

РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАНІКА»

УДК 621.914.2/31:624.012.3

ЗАВАЦКИЙ В.Л., к.т.н., доцент
КАШИНСКИЙ А.С., студент

Днепродзержинский государственный технический университет

НОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Введение. В настоящее время в машиностроении проблемы борьбы с повышенными шумом и вибрацией, возникающими при металлообработке резанием, являются достаточно актуальными. Не менее важно снизить не только виброшумовую составляющую, но и деформацию основных элементов и деталей станков. Жесткость несущих конструкций, ограничения деформаций до микронных значений с обеспечением их стабильности на длительный период позитивно отражаются на технологических и эксплуатационных характеристиках металлообрабатывающих систем. Это в полной мере соответствует современным требованиям к металлорежущим станкам, решению задач повышения скоростей и точности обработки деталей. Как показывает опыт создания высокоточных технологических систем, эти условия в значительной мере достигаются применением композиционных и других неметаллических материалов, которые в последние годы все шире используются в различных отраслях промышленности.

Постановка задачи. Основными требованиями к металлообрабатывающим технологическим системам остаются повышение скоростей обработки, точность и чистота сопрягаемых поверхностей деталей. Кроме наиболее рациональных конструктивных решений большое значение имеет выбор материалов для основных элементов и деталей станков. Изготовление оснований и станин из металлобетонных композитных материалов обеспечивает более благоприятные условия выполнения технологических и эксплуатационных задач: уменьшение собственной массы конструкции, снижение уровня вибраций и шума, ударных нагрузок при установке и съеме обрабатываемых деталей. При этом должны быть обеспечены заданные допуски на геометрические параметры и стабильность их соблюдения во время эксплуатации оборудования, снижение их стоимости и повышения конкурентоспособности.

Результаты работы. Композиционные материалы (КМ) представляют собой объединение схожих и различных компонентов для получения материала с новыми свойствами и характеристиками, выгодно отличающимися от свойств и характеристик исходных материалов. В результате большинство свойств полученных КМ оказываются более высокими, нежели свойства исходных компонентов [1].

Композиционные материалы, состоящие из двух или более компонентов (отдельных волокон или других армирующих составляющих и связующих матриц), обладают специфическими свойствами, отличными от суммарных свойств их составляющих. Они не должны растворяться или иным способом поглощать друг друга, но при этом быть хорошо совместимыми. Свойства КМ нельзя определить только по свойствам компонентов без учета их взаимодействия.

Армирующие компоненты могут представлять собой различные волокна, порошки, микросферы, кристаллы и «усы» из органических, неорганических, металлических материалов и керамики. Связующие могут быть разделены на термопласты, способные размягчаться и затвердевать при изменении температуры, и реактопласты или термореактивные смолы, у которых при нагревании происходят необратимые структурные и химические превращения. В настоящее время наибольшее распространение получили термореактивные связующие. Особое место занимают КМ с металлической

матрицей. Наиболее активно они применяются в машиностроении, авиа-ракетостроении и судостроении.

Решающее значение имеет правильное сочетание матрица – армирующий материал. Основными видами армирующих материалов в современных КМ являются: стеклянные, углеродные, борные, SiC, арамидные и кварцевые волокна, а также их сочетания (так называемые гибридные композиты).

Основные характеристики волокон [1]:

1. Стеклянные (А, С, Е, S – стекло):

$\rho=2500 \text{ кг/м}^3$; $\sigma_b=3000\text{-}4600 \text{ МПа}$; $E=100 \text{ ГПа}$.

2. Углеродные:

$\rho=1700 \text{ кг/м}^3$; $\sigma_b=3000\text{-}4000 \text{ МПа}$; $E=200\text{-}760 \text{ ГПа}$.

3. Борные:

$\rho=2200\text{-}2600 \text{ кг/м}^3$; $\sigma_b=3500\text{-}6500 \text{ МПа}$; $E=450 \text{ ГПа}$.

4. SiC:

$\rho=3000 \text{ кг/м}^3$; $\sigma_b=4000 \text{ МПа}$; $E=450 \text{ ГПа}$.

5. Арамидные (кевлар, русар, СВМ):

$\rho=1450 \text{ кг/м}^3$; $\sigma_b=4500 \text{ МПа}$; $E=150\text{-}300 \text{ ГПа}$.

Как видно, механические характеристики приведенных волокон значительно превышают характеристики основных конструкционных материалов: сталь, алюминий, бетон. Весьма высока также их химическая стойкость.

Для реализации этих свойств в конкретных деталях изделий главное условие – оптимально построить технологический процесс получения конкретных изделий. В их производстве объединяются процессы формообразования, контакт матрицы с армирующим материалом, ориентация армирующего материала в изделии и полимеризация (нагрев – остывание) матрицы. Очень важным является то, что полученные детали не требуют дальнейшей обработки, окрашивания и т.п.

В практике производства изделий из КМ наибольшее применение получили следующие технологии [2]:

- формование ручной укладкой – единичное и мелкосерийное производство крупных уникальных и ответственных изделий с заданными характеристиками (лопасти, несущие элементы машин, крылья, стабилизаторы и др.);

- формование с эластичной диафрагмой (избыточным давлением или вакуумом) – серийное производство относительно простых деталей (кожухи, обтекатели, панели, крышки и т.п.);

- намотка волокном – серийное производство ответственных асимметричных изделий (трубы высокого давления, шаробаллоны, корпуса ракет, самолетов, вертолетов и т.п.);

- получения изделий в жестких закрытых формах – крупносерийное производство относительно небольших малоответственных деталей (фурнитура, накладки, крышки, розетки);

- производство изделий с постоянным поперечным сечением (профили);

- получение многослойных конструкций (сэндвичей) из различных по свойствам композитных и других материалов (сотовые панели, лонжероны, балки и т.п.);

- производство изделий с применением сыпучих армирующих материалов – полимербетон, полимермрамор, полимергранит (станины станков, шпалы, столбы, пол, раковины, умывальники и т.п.);

- получение изделий из КМ с металлической матрицей – производство ответственных деталей самолетов, ракет и т.п.).

Реально, как правило, имеет место комбинация нескольких методов. Проектируя изделия из КМ, следует учитывать, что достижение в них полной анизотропии свойств

достаточно сложно. С внедрением компьютерных методов проектирования и расчета конструкций применение КМ существенно расширилось. В настоящее время прогресс таких отраслей как авиа-ракетостроение, судостроение, железнодорожный и наземный транспорт, химическое машиностроение напрямую связаны с композиционными материалами. Если в 1970г. доля КМ в машиностроении (военном и гражданском) не превышало 5%, то сегодня в авиакосмической отрасли она превышает 50%. Отдельные конструкции (ракеты, беспилотные летательные аппараты, надводные и подводные суда) на 90% выполнены из КМ. При этом ресурс таких конструкций в несколько раз превышает ресурс традиционных. Особенно это важно для оборудования, работающего в агрессивных средах.

Из таких же КМ выполнены газоходы, скрубберы. При этом их стоимость в 1,2 раза выше металлических, а вес – в 3 раза ниже. Без применения КМ невозможно создание эффективного энергосберегающего оборудования для систем охлаждения воды металлургических, коксохимических, химических производств.

В станкостроении такие материалы находят все большее применение в виде металлобетонных композитных или интегранных (синтетический гранит) станин, стоек и оснований. У станка с интегранными несущими конструкциями снизились собственные частоты стойки с 23 до 15 Гц, а у станины – с 62 до 46 Гц, уменьшилась динамическая податливость на собственных частотах в 1,5-2 раза, что заметно повысило точностные характеристики станков, значительно уменьшилась металлоемкость (до 50% и более) [3].

Станкостроительный завод «Красный Пролетарий» по результатам экспериментальной и промышленной эксплуатации перешел на производство разнотипных токарных станков с металлобетонными композитными несущими деталями. Это позволяет не только улучшить качественные характеристики металлорежущего оборудования, но и снизить в 2-3 раза стоимость базовых элементов и на 20-25% стоимость станков [3].

Наряду с этим композиционные материалы все шире применяются в изготовлении зубчатых колес для высоконагруженных передач в машиностроении, успешно заменив стальные. Это значительно снизило уровень шума, вибрации и трения при работе зубчатых передач, повысило их КПД.

