УДК 621.9: 621.89

## Отрицательная податливость энергосберегающей адаптивной радиальной гидростатической опоры с ограничением выходного потока смазки

### В.А. Коднянко\*

Сибирский федеральный университет, Россия 660041, Красноярск, пр. Свободный, 79<sup>1</sup>

Received 3.12.2010, received in revised form 10.12.2010, accepted 17.12.2010

Бесконтактные опоры скольжения с жидкостной смазкой, обладающие отрицательной податливостью несущего смазочного слоя, могут быть использованы в узлах станков для компенсации деформаций его упругой системы с целью повышения точности обработки. Известные конструкции таких опор, в которых уменьшение податливости происходит за счет применения входных регуляторов расхода (АГСО-РР), обладают высокой энергоемкостью и нестабильностью характеристики податливости. В настоящей работе рассмотрена конструкция новой категории адаптивных опор – радиальная гидростатическая опора с ограничением выходного потока смазки (АГСО-ВП). Приведена математическая модель опоры, получены расчетные аналитические зависимости и рассмотрен упрощенный метод определения её статических характеристик без учета влияния на них окружных перетоков смазки. Показано, что АГСО-ВП в сравнении с АГСО-РР потребляет энергии в 3-4 раза меньше. При этом она обладает более стабильными характеристиками отрицательной податливости и более широким адаптивным диапазоном нагрузок. Установлено также, что АГСО-ВП отрицательной податливости более экономична даже в сравнении с обычной гидростатической опорой.

Ключевые слова: энергосберегающая, гидростатическая опора, гидростатический подшипник, отрицательная податливость.

### Введение

Использование бесконтактных гидростатических опор (АГСО) нулевой и отрицательной податливости в несущих системах металлорежущих станков позволяет существенно повысить точность механической обработки [1]. К настоящему времени известно лишь несколько работоспособных конструкций АГСО, которые разработаны в Сибирском федеральном университете [2, 3]. В таких опорах снижение податливости обеспечивается применением входных регуляторов расхода рабочей жидкости [4, 5]. Исследования показали, что АГСО с входными регуляторами расхода смазки (АГСО-РР) обладают ограниченным диапазоном нагрузок, при которых поддерживаются адаптивные свойства опор, нестабильностью характеристики подат-

<sup>\*</sup> Corresponding author E-mail address: kowlad@rambler.ru

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> © Siberian Federal University. All rights reserved

ливости и высоким расходом подаваемой в опору смазки [2, 4, 5]. Снизить энергоемкость АГСО можно за счет применения устройств ограничения выходного потока смазки (АГСО-ВП) [6]. Подобные опоры, смазываемые газом, способны обеспечивать отрицательную податливость даже в том случае, когда на входе установлены пассивные (нерегулируемые) гидравлические сопротивления, которые используют в обычных газостатических опорах, чем обеспечивается значительное снижение энергоемкости конструкций [7]. В настоящей работе рассмотрена аналогичная [7] конструкция радиальной гидростатической опоры, в которой реализован указанный способ ограничения выходного потока рабочей жидкости. Целью работы является исследование статических характеристик данной опоры, соответствующих режиму отрицательной податливости несущего смазочного слоя.

#### Описание конструкции опоры

На рис. 1 показана расчетная схема конструкции. Опора состоит из корпуса 1 и воспринимающего внешнюю нагрузку *f* вала 2, двух симметрично расположенных относительно центральной плоскости опоры жестких кольцевых элементов 3, герметично соединенных с корпусом 1 посредством одинаковых упругих элементов (мембран) 4.

С целью повышения несущей способности опоры в её междурядной области на внутренней поверхности корпуса 1 выполнены продольные микроканавки, расположенные на одинаковом расстоянии друг от друга (на рис. 1 не показаны). Газ под давлением  $p_{\rm H}$  подается в магистраль нагнетания через дросселирующие кольцевые щели 5 и поступает в промежуточные проточные полости 6 под давлением  $p_{\rm K}$ , откуда попадает в тонкие непроточные смазочные зазоры 7 толщины  $h_{\rm p}$ , образованные корпусом 1 и упругими элементами 4, затем в промежуточные кольцевые щели 8, преодолев которые без сопротивления потоку попадает в тонкий несущий газовый слой 9 толщиной h под тем же давлением  $p_{\rm K}$ , и истекает из опоры через зазор толщиной  $h_{\rm K}$  в окружающую среду с давлением  $p_{\rm a}$ . Роль демпфера вибраций выполняет слой смазки, заключенной в зазоре 7.

