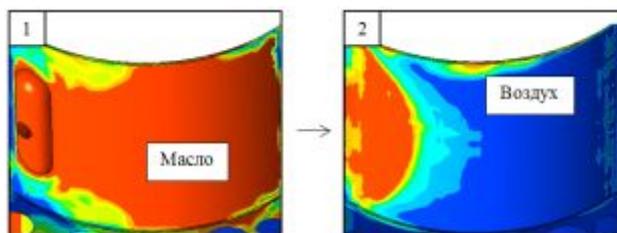


Рис. 2. Распространение масляной фазы с первого на второй вкладыш при раскрутке вала в МСПС

Анализ характера распределения давления гидродинамических сил по зазору МСПС показал, что в подшипнике для каждого вкладыша реализуется характерная эпюра давления («сглаженный пик») (рис. 3), что подтверждает выдвинутую автором в [3] гипотезу об одинаковом характере вида эпюр давления для МСПС и ПС, работающих в масляной ванне.

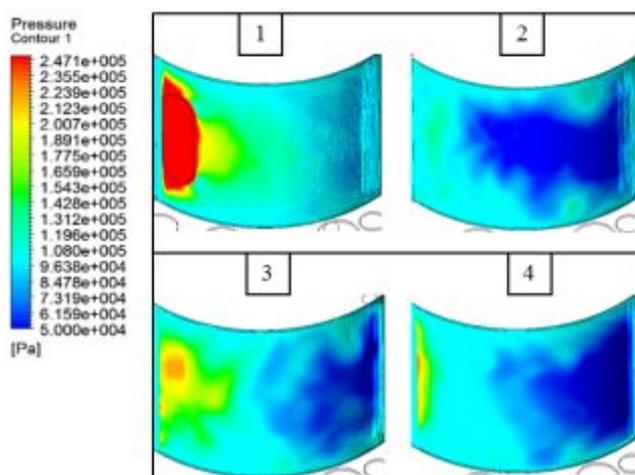


Рис. 3. Давление гидродинамических сил на поверхность вкладышей

Таким образом, в работе средствами САЕ было доказано, что в МСМС при раскрутке вала масло затягивается в зазор и распространяется по нему за несколько оборотов вала. При этом образуется устойчивый масляный след (рис. 4), который обильно смазывает поверхность вала. Полученные результаты говорят о нормальной работе подшипника на самом тяжёлом режиме ра-

боты (раскрутке) при минимальных значениях рабочего зазора подшипника (H_{min}).

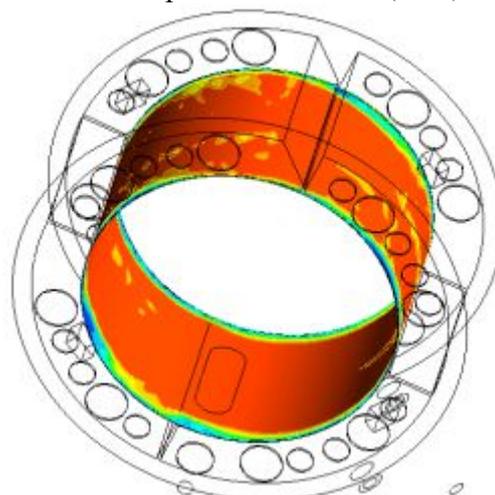


Рис. 4. Формирование устойчивого масляного следа при раскрутке вала в МСПС

Используемый подход разработан специально для моделирования рабочего процесса в перспективных МСПС, разрабатываемых в Самарском университете. Данный подход применим к любым (гладким, многоклиновым и сегментным) подшипникам скольжения, работающим на смазке, требующей многофазного гидродинамического анализа (при работе в условиях масляного голодания).

САЕ многофазная модель подшипника является готовой для анализа течения смазки, сопряжённого одностороннего и двухстороннего САЕ-анализа (ANSYS CFX – ANSYS Structural (статика и динамика)), а также оптимизации в модуле Ansys Workbench - Direct Optimization.

Библиографический список

1. Паровой Е.Ф. Проектирование мало-расходных подшипников скольжения роторов турбомашин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, № 5 (47). 2014. Ч. 2. С. 79 – 85.
2. Wang E., Nelson T., Rauch R. Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra, 2004 International ANSYS Conference Proceedings, Pittsburgh, 2004.
3. Parovay E.F., Falaleev S.V. Designing of Low-flow Rate Sliding Bearings for Turbo Machinery Rotors. Biosciences biotechnology research Asia, April 2015. Vol. 12(1). P. 731-736.