В настоящее время зубчатые колеса в станкостроении, сельхозмашиностроении, в двигателях внутреннего сгорания и в других многочисленных механизмах автомобилей изготавливают из конструкционных термопластов или из термопластичных композитов [4]. Они обеспечивают лучшие условия обработки, более технологичны, экологически безопасны, имеют низкий коэффициент трения и малый износ при работе как с металлами, так и с однородными материалами. Поэтому новые композиционные материалы имеют хорошую перспективу применения как в станко-, так и в общем машиностроении.

Выводы. Применение новых неметаллических материалов (композиционных, интегранных, металлобетонов и др.) в машиностроении показали высокую экономическую, техническую, производственную эффективность и практическую целесообразность при создании высокоточного металлообрабатывающего и другого оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д.Любин. Справочник по композиционным материалам. – М.: Машиностроение. – 1988г.
2. Крысин В.Н., Крысин М.В. Технологические процессы формования, намотки и склеивания конструкций. – М. Машиностроение. – 1989г.
3. Браиловский М.И., Головастов В.А., Итин А.М. и др. Создание гаммы высокоточных эффективных токарных станков с базовыми деталями в виде композитных металлобетонных конструкций. – Вестник машиностроения. – 2004. – №12.
4. Полетаев В.А., Бабанин Г.А., Лунин А.С. Особенности производства зубчатых колес из термопластичных композитов для высоконагруженных передач. – Вестник машиностроения. – 2003. – №9.

Днепродзержинский государственный технический университет

УЛУЧШЕНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Введение. На технико-экономические показатели металлорежущих станков – производительность, скорость, точность обработки – решающим образом влияют шпиндельные узлы (ШУ). Эксплуатационные показатели привода ШУ в определенной мере характеризуются крутящим моментом. Последний, в свою очередь, зависит во многом от конструкций опор, их нагрузочных возможностей. Мощность N привода главного движения свидетельствует о силовых возможностях станка и является показателем, зависящим от нагрузки и скорости. Естественная тенденция – это «более крупный станок – большая мощность». Однако, не редкость, когда мощность меньшего станка выше, чем у более крупного. Это относится даже к металлорежущим станкам, для которых такая зависимость слабо выражена. Мощность привода определяет производительность станка при черновой обработке, но не лимитирует ее при чистовой, где основным параметром является частота n_{\max} вращения шпинделя.

Постановка задачи. Важнейшим параметром для ШУ является быстроходность, которая выражается показателем dn_{\max} , где d – диаметр шпинделя в переднем подшипнике. По данным [1] среди станков с наибольшим диаметром заготовки $D=250\div 700$ мм, обрабатываемой на станке, преобладает $dn_{\max}=(3,5\div 5,5)\cdot 10^5$ мм·об/мин. Среди станков с шириной стола $B=300\div 800$ мм большая часть их имеют параметр $dn_{\max}=(3\div 4,5)\cdot 10^5$ мм·об/мин.

Для расчета ШУ и его привода считают важным показателем минимальную (расчетную) частоту n_p , при которой используется полная мощность привода шпинделя и достигается максимальный крутящий момент. Результаты исследований [1] показали, что максимальный крутящий момент для десяти металлорежущих станков (МС) из шестнадцати составил $n_p\approx 150\div 300$ об/мин. Значение n_p уменьшается при увеличении ширины стола B .

Результаты работы. Как показывает статистика, существенное значение для станков имеет компоновочное решение ШУ, конструкция опор шпинделя и применяемая комбинация подшипников качения. В токарных станках наибольшее применение получила компоновка ШУ с радиально-упорными шарикоподшипниками по так называемой схеме «триплекс» в передней опоре шпинделя и двухрядным роликовым подшипником в задней опоре (рис.1).

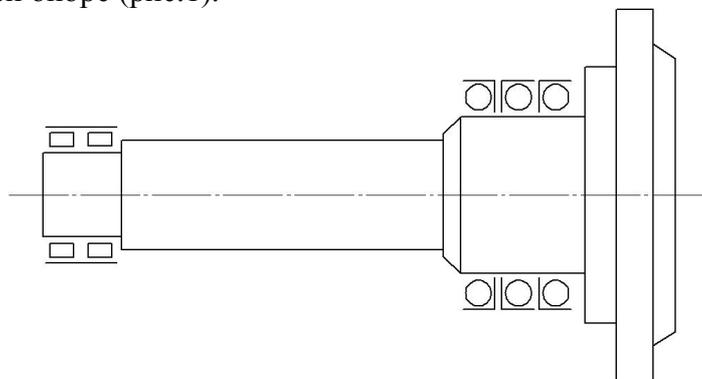


Рисунок 1

Такая схема преимущественно применяется в зарубежных моделях токарных станков.

Этот факт, видимо, свидетельствует о ее практической целесообразности и эффективности. Объяснить, вероятно, можно тем, что в передней опоре при большей нагрузке быстроходность выше, чем в задней из-за большего диаметра на $5\div 10$ мм. Задним опорам шпинделя свойственна меньшая как быстроходность, так и нагрузка. В этих условиях роликовый подшипник удовлетворяет всем требованиям работоспособности и долговечности, которая зависит от частоты вращения и от величины нагрузки.

В работе [2] автор, ссылаясь на результаты экспериментов и расчетов, полагает, что в приведенной схеме более целесообразно в задней опоре небольших токарных станков устанавливать однорядный радиальный роликоподшипник. Он обладает большей на 10-12% быстроходностью в сравнении с двухрядным и приводит к некоторому снижению избыточной температуры в шпиндельном узле. Однако, при этом снизится и радиальная жесткость задней опоры.

Для высокоскоростных шпиндельных узлов определяющим является повышение параметров быстроходности до значений $dn_{\max}=(1\div 1,5)\cdot 10^6$ мм·об/мин. При этом также применяют радиальноупорные шарикоподшипники, хотя они и ограничены по несущей способности $N/d=150-250$ Вт/мм, где N – мощность привода, Вт.

Как следует из материалов промышленных выставок и доступных публикаций, шпиндельные узлы средних и тяжелых станков для высокопроизводительной обработки черных металлов и труднообрабатываемых сплавов должны обладать разгрузочными характеристиками до 600-800 Вт/мм при $dn_{\max}=10^6$ мм·об/мин. Авторы [3] считают, что этим требованиям больше удовлетворяют высокоскоростные конические роликоподшипники с управляемым натягом.

Наряду с опорами качения, которые применяют примерно в 90% случаев, в последние годы все чаще используют для шпиндельных опор подшипники скольжения (гидростатические, гидродинамические, с воздушной смазкой и др.).

Гидростатические опоры применяют, в основном, в точных (с погрешностью вращения шпинделя менее 1 мкм) и крупных ШУ, а также с целью повышения виброустойчивости. Однако конструктивно ШУ на таких опорах значительно сложнее традиционных на подшипниках качения. Эксплуатационные характеристики последних по надежности, универсальности, простоте обслуживания и стоимости несомненно превосходят опоры скольжения. Поэтому, целесообразно дальнейшее расширение их использования с повышением максимально допустимой частоты n_{\max} вращения, точности, виброустойчивости. Одним из вариантов решения поставленных задач авторы [4] считают применение комбинированных опор, например, аэростатических или гидростатических (ГСП) в сочетании с подшипниками качения. Основанием для этого являются результаты исследований, которые показали, что такое конструктивное решение позволяет улучшить эксплуатационные характеристики ШУ, например: снизить амплитуду колебаний конца шпинделя в 1,6-1,8 раза; уменьшить момент трения в опорах при повышении частоты вращения n_{\max} до 2 раз, снизить погрешность вращения шпинделя при высоких частотах n_{\max} . При этом улучшаются демпфирующие свойства гидростатических опор.

Известно, что проводятся исследования с целью применения в ШУ активных магнитных опор (АМО), которые обладают упругими характеристиками и способствуют самоцентрированию шпинделя. Это позволит решить многие технологические и эксплуатационные задачи.

Надежность и долговечность ШУ при различных компоновках и применяемых опорах шпинделя существенно зависит от эффективности уплотнений контактного типа. Они исключают утечку масла и защищают подшипники опор от загрязнений, проникающих из внешней среды, а также из продуктов износа элементов механических передач. С увеличением частоты вращения шпинделей МС задача надежности уплотнений приобретает особую актуальность. Это вызывает необходимость создания новых конст-

рукций уплотнений на базе более износостойких, эластичных, с меньшим коэффициентом трения, а следовательно, более долговечных материалов. На этой основе как отечественными, так и зарубежными фирмами предложены новые конструкции манжетных уплотнений. На основании теоретических и экспериментальных исследований разработаны, запатентованы и выпускаются более эффективные конструкции манжет [5].

