

УДК 621.71

*В.М. Липка, магистр, Ю.Л. Рапацкий, канд. техн. наук*

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ СБОРКЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### Введение

Конкурентоспособность современных автомобильных двигателей (АД) в значительной мере определяется их качеством и надежностью. Надежность АД непосредственно зависит не только от его конструкции и технологии изготовления деталей, но и от качества их сборки. Среди десятков разъемных соединений в АД практически все являются резьбовыми, более 80% из которых можно считать ответственными, т.е. они непосредственно влияют на работоспособность готового изделия и безопасность движения при эксплуатации его на автомобиле.

По разным оценкам, до 15-20% отказов АД и силовых агрегатов на их основе в процессе эксплуатации прямо либо косвенно обусловлены низкой надежностью резьбовых соединений (РС), обеспечить стабильное высокое качество сборки которых в условиях крупносерийного производства крайне сложно. К отказам РС могут быть отнесены случаи деформации и разрушения деталей, образующих соединение, нарушения прочности крепления, герметичности стыка и т.д. Как правило, к наиболее дорогостоящему ремонту АД 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 специфичным проблемам, возникающим при производстве АД и технологическому обеспечению надежности резьбовых соединений.

Целью статьи является исследование совместного влияния различных факторов на качество и долговечность РС в АД, а также поиск технологических способов повышения надежности таких соединений.

### Экспериментальная часть

Экспериментальные исследования проводились на хозрасчетном предприятии (ХРП) «Авто-ЗАЗ-Мотор» (г. Мелитополь), обеспечивающем

производство более 75000 шт. в год силовых агрегатов (СА) для автомобилей «Сенс» и «Ланос». СА включает в себя бензиновый инжекторный АД рабочим объемом 1,3 либо 1,4 литра в сборе с механизмом сцепления, коробку передач, а также навесные узлы. При крупносерийном выпуске СА широко применяется механизированная и автоматизированная сборка РС, с использованием сборочных приспособлений, в том числе для одиночной и групповой затяжки болтов.

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 и прочность узла. Вместе с тем, в реальных производственных условиях ХРП «Авто-ЗАЗ-Мотор», отсутствует техническая возможность и экономическая целесообразность сплошного контроля геометрических и точностных параметров всей номенклатуры болтов и шпилек, программа выпуска которых составляет по каждому из нескольких десятков наименований от 75 до 750 тысяч в год, а также точности изготовления гаек и резьбовых отверстий в корпусных деталях. В силу изложенных причин, обеспечить соблюдение указанных посадок не всегда возможно, поэтому возникает вероятность отказа изделий в процессе эксплуатации [1,3]. Кроме того, фактическую прочность узла при приложении осевых нагрузок сложно прогнозировать, поскольку при выборочном контроле резьбовых деталей (РД) посадки в каждом РС формируются случайным образом. Необходимо отметить также, что по мере уменьшения зазора в РС до нуля и появления небольшого натяга прочность собранного узла сначала возрастает, но происходящая при затяжке деформация сопрягаемых резьбовых поверхностей делает невозможными разборку и последующую сборку изделия при ремонте. Таким образом, имеет место противоречие между обеспечением прочности и надежности РС при изготовлении и возможностью осуществления многократной разборки с последующей сборкой и сохранением работоспособности изделия. Противоречие не может быть разрешено в условиях крупносерийного изготовления АД, в том числе и по экономическим ограничениям. Частич-

ным решением проблемы может быть повышение точности изготовления РД с наружной резьбой и резьбовых отверстий, обеспечение расчетных посадок в каждом РС, замена болтов (шпилек) после каждой разборки. Ряд автомобильных фирм («Форд» и др.) постепенно переходят на производство АД, не подлежащих разборке и капитальному ремонту.

Необходимо отметить, что чем выше требования к точности затяжки РС, тем ниже производительность технологического процесса, что повышает издержки предприятия и снижает экономическую эффективность его деятельности. Наиболее важным параметром, характеризующим прочность и надёжность РС, является величина натяжения стержня болта, контролировать которую в ходе автоматизированной сборки практически невозможно. В условиях производства 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 распространённым, является метод приложения крутящего момента, значение которого контролируется автоматически либо визуально. При этом крутящий момент  $M_{КЛ}$ , прикладываемый к ключу, уравнивается суммой двух моментов [2]:

$$M_{КЛ} = M_P + M_T, \quad (1)$$

где  $M_{КЛ}$  – крутящий момент на ключе;  $M_P$  – момент в резьбе;  $M_T$  – момент сил трения по торцу головки болта либо гайки.