При воздействии нагрузки f происходит смещение вала в её направлении и изменение гидравлического сопротивления смазочных зазоров h,  $h_p$  и  $h_\kappa$ . При этом в нагруженной (нижней) части давление  $p_\kappa$  увеличивается, а в разгруженной (верхней) – уменьшается. Вследствие этого возникают реакции воздействия сил давления на элементы 3, 4 в области зазоров  $h_m$  и  $h_\kappa$  и про-



Рис. 1. Расчетная схема опоры

исходит их смещение в противоположном по отношению к f направлении, что вытекает из анализа эпюр распределения давления на рабочих поверхностях элементов 3 и 4. Это влечет за собой ещё большее повышение гидравлического сопротивления и, следовательно, способствует увеличению давления смазки в нагруженной торцевой области несущего слоя и его уменьшению в разгруженной области, чем обеспечивается функция активного ограничения выходного потока смазки. Интегральная реакция сил давления на элементы 3 и 4 уравновешивается силой сопротивления упругой деформации материала мембран 4, а неразрывность потока жидкости через магистраль нагнетания, обеспечивая активное перераспределение давления, способствует установлению меньшей по сравнению с обычной опорой величины эксцентриситета e вала и корпуса опоры и, следовательно, меньшей её податливость мембран и, следовательно, меньший эксцентриситет  $e_m$  кольцевых элементов 3 и корпуса (для нагруженной опоры этот эксцентриситет всегда отрицателен).

#### Математическая постановка задачи и метод ее решения

При моделировании работы опоры, расчете статических характеристик и их исследовании предполагали, что соблюдается параллельное расположение осей корпуса и подвижных элементов. Исследование проведено в безразмерной форме. За масштабы основных величин приняты: радиус  $r_0$  вала – для линейных размеров, давление  $p_{\rm H}$  источника питания опоры – для давлений,  $\pi r_0^2 p_{\rm H}$  – для сил,  $h_0^3 p_{\rm H}/6\mu$  – для объемных расходов жидкости,  $h_0$  – для зазоров и эксцентриситетов подвижных элементов. Здесь  $h_0$  – толщина h несущего смазочного слоя при соосном расположении элементов (при отсутствии нагрузки f),  $\mu$  – вязкость смазки. Далее безразмерные величины обозначены прописными буквами.

Функции распределения давления в тонких смазочных зазорах для несжимаемой смазки удовлетворяют дифференциальному уравнению Рейнольдса [8]

$$\frac{\partial}{\partial\varphi} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial\varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 0, \tag{1}$$

где  $P(Z, \phi) - \phi$ ункция распределения давления в смазочных зазорах;  $Z, \phi$  – продольная и окружная координаты,  $H_i(\phi) = 1 - \varepsilon_i \cos(\phi) - \phi$ ункция радиального смазочного зазора между смазываемыми элементами конструкции;  $\varepsilon_i = \varepsilon - 3$ ксцентриситет вала 2 и корпуса 1,  $\varepsilon_i = \varepsilon_m - 3$ ксцентриситет колец 3 и вала 2,  $\varepsilon_k = \varepsilon - \varepsilon_m$  эксцентриситет вала 2 и подвижных колец 3.

