

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДВС

В.С. Попович, В.М. Лопухов, Н.Г. Лопухова

*В статье приводится разработанная и апробированная методика определения оптимальных параметров подшипников скольжения узлов двигателей внутреннего сгорания.*

*Ключевые слова: подшипник скольжения, ДВС, оптимизация.*

Сокращение сроков разработки новых конструкций двигателей, повышение качества и снижение их металлоёмкости возможно только при оптимизации конструктивных параметров подшипниковых узлов математическим моделированием напряжённо-деформированного состояния (НДС).

В основу математической модели гидродинамического расчёта подшипников скольжения ДВС положены критерии оценки предельной несущей способности, определяемой толщиной масляного слоя, и ограничения максимальной температуры смазки в зазоре подшипника.

Большая часть математических моделей гидродинамических расчётов базируется на основе уравнения О. Рейнольдса, которое имеет следующий вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6V_x \frac{dh}{dx} + 6V_z \frac{dh}{dz}, \quad (1)$$

где  $x$  - координата вдоль потока смазочного слоя по направлению вращения вала;  $z$  - координата вдоль оси подшипника от его середины;  $h$  - толщина масляного слоя;  $p$  - гидродинамическое давление в масляном

слое;  $V_x, V_z$  - компоненты относительных скоростей. Уравнение (1) определяет поле давлений, возникающее при вынужденном ламинарном течении смазки в зазоре, и заменяет уравнения сохранения импульса, уравнения сплошности и граничные условия на поверхностях трения.

Одним из основных параметров расчёта является минимальная толщина масляного слоя ( $h_{min}$ ), которая позволяет оценить нагруженность подшипника с учетом схемы, представленной на рисунке 1.

Положение недеформируемого вала относительно подшипника в этом случае полностью определяется эксцентриситетом  $e$  и ориентацией линии смещения центров относительно осей, связанных с подшипником

ПОЛЗУНОВСКИЙ ВЕСТНИК №4/2 2010

(угол  $\delta$ ). Определение траектории движения вала в подшипнике, т.е. мгновенных значений  $e$  и  $\delta$ , и является задачей расчёта нестационарно-нагруженного подшипника.

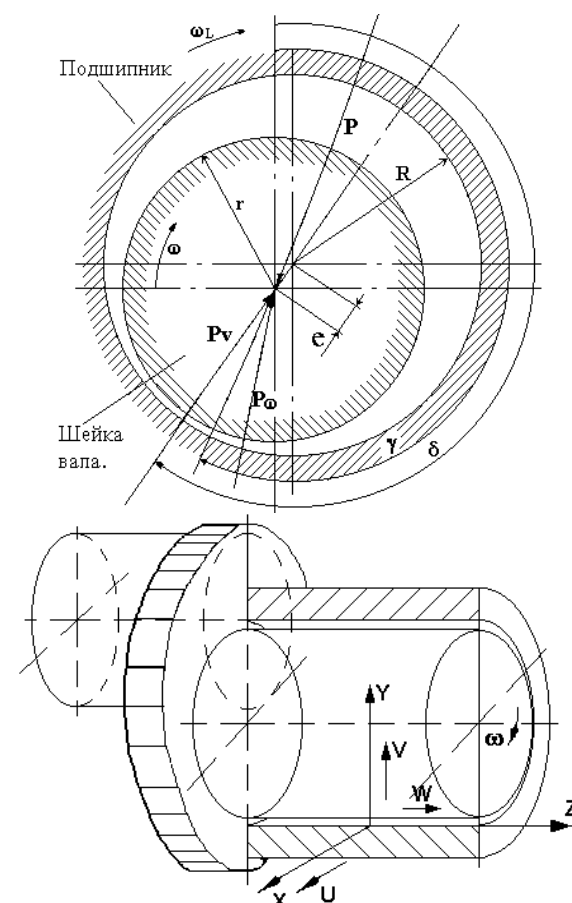


Рисунок 1 – Схема гидродинамического расчёта подшипника

Анализ процессов НДС для сопряжённых деталей оптимального подшипникового опорного узла и выбор его конструктивных параметров определён вектором  $n$ -мерного параметрического пространства вида

$$\Omega_{II} = (II_1, II_2, II_3, II_4), \quad (2)$$

где  $II_1 \dots II_4$  – вектора конструктивных параметров соответственно для блок-картера,