При автоматизированной сборке завинчивание 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  $M_{КЛ}$  из-за погрешностей приспособлений может достигать 35%, при этом их конструкция не позволяет определить наличие случайным образом возникшего натяга в процессе свинчивания, за счет которого возникает неконтролируемый момент сопротивления вращению гайковерта при затяжке. В случае, если  $M_{КЛ} \approx M_P$ , 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 шестидесяти шатунных болтов, используемых в двигателе модели 307, разброс величины фактического натяжения их стержней достигал 25—35%. Важную роль в возникновении и прогрессировании релаксации РС в процессе эксплуатации АД играет также совместное действие знакопеременных силовых, тепловых и вибрационных нагрузок, а также напряжений кручения и изгиба в стержне болта, что может приводить к отказу соединения.

Кроме того, при затяжке РС, по данным [2,4], до 90% работы тратится на преодоление сил трения и упругое закругление элементов соединения и только около 10% непосредственно связано с созданием в болте (шпильке) 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.

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. Указанные коэффициенты существенно зависят от способа получения резьб и от качества изготовления пары деталей, образующих рассматриваемое РС. Например, максимальное усилие натяжения болта достигается при наибольшем значении прилагаемого момента и наименьших значениях коэффициентов трения. Усилие натяжения болта будет иметь минимальное значение при минимальном моменте и наибольших значениях коэффициентов трения. На величину 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 на ХРП «АвтоЗАЗ-

Мотор» практически подтвердили результаты, приведенные в [2] и других источниках, что при значениях коэффициентов трения в резьбе от 0,10 до 0,15, моментов  $M_{КЛ}$  в пределах 40-60 Нм, усилия натяжения болтов могут отличаться на 35-45% [3]. Оценка усилия натяжения проводилась по величине относительного удлинения болта после затяжки РС. Если максимальное значение усилия натяжения болта вызывает напряжение затяжки не более  $0,9\sigma_T$  ( $\sigma_T$  – предел текучести материала болта), то в собранном узле могут наблюдаться незатянутые соединения [2,4]. Если же максимальное усилие натяжения болта вызывает напряжения, превосходящие  $\sigma_T$ , 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  $\mu'$  и по торцу болта (гайки)  $\mu_0$ . Величина  $\mu'$  имеет значительно больший разброс (в 5-8 раз), чем  $\mu_0$ , что свидетельствует о нестабильном качестве изготовления резьбовых поверхностей. Торцевая головка болта в наиболее ответственных РС в СА обычно опирается на стальную закаленную шайбу, поверхность которой отшлифована, что существенно снижает коэффициент трения  $\mu_0$  [3]. Экспериментальное исследование процесса деформации резьбовых поверхностей в процессе сборки СА, проведенное на ХРП «АвтоЗА-Мотор», показало, что нагружение контактирующих поверхностей резьб при затяжке РС практически можно считать нормальным, и выступы шероховатости, первыми вступившие в контакт, пластически деформируются на величину, которая с достаточной точностью может быть рассчитана по известной формуле:

$$y_{н.в.ш} = R_{p_{u_{сх}}} \left( \frac{100N}{A_c t m_{u_{сх}} \cdot 3U_{u_{сх}} \sigma_T} \right)^{1/v_{u_{сх}}}, \quad (2)$$

где  $R_{p_{u_{сх}}}$  – высота сглаживания исходной шероховатости, вступившей в контакт;  $N$  – нагрузка на контактирующие поверхности;  $A_c$  – контурная площадь контактирующих деталей;  $t m_{u_{сх}}$  – относительная длина опорной поверхности на уровне

средней линии для исходной шероховатости;  $U_{u_{сх}}$  – исходная степень наклепа контактирующей поверхности;  $\sigma_T$  – предел текучести контактирующей детали;  $v_{u_{сх}}$  – параметр исходной шероховатости.

Рассмотрим особенности сборки РС с нежесткими (податливыми) элементами и без них. На рис. 1 показана схема соединения, в котором обе сопрягаемые детали, а также болт и гайку можно считать достаточно жесткими.