Выводы. Успешное решение поставленных задач в совокупности позволит значительно улучшить эксплуатационные характеристики ШУ и технико-экономические показатели металлорежущих станков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Майоров А.Г. Анализ особенностей шпиндельных узлов токарных и многоцелевых станков. Станки и инструмент, 1997г., №6. – С.22-24.
2. Е.И.Самохвалов Температурный анализ высокоскоростных шпиндельных узлов. – СТИН. – 1989. – №4.
3. В.Г.Баклыков, А.М.Фигатнер Высокоскоростной шпиндельный узел для силового резания. – СТИН. – 1990. – №12.
4. Бушуев В.В., Чернущ Г.В. Шпиндельный узел с комбинированными опорами. – Станки и инструмент. – 1993. – №2. – С.14-18.
5. Буренин В.В. Манжетные уплотнения шпиндельных узлов металлорежущих станков. – Станки и инструмент. – 2001. – №6. – С.36-38.

УДК 629.331

ПАБАТ А.І., к.т.н., доцент
КИРСЄВ В.П., студент

Дніпродзержинський державний технічний університет

ІННОВАЦІЙНИЙ ІНВЕРСНИЙ ОПОЗИТНИЙ ДВИГУН

Вступ. Внаслідок стрімкого розвитку автомобілебудування наприкінці ХХ та початку ХХІ століття, коли темпи зростання випуску автомобілів майже вдвічі перевищували приріст населення, загальносвітове виробництво у 2008 році перевищило 56 мільйонів одиниць при загальному технологічному потенціалі в 75 мільйонів, з яких 75% становили легкові автомобілі, 24% – легкі вантажівки та 1,5% – важкі вантажні автомобілі і автобуси. Показники світового автопарку в розрахунку на 1000 жителів зросли майже в півтора рази (до середнього рівня 176 автомобілів усіх видів) і в більшості розвинених країн досягли економічно доцільно рівня 400-600 автомобілів (один автомобіль на двох жителів), а в деяких країнах (США, Канада) навіть з'явилися тенденції до зменшення кількості автомобілів (рис.1).

Як впливає з рис.1, потужність національного автотранспортного потенціалу майже досягає світового рівня, але значно відрізняється від більшості країн Євросоюзу.

Постановка задачі. Зростання обсягів автотранспортних перевезень як законотвірний наслідок глобалізації економіки супроводжується різними передбаченими і непередбаченими наслідками, і насамперед надзвичайним забрудненням навколишнього середовища, особливо атмосфери міст. Внаслідок обмеженості швидкості руху для їзди по місту велика потужність двигуна не потрібна, однак для забезпечення прийнятної динаміки конструктори воліють встановлювати навіть на легкові автомобілі двигуни об'ємом 3-5 і більше літрів, ефективність використання яких (відношення середньої потужності двигуна до максимальної) не перевищує 15-20% (рис.2) [1].

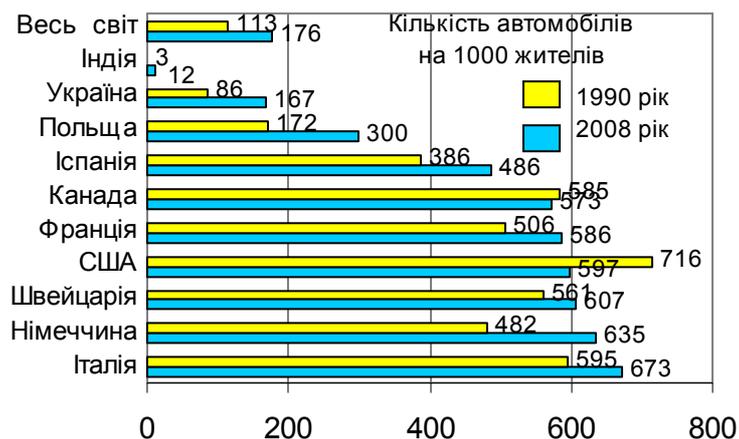


Рисунок1 – Питомі показники автомобільного парку різних країн



Рисунок2 – Ефективність використання двигунів на різних транспортних засобах

Як наслідок глобалізації економіки та євроінтеграції, розширення національної транспортної мережі автоперевезень з урахуванням перспективних транснаціональних маршрутів і закономірного збільшення кількості автомобілів до загальносвітового рівня 400-600 автомобілів на 1000 жителів (рис.1) створює реальну загрозу унікальній національній екології. Якщо у 2008 році національне споживання нафти, 87% якого використано для виробництва автомобільного палива, перевищило 67 млн. тонн, то прогнозоване споживання на 2009 рік складе вже 80 млн. тонн із подальшим зростанням, тому проблема підвищення ефективності автомобільних двигунів є надзвичайно важливою.

Результати роботи. Ефективність використання двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) насамперед визначається характеристиками термодинамічних циклів поршневих двигунів, а саме ступенем стиску

$$\varepsilon = \frac{V_c}{V_k},$$

де V_c – об'єм циліндра та камери згоряння; V_k – об'єм камери згоряння. Зі збільшенням ступеня стиску термічний ККД зростає, асимптотично наближаючись до одиниці (рис.3) [2].

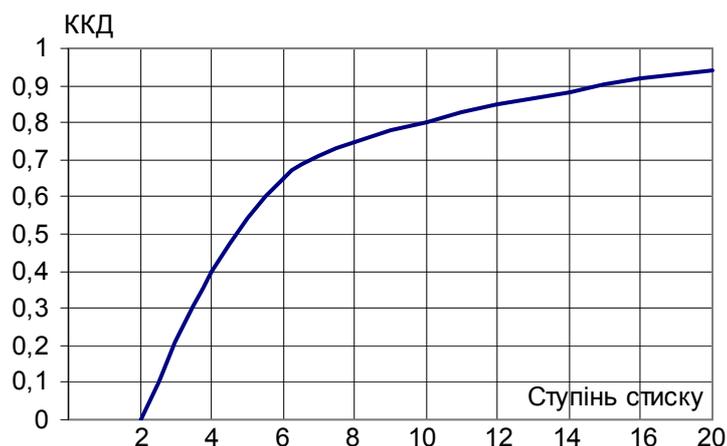


Рисунок 3 – Залежність термодинамічного ККД від ступеня стиску ДВЗ

Згідно з рис.3 зростання термодинамічної ефективності ДВЗ відбувається досить швидко до значень ступеня стиску 10-14, проте подальше його збільшення провокує зростання витрат на тертя. Основним напрямком підвищення економічності двигунів з іскровим запалюванням є забезпечення бездетонаційної роботи на збіднених горючих сумішах при якнайбільшому ступені стиску, адже для реальних ДВЗ з іскровим запалюванням ступінь стиску не перевищує 8-10 внаслідок виникнення детонації.

Суттєво збільшити ефективність ДВЗ дозволяє розроблений інноваційний інверсний опозитний двигун, який завдяки використанню загальної для всіх циліндрів камери згоряння дозволяє значно підвищити ступінь стиску без виникнення детонації, що в свою чергу знижує витрату палива і рівень токсичних викидів для усіх режимів роботи ДВЗ [3].

Використання загальної для всіх циліндрів камери згоряння дозволяє збільшити індикаторну термодинамічну ефективність двигуна за допомогою збільшення ступеня стиску робочої суміші без небезпеки детонації внаслідок обмеження площі окремих поршнів і обумовленої загальним числом синхронно працюючих циліндрів швидкості збільшення робочого обсягу камери згоряння в процесі робочого ходу поршнів.

Конструкція найбільш технологічно доцільного чотирициліндрового інверсного опозитного двигуна представлена на рис.4.