подшипника, коленчатого вала и крышки коренного подшипника. Эти вектора представляют собой:

-  $\Pi_1 \left( \sum_{i=1}^m KЭ, t_i \right)$  – количество конечных элементов и их толщины межцилиндрической перегородки блок-картера;

-  $\Pi_2 (\Delta_{кш}, \Delta_{шш}, e, h_{\min}, t^0, l_{кш}, l_{шш}, D_{кш}, D_{шш})$  – параметры подшипников скольжения;

-  $\Pi_3 [D_{кш}(d_{кш}), D_{шш}(d_{шш}), l_i \cdot (l_{кш}^l, l_{кш}^r, l_{шш}^l, l_{шш}^r, h, b)]$  – конструктивные геометрические параметры элементов коленчатого вала;

-  $\Pi_4 \left( \sum_{i=1}^m KЭ, t_i, H, B \right)$  – количество конечных элементов, толщина и геометрические размеры крышки коренного подшипника. Численные значения конструктивных параметров деталей узла определяются с учетом границ предельных их значений.

Выделение основополагающего набора варьируемых переменных, определение целевой функции, описание требуемых качеств решения являются основными этапами математической формализации прикладной оптимизационной задачи выбора конструктивных параметров на основании критериев НДС.

Для узла последовательно рассматривается математическое моделирование процессов оптимизации выбора конструктивных параметров коленчатого вала, подшипников скольжения и элементов блок-картера.

Разработана и приводится методика оптимизационного выбора конструктивных параметров сложных объектов ДВС с учетом сопряженных деталей на основании критериев НДС. Оптимизационный подход, основанный на системном анализе, включает выделение оптимизируемой системы (объекта), формирование целевой функции, системы ограничений, выбор метода оптимизационных процедур и направление поиска (минимизация или максимизация).

Разнообразные по содержанию задачи анализа НДС для деталей двигателей определяются общей математической формулировкой процесса оптимизации

$$\phi(\Pi) \rightarrow \min, \quad \Pi \in \Omega_{\Pi} \quad (3)$$

Оптимальное решение записывается как

$$\Pi^* = \min (\max) \phi(\Pi) \quad (4)$$

$$\Pi \in \Omega_{\Pi}$$

удовлетворяющее системе ограничений – равенств вида

$$h_j(\Pi) = 0, \quad j = \overline{1, m}, \quad (5)$$

и ограничений – неравенств вида

$$g_j(\Pi) \geq 0, \quad j = \overline{1, n}, \quad (6)$$

$$\Pi_{i-1} \leq \Pi_i \leq \Pi_{i+1}.$$

Оптимизация процесса выбора параметров или сравнения альтернативных решений проводится на основании целевой функции (критерия оптимальности), которая определена в пределах какой-то области конструктивных параметров  $\Omega_{\Pi}$  и выражает основные требования к конструкции объекта.

На рисунке 2 приведена структурная схема выбора оптимальных конструктивных параметров.

Для поиска оптимального решения применялись метод Хука-Дживса и метод покоординатного спуска Гаусса-Зейделя. При увеличении числа переменных варьируемых параметров использовался симплексный метод поиска – модифицированный метод деформируемого многогранника Нелдера-Мида.

Оптимизация выбора конструктивных параметров гидродинамических подшипников учитывает аналитические соотношения, определяющие количественные связи характеристик масляного слоя подшипника с его конструктивными параметрами, полученные методом полиномиальной аппроксимации.

Уравнения, определяющие характеристики подшипника, могут быть также получены на основании численного решения уравнения Рейнольдса (1).

Подлежащая минимизации целевая функция описывается выражением

$$\phi_{\min} = b_1 (l_n / D_n)^{\gamma_1} \cdot k \cdot S_0^{\beta_1} \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_2} + b_2 \cdot \delta (l_n / D_n)^{\gamma_3} \cdot S_0^{\beta_2} \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_4}, \quad (7)$$

где  $b_1, b_2$  – весовые коэффициенты;

$D_n, l_n$  – диаметр и длина подшипника;

$k$  – среднее давление в подшипнике;

$S_0$  – число Зоммерфельда;  $\delta$  – радиальный зазор,  $\gamma_1, \dots, \gamma_4, \beta_1, \beta_2$  – показатели степеней полиномов.

