

ОБЗОР МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ РАЗМЕРОВ ДЕТАЛЕЙ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ, ДОПУСКАЕМЫХ НА СБОРКУ БЕЗ РЕМОНТА**Кравчук А. А.****Научный руководитель – к.т.н., старший преподаватель Писарев И. С.*****Сибирский федеральный университет***

В процессе эксплуатации автомобилей значения параметров деталей агрегатов постоянно изменяется от номинальных, до предельных. Скорость изнашивания деталей зависит от многих факторов, которые можно подразделить на следующие три группы: конструктивные, технологические, эксплуатационные. В связи с этим износ деталей автомобилей будет различен, и предельные значения деталей в зависимости от «важности» будут различны. В связи с этим необходимо определить допустимый без ремонта размер в каждом случае. Допустимые без ремонта размеры, зазоры и натяги в сопряжениях или соответствующий им допустимый без ремонта износ — это такие величины, при которых детали, оставленные для дальнейшей эксплуатации, могут проработать до очередного ремонта, не превысив предельно допустимого в эксплуатации износа.

Определение значений допустимых без ремонта размеров деталей агрегатов автомобилей, допускаемых на сборку без ремонта необходимо для анализа и прогнозирования ресурса детали. Это позволит определить какой период времени деталь еще сможет работать до наступления предельного состояния или отказа. Исходя из полученных данных, можно будет определить момент времени или период когда нужно будет произвести ремонт или замену детали. Заблаговременная замена деталей или их ремонт позволяет значительно экономить средства за счет предотвращения наступления отказа и полной выработки ресурса детали.

По определению допустимых без ремонта размеров разработаны различные методики.

Первая методика позволяет определить допустимый износ если известным является эксплуатационный допуск замыкающего звена размерной цепи. В этом случае предельный износ i -го звена, у которого скорость износа максимальная:

$$h_{np} = T_{\Delta\sigma} \gamma / \sum_{j=1}^{m-1} \gamma \zeta \quad (1)$$

где γ_i — скорость изнашивания поверхности, для которой рассчитывается предельный износ; γ_j — скорость изнашивания j -й поверхности; ζ — передаточное отношение звена; m — число звеньев размерной цепи.

Вторая методика позволяет рассчитать допустимый без ремонта размер используя коэффициент относительного изнашивания K_δ , который представляет собой отношение ремонтного допуска детали к производственному

$$K_\delta = \frac{\delta_p}{\delta_n} \quad (2)$$

где δ_p — ремонтный допуск поверхности детали; δ_n — производственный допуск поверхности детали.

Для применения данной методики необходимо знать наибольшие и наименьшие предельные диаметры деталей машин базовых моделей. Под машинами базовых моделей подразумеваются ранее выпущенные и эксплуатируемые машины на которые имеется техническая документация.

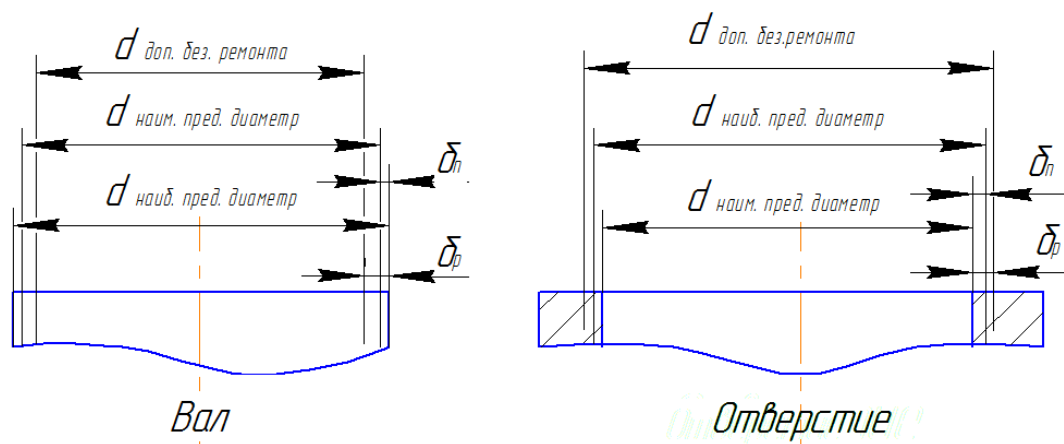


Рис. 1. Ремонтные и производственные допуски рабочих поверхностей деталей

Далее представлены формулы для расчета допустимых без ремонта размеров рабочих поверхностей деталей, мм:

- для вала

$$d_{\text{доп. без ремонта}} = d_{\text{наиб. пред. диаметр}} - K_{\delta} \cdot \delta_n; \quad (3)$$

- для отверстия

$$D_{\text{доп. без ремонта}} = D_{\text{наим. пред. диаметр}} + K_{\delta} \cdot \delta_n \quad (4)$$

где $d_{\text{доп. без ремонта}}$, $D_{\text{доп. без ремонта}}$ — допустимые без ремонта размеры поверхностей деталей машины новой модели; $d_{\text{наиб. пред. диаметр}}$, $D_{\text{наим. пред. диаметр}}$ — наибольший и наименьший предельные диаметры поверхности детали машины новой модели; K_{δ} рассчитывают по рабочей поверхности детали машины базовой модели; δ_n — производственный допуск поверхности детали машины новой модели.

Третья методика. Сущность её состоит в проведении статистического анализа распределения значений параметров, измеренных у достаточно большой выборки автомобилей. Путем математической обработки данных определяют закон распределения значений параметра $f(y)$ и в зависимости от вероятности определяют предельно допустимое значение параметра.