При математическом моделировании предполагали, что продольный размер втулки 3 мал по сравнению с ее диаметром. Наличие узких торцевых смазочных зазоров и продольных микроканавок в междурядной области позволяет пренебречь влиянием окружных перетоков смазки в зазорах, т. е. считать, что для них  $\partial P/\partial \phi = 0$ . Это позволяет, существенно упростив уравнение (1), найти его решение в аналитической форме:

$$P(Z, \varphi) = \begin{cases} P_k(\varphi) (L_1 - Z) / L_1 - для зазора в торцевой области, \\ P_k(\varphi) - для зазора в междурядной области и под мембраной, \end{cases}$$

где  $P_k(\varphi) - \varphi$ ункция давления на выходе питающей щели 5,  $L_1$  – ширина колец 3. Исходя из условия равенства расходов смазки через входное и выходное сопротивления проточного тракта,

эта функция может быть выражена через функцию зазора в торцевой области несущего слоя опоры

$$P_{k}(\varphi) = A_{H}L_{1} / \left\{ \left[ 1 - \left( \varepsilon - \varepsilon_{m} \right) Cos(\varphi) \right]^{3} - A_{H}L_{1} \right\},\$$

где  $A_H$  – параметр, определяемый постоянными размерными величинами зазора входной щели 5. Этот параметр может быть найден из условия равенства расходов смазки на входе и выходе опоры

$$A_{H} = \chi / [L_{I} (1 - \chi)]$$
<sup>(2)</sup>

при отсутствии нагрузки на нее, т. е. при соосном расположении подвижных элементов и корпуса, когда давление  $P_k(\varphi) = \chi$  постоянно.

Несущая способность радиальных смазочных зазоров после приведения её к безразмерной форме определяется формулой

$$W_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} Cos(\varphi) \int_0^{L_i} P_i(Z,\varphi) dZ$$

С учетом этого после интегрирования функции давления нашли несущую способность зазоров в междурядной зоне, в торцевой области несущего слоя и в области зазора, расположенного под мембраной:

$$W_{c} = \frac{A_{H}L_{1}L_{2}}{\pi}J(\varepsilon_{k}), W_{k} = \frac{A_{H}L_{1}^{2}}{2\pi}J(\varepsilon_{k}), W_{m} = \frac{A_{H}R_{1}L_{1}^{2}}{\pi}J(\varepsilon_{k}),$$
(3)

где  $R_1$  – наружный радиус подвижных элементов 3,

$$J(\varepsilon_k) = \int_{0}^{2\pi} \frac{Cos(\varphi)d\varphi}{\left[1 - \varepsilon_k Cos(\varphi)\right]^3 + A_H L_1}.$$
(4)

При малых перемещениях в соответствии с законом Гука радиальное смещение  $\varepsilon_m$  втулки под влиянием воздействующих на нее сил давления  $W_m$  и  $W_k$ , уравновешиваемых силой упругого сопротивления мембраны, определяется нелинейным уравнением

$$\varepsilon_m = -K_m a_m J(\varepsilon - \varepsilon_m), \tag{5}$$

которое использовано в расчетах для нахождения эксцентриситета є.

Несущая способности АГСО-ВП определяется формулой

$$W = \frac{2}{\pi} \int_{0}^{2\pi} \int_{0}^{L} P(Z,\varphi) Cos(\varphi) dZ d\varphi = A_{W} J(\varepsilon - \varepsilon_{m}),$$
(6)

где  $A_W = A_H L_1 (L_1 + 2L_2) / \pi$ ,  $L_2$  – половина ширины междурядной области несущего слоя опоры.

В качестве входных параметров использованы:  $K_m$ ;  $R_1$ ; L – половина длины опоры;  $\chi \in [0;1]$  – нормированный коэффициент настройки входной дросселирующей щели 5 при соосном расположении подвижных элементов и отсутствии нагрузки на опору, при которых все упомянутые выше эксцентриситеты равны нулю.

Вычисления проводили следующим образом. При заданных входных параметрах по формуле (2) рассчитывали коэффициент  $A_{H}$ . Затем определяли наибольшее значение несущей способности W опоры, которое она имеет при касании рабочих поверхностей вала 2 и подвижных колец 3 в нагруженной части торцевого зазора  $h_k$ , т. е. при  $\varepsilon_k = 1$ . С учетом (5) получили  $W_{max} = A_W J(1)$ . Интеграл J находили численным методом Симпсона [9]. Сравнивая (4) и (5), нашли наименьшее значение  $\varepsilon_{m,min} = -K_m a_m W_{max}/A_W$ .

