

УДК 621.822.082

В.М. Липка, магистр, соискатель,

Ю.Л. Рапацкий, канд. техн. наук, доцент

Севастопольский национальный технический университет

Ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: u.l.rapatskiy@sevntu.com.ua

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА НАДЕЖНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЯХ

Исследуется влияние конструктивных и технологических факторов на надёжность резьбовых соединений, которые могут содержать нежесткие элементы. Рассматриваются особенности процесса автоматизированной сборки резьбовых соединений, которые могут привести к отказу машиностроительных изделий при эксплуатации.

Ключевые слова: *резьбовое соединение, автоматизированная сборка, болт, силовой агрегат, надёжность.*

Надёжность и долговечность сложных машиностроительных изделий, таких, как силовые агрегаты (СА) для легковых автомобилей, существенно зависит от технологии изготовления деталей, а также качества сборки готовой продукции. В качестве примера рассмотрим производство СА для автомобилей «Сенс», «Ланос», «Таврия» на хозрасчётном предприятии (ХРП) «АвтоЗАЗ–Мотор» (г. Мелитополь), где программа выпуска различных модификаций СА более 75000 шт. в год. Собранный СА включает в себя бензиновый двигатель рабочим объёмом 1,3 либо 1,4 литра в сборе с механизмом сцепления, коробку передач, а также систему впрыска топлива, стартер, генератор, насос системы охлаждения и ряд других узлов. Подавляющее большинство из более ста разъёмных соединений в СА являются резьбовыми, более 80% из которых непосредственно влияют на работоспособность готового изделия при эксплуатации его на автомобиле.

По разным оценкам, 15-20 % отказов СА в процессе эксплуатации прямо либо косвенно обусловлены низкой надёжностью резьбовых соединений (РС), обеспечить стабильное высокое качество сборки которых в условиях массового производства крайне сложно. К отказам РС могут быть отнесены случаи деформации и разрушения деталей, образующих соединение, нарушения прочности крепления, герметичности стыка и т.д. Для отказа СА достаточно одного незатянутого либо перетянутого РС в одном из ответственных узлов: кривошипно-шатунном механизме, коробке передач, креплении головки блока цилиндров и т.д. Восстановление работоспособности СА после отказа, вызванного неисправностью РС, в большинстве случаев является дорогостоящим и длительным процессом. Как правило, к наиболее сложному ремонту приводят отказы РС, содержащих нежесткие (податливые) элементы – болты, напряжения в которых в затянутом состоянии близки к пределу текучести материала, а также различные прокладки, необходимые как для герметизации стыка сопрягаемых деталей, так и для обеспечения расчетных зазоров (натягов) в собранном узле.

Вопросам автоматизированной сборки резьбовых соединений посвящены многие отечественные и зарубежные публикации, но в них недостаточно внимания уделено анализу факторов, вызывающих отказы изделий с резьбовыми соединениями при эксплуатации.

Целью статьи является исследование влияния конструктивных и технологических факторов на эксплуатационную надёжность РС, в том числе – с нежесткими элементами, а также поиск способов повышения надёжности машиностроительных изделий с такими соединениями.

При крупносерийном и массовом производстве СА, для снижения трудоемкости и уменьшения затрат времени, широко применяется автоматизированная сборка РС, с использованием сборочных приспособлений, в том числе для групповой затяжки болтов, а также ручных механизированных гайковертов и винтовертов, преимущественно с пневматическим либо гидравлическим приводом.

В соответствии с технической документацией на СА, для большинства РС заданы посадки 6H/6h либо 5H/6h, точное соблюдение которых в целом позволяет обеспечить необходимый уровень качества сборки. Вместе с тем, в реальных производственных условиях ХРП «АвтоЗАЗ–Мотор», нет технической возможности сплошного контроля геометрических и точностных параметров всей номенклатуры болтов и шпилек, программа выпуска которых составляет по каждому наименованию от 75 до 750 тысяч в год, а также параметров гаек и резьбовых отверстий в корпусных деталях. В силу указанных причин, обеспечить соблюдение указанных посадок не всегда возможно, поэтому возникает вероятность отказа изделий в процессе эксплуатации [1, 3].