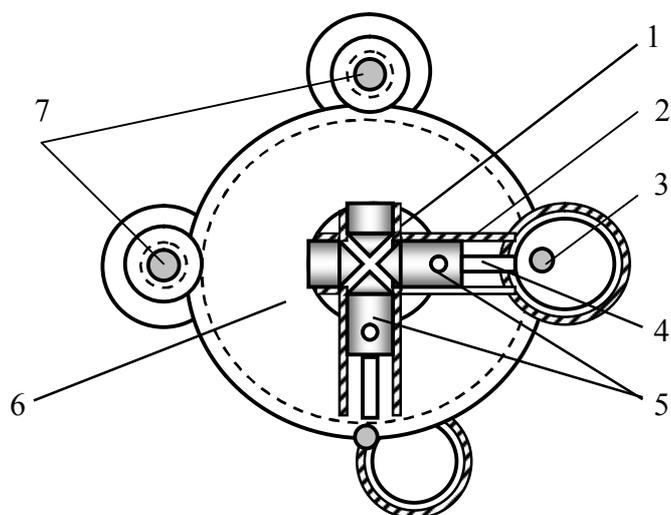


Рисунок 4 – Конструкція чотирициліндрового опозитного двигуна

Двигун має блок 1 з опозитно розташованими циліндрами 2, кількість яких може

становити 2,3,4,5,6,7,8 і колінчатими валами 3 з паралельними осями, які за допомогою шатунів 4 з'єднані з обладнаними дефлекторами поршнями 5. Вал відбору потужності 6 з'єднаний з колінчатими валами 3 за допомогою муфт 7. Працює інверсний опозитный двигун внутрішнього згоряння наступним чином. При чотиритакному циклі в процесі всмоктування всі поршні рухаються від центру і в камеру згоряння завдяки розрідженню всмоктується паливно-повітряна суміш або повітря у дизеля (рис.5). В процесі стискання всі поршні синхронно рухаються до центру і в циліндрах значно зростає тиск та підвищується температура завдяки швидкому адіабатному стисканню (рис.6). Наприкінці такту стискання в двигунах з іскровим запаленням здійснюється підпал робочої суміші традиційним чином, а у дизельних двигунів відбувається впорскування палива в камеру згоряння (рис.7). Наявність спільної для усіх циліндрів камери згоряння забезпечує багатостадійний або інший будь-якої складності процес впорскування палива в залежності від умов експлуатації. В такті робочого ходу поршні синхронно рухаються від центру, і зростання об'єму циліндрів відбувається пропорційно їх кількості, що значно знижує схильність двигуна до детонації насамперед в режимах мінімальних та середніх обертів та забезпечує значне підвищення ступеня стиску без різкого підвищення детонаційних властивостей палива і загальну термодинамічну ефективність. Випуск відпрацьованих газів здійснюється звичайним чином (рис.8).

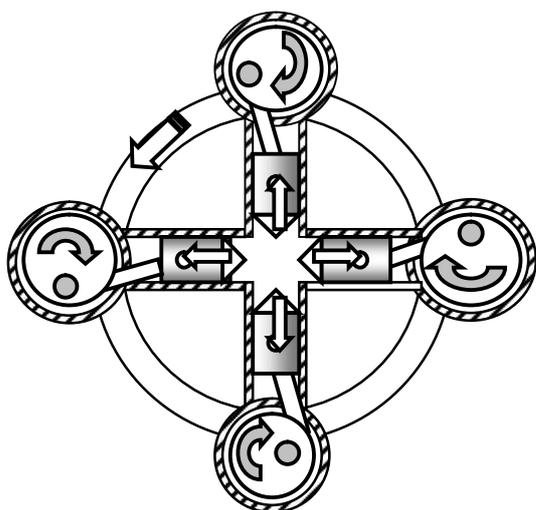


Рисунок 5 – Синхронне всмоктування

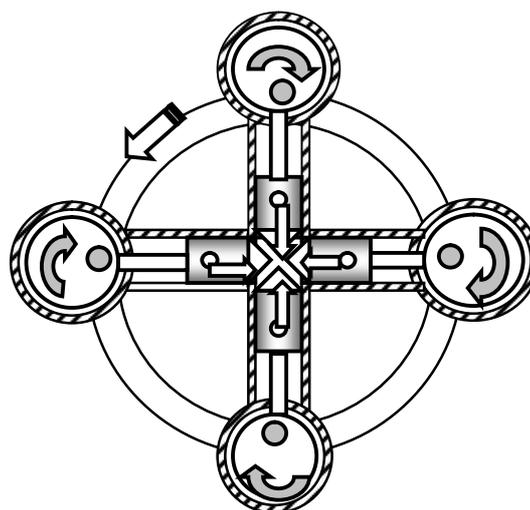


Рисунок 6 – Синхронне стискання

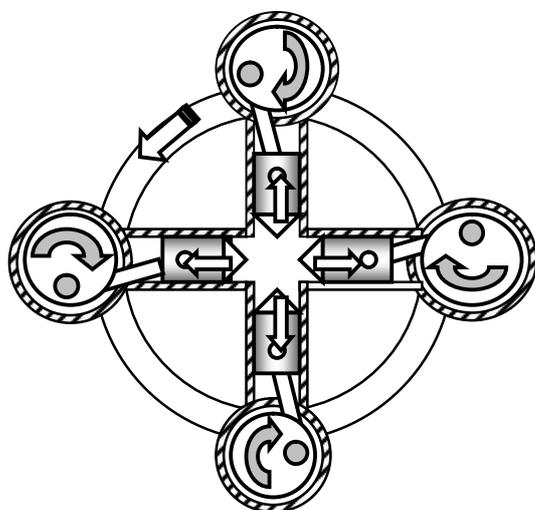


Рисунок 7 – Робочий хід

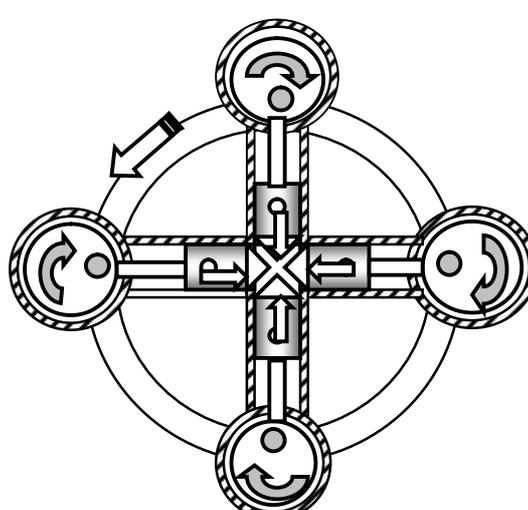


Рисунок 8 – Випуск

Висновки. Робочий процес інверсного опозитного двигуна внутрішнього згоряння може здійснюватись як за двотактним, так і за чотиритактним циклом. Процеси впуску, стискання повітря або паливоповітряної суміші, робочого ходу, випуску відпрацьованих газів в циліндрах двигуна відбуваються надзвичайно інтенсивно. В режимі двигуна Отто або Дизеля один або декілька циліндрів можливо використовувати для імпульсного наддуву повітря, а в єдиній для всіх циліндрів камері згоряння досить просто здійснити економічно та екологічно доцільний двох- або трьохстадійний процес впорскування та згоряння палива. Працюючий на середній чи максимальній потужності двигун цілком урівноважений не тільки статично, але і динамічно завдяки конструкції вала відбору потужності незначної маси, але з великим моментом інерції, симетричним тиском у циліндрах і рухом поршнів.

Таким чином, запропонований інверсний опозитний двигун внаслідок використання загальної для всіх циліндрів камери згоряння дійсно дозволяє збільшити індикаторну термодинамічну ефективність двигуна внаслідок збільшення ступеня стиску, що у свою чергу знижує витрату палива і рівень токсичних викидів насамперед у режимі міського руху транспортного засобу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Карабцев В.С., Валеев Д.Х. Универсальный метод расчета КПД автотранспортных средств// Автомобильная промышленность. – 2004. – № 5. – С.2-4.
2. Абрамчук Ф.І. та ін. Автомобільні двигуни. – К.: Арістей. – 2004. – 476с.
3. Пабат А.І та ін. Опозитний двигун внутрішнього згоряння. Патент № 81410 (UA), F02B 75/32, F02B 75/06, 2008, бюл. № 1.