Далее для построения кривой требуемой зависимости от нагрузки F полагали F = W и находили эксцентриситет є для точек  $\varepsilon_{m,i} = i \varepsilon_{m,min} / n$ , (i = 0, 1, ..., n-1, n), решая итерационным методом Ньютона [10] нелинейное уравнение (5), в котором є является единственным неизвестным.

#### Результаты исследования

На рис. 2 и 3 показаны графики зависимости эксцентриситета є и податливости  $K = \partial \varepsilon / \partial F$ от внешней нагрузки F, где  $K_m = 0$  соответствует характеристикам обычной двухрядной опоры, для которой K положительна. Приведенные на этих графиках кривые показывают, что с увеличением податливости мембран  $K_m$  податливость K опоры уменьшается до нуля и отрицательных значений. Из графиков рис. 2 видно, что при  $K_m \approx 6$  и  $\varepsilon = 0$  опора имеет нулевую податливость (K = 0). Точное значение  $K_m$  для этого режима можно найти после упрощения уравнения (4) и формулы (5) посредством разложения функции (3) по степеням малого параметра  $\varepsilon$ . После несложных преобразований можно получить формулу для вычисления податливости опоры при F = 0:

$$K = \lim_{F \to 0} \frac{\partial \varepsilon}{\partial W} = \frac{2 - 3\chi(1 - \chi)L_1(2R_1 - 1)K_m}{6\chi(1 - \chi)(L_1 + 2L_2)}.$$

Нетрудно видеть, что при соосном расположении подвижных элементов опора имеет нулевую податливость (K = 0) при

$$K_m = \frac{2}{3\chi(1-\chi)L_1(2R_1-1)}$$

Для параметров графиков рис. 2 и 3 это соответствует  $K_m = 6,35$ .

При  $K_m > 6,35$  податливость становится отрицательной (K < 0) и значения эксцентриситета є попадают в адаптивный диапазон (адаптивным называется диапазон нагрузок, для которого эксцентриситет є < 0, т. е. область нагрузок, при которых опора способна компенсировать пассивные деформации упругой системы станка). При  $K_m = 8$  этот диапазон составляет 80 %, при  $K_m > 9$  все воспринимаемые опорой нагрузки попадают в адаптивный диапазон (рис. 3), т. е. при любых нагрузках вплоть до предельно допустимой опора способна активно компенсировать пассивные упругие деформации несущей системы станка. Для АГСО-РР такой диапазон обычно не превосходит 30 % [11].

На рис. 4 показаны сравнительные расходные характеристики опор обеих категорий (АГСО-ВП и АГСО-РР). В опоре с регулированием выходного потока (АГСО-ВП) расход смазки не зависит от  $K_m$  и с ростом нагрузки только уменьшается, в опорах с активной компенсацией расхода (АГСО-РР) эта характеристика в значительной мере зависит от  $K_m$  и имеет экс-



Рис. 2. Зависимости податливости K от внешей нагрузки F и податливости мембраны  $K_m$  при L = 1,5;  $L_1 = 0,3$ ;  $R_1 = 1,2$ ;  $\chi = 0,5$ 



Рис. 3. Зависимости эксцентриситета є от внешей нагрузки F и податливости мембраны  $K_m$  при L = 1,5;  $L_1 = 0,3$ ;  $R_1 = 1,2$ ;  $\chi = 0,5$ 



Рис. 4. Сравнительные зависимости расхода Q смазки от внешней нагрузки F для АГСО-ВП и АГСО-РР

тремальный характер [1]. Причем пик энергопотребления приходится на диапазон умеренных нагрузок, которые являются наиболее используемыми. Видно, что для заданного сочетания входных параметров при этих нагрузках АГСО-ВП потребляет энергии в 3-4 раза меньше по сравнению с аналогичной АГСО-РР.