При свинчивании и затяжке РС в технологическом процессе автоматизированной сборки применяются различные методы и способы приложения крутящего момента к ключу. При этом

необходимо отметить, что чем выше требования к точности затяжки, тем ниже производительность технологического процесса, что повышает издержки предприятия и снижает экономическую эффективность его деятельности. Вместе с тем для различных способов затяжки РС необходимо подбирать соответствующие методы контроля качества сборки. Наиболее важным параметром, характеризующим прочность и надёжность РС, является величина натяжения болта, контролировать которую в ходе автоматизированной сборки практически невозможно. В связи с изложенным, точность процесса затяжки зависит от корректности установления функциональной связи между фактическим усилием натяжения болта и контролируемым параметром, в роли которого может выступать крутящий момент, угол поворота головки болта либо гайки, удлинение стержня болта, деформация прокладки и т.д. Наименее точным, вместе с тем самым высокопроизводительным и наиболее распространённым является метод приложения контролируемого значения крутящего момента. При этом крутящий момент M_{KL} , прикладываемый к ключу, уравнивается суммой двух моментов [2]:

$$M_{KL} = M_P + M_T, \quad (1)$$

где M_{KL} – крутящий момент на ключе; M_P – момент в резьбе; M_T – момент сил трения по торцу головки болта либо гайки. При автоматизированной сборке закручивание и затяжка резьбовых соединений производятся, как правило, с помощью приспособлений, заранее отрегулированных на определенную величину крутящего момента, по достижении которого дальнейшая затяжка прекращается. По данным [2,3], разброс значений момента M_{KL} из-за погрешностей приспособлений может достигать 35 %, при этом их конструкция не позволяет определить наличие случайным образом возникшего натяга в процессе закручивания, за счет которого возникает неконтролируемый момент сопротивления вращению гайковерта при затяжке. В случае, если $M_{KL} \approx M_P$, что имеет место при наличии натяга в резьбовом соединении, то затяжка автоматически прекращается и соединение считается затянутым, но требуемое натяжение болта либо шпильки при этом не достигается.

Как показали эксперименты, проведенные на ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор», соотношение значений M_P и M_T в выражении (1), является случайной величиной и меняется в широких пределах. В экспериментальной выборке из восьми штатных болтов, используемых в двигателе модели 307, разброс величины фактического натяжения их стержней достигал 25-35 %. Существенным недостатком рассматриваемого метода затяжки РС является наличие в растянутом стержне болта совместного действия напряжений растяжения и кручения, что может приводить к деформации стержня и его обрыву. При значительных знакопеременных нагрузках, сопровождающихся вибрациями и резкими перепадами температур, как это имеет место в СА, наличие напряжений кручения в стержне болта может приводить к релаксации (ослаблению) затяжки соединения и к его отказу.

Как установлено в [3], значение момента в резьбе M_P , даже при отсутствии в ней натяга, существенно зависит от значений коэффициентов трения между резьбовыми поверхностями. Максимальное усилие натяжения болта достигается при наибольшем значении прикладываемого момента и наименьших значениях коэффициентов трения. Усилие натяжения болта будет иметь минимальное значение при минимальном моменте и наибольших значениях коэффициентов трения. На значение коэффициента трения в каждом РС влияет ряд технологических факторов, среди которых наиболее существенными являются величины полей допусков резьбы, отклонения формы и профиля резьбовых изделий, шероховатость резьбовых поверхностей, наличие и толщина покрытий на резьбовых изделиях. Кроме того, существенное значение имеет температура сопрягаемых деталей, наличие на них смазки, различных посторонних частиц, металлической пыли, стружки и т.д.

Экспериментальные исследования показали, что при значениях коэффициентов трения от 0,10 до 0,14, моментов M_{KL} в пределах 44–56 Н·м, усилия натяжения болтов могут отличаться на 30-45 % [3]. Оценка усилия натяжения проводилась по величине относительного удлинения болта после затяжки РС. Если максимальное значение усилия натяжения болта вызывает напряжение затяжки не более $0,9\sigma_T$ (σ_T – предел текучести материала болта), то в собранном узле могут наблюдаться незатянутые соединения. [2,4] Если же максимальное усилие натяжения болта вызывает напряжения, превосходящие σ_T , то уже в процессе сборки могут происходить разрушения затягиваемых соединений. Разрушение болта, например, в резьбовом отверстии в блоке цилиндров, приводит к необходимости замены блока либо выполнения достаточно сложного ремонта, что приводит к росту внутрипроизводственных издержек предприятия. По результатам проведенных исследований параметров трения в резьбовых соединениях, наблюдается большой разброс величин коэффициентов трения в резьбе μ' и по торцу болта (гайки) μ_0 . Величина μ' имеет больший разброс, что свидетельствует о сравнительно низком качестве изготовления резьбовой поверхности. Торцевая головка болта в РС в СА обычно опирается на прочную шайбу, поверхность которой отшлифована, что существенно снижает коэффициент трения μ_0 [3]. В автомобильной промышленности практически не используются шлифованные резьбы, для снижения себестоимости резьбовых деталей их