УДК 629.621.426

ПАБАТ А.И., к.т.н., доцент
КИРЕЕВ В.П., студент

Днепродзержинский государственный технический университет

ИННОВАЦИОННАЯ ЭКСПРЕСС-ДИАГНОСТИКА ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ И УГЛОВ УСТАНОВКИ КОЛЕС АТС

Введение. Технически адекватное состояние элементов подвески и правильные углы установки колес обеспечивают управление автомобилем и в значительной степени гарантируют безопасную и экономичную эксплуатацию, поэтому в процессе эксплуатации автомобиля необходимо регулярно диагностировать состояние элементов подвески и регулировать три основных параметра: схождение, угол развала колеса, угол продольного наклона оси поворота.

Постановка задачи. Схождение управляемых или неуправляемых колес определяется отличным от нуля углом установки колес относительно продольной оси транспортного средства и может быть положительным (рис.1) или отрицательным (рис.2).

Схождение колес задается равными углами Q_1 и Q_2 либо разницей расстояний А и В. Подобная установка колес применяется как на передней, так и на задней оси. Вследствие такой непараллельности на колеса во время движения действуют боковые силы. Причем, в случае схождения эти силы стабилизирующие, а в случае расхождения – дестабилизирующие. Рассмотрим пример, когда продольная ось прямолинейно движущегося автомобиля под действием какой-либо возмущающей боковой силы (центро-

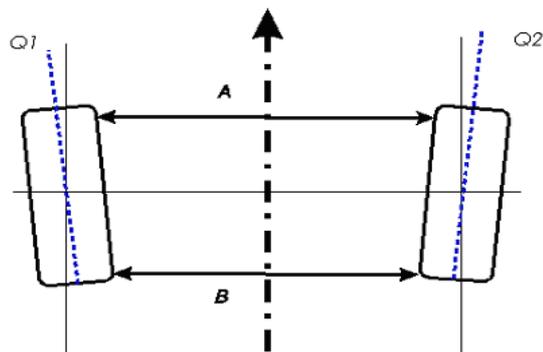
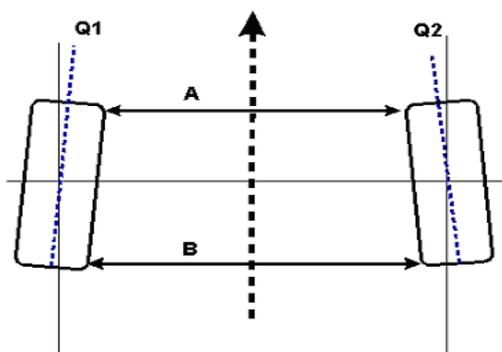


Рисунок 1 – Положительное схождение Рисунок 2 – Отрицательное схождение

бежная сила в поворотах) несколько отклоняется от первоначального положения и автомобиль начинает двигаться не по траектории управления (рис.3). При наличии схождения боковая сила на колесе 1 становится больше, а на колесе 2 – меньше, поэтому сумма этих сил становится отлична от нуля и стремится поставить колеса в исходное невозмущенное положение. Если же колеса установлены с расхождением, то боковая сила на колесе 4 становится больше, чем направленная противоположно сила на колесе 3 – разность этих сил стремится еще больше отклонить автомобиль от первоначального положения. Таким образом, установкой правильного схождения можно препятствовать раннему заносу передней и/или задней оси. Установка схождения на обеих осях автомобиля обеспечивает очень высокую устойчивость при разгоне и движении по прямым на высоких скоростях, однако вследствие недостаточной поворачиваемости реакция на управление передних колес вялая и автомобиль стремится продолжить прямолинейное движение, увеличивая тем самым радиус поворота. Если же схождение оставить только на задней оси, а передним колесам придать лишь минимальное, почти нулевое схождение, или даже расхождение, то автомобиль станет очень чутким к управлению, однако устойчивость на прямолинейных траекториях при высоких скоростях существенно ухудшится.

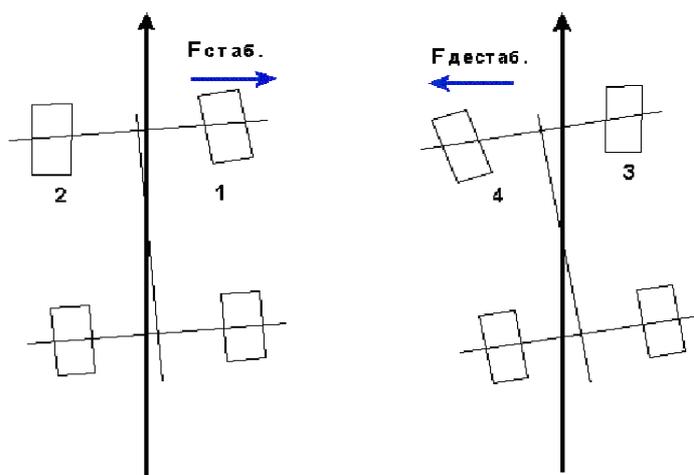


Рисунок 3 – Влияние углов установки колес на стабилизацию траектории движения

Под *развалом* понимают установку колес, при которой плоскость вращения колеса находится под некоторым углом к вертикальной оси автомобиля. Развал применяется для улучшения бокового сцепления колес с поверхностью при прохождении поворотов. В основе применения развала лежит эффект качения конуса (рис.4). Развал измеряется в градусах относительно вертикальной оси. При этом развал бывает как отрицательный ($-W$), так и положительный ($+W$). На практике в основном применяется только отрицательный или нулевой развал ($W=0$). Однако, в некоторых случаях, например на задней оси переднеприводных шасси, полезен и положительный развал. На полноприводных шасси для передних и задних колес угол развала находится в пределах $W = -3^{\circ} - W = 0^{\circ}$, при этом, как правило, развал задних колес более отрицательный, чем передних. Для переднеприводных шасси развал задних колес лежит в пределах $W = 0^{\circ} - W = +2^{\circ}$. Увеличение отрицательного развала по модулю улучшает, а увеличение положительного развала ухудшает боковое сцепление колес.

Для более полного описания геометрии подвески следует упомянуть *радиус обката*. Радиус обката образуется, если ось поворота колеса не пересекает центр колеса в плоскости контакта с поверхностью дороги. Радиус обката может быть как положительным, так и отрицательным и определяется расстоянием между вертикалью и продолжением оси поворота колеса в плоскости поверхности дороги (рис.5).

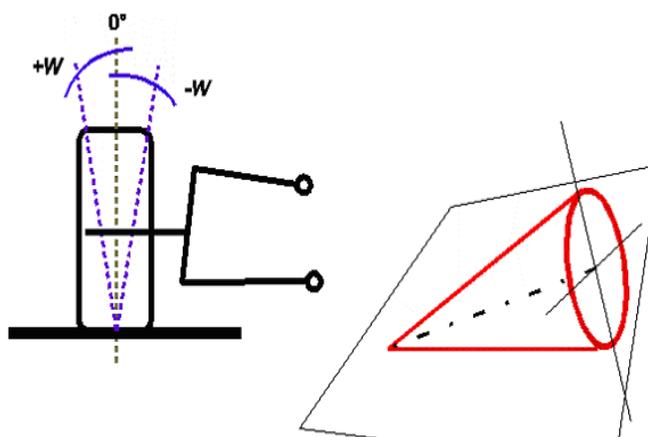


Рисунок 4 – Моделирование развала колес посредством катящегося конуса

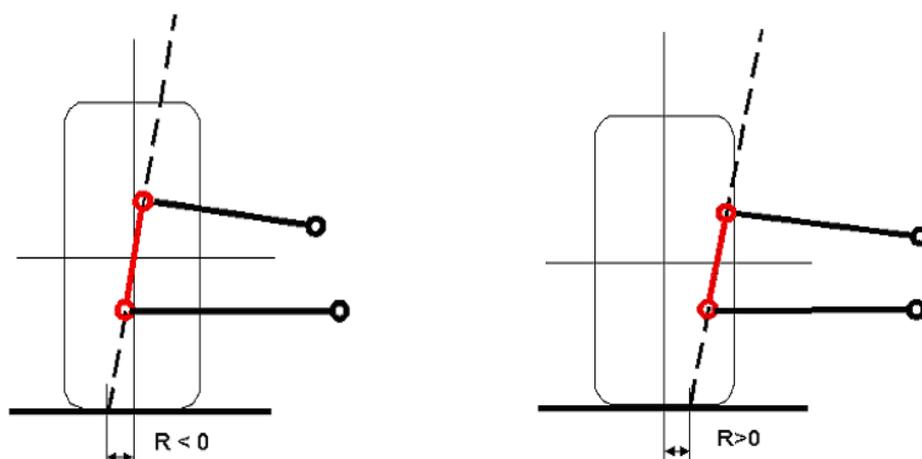


Рисунок 5 – Отрицательный и положительный углы обката

Цель подобной установки колеса относительно оси поворота заключается в следующем. Если одно из управляемых колес имеет меньшее сцепление с дорогой, чем другое (пыльный или мокрый асфальт, неравномерная нагрузка), то при торможении из-за неравенства тормозных сил возникает момент, стремящийся развернуть автомобиль относительно вертикальной оси. В случае $R < 0$ колесо, имеющее лучший контакт с поверхностью, стремится повернуться в сторону, обратную направлению разворота, и тем самым стабилизирует шасси. Точно такой же эффект стабилизации имеет место и при разгоне на передне- или полноприводном шасси. При положительном радиусе обката ($R > 0$) торможение при неодинаковом сцеплении правого и левого колес с трассой может привести к развороту шасси. Следует заметить, что неодинаковое сцепление колес имеет место не только при неоднородности коэффициента трения поперек трассы, но и при движении в поворотах из-за перераспределения веса между правой и левой сторонами шасси.