Показатели степеней полиномов при составляющих целевой функции определялись методом наименьших квадратов, сводя к минимуму суммированные средние квадратические отклонения значений соответствующей функциональной зависимости и выявляя оп-

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДВС

тимальную степень полинома при заданном количестве узлов аппроксимации. Показатели степени могут быть любыми действительными

ми числами – положительными или отрицательными.

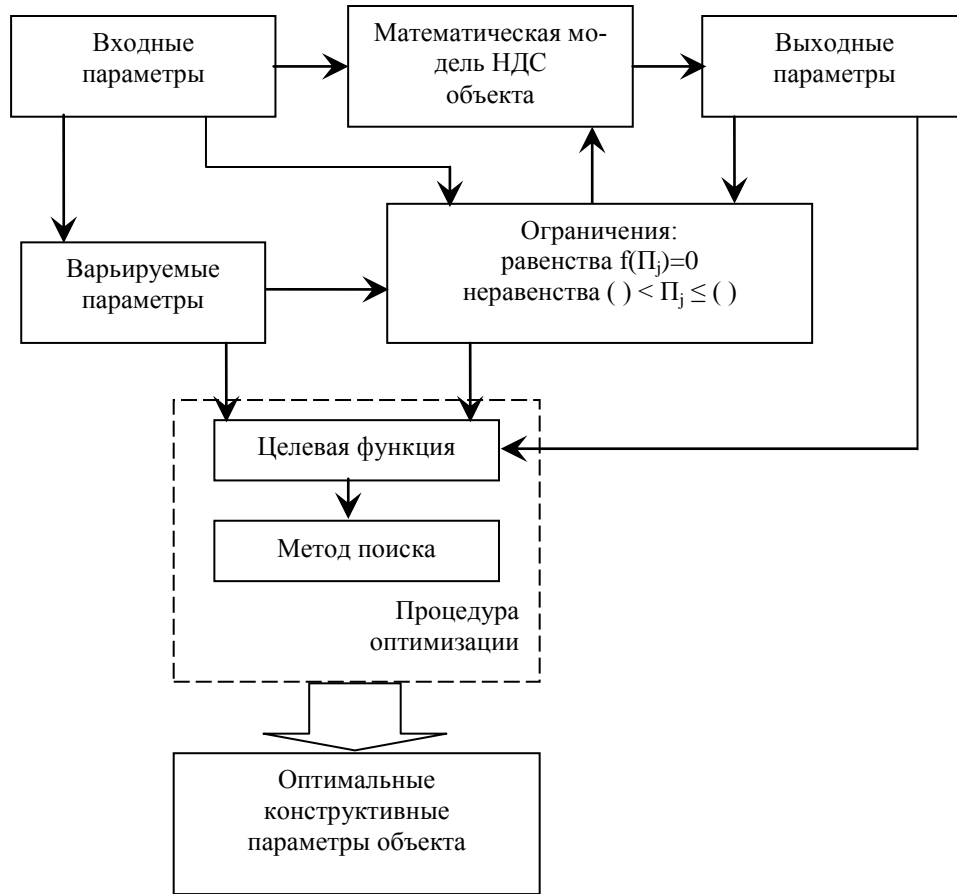


Рисунок 2 - Структурная схема выбора оптимальных конструктивных параметров

Гидродинамические характеристики масляного слоя определялись на основании зависимостей:

$$h_{\min} = \varphi_1 \cdot \delta \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_1'} \cdot (1/S_0)^{\beta_1''} \times (l_n / D_n)^{\gamma_2''};$$

$$f = \varphi_2 \cdot (\delta / D_n) \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_3''} \times (1/S_0)^{\beta_2''} (l_n / D_n)^{\gamma_4''};$$

$$Q = \varphi_3 \cdot l_n \cdot D_n \cdot \delta \cdot \omega \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_5''} \times (1/S_0)^{\beta_3''} \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_6''};$$

$$\Delta t = \varphi_4 \cdot k \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_7''} \times (1/S_0)^{\beta_4''} \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_8''};$$

$$P_{\max} = \varphi_5 \cdot k \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_9''} \times$$

$$\times (1/S_0)^{\beta_5''} \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_{10}''},$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала,  $k$  – удельное давление на подшипник,  $\varphi_1, \dots, \varphi_5$  – коэффициенты значимости при степенных полиномах.