Если параметр имеет одностороннее ограничение сверху (люфт зубчатого зацепления), то в качестве предельно допустимого принимают значения Y_{nd} (рис. 2 а), для которого

$$\int_{Y_{nd}}^{\omega} f(y) dy = \alpha(5) \quad (5)$$

Когда параметр имеет одностороннее ограничение снизу (сила тяги на ведущих колесах), то по рис. 2, б

$$\int_0^{Y_{na}} f(y) dy = \alpha(6)$$

Если параметр имеет двустороннее ограничение (вязкость масла), то предельно допустимых значений будет два — верхнее Y_{nd2} и нижнее Y_{nd1} (рис. 2, в), для которых

$$\int_{01d2}^{\omega} f(y) dy = \frac{1}{2}\alpha; \int_0^{01d2} f(y) dy = \frac{1}{2}\alpha(7)$$

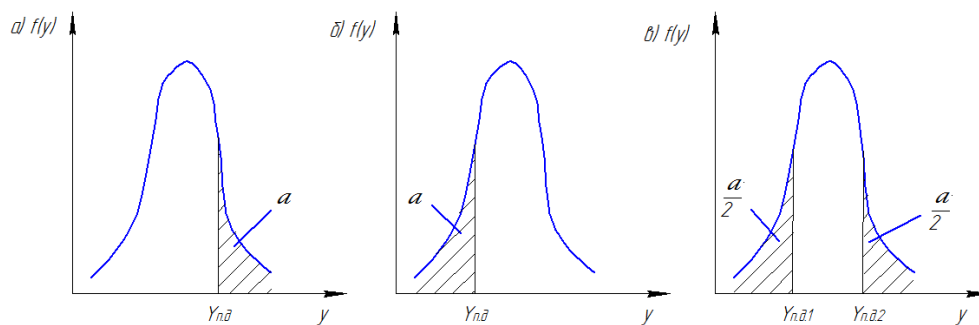


Рис. 2. Определение предельно допустимого значения параметра $Y_{n.d.}$ на основе толерантных границ

В силу того, что предельно допустимое значение параметра имеет рассеивание на граничных областях, то одни и те же значения могут соответствовать как исправному, так и неисправному (предотказному) состоянию, поэтому уровень вероятности, определяющий назначение границы отнесения объекта к исправному или неисправному состояниям, определяется с учетом ошибок первого и второго рода, возможных при использовании данного параметра.

Четвертая методика. В зависимости от работы все сопряжения можно разделить на три группы:

сопряжение вал – отверстие с посадками движения (подшипники скольжения) работающие в условии жидкостного трения;

сопряжение вал – отверстие с посадками движения (подшипники скольжения) работающие в условии граничного и сухого трения;

сопряжения с переходными и прессовыми посадками работающие в условиях, когда одна деталь относительно другой неподвижна.

Допустимые размеры, зазоры и натяги определяют для каждой группы отдельно.

Определение допустимых размеров для сопряжения вал - отверстие (с посадками движения - подшипника скольжения), работающих в условиях жидкостного трения. Допустимый износ в сопряжении определяют по формуле (зависит от посадки):

$$\mu_{don} = \Delta_{don} - \Delta_{max}(8)$$

где Δ_{max} — максимальный зазор (по чертежу), мм; Δ_{don} — допустимый зазор в сопряжении, мм.

Допустимый зазор в сопряжении вычисляют по формуле

$$\Delta_{\text{доп}} = \frac{\Delta_{\text{пред}} + \Delta_{\text{наиз}}}{2} \quad (9)$$

где $\Delta_{\text{пред}}$ — предельный зазор в сопряжении; $\Delta_{\text{доп}}$ — наивыгоднейший зазор в сопряжении.

Допустимый размер вала определяют по формуле

$$D_{\text{доп.вал}} = D_{\text{max вал}} - D_{\text{min вал}} \quad (10)$$

а допустимый размер отверстия - по формуле:

$$D_{\text{доп.отв}} = D_{\text{max отв}} + D_{\text{min отв}} \quad (11)$$

где D_{min} — минимальный размер (по чертежу), мм; D_{max} — максимальный размер (по чертежу), мм.

Определение допустимых размеров для сопряжения вал – отверстия (с посадками движения), работающего в условиях граничного и сухого трения. Допустимый износ в сопряжении применяется по формуле:

$$\Delta_{\text{доп}} = (1,2 - 1,3) \cdot \Delta_{\text{max}} \quad (12)$$

для ответственных сопряжений (насосов, двигателей):

$$\Delta_{\text{доп}} = (1,4 - 1,5) \cdot \Delta_{\text{max}} \quad (13)$$

для неответственных сопряжений:

$$\Delta_{\text{доп}} = 2 \cdot \Delta_{\text{max}} \quad (14)$$

Величины допустимых износов сопряжений вал - отверстие (с посадками движения), работающих в условиях граничного и сухого трения можно определить по формуле (8).

Допустимые размеры вала и отверстия рассчитывают по формулам (10) и (12). Определение допустимых износов, размеров, зазоров и натягов для сопряжения вал – отверстие с прессовыми посадками. Допустимые износы в сопряжениях с прессовыми посадками определяют условия сохранения характера посадки. При этом требования к посадке могут быть несколько снижены в пределах данного класса точности

Вывод. Проведен анализ четырех различных методик определения допустимых без ремонта размеров. Эти методики базируются на своих исходных данных требуемых для расчета. В связи с этим применить их можно либо на определенные виды, марки автомобилей, либо в определенных условиях.