Все рассмотренные углы, вместе взятые, обеспечивают:

- устойчивое прямолинейное движение автомобиля;
- уменьшение усилия, прикладываемого к рулевому колесу на повороте;
- качение передних колес на повороте без проскальзывания;
- самовозврат передних колес в прямолинейное положение по окончании поворота;
- смягчение ударов по подвеске колес от неровностей дороги;
- снятие излишних нагрузок с наиболее ответственных деталей и подшипников.

Как видим, технически адекватное состояние элементов подвески и правильные углы установки колес действительно в значительной степени гарантируют безопасную и экономичную эксплуатацию. Оборудование для диагностики и установки углов может быть самым различным: от дедовских установок с зеркалами до новейших стендов с лазерными датчиками, но точность диагностики и регулировки, как правило, определяет не стоимость оборудования (погрешность у современных стендов составляет $0^{\circ}03' - 0^{\circ}10'$), а квалификация персонала. Любые работы по регулировке должны начинаться с полной диагностики состояния элементов подвески и рулевого управления, состояние всех шарниров и сайлент-блоков – неисправную подвеску регулировать бесполезно – избыточные люфты полностью нивелируют результат регулировки. Вторая важная подготовительная операция – так называемая компенсация. Измерительная плоскость датчиков далеко не всегда совпадает с плоскостью вращения колеса – сказывается погрешность установки и биение колеса. По окончании работ формируется отчет на бумажном носителе с указанием значений углов установки колес, измеренных перед регулировкой, заводских значений с допусками и фактических после регулировки. Итак, ходовая часть современных автомобилей требует тщательной настройки, а точность ее измерения и регулировки предельно важны при техническом обслуживании автомобиля.

Результаты работы. Разработанная инновационная технология экспресс-диагностики углов установки колес АТС позволяет при использовании практически стандартного диагностического оборудования в течение нескольких минут произвести полную диагностику технического состояния элементов подвески и углов установки колес при минимальной предварительной подготовке [1].

Для этого одно колесо одной оси транспортного средства блокируют, а другое колесо этой оси устанавливают на поворотную опорную горизонтальную платформу, производят поворот платформы в горизонтальной плоскости в пределах действующих сил трения между колесом и платформой и производят измерение в фиксированных точках на колёсах расстояния, соответствующего суммарной величине интегральных зазоров в элементах подвески и рулевой трапеции, являющегося критерием оценки технического состояния и базовым параметром при определении величины схождения

колёс транспортного средства, синхронно перекатывают АТС таким образом, что колёса совершают поворот на 90° и производят измерение в тех же фиксированных точках на колёсах расстояния, соответствующего интегральному зазору в колёсных подшипниках и элементах подвески и являющегося базовым параметром при определении технического состояния элементов подвески АТС, затем снова синхронно перекатывают АТС таким образом, что колеса совершают синхронный поворот на 180° и производят измерение в тех же фиксированных точках расстояния, характеризующего величину схождения колёс и являющегося базовым параметром установки величины схождения колёс транспортного средства.

Измерение характеристических параметров и интегральных зазоров в фиксированных точках обеспечивает высокую точность диагностирования вследствие исключения влияния возможной деформации или дисбаланса колес. Измерение при синхронном повороте колес на 90° в тех же фиксированных точках расстояния, соответствующего интегральному зазору в колёсных подшипниках и элементах подвески, является базовым параметром при определении величины угла развала колёс и критерием оценки технического состояния транспортного средства. Измерение интегральных зазоров в элементах рулевой трапеции обеспечивает установку величины схождения строго в соответствии состоянию транспортного средства в момент проведения диагностики. Реализация способа экспресс-диагностики представлена на рис.6. В исходном состоянии одно из колес одной оси транспортного средства (например, правое при левостороннем расположении рулевого управления) устанавливается на поворотную горизонтальную платформу, а другое блокируется.

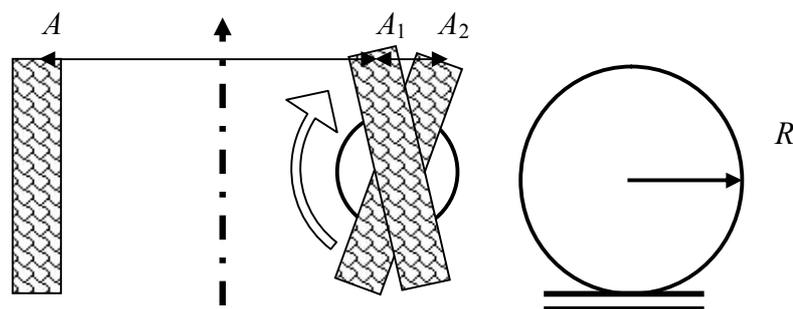


Рисунок 6 – Экспресс-диагностика продольных интегральных зазоров элементов подвески и рулевой трапеции

При измерении расстояния AA_1 производят поворот платформы в горизонтальной плоскости в пределах действующих сил трения между колесом и платформой, и полученный размер A_1A_2 соответствует суммарной величине интегральных зазоров в элементах подвески и рулевой трапеции, являющихся критерием оценки технического состояния и базовым параметром при определении величины положительного или отрицательного схождения управляемых или неуправляемых колес транспортного средства.

В процессе синхронного поворота колес на 90° (например, при перекатывании транспортного средства) радиус-вектор R окажется в вертикальном положении (рис.7), а одно из колес, например, правое, на горизонтальной платформе, способной перемещаться в горизонтальной плоскости. При перемещении платформы происходит качание обеих колес в вертикальной плоскости, и измеряемый размер B_1B_2 соответствует интегральному зазору в колесных подшипниках и элементах подвески, что позволяет диагностировать состояние агрегатов и производить заключение о целесообразности дальнейшей эксплуатации. Расстояние BB_1 или BB_2 характеризует величину положительно-

го или отрицательного углов развала управляемых или неуправляемых колес транспортного средства.

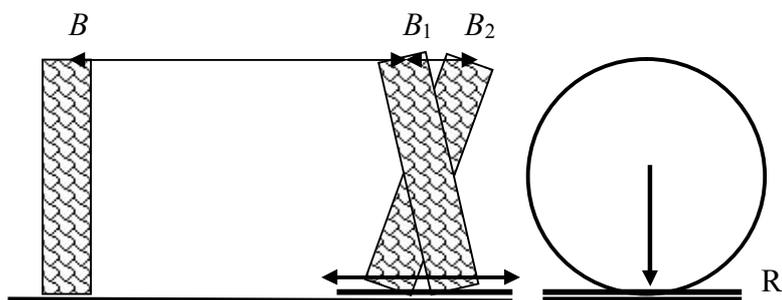


Рисунок 7 – Экспресс-диагностика поперечных интегральных зазоров элементов подвески и углов развала колес

При дальнейшем синхронном повороте колес еще на 90° (рис.8) радиус-вектор R окажется в диаметрально противоположном положении, а измеренное расстояние CC_1 характеризует величину положительного или отрицательного схождения колес транспортных средств, определяемых по формуле:

$$\begin{aligned} \text{положительное схождение } S^+ &= CC_1 - AA_1 = A_1 A_2, \\ \text{отрицательное схождение } S^- &= AA_1 - CC_1 = A_1 A_2. \end{aligned}$$