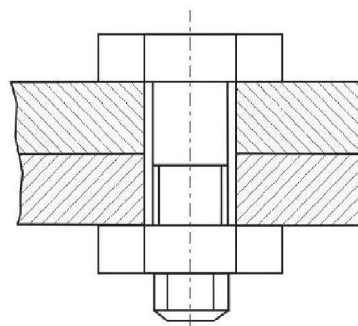


Рис. 1. Схема резьбового соединения жестких деталей

В рассматриваемом АД семейства МеМЗ-307 такой схеме 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 имеют также в коробке передач СА. К такой же схеме, с некоторыми допущениями, могут быть отнесены и РС, в которых к блоку цилиндров, в котором выполнены резьбовые отверстия, крепятся болтами жесткие детали, например, крышки коренных подшипников коленчатого вала и другие.

#### Анализ полученных результатов

На рис. 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 основана на формулах [4]. Для примера выбрано упомянутое выше РС шатуна с крышкой его нижней головки в двигателе семейства МеМЗ—307 рабочим объемом 1,3л, который устанавливается на автомобиле «Сенс». Из графиков видно, что характер полученных зависимостей не позволяет точно прогнозировать фактическое значение натя-

жения 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.

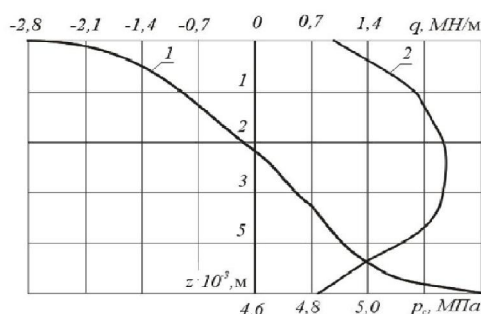


Рис. 2. Графики интенсивности распределенных сил (1) и давления (2) на условную поверхность сопряжения в резьбовом соединении с радиальным натягом

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 АД для уплотнения стыка головки цилиндров с блоком цилиндров с помощью герметизирующую прокладку. Схема подобного РС приведена на рис. 3. В этом случае для расчета угла поворота болта либо гайки с определенными погрешностями может применяться следующая зависимость [2]:

$$\theta = 360 \frac{Q}{S} \sum_{k=1}^n \lambda_k, \quad (3)$$

где  $\theta$  — угол поворота болта либо гайки в градусах;  $Q$  — усилие натяжения болта, Н;  $S$  — шаг резьбы, м;

$\sum_{k=1}^n \lambda_k$  — суммарная податливость болта и стягиваемых деталей; м/Н;  $k$  — число деталей в соединении, индексом 1 обозначим болт.

В формуле (3) не учитываются коэффициенты трения, и точность затяжки, в основном, зависит от суммарной податливости соединения. Эксперименты показали, что точность значений, вычисляемых по формуле (3), недостаточна для расчета ответственных РС, поскольку податливость материалов, из которых изготовлены стягиваемые детали, может

меняться в достаточно широких пределах. Наибольший разброс имеет податливость неметаллических и металлосодержащих прокладок.

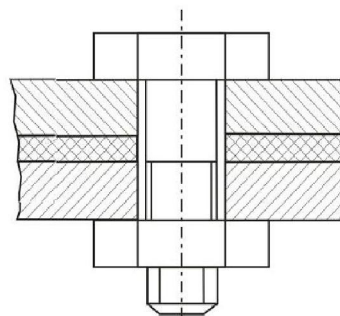


Рис. 3. Схема резьбового соединения с жесткой прокладкой и податливым болтом

На рис. 3 показана схема соединения с прокладкой, обладающей некоторой начальной 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 надежность. В современных АД широко используются специальные болты, обладающие заданной податливостью. Например, окончательная затяжка крепления головки цилиндров двигателей семейства МеМЗ-307 с поворотом ключа на заданный угол, осуществляется при напряжениях в стержне, превышающих предел текучести материала болта  $\sigma_T$ . 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 рис. 4 показаны экспериментальные зависимости крутящего момента от угла поворота болта при затяжке двух РС: с жесткими элементами (см. рис. 3) — кривая 2 и без них (см. рис. 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 предельную величину, допустимую для рассматриваемого соединения, то обеспечить прочность крепления деталей и герметичность в нем невозможно. Отказ изделия с таким РС происходит, как правило, после некоторой наработки. Выявить непригодность к эксплуатации изделия с одним или несколькими неисправными РС на этапе приемосдаточных испытаний не всегда возможно.

