ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ

И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ

ЖУРНАЛ

В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ журнал входит в перечень утвержденных вак рф изданий для публикаций трудов соискателей ученых степеней

$6 \frac{2010}{(119)}$

СОДЕРЖАНИЕ

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Заярный В.П., Волков И.В., Шилин А.Н. Автоматизированная стабилизация температуры на измерительных участках сборочных цехов
Клебанов Я.М., Журавлев А.Н., Утянкин А.В. Влияние отклонения формы поверхностей на работоспособность прессовых соединений буровых шарошечных долот
оптимальных условий сборки корпусов нефтегазового оборудования
Первухина Е.Л., Осипов К.Н., Голиков В.В. Контроль качества сборки машиностроительных изделий по диагностическим параметрам
Современные технологии сборки
Белобородов С.М. Расчетно-эксцентриситетный метод сборки роторов 21
Родионов Е.М., Табачкова К.И. Методы компенсации погрешностей при сборке оптических приборов
Разборка. Ремонт
Прояева О.А., Берсенев Ю.Л. Автоматизация технологического обслуживания и ремонтных работ центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата 31
Сборка с использованием клеев
Воячек И.И., Кочетков Д.В. Влияние анаэробных материалов на распределение нагрузки в резьбовом соединении
Технологичность конструкции
Овчинников С.В. Конкурентоспособные технологии изготовления равнопрочного крепежа
в зоне контакта
Нормативная документация
Винты с цилиндрической округленной головкой и звездообразным углублением под ключ. ГОСТ Р ИСО 14583 – 2009
Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" – 79748 , Объединенному каталогу "Пресса России" – 84967 , каталогу "Почта России" – 60257) или непосредственно в издательстве <i>Тел.:</i> (499) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (499) 269-48-97. E-mail: sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru Перепечатка, есе виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Председатель редакционного совета Ф.М. МИТЕНКОВ, академик РАН Редакционный совет MOCKBA Ю.Г. КОЗЫРЕВ А.С. ВАСИЛЬЕВ Α И КУМЕНКО А.В. МЕЛАРЬ (главный редактор) Е.А. МИКРИН А.А. ГУСЕВ M.B. BAPTAHOB Ю.Ф. НАЗАРОВ А.М. ДАЛЬСКИЙ В.В. ПОРОШИН Б.В. ШАНДРОВ И.Н. ЖЕСТКОВА А.А. ШАТИЛОВ (зам. главного редактора) А.Г. ХОЛОДКОВА и.н. зинина Ю.Л. ИВАНОВ Г.А. ЯРКОВ Региональные редсоветы БЕЛГОРОА ОРЕНБУРГ Н.А. ПЕЛИПЕНКО А.Н. ПОЛЯКОВ А.И. СЕРДЮК БРЯНСК А.П. ФОТ О.А. ГОРЛЕНКО РЫБИНСК ВЛАДИВОСТОК В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ Ю.Н. КУЛЬЧИН В.В. НЕПОМИЛУЕВ А.А. СУПОНЯ A.H. CEMEHOB В.М. КОРНИЕНКО CAMAPA волгоград М.А. ЕВДОКИМОВ Ю.А. ВАШУКОВ В.Г. КАРАБАНЬ М.Г. КРИСТАЛЬ Г.А. КУЛАКОВ В.И. ЛЫСАК В.А. НИКОЛАЕВ B.M. TPYXAHOB САНКТ-ПЕТЕРБУРГ NXEBCK В.Ф. КУЗЬМИН И.В. АБРАМОВ Е.В. ШАЛОБАЕВ Б.А. ЯКИМОВИЧ В.Г. ОСЕТРОВ ТОЛЬЯТТИ А.И. РЫЖКОВ И.К. ПИЧУГИН Б.Ф. ХАЗОВ КАЗАНЬ ТУЛА РИ АЛГАМОВ В.В. ПРЕЙС KOBPOB ХАБАРОВСК Ю.З. ЖИТНИКОВ В.А. ЛАШКО КОЛОМНА Украина Ю.Д. АМИРОВ KNEB КОМСОМОЛЬСК-А.С. ЗЕНКИН НА-АМУРЕ В.А. МАТВИЕНКО Б.Н. МАРЬИН AOHEЦK В.И. ШПОРТ А.М. ШПИЛЕВ А.Н. МИХАЙЛОВ НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ СЕВАСТОПОЛЬ С.В. ДМИТРИЕВ Е.Л. ПЕРВУХИНА Р.М. ХИСАМУТДИНОВ Беларусь НИЖНИЙ НОВГОРОД MNHCK С.В. ГОЛУБЕВ В.Л. БАСИНЮК **OMCK** ГОМЕЛЬ В.Н. КОСТЮКОВ В.Е. СТАРЖИНСКИЙ ОРЕЛ Ю.С. СТЕПАНОВ полошк