Данный феномен объясняется принципиальным отличием механизма создания эффекта отрицательной податливости в АГСО-РР и в АГСО-ВП. Потери мощности на прокачивание смазки через такие опоры пропорциональны расходу  $Q \sim h^3 p$ , где h и p – зазор выходной щели и давление на её входе. Определяющую роль здесь играет нагруженная область зазоров опор. В АГСО-РР в этой области p и h увеличиваются. В АГСО-ВП p также увеличивается, но h, напротив, уменьшается. Таким образом, в режиме отрицательной податливости рост отношения потерь мощности в АГСО-РР и в АГСО-ВП можно ориентировочно оценить 6-й степенью изменения величины h. Вследствие этого энергопотери в сопоставимых конструкциях опор данных категорий на режимах отрицательной податливости могут отличаться в десятки и даже сотни раз.

Обычно упругая система станка в диапазоне воспринимаемых нагрузок имеет постоянную положительную податливость, т. е. прогибы элементов упругой системы при ее деформации пропорциональны силам резания. Следовательно, идеальными характеристиками адаптивных опор, которые способствовали бы нейтрализации негативного влияния такой деформации, являются линейные зависимости  $\varepsilon(F)$  при отрицательной постоянной податливости K, равной по абсолютной величине податливости упругой системы станка. Исследованием установлено, что на стабильность нагрузочной характеристики  $\varepsilon(F)$  определяющее влияние оказывает коэффициент настройки  $\chi$ . Из рис. 5 видно, что при малых и средних нагрузках F с увеличением



Рис. 5. Зависимости податливости K от внешней нагрузки F и коэффициента настройки гидравлических сопротивлений  $\chi$  при  $L = 1,5; L_1 = 0,3; R_1 = 1,2; K_m = 10$ 

этого параметра функция податливости K(F) меняет свой характер — из убывающей она превращается в возрастающую.

При определенном значении  $\chi$  она становится практически постоянной. На рис. 5 это соответствует кривой для  $\chi = 0,39$ , при котором K(F) практически постоянна для F < 0,2. Если принять, например,  $\chi = 0,38$ , то податливость также будет близкой к постоянной, однако при этом значительно расширится диапазон рабочих нагрузок (F < 0,4). Опора остается эффективной и при больших нагрузках, поскольку обладает отрицательной податливостью и, следовательно, адаптивными свойствами во всем диапазоне нагрузок.

Расход смазки в АГСО-ВП слабо зависит от нагрузки F (это видно из графика рис. 4). Приблизительно он может быть оценен по формуле

$$Q = \chi/L_1, \tag{7}$$

что соответствует расходу смазки при F = 0. Для обычных опор наилучшим считается  $\chi = 0,5$ . При этом значении обеспечивается их минимальная положительная податливость [12]. Если считать, что  $\chi = 0,38$  даёт для АГСО-ВП наилучшую нагрузочную характеристику, то, как показывает анализ зависимости (7), даже в сравнении с обычной гидростатической опорой АГСО-ВП потребляет энергии на 24 % меньше. Следовательно, из упомянутых здесь трех типов опор АГСО-ВП обладает наилучшими эксплуатационными характеристиками и является наименее энергоемкой.

#### Заключение

Результаты проведенного исследования позволяют сделать заключение о том, что при рациональном выборе входных параметров радиальная опора с ограничителями выходного

потока смазки (АГСО-ВП) по основным эксплуатационным характеристикам значительно превосходит аналогичные показатели опоры с активной компенсацией расхода (АГСО-РР). Окончательное заключение о преимуществах АГСО-ВП можно сделать на основе теоретического исследования качества её динамики и экспериментального исследования эксплуатационных характеристик опоры.

Статья публикуется при поддержке Программы развития Сибирского федерального университета.

#### Список литературы

1. Шатохин, С. Н. Новые возможности адаптивного управления / С. Н. Шатохин // Машиностроитель. 1977. № 4. С. 18.

2. Шатохин, С. Н. Функциональные возможности радиальной адаптивной гидростатической опоры / С. Н. Шатохин, В. А. Коднянко, В. П. Зайцев // Машиноведение, 1988. № 4. – С. 85-91.