изготавливают высокопроизводительным методом накатывания. Кроме того, при затяжке РС, по данным [2,4], примерно 90 % работы тратится на преодоление сил трения и упругое закругление элементов соединения и только около 10 % непосредственно связано с созданием в болте необходимого усилия натяжения. Из изложенного следует, что при контроле затяжки РС по величине прилагаемого крутящего момента с большой вероятностью возможно появление недотянутых или перетянутых болтов и гаек, что, приводит к преждевременным отказам собираемых изделий

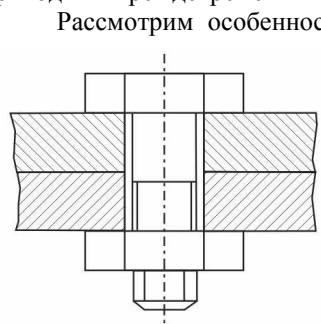


Рисунок 1 – Схема резьбового соединения жестких деталей

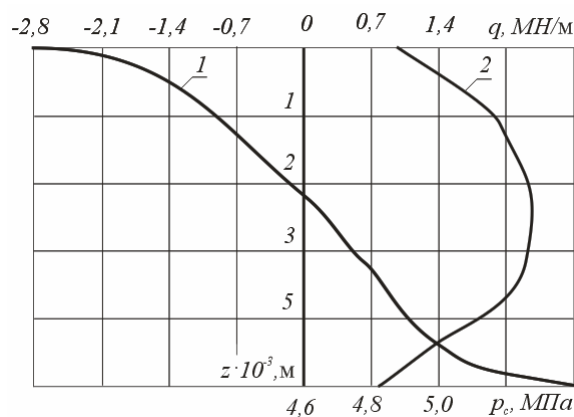


Рисунок 2 – Графики интенсивности распределенных сил (1) и давления (2) на условную поверхность сопряжения в резьбовом соединении с радиальным натягом

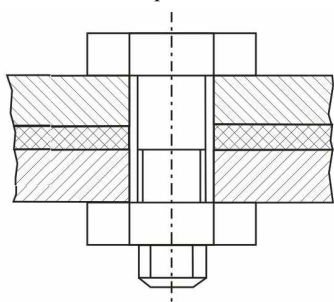


Рисунок 3 – Схема резьбового соединения с жесткой прокладкой и податливым болтом

Рассмотрим особенности сборки РС с нежесткими (податливыми) элементами и без них. На рисунке 1 показана схема соединения, в котором обе сопрягаемые детали, а также болт и гайку можно считать достаточно жесткими. В рассматриваемом примере, в двигателе МеМЗ-307 такой схеме полностью соответствует соединение шатуна с крышкой его нижней головки. Жесткость сопрягаемых деталей обеспечивается их конструкцией и материалом, а шатунных болтов и гаек – выбором материала, высокопрочной легированной стали 40XH и термообработкой – закалкой до HRC 30...35. Соединения подобной конструкции имеются также в коробке передач, входящей в состав СА. К такой же схеме можно отнести и соединения, в которых к базовой детали – блоку цилиндров, в котором выполнены резьбовые отверстия, крепятся болтами жесткие детали, например, крышки коренных подшипников коленчатого вала и другие.

На рисунке 2 приведены расчетные графические зависимости, характеризующие изменение интенсивности распределения осевых сил q и давления p_c на условную поверхность сопряжения по длине болтового соединения при наличии в нём радиального натяга. Методика получения зависимостей опирается на соотношения, приведенные в [4]. Для примера выбрано упомянутое выше РС шатуна с крышкой его нижней головки в двигателе МеМЗ-307 рабочим объемом 1,3 л, который устанавливается на автомобиле «Таврия», «Сенс». Из графиков видно, что характер полученных зависимостей не позволяет точно прогнозировать фактическое значение натяжения стержня болта при наличии натяга в резьбовом соединении, когда значительная часть прикладываемого при затяжке крутящего момента расходуется на создание распределенных осевых сил и давления на условную поверхность сопряжения.

Существенно менее производительным, но более точным является способ затяжки путем статического приложения внешнего крутящего момента, отличающийся тем, что он основан на осуществлении контроля усилия натяжения болта (шпильки) по углу поворота головки болта (гайки), как правило, после достижения контрольного значения предварительного момента $M_{кл}$. Такой метод применяется, в частности, при сборке СА для соединения головки цилиндров с блоком цилиндров через герметизирующую прокладку. Схема такого РС приведена на рисунке 3. В этом случае для расчета угла поворота болта либо гайки может применяться следующая приближенная зависимость [2]:

$$\theta = 360 \frac{Q}{S} \sum_{l=1}^n \lambda_l,$$

где θ – угол поворота болта либо гайки в градусах; Q – усилие натяжения болта, Н; S – шаг резьбы, м;

$\sum_{l=1}^n \lambda_l$ – суммарная податливость болта и стягиваемых деталей; м/Н; l – число деталей в соединении,

индексом 1 обозначим болт.