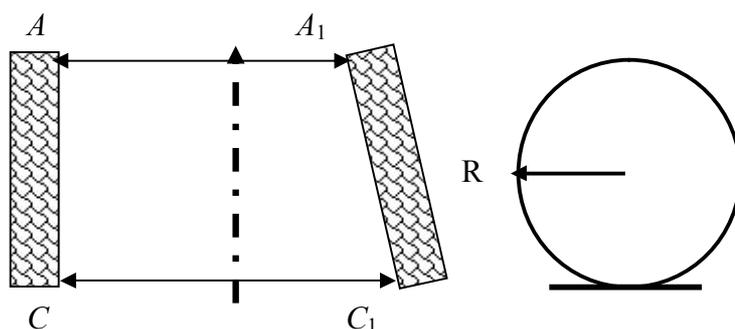


Рисунок 8 – Экспресс-диагностика схождения управляемых и неуправляемых колес автомобиля

Величина развала колес транспортных средств определяется на основании данных измерений по теоретической формуле, следующей из рис.7:

положительный угол развала

$$\text{Camber}^+ = \arcsin \frac{BB_2 - (AA_1 + CC_1)/2}{4R},$$

отрицательный угол развала

$$\text{Camber}^- = \arcsin \frac{(AA_1 + CC_1)/2 - BB_1}{4R},$$

где R – фиксированный радиус установки измерителя. Значение Camber является средним арифметическим значением углов развала в градусах для колес одной оси транспортного средства.

Выводы. Таким образом, разработанная технология экспресс-диагностики обеспечивает экспресс-контроль углов установки управляемых и неуправляемых колес при одновременной диагностике технического состояния элементов подвески и рулевого управления для всех типов транспортных средств в условиях производства на заводах-изготовителях, эксплуатационных условиях автотранспортных предприятий и станций

сервисного обслуживания. Измерение параметров A , B и C может производиться механическими, оптическими или иными контактными или бесконтактными физическими методами с применением средств компьютерной обработки информации. Установка величины схождения S в соответствии с измеренным параметром A_1A_2 , соответствующим величине интегральных зазоров в элементах подвески и рулевой трапеции транспортного средства в конкретный момент эксплуатации, обеспечивает оптимальное состояние установочных параметров для любых режимов движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пабат А.І. та ін. Спосіб діагностики кутів установки коліс транспортних засобів. Патент № 78220 (UA), G01M 17/007, G01B 11/26, 2007, бюл.№ 3.

УДК 621.791.011

ПЕРЕМИТЬКО В.В., к.т.н., доцент
НОСОВ Д.Г., ст. преподаватель
РЕЙДЕРМАН Ю.И., к.т.н., доцент
ЧЕРЕДНИК Е.А., ст. преподаватель

Днепродзержинский государственный технический университет

ИЗМЕРЕНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИ ОТСУТСТВИИ ТЕНЗОУСТАНОВОК ПРОМЫШЛЕННОГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Введение. На производстве и в лабораторных условиях часто возникает необходимость измерения деформаций. Для этого служат всяческие измерители деформаций промышленного изготовления. Но такая аппаратура дорогая, и не все лаборатории имеют ее. Поэтому одной из проблем, с которой столкнулись научные работники и студенты кафедры ТОС университета при выполнении магистерских работ, есть проблема надежного измерения деформаций из-за отсутствия тензоустановок промышленного производства. Проблема является интересной и для научных работников других учреждений, о чем свидетельствуют публикации [1, 2]. В частности, Суховым Б.Б. в работе [1] предложена подобная тензометрическая установка. Но она является только макетом и непригодна для измерения деформаций в научных и промышленных целях.

Постановка задачи. Решить проблему, исходя из того, что измерение деформаций может быть осуществлено с помощью моста Уитстона, создав устройство этого моста весьма простым, которое легко может быть изготовлено в лабораторных условиях. Такое устройство и было разработано, а потом изготовлено и опробовано на кафедре технологии и оборудования сварки ДГТУ.

Результаты работы. Схема устройства показана на рис.1. Основанием прибора служит гетинаксовая плита размерами 500X300 мм. На плите установлена тарировочная балочка, один конец которой зажат. Размеры балочки 150X15X15 мм. На противоположных сторонах наклеены датчики R_B , сопротивления которых в ненаклеенном состоянии равны 94 Ом, а после высыхания клея сопротивление датчика равняется 71 Ом.

Сгибаемая балочку с помощью нажимного винта, т.е. уменьшая сопротивление одного из датчиков R_B и увеличивая сопротивление другого, добиваются равновесия моста при отсутствии деформаций. Положение балочки при уравновешенном мосте фиксируется индикатором временного типа.

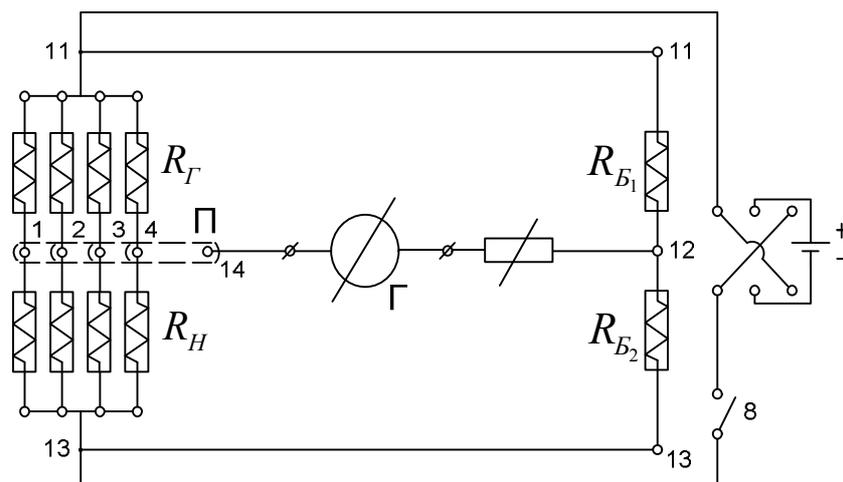


Рисунок 1 – Принципиальная схема устройства

Температурные датчики наклеены на стальную пластину, прикрученную к основе. Необходимо помнить, что клей должен хорошо передавать датчикам измеряемые деформации. Концы датчиков (точки 1-10) выведены на плату на клеммы. К этим же платам подведены концы от рабочих датчиков (точки 1-10), от измерительного прибора и от переключателя положений. В качестве измерительного прибора используется прибор М198/3. Этот милливольт-микроамперметр с ценой деления $C_i = 0,1 \cdot 10^{-7}$ имеет равномерную шкалу делений. Им могут быть измерены токи до 500 мкА. Для увеличения границ измерения последовательно подключается внешний шунт типа Р4 со ступенчатопеременными сопротивлениями, который входит в комплект прибора и позволяет измерять токи разбаланса при выходе рабочего датчика из строя. Ток разбаланса при обрыве рабочего датчика равнялся 84 мкА. Максимальный ток разбаланса при исправном мостике и отсутствии деформаций составляет 50 мкА. Можно также применять для измерения тока в диагонали мостика прибор М95 с границей измерений 1000 мкА и ценой деления 1,0 мкА.

Отметим, что прибор М117/3, который рекомендуется в работе [1], не позволяет получить точность, необходимую в лабораторных исследованиях. Для изменения полярности тока в диагонали моста служит тумблер полярности. Включения осуществляются с помощью кнопочного прерывателя. Применение его разрешает сохранить прибор (кнопка быстро отпускается при зашкаливании прибора). Схемой моста предусматривается последовательное включение миллиамперметра в диагональ моста. При этом переходные сопротивления контактов находятся не в плечах, а в узлах моста и не влияют на отсчет. Не требуется также дополнительного времени на установление теплового баланса. Опишем, как такая установка была нами использована для определения напряженно-деформированного состояния конического перехода, сваренного между фланцем и цилиндрической обечайкой, теория расчета которого была нами предложена [3].

Цель испытаний – проверка правильности предположенной методики расчета прочности оболочек при нагружении их внутренним давлением.

Для этого были замерены деформации и вычислены напряжения в материале конического перехода.