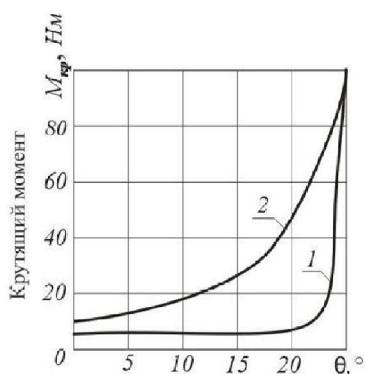


Рис. 4. Экспериментальные зависимости крутящего момента от угла поворота болта при затяжке резьбового соединения путем статического приложения внешнего крутящего момента: 1—для жестких деталей, 2—для нежесткой прокладки и податливого болта

### Заключение

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 крупносерийном производстве АД, 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 технологического процесса сборки и затяжки, предложен в [3]. Важнейшей проблемой остается обеспечение стабильного качества РД, особенно в условиях крупносерийного и массового производства. В [5] предложена методика, позволяющая существенно повысить качество изготовления РД с наружной резьбой за счет более точного расчета технологических режимов резьбонакатывания на двухроликовых накатных станках. Кроме того, анализ результатов экспериментальных исследований показал, что перспективным направлением развития технологического оборудования для автоматизированной сборки РС в условиях серийного и крупносерийного производства является создание гайковертов и винтовертов, оснащенных информационно-управляющей системой, обеспечивающей в ходе

свинчивания и затяжки контроль значений не только крутящего момента и угловой скорости, но и углового ускорения РД, а также выработку в реальном времени управляющих воздействий и передачу их на привод вращения инструмента по результатам анализа текущей информации, поступающей от датчиков. [1,3]

Направление дальнейших исследований связано с совершенствованием технологии изготовления высококачественных резьбовых деталей в условиях крупносерийного и массового производства, созданием новых способов повышения качества автоматизированной сборки резьбовых соединений, что позволит повысить надёжность и долговечность АД и другой машиностроительной продукции.

### Список литературы:

1. Липка В.М. Повышение качества автоматизированной сборки силовых агрегатов автомобилей на основе анализа усилий, возникающих в резьбовых соединениях / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий, // Автоматизация: проблемы, идеи, решения: Материалы междунар. научн.-техн. конф., г. Севастополь, 6-10 сентября 2010. — Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. — С.238-242.
2. Иосилевич Г.Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник / Г.Б. Иосилевич, Ю.В. Шарловский — 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. — Вып. 107: Машиностроение и транспорт: сб. науч. тр. — 2010. — С.121-127.
4. Вислобицкий П.А. Распределение усилий в свинченном соединении труб на тугой резьбе/ П.А. Вислобицкий, Э.С. Карякин // Детали машин.: Resp. межвед. науч.-техн. сб. — 1979. — вып.28. — 278 с.
5. Липка В.М. Математическая модель накатывания наружных резьб роликами / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Вестник СевНТУ. — Вып. 111: Машино-приборостроение и транспорт: сб. науч. тр. — 2011. — С.138-143.

### Bibliography (transliterated):

1. Lipka V.M. Povyshenie kachestva avtomatizirovannoj sborki silovyh agregatov avtomobilej na osnove analiza usilij, vznikajuvih v rez'bovyh soedinenijah / V.M. Lipka, Ju.L. Rapackij, //Avtomatizacija: problemy, idei, reshenija: Materialy mezhdunar. nauchn.-tehn. konf., g. Sevastopol', 6-10 sentjabrja 2010. — Sevastopol': Izd-vo SevNTU, 2010. — S.238-242.
2. Iosilevich G.B. Zatzazhka i stoporenje rez'bovyh soedinenij: Spravochnik / G.B. Iosilevich, Ju.V. Sharlovskij — M.:Mashinostroenie, 1985. — 224 s.
3. Lipka V.M. Ocenka vlijanija parametrov rez'bovyh krepезhnyh izdelij na kachestvo sborki silovyh agregatov avtomobilej / V.M. Lipka, Ju.L. Rapackij // Vestnik SevNTU. — Vyp. 107: Mashinostroenie i transport: sb. науч. tr. — 2010. — S.121-127.
4. Vislobickij P.A. Raspredelenie usilij v svinchennom soedinenii trub na tugoј rez'be/ P.A. Vis-lobickij, Je.S. Karjakin //Detali mashin.: Resp. mezhved. nauch.-tehn. sb. — 1979. — vyp.28. — 278 s.
5. Lipka V.M. Matematicheskaja model' nakatyvanija naruzhnyh rez'b rolikami / V.M. Lipka, Ju.L. Rapackij // Vestnik Sev-NTU. — Vyp. 111: Mashino-priborostroenie i transport: sb. науч. tr. — 2011. — S.138-143.