Ответственные за подготовку и выпуск номера: н.м. кущ-жарко, л.д. паршенкова

Г.А. ХАРЛАМОВ

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

М.Л. ХЕЙФЕЦ

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

$6 \frac{2010}{(119)}$

Quality assurance. Testing. Monitoring

Zayarny V.P., Volkov I.V., Shilin A.N. The automated stabilization of temperature for measuring site of assembly shop 3									
Klebanov Ya.M., Zhuravlev A.N., Utjankin A.V. Influence of the deviation of the form of surfaces on working capacity of press connections rock bit 6									
Shilin A.N., Petrov S.A., Zayarny V.P. Automatic definitions of optimization conditions for oil and gas equipment body assembly									
Pervukhina E.L., Osipov K.N., Golikova V.V. Assemblage quality control for machines based on diagnostic parameters									
Modern technologies in assembly									
Beloborodov S.M. Eccentricity design method of rotor assembly									
Rodionov E.M., Tabachkova K.I. Technological methods of aberration correction in scopes by assembly									
The dismantling. Repair									
Projaeva O.A., Bersenev Yu.L. Automation of technological service and repair work of the centrifugal compressor the unit gas swinging									
Assembly with Use Glue									
Voyachek I.I., Kochetkov D.V. Impact of anaerobic materials on load distribution in screw joints									
Manufacturability of a construction									
Ovchinnikov S.V. Competitive manufacturing technologies of uniform strength fastener									
Bozhkova L.V., Ryabov V.G., Noritzina G.I. The hertzian problem for the ring layer of the optional thickness subject to friction forces in the contact area . 43									
Command papers									
Star type socket pan cylindrical head screws									
Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency – 79748 , the union catalogue "Pressa Rossii" – 84967 , the catalogue "Pochta Rossii" – 60257) or directly in editorial of the journal. <i>Ph.:</i> (499) 268-38-42; <i>ph./fax:</i> 268-85-26. <i>Fax:</i> (499) 269-48-97. <i>http://www.mashin.ru E-mail: sborka@mashin.ru</i> ; <i>tsmm@mashin.ru</i> Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building" 107076, Moscow, Stromynsky per. 4									

I	The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making
I	Journal during reprint of the materials is mandatory.
I	Advertisers are responsible for the content of their advertisements

Chair of Editorial Advisory Board – Member of Russian Academy of Science F.M. MITENKOV

Editors M0SCOW

VASIL'EV A.S. (Chief editor) VARTANOV M.V. DALSKY A.M. GUSEV A.A. ZHESTKOVA I.N. (Deputy chief editor) ZININA I.N. IVANOV YU.L. KOZYREV YU.G. Regional editors

BELGOROD PELIPENKO N.A. BRIANSK GORLENKO O.A. VLADIVOSTOK

KULSHIN Yu.N. SUPONIA A.A. KORNIENKO V.M.

VOLGOGRAD KRISTAL M.G. KARABAN' V.G. LYSAK V.I. TRUKHANOV V.M.

IZHEVSK ABRAMOV I.V. YAKIMOVICH B.A. OSETROV V.G. PITCHUGIN I.K.

KAZAN Adgamov R.I. Kovrov

zhitnikov yu.z. Kolomna Amirov yu.d.

KOMSOMOLSK-ON-AMUR MARJIN B.N. SCHPORT V.I. SHPILEV A.M.