3. Пат. 2298117 Российская Федерация, МПК F16C 32/06. Гидростатический подшипник [Текст] / Я. Ю. Пикалов, С. Н. Шатохин; заявитель и патентообладатель Краснояр. гос. техн. ун-т. – № 2005132058/11; Заявл. 17.10.2005; Опубл. 27.04.2007, Бюл. № 12 ; Приор. 17.10.2005, № 2005132058 (Российская Федерация). – 4 с. : ил.

4. Дёмин, В. Г. Проектирование адаптивных гидростатических опор для шпиндельных узлов и направляющих металлорежущих станков / В. Г. Дёмин, Я. Ю. Пикалов, С. Н. Шатохин // Технология машиностроения. 2008. № 9. – С. 27-30.

5. Пикалов, Я. Ю. Конструкции и характеристики адаптивных гидростатических шпиндельных опор с плавающим регулятором нагнетания смазки / Я. Ю. Пикалов, С. Н. Шатохин // СТИН. 2006. № 5. – С. 18-22.

6. Пат. 2370680 Российская Федерация, МПК F16C 32/06. Гидростатический подшипник [Текст] / В. А. Коднянко, А. А. Ткачев; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО Сибирский федеральный ун-т. – № 2008123713/11; Заявл. 10.06.2008; Опубл. 20.09.2009, Бюл. № 29; Приор. 17.10.2005, № 2005132058 (Российская Федерация). – 4 с. : ил.

7. Коднянко, В. А. Статические характеристики двухрядной радиальной газостатической опоры с регуляторами выходного потока смазки / В. А. Коднянко, А. А. Ткачёв // СТИН. 2009. № 6. – С. 6-8.

8. Константинеску, В. Н. Газовая смазка: Пер. с румынск. – М.: Машиностроение, 1968. – 709 С.

9. Двайт, Г. Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы: Пер. с англ. – М.: Наука, 1973. – 228 С.

10. Демидович Б. П. Численные методы анализа (рецензия) / Б. П. Демидович, И. А. Марон, Э. З. Шувалова. М.: Физматгиз, 1963, – 660 С.

11. Шатохин, С. Н. Исследование и расчет радиальных адаптивных гидростатических подшипников – преобразователей / С. Н. Шатохин, В. П. Зайцев, С. А. Ярошенко // Опоры скольжения с внешним источником давления смазки: Межвузовский сб. научных трудов. Красноярск, КрПИ, 1989. -С.104-120 12. Борисов В. Н. Расчет и оптимизация гидростатической опоры ступенчатого типа / В.Н. Борисов, А. С. Тюриков, Н. И. Гомер // Опоры скольжения с внешним источником давления смазки: Межвузовский сб. научных трудов. Красноярск, КПИ, 1974. – С.21-29

# Negative Compliance of Energy-Saving Adaptive Journal Hydrostatic Bearing with a Restriction of the Output Lubricant Stream

## Vladimir A. Kodnyanko

Siberian Federal University, 79 Svobodny, Krasnoyarsk, 660041 Russia

Non-contact sliding bearings lubricated with a liquid, which have a negative compliance of lubricating film, can be used in the machine-tool nodes to compensate of its elastic system deformation for improve the accuracy of processing. Known designs of such bearings, in which a decrease in ductility is due to the application of input consumption regulators (AGSB-CR), have high energy costs and instability characteristics of compliance. In this paper we consider the construction of a new category of adaptive bearings – journal hydrostatic bearing with a restriction of the output lubricant stream (AGSB-OS). The paper presents a mathematical model of support, according to analytical estimates obtained and considered a simplified method for determination of its static characteristics without the influence on them district overflows lubrication. It is shown that AGSB-OS compared with AGSB-CR consumes energy is 3-4 times smaller. It has more stable characteristics of negative compliance and a broader range of adaptive loads. It was also found that AGSB-OS with negative compliance is more economical, even in comparison with the conventional hydrostatic bearing.

Keywords: energy-saving, hydrostatic bearing, negative compliance.