Условием окончания поиска послужило выражение  $\phi_{\min} \leq E_{qon}$ .

Ограничения на гидродинамические характеристики масляного слоя выбирались на основании соотношений:

- по толщине масляного слоя

$$1,585 \cdot \delta \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_1'} \times S_0^{\beta_1'} \cdot (l_n / D_n)^{\gamma_2'} \geq A_1; \quad (8)$$

- давлению масла

$$A_2 \geq (0,76)^{-1} \cdot k_{cp} \cdot (l_n / D_n) \cdot S_0^{\gamma_3'}; \quad (9)$$

- вязкости масла

$$A_3 \geq \mu \geq A_4; \quad (10)$$

- длине подшипника

$$0,25 \leq l_n / D_n \leq 1,0; \quad (11)$$

- устойчивости масляной пленки

$$S_0^{\beta'_3} \cdot (l_n / D_n)^{\gamma'_4}. \quad (12)$$

Здесь  $\gamma'_1, \dots, \gamma'_4, \beta'_1, \dots, \beta'_3$  – показатели степени,  $A_1, \dots, A_4$  – численные значения ограничивающих величин соответствующих параметров.

Эффективность оптимального выбора целевой функции существенно зависит от топографии функции и ее взаимодействие с границами расчетной области (поверхности ограничений).

В качестве входной точки выбора оптимальных конструктивных параметров использовалось произвольное значение параметров в рамках принятых ограничений. На первом этапе эта точка выводится в допустимую область. Это обеспечивается посредством случайного поиска по одной переменной. Для ускорения сходимости поиска для различных параметров вводятся соответствующие мас-

штабные коэффициенты. В тех случаях, когда какой-либо из параметров выходит за установленные для него пределы, его значение полагается равным ближайшему предельному значению. Для непрерывного отыскания новых точек с улучшенным качеством используется поиск градиента. После того, как эти точки получены, проводится проверка удовлетворения рабочим (или функциональным) ограничениям. В случае нарушения ограничения точки посредством случайного поиска по одной переменной приводятся в расчетную область. Этот метод использовался до прекращения поиска с целью проверки единственности оптимального расчета и для избегания седловых точек.

Структурная схема оптимизации выбора конструктивных параметров подшипников скольжения приведена на рисунке 3. Ограничения, приведённые на схеме, выбирались на основании соотношений по толщине масляного слоя, давлению масла в подшипнике, вязкости масла, соотношению размеров и устойчивости масляной плёнки.