NABEREZHNYE CHELNY DMITRIEV S.V. KHISAMUTDINOV R.M.

NIZHNY NOVGOROD Golubev S.V.

OMSK Kostiukov V.N. OREL

STEPANOV Yu.S. KHARLAMOV G.A. MEDAR' A.V. MIKRIN E.A. NAZAROV Yu.F. POROSHIN V.V. SHANDROV B.V. SHATILOV A.A. KHOLODKOVA A.G. YARKOV G.A.

KUMENKO A.I.

ORENBURG Polyakov A.N. Serduk A.I. Fot A.P. Rybinsk

BEZIAZYSHNY V.F. NEPOMILUEV V.V. SEMENOV A.N. SAMARA

EVDOKIMOV M.A. VASHUKOV Yu.A. KULAKOV G.A. NIKOLAEV V.A.

ST.-PETERSBURG KUZMIN V.F. SHALOBAEV E.V.

TULA PREYS V.V.

TOLIATI Khazov B.F.

RYZHKOV A.I. **Khabarovsk** Lashko V.A.

> Ukraine KIFV

ZENKIN A.S. MATVIENKO V.A.

DONETSK Mikhailov A.N.

SEVASTOPOL Pervukhina e.l.

Belarus

MINSK Basinjuk V.L. Gomel Starzhinski V.E.

Polotsk Kheifetz M.L.

Executive editors of current issue: KUSH-ZHARKO N.M., PARSHENKOVA L.D.

The journal is registered by RF Ministry of Press, Tele-and Broadcasting and Mass Communications Media. Registration certificate ПИ № 77-1747, February 25, 2000 Free price

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА. ИСПЫТАНИЯ. КОНТРОЛЬ

УДК 697.95-52

В.П. Заярный, д-р техн. наук, И.В. Волков, А.Н. Шилин, д-р техн. наук (Волгоградский государственный университет) E-mail: Berkytxt@rambler.ru

Автоматизированная стабилизация температуры на измерительных участках сборочных цехов

Разработаны математические модели, описывающие тепловые процессы в термоконстантном помещении, предназначенном для высокоточных измерений и сборки в цеховых условиях. На основе этих моделей разработана автоматизированная система стабилизации температуры на измерительных участках сборочных цехов, позволяющая поддерживать ее с точностью ±0,1 °C в помещениях площадью до 100 м².

The mathematical models, describing the thermal processes in climate-controlled room, which is intended for precision measurements and assembly in the shop conditions, have been developed. On the basis of these models an automated system for the temperature stabilization on measuring areas of assembly plants, being capable of keeping up the temperature to within $\pm 0,1$ °C in rooms up to 100 m² has been developed.

Ключевые слова: сборка, автоматизация микроклиматических параметров, термоконстантная комната, прецизионность, тепловой поток.

Key words: assembly, automation microclimatic parameters, climate-control room, precision, heat flow.

В настоящее время перед прецизионной сборкой изделий предварительно измеряют сопрягаемые поверхности комплектующих деталей. Неравномерность распределения температуры воздуха по объему в зданиях, не имеющих системы стабилизации параметров микроклимата, может достигать 1,5...2 °С/м, что вызывает колебания номинального размера деталей от 2...3 мкм, а это недопустимо. Для повышения точности измерения необходимо стабилизировать температурный режим воздуха на измерительных участках сборочных цехов. При этом главную роль играют не абсолютные значения температуры, а точность их поддержания в заданном диапазоне (таблица).

Существует ряд вариантов стабилизации температуры цеха площадью от 1000 м² с точностью ± 2 °C [1], а для цехов площадью до 100 м² при точности не менее $\pm 0,1$ °C этот вопрос изучен слабо. Предлагаемая система автоматической стабилизации температуры измерительных участков сборочных цехов площадью до 100 м² обеспечивает высокую точность ее поддержания ($\pm 0,1$ °C) благодаря применению "системы воздушных линий" [2]. Такая организация движения воздушной массы в помещении способствует достижению наименьшего температурного градиента в рабочей зоне.