Деформации конического перехода измерялись на определенных ступенях внутреннего давления. Испытуемое соединение помещалось в бронекамеру. Давление в ней создавалось с помощью ручного масляного насоса. Замерялось давление образцовым

манометром, подведенным к соединению. Внутреннее давление повышалось до давления утечки или до предельной нагрузки обечайки.

Экспериментальное исследование распределения деформаций вдоль длины конического перехода было проведено с помощью проволочных датчиков омического сопротивления с базой 5 мм, коэффициентом чувствительности $K=2,0$ и сопротивлением 81 Ом.

Тарировка датчиков была проведена на консольной балке равного сопротивления. На конический переход наклеивались на наружной поверхности по 3 датчика, включенных последовательно, в окружном и продольном направлениях для каждой из точек. Схема размещения датчиков показана на рис.2.

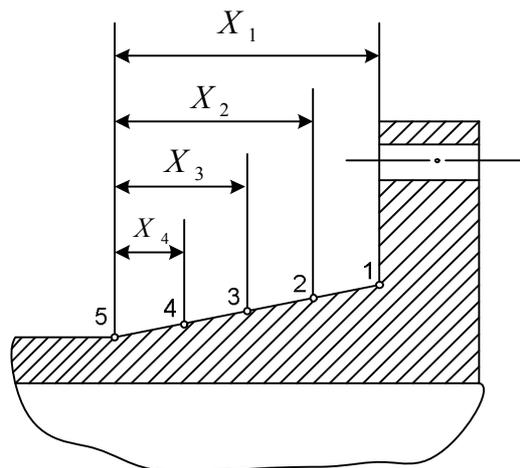


Рисунок 2 – Схема расположения датчиков

Измерения осуществлялись с помощью тензометрического мостика, построенного по компенсационной схеме. Величина деформаций отсчитывалась непосредственно на органах управления мостика – на диске потенциометра и переключателя. Диск имел 400 делений, а его полная шкала отвечала $\pm 1\%$. Переключатель имел 26 позиций, один шаг отвечал деформации 1%. Полный предел потенциометра и переключателя отвечал $\pm 14\%$. С помощью переключателя производилась грубая настройка, а посредством потенциометра – точная.

Величина деформации исследуемого объекта определялась по формуле:

$$\varepsilon = [(a_2 + b_2) - (a_1 + b_1)], \%$$

где a_1 и a_2 – величины отсчета переключателя грубой наводки соответственно до и после приложения нагрузки;

b_1 и b_2 – величины отсчета потенциометра соответственно до и после приложения нагрузки.

Для одного из фланцевых соединений были проведены замеры деформаций в двух плоскостях:

- 1 – в меридиональном сечении между двумя болтами;
- 2 – в меридиональном сечении, проходящем через ось болта.

Значительной разницы между результатами измерений в обоих сечениях не обнаружилось. В последующих испытаниях тензодатчики на коническом переходе располагались в меридиональном сечении между двумя болтами. Показания каждой группы тензодатчиков обязательно дублировались.

Ввиду наличия большого количества измеряемых пунктов (точек) нами применялся коммутатор, с помощью которого к мостику можно было подключить 24 измеряемые точки. Схема подключения групп датчиков к коммутатору показана на рис.3.

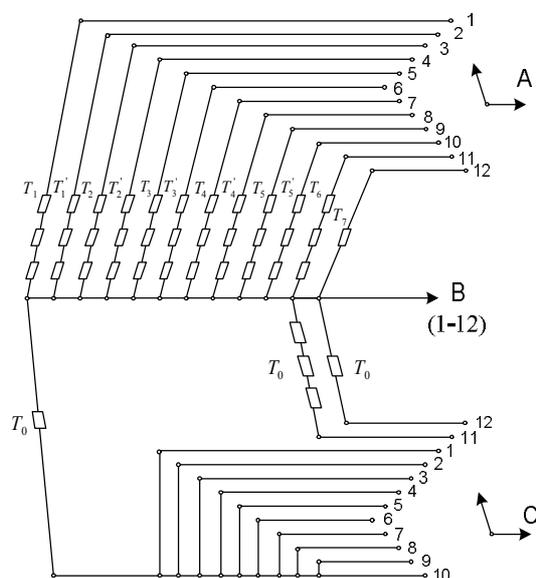


Рисунок 3 – Схема подключения датчиков к коммутатору

В табл.1 указано, для каких целей служили группы датчиков. В эти группы $T_1, T_2 \dots T_6$ входят по три датчика, наклеенные через 120° по окружности конического перехода и соединенные последовательно.

Таблица 1

Наименование группы датчиков	Для какой цели датчики служат
T_1, T_2, \dots, T_5	Для измерения радиальных деформаций ϵ_2 на наружной поверхности конического перехода соответственно в точках 1, ..., 5
T'_1, T'_2, \dots, T'_s	Для измерения продольных деформаций ϵ_1 в тех же точках
T_0	Датчики температурной компенсации

Нулевое измерение в конце каждого испытания при снятом давлении служило для определения остаточных деформаций.

Ниже приводятся результаты испытания фланцевых соединений и делается их сравнение с расчетными данными. Результаты сведены в табл.2.

Величина $\epsilon_{\text{экв}}$ определялась по энергетической теории прочностей (теория «энергии формоизменения») для двухосновного напряженного состояния:

$$\epsilon_{\text{экв.}} = \sqrt{\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2 + 0,125\epsilon_1 \cdot \epsilon_2} .$$

Таблица 2 – Результаты испытаний

Результаты испытаний		Внутреннее давление, атм.						
		10	20	30	40	50	60	70
Точка 1	ϵ_1	0,035	0,105	0,265	0,423	0,550	0,600	0,735
	ϵ_2	0,065	0,115	0,165	0,265	0,358	0,436	0,510
	$\epsilon_{\text{экв}}$	0,0878	0,191	0,376	0,600	0,792	0,851	1,180
Точка 2	ϵ_1	0,250	0,420	0,550	0,780	0,900	1,100	1,240
	ϵ_2	0,075	0,150	0,245	0,355	0,445	0,585	0,625
	$\epsilon_{\text{экв}}$	0,277	0,512	0,705	0,958	1,187	1,445	1,644
Точка 3	ϵ_1	0,040	0,105	0,180	0,265	0,395	0,490	0,620
	ϵ_2	0,085	0,175	0,275	0,355	0,480	0,575	0,705
	$\epsilon_{\text{экв}}$	0,110	0,245	0,397	0,539	0,759	0,923	1,143
Точка 4	ϵ_1	0,050	0,105	0,165	0,235	0,325	0,390	0,485
	ϵ_2	0,075	0,150	0,235	0,315	0,410	0,480	0,580
	$\epsilon_{\text{экв}}$	0,109	0,219	0,348	0,478	0,554	0,753	0,294
Точка 5	ϵ_1	0,045	0,025	0,110	0,155	0,175	0,200	0,225
	ϵ_2	0,100	0,165	0,235	0,290	0,365	0,415	0,515
	$\epsilon_{\text{экв}}$	0,128	0,179	0,305	0,391	0,477	0,543	0,657

Некоторое несовпадение расчетных и опытных напряжений в точке 1 может быть объяснено наличием радиусного закругления. В остальных сечениях расчетные значения хорошо совпадают с полученными экспериментально.

К тому же выводу приходим, анализируя значения величин эквивалентных деформаций для различных точек корпуса, изготовленных из стали 30ХГСМА, материал которых работает еще в упругой стадии.

Выводы. Экспериментом подтверждается пригодность предлагаемых в работе [3] методов определения расположения максимально напряженного места на коническом профиле. Отметим, что предельно допустимые остаточные деформации удалены вследствие текучести и считаются равными для деталей из углеродистых сталей 1% и из легированных теплостойких сталей 1,5 %.

Таким образом, как показали испытания изготовленного прибора, он не уступает промышленным приборам, используемым в лабораторной практике, значительно превосходя их по простоте устройства и эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сухов Б.Б. Тензометрическая установка для учебных целей. – Вестник высшей школы. – 2008. – №8. – С.250-252.
2. Киреев Ю.К. и др. Измерение деформаций. – Известия вузов. Машиностроение. – 2000. – №12. – С.72-73.
3. Перемитько В.В и др. Экспериментальное обоснование методики расчета напряженно-деформированного состояния сварных цилиндрических оболочек из высокопрочных сталей. – Сборник научных трудов Днепропетровского государственного технического университета (технические науки). – 2008. – Выпуск 1. – С.15-18.