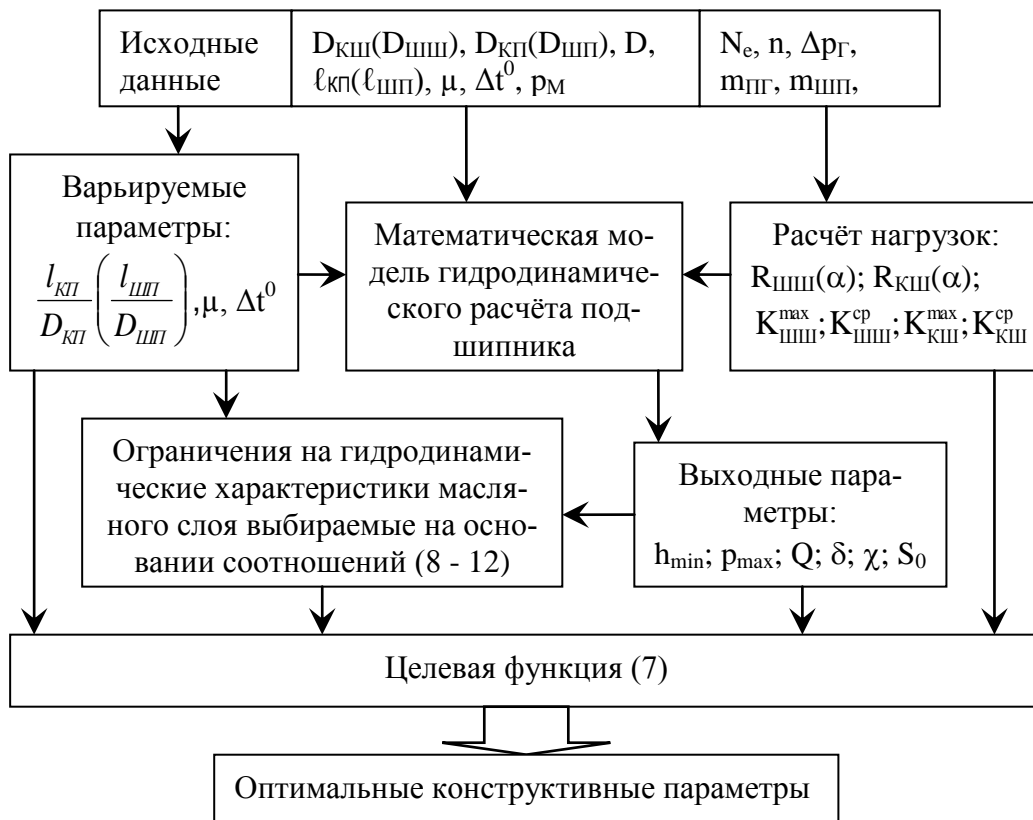


Рисунок 3 - Структурная схема оптимизации выбора конструктивных параметров подшипников скольжения

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДВС

Проектирование гидродинамических подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания встречает ряд затруднений из-за сложности взаимодействия между различными конструктивными параметрами сопряженных деталей узла.

На основании выполненных расчётных исследований для подшипников скольжения дизелей типоразмерного ряда 6Ч и 4Ч 13/14 получены оптимальные конструктивные размеры подшипников при отношении длины к диаметру равном 0,45.

По результатам анализа можно сделать вывод, что для удовлетворения требований минимальности толщины пленки оптимальные зазоры должны быть больше для больших нагрузок и малых скоростей.

Из результатов анализа расчетных данных следует, что изменение частоты вращения коленчатого вала с 900 об/мин до 1700 об/мин при малой нагрузке вызывает увеличение продолжительности сближения с 38,4 % до 56,8 % для шатунной шейки вала и уменьшения с 46% до 12,5 % (в 3,7 раза) для 3 – го коренного подшипника. Это свидетельствует о том, что увеличение инерционных нагрузок резко ухудшает условия работы шатунного подшипника и, наоборот, создает более благоприятный вид полярной диаграммы нагрузки коренного подшипника. Для поддержания требуемой толщины пленки при малых скоростях нужна относительно высокая вязкость масла. При увеличении скорости и уменьшении эксцентриситета для выполнения критерия устойчивости необходимо, чтобы оптимальная вязкость понижалась. Эта тенденция сохраняется с ростом скорости до тех пор, пока не достигается установленный

для вязкости нижний предел.

Влияние изменения среднего эффективного давления сказывается на работе в меньшей степени. Так, например, изменение среднего эффективного давления с 0,08 до 0,78 МПа при частоте вращения коленчатого вала 1700 об/мин не приводит к росту продолжительности сближения вала и шатунного подшипника. Для коренного подшипника наоборот наблюдается увеличение сближения с 12,5 % до 22%, то есть в 1,6 раза.

Из вышеизложенного можно сделать вывод, что с точки зрения надежности, форсирование двигателя 6Ч 13/14 более выгодно осуществить повышением среднего эффективного давления.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попович, В. С. Разработка и использование методов расчетно- экспериментального комплексного исследования напряженно-деформированного состояния сопряженных деталей двигателей внутреннего сгорания. /Дис. ... докт. техн. наук. - Барнаул: 1990. - 328 с.

2. Попович, В.С. Экспериментальные методы исследования напряженного и деформированного состояния деталей машин: учебное пособие. – 2-е изд. перераб. и доп. /В.С. Попович; Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. – Барнаул: изд. АлтГТУ, 2009. – 108 с.

**Попович В.С.**, д.т.н., проф. ПрМ АлтГТУ им. И.И. Ползунова, тел. 8(3852) 29-08-18;

E-mail: [vspopovich@yandex.ru](mailto:vspopovich@yandex.ru), [lovimi@mail.ru](mailto:lovimi@mail.ru);

**Лопухов В.М.**, доц. каф САПР АлтГТУ им. И.И. Ползунова;

**Лопухова Н.Г.**, преп. каф САПР АлтГТУ им. И.И. Ползунова.