На рис. 1 представлен процесс стабилизации температуры производственного участка. В состав системы стабилизации входят: частотный привод ЧП вентилятора, радиатор Р; датчик температуры ДТ, контроллер К, вентилятор В. Параметрами системы являются: об-

Оптимальные параметры воздуха в помещениях для прецизионных работ

Тип помещения	Температура, °С	Относительная влажность, %
Термоконстантное для работ по груп- пам:		
1-й	1822	40 ± 4
2-й	19,520,5	40 ± 4
3-й	19,820,2	40 ± 4
4-й	19,9520,05	40 ± 4
Особо чистое	21,522,5	4345



Рис. 1. Процесс стабилизации температуры на производственном участке

ласть регулирования температуры объемом *V*; номинальное значение заданной температуры T_3 воздуха; фактическое значение температуры T в помещении; температура $T_{\rm BX}$ и объем $V_{\rm BX}$ входящего в помещение воздуха; тепловой поток $\Phi_{\rm BX}$ входящего инфильтрующего воздуха; объем V_{вых} выходящего из помещения воздуха; тепловой поток $\Phi_{\text{вых}}$ выходящего инфильтрующего воздуха; масса *m*_т, температура *T*_т и тепловой поток $\Phi_{\rm T}$ теплоносителя; явный тепловой поток Φ_n от людей; тепловой поток Φ_o от освещения и электрооборудования в целом; теплопоступления Фпр через остекленную часть поверхности; теплопоступления Фтп через заполнения светопроемов за счет теплопередачи в результате разности температур и нагрева стекол солнцем.

Таким образом, в данной схеме учтены практически все возможные факторы, в разной степени влияющие на состояние температуры кондиционируемого помещения.

Согласно [3] оптимальные параметры воздуха для термоконстантного помещения, предназначенного для проведения прецизионных работ, находятся в диапазоне 19,8...20,2 °С и 40 \pm 4 % RH для 3-й группы помещений (см. таблицу), что было взято за основу.

Математическая модель тепловых процессов в кондиционируемом помещении разработана в соответствии с условием, что изменение температуры в помещении определяется выражением

$$C_{o}(T)m \frac{dT}{dt} = \Phi_{_{BX}} - \Phi_{_{T}} + \Phi_{_{BMX}} + (1)$$
$$+ \Phi_{_{c}} + \Phi_{_{o}} + \Phi_{_{\pi}} ,$$

где *m* — общая масса всех объектов, находящихся в кондиционируемом помещении;

 $C_{\rm o}(T)$ — средняя удельная теплоемкость помещения с учетом его внутренней оболочки, а также воздуха и предметов, $\frac{Д \pi}{\kappa_{\rm F} \circ C}$.

Выражение (1) можно представить в виде:

$$C_{o}(T)m \frac{dT}{dt} = C_{o}(T)V_{BX}(T_{BX} - T) - C_{T}(T)m_{T}(T_{T} - T) + C_{O}(T)V_{BX}(T - T_{B}) + \frac{1}{R}(T - T_{B}) + \Phi_{BAJ};$$

$$\Phi_{\rm Buld} = \Phi_{\rm c} + \Phi_{\rm o} + \Phi_{\rm m} ,$$

где R — тепловое сопротивление помещения, м² °C .

 $C_{\rm T}(T)$ — удельная теплоемкость теплоносителя, $\frac{Д_{\rm Ж}}{{}_{\rm K\Gamma}\,^{\circ}{\rm C}};$

 $\Phi_{\rm выд}$ — тепловой поток, выделяемый объектами в помещении, Вт.

Зависимость удельной теплоемкости от температуры в данном случае считают линейной, поэтому для помещения и теплоносителя можно принять следующие зависимости:

$$C_{o}(T) = a_{n} + b_{n}T;$$

$$C_{T}(T) = a_{T} + b_{T}T,$$

где $a_{\rm n}$, $b_{\rm n}$, $a_{\rm T}$, $b_{\rm T}$ – коэффициенты пропорциональности для продукта и теплоносителя соответственно.