В данном случае в расчетной зависимости не учитываются коэффициенты трения, и точность затяжки в основном зависит от суммарной податливости соединения. На рисунке 3 показана схема соединения с прокладкой, обладающей некоторой, заранее заданной податливостью. В процессе затяжки податливость прокладки уменьшается практически до нуля, после чего дальнейшее приложение крутящего момента создает натяжение болта. Таким образом, от качества изготовления прокладки в рассматриваемой конструкции РС непосредственно зависит его надёжность. В современных СА широко используются специальные болты, обладающие заданной податливостью. Например, окончательная затяжка головки цилиндров с поворотом ключа на заданный угол осуществляется при напряжениях в стержне, превышающих предел текучести материала болта σ_T . Вместе с тем, эксперименты показали, что и в рассматриваемом случае наличие смазки позволяет снизить коэффициент трения в РС на 20-60 % и устранить возникающие заедания в резьбе.

На рисунке 4 показаны экспериментальные зависимости крутящего момента от угла поворота болта при затяжке двух почти идентичных по конструкции РС: с нежесткими элементами (рисунок 3) –

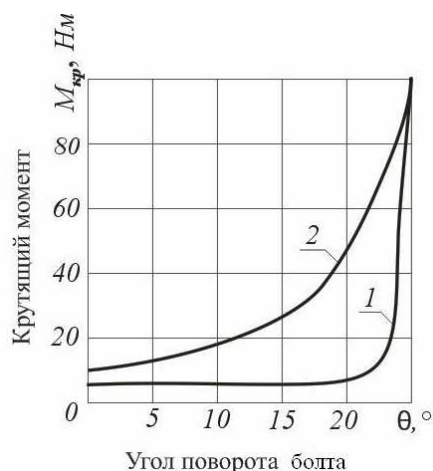


Рисунок 4. Экспериментальные зависимости крутящего момента от угла поворота болта при затяжке резьбового соединения путем статического приложения внешнего крутящего момента: 1 – для жестких деталей; 2 – для нежесткой прокладки и податливого болта

кривая 2 и без них (рисунок 1) – кривая 1. Как видно из графиков, податливость элементов соединения существенно влияет на крутящий момент, его одинаковые значения достигаются при различных углах поворота головки болта. Если податливость прокладки либо болта превышает некоторую предельную величину, допустимую для рассматриваемого соединения, то обеспечить прочность крепления деталей и герметичность в нем невозможно. Отказ изделия с таким таким РС неизбежно произойдет, как правило, после некоторой наработки. Выявить непригодность изделия с неисправным РС к эксплуатации на этапе сдаточных испытаний не всегда возможно.

Таким образом, на качество сборки СА существенно влияют конструктивные особенности применяемых соединений, технология изготовления резьбовых деталей и совокупность их параметров, коэффициенты трения между резьбовыми деталями, податливость элементов, точность применяемых методов контроля затяжки РС, характеристики используемого оборудования и ряд других факторов

Как показали эксперименты, все существующие методы затяжки и контроля РС, которые могут быть применены при массовом производстве изделий машиностроения, недостаточно эффективны и их использование не гарантирует отсутствие брака в готовой продукции, что снижает её надёжность. Один из методов, позволяющих повысить надёжность РС путем более точного расчета параметров затяжки, предложен в [3].

Направление дальнейших исследований связано с разработкой методов и средств совершенствования технологии изготовления высококачественных резьбовых деталей в условиях массового производства, созданием новых способов повышения качества автоматизированной сборки резьбовых соединений, что позволит повысить надёжность и долговечность изделий машиностроения

Библиографический список

1. Липка В.М. Проблемы и перспективы обеспечения качества продукции при автоматизированной токарной обработке нежестких деталей на ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор» / В.М Липка, Ю.Л. Рапацкий, Д.А. Каинов // Автоматизация: проблемы, идеи, решения: материалы междунар. науч.-техн. конф., г. Севастополь, 8-12 сентября 2008. — Севастополь, 2008. — С. 78–81.
2. Иосилевич Г.Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник / Г.Б. Иосилевич, Ю.В. Шарловский. — 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.
3. Липка В.М. Оценка влияния параметров резьбовых крепежных изделий на качество сборки силовых агрегатов автомобилей / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Вестник СевНТУ. Сер. Машиностроение и транспорт: сб. науч. тр. — Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. — Вып. 107. — С. 121–127.
4. Вислобицкий П.А. Распределение усилий в свинченном соединении труб на тугой резьбе / П.А. Вислобицкий, Э.С. Карякин // Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. — К.: Техника, 1979. — Вып. 28. — 278 с.

Поступила в редакцию 10.05.2010 г.