Изменение объема воздуха в помещении равно разности объемных расходов поступающего и откачиваемого воздуха, контролируемых соответствующими датчиками:

$$\frac{dV_{_{\rm B}}}{dt} = V_{_{\rm BX}} - V_{_{\rm BMX}}.$$

Температуру измеряют с помощью термодатчиков типа ТСП с постоянной времени $\tau = 30...60$ с и чувствительностью порядка

0,01 °С. Сигнал $U_{\text{дт}}$ на выходе термопары меняют по закону [4]:

$$T_{\rm pr} \frac{dU_{\rm pr}}{dt} + U_{\rm pr} = k_{\rm pr}' T_{\rm pr}$$

где $T_{\rm дт}$ – постоянная времени термопары, с;

 $k'_{\rm arr}$ – коэффициент пропорциональности.

Постоянная времени частотного привода и двигателя пренебрежимо мала по сравнению с постоянной времени тепловых процессов, поэтому система "частотный привод — электродвигатель" может быть описана выражениями:

$$\frac{dv}{dt} = k'_{\text{vrr}} U_{\text{yc}};$$

$$V_{\text{вент}} = k'_{\text{дв}} n,$$
(2)

где $U_{\rm yc}$ — сигнал усилителя рассогласования; n — частота вращения вентилятора;

 $k'_{q_{, n}}$, $k'_{_{д_{, B}}}$ – коэффициенты пропорциональности;

*V*_{вент} — текущее значение производительности вентилятора радиатора.

Регулирование скорости вращения вентилятора не может выходить за пределы максимальной частоты вращения и/или остановки двигателя, поэтому уравнение (2) необходимо дополнить следующими условиями:

 $U_{\rm yc} = 0$, если $V_{\rm вент} = 0$ или $V_{\rm вент} = V_{\rm вент}^{\rm max}$,

где $V_{\text{вент}}^{\max}$ — максимальная производительность вентилятора.

Количество тепла, выделенного теплоносителем через радиатор вентилятора, определяют по формуле

$$Q_{\rm t} = k_{\rm t}' V_{\rm beht},$$

где k'_{r} – коэффициент пропорциональности.

На основе изложенного разработана автоматизированная система стабилизации температуры измерительных участков сборочных цехов (рис. 2). Данная система позволяет также обеспечивать стабилизацию уровня влажности в производственном помещении согласно [3].

Система функционирует следующим образом. Сигналы с датчиков температуры ДТ1...ДТ5 поступают на входы усилителей сиг-



Рис. 2. Структура автоматизированной системы стабилизации температуры

нала УС1...УС5, сигналы с датчиков влажности ДRH1, ДRH2 — на измерительные преобразователи ИП1, ИП2, где линеаризуются и фильтруются от помех. Затем эти сигналы поступают через мультиплексор MUX на аналого-цифровой преобразователь ADC, а после преобразования — на центральный микропроцессор CPU в составе микроконтроллера dsPIC33FJ128MC506.

После сбора информации от датчиков центральный микропроцессор принимает решение об управляющем воздействии на уровень температуры и вырабатывает сигнал для управления частотным приводом. Информация о регулирующем воздействии передается по интерфейсу Ethernet. Система предполагает возможность мониторинга и управления через глобальную сеть Internet. Дополнительными устройствами системы являются блок ручного ввода параметров и индикатор для оперативного вывода текущей информации.



Выводы

Разработаны математические модели, описывающие тепловые процессы в термоконстантном помещении, предназначенном для высокоточных измерений и сборки в цеховых условиях. Модели, учитывают влияние на температуру в помещении людей, внешних тепловых потоков, теплового потока радиатора, осветительных приборов, остекленных поверхностей, передачи через несущую конструкцию. Предложенная на основе этих моделей автоматизированная система стабилизации температуры воздуха на измерительных участках сборочных цехов с применением микроконтроллера dsPIC33FJ128MC506 позволяет поддерживать температурный режим с точностью $\pm 0,1$ °С в термоконстантном помещении площадью до 100 м².

Библиографический список

1. **Пособие** по проектированию автоматизированных систем управления микроклиматом производственных зданий / Пособие к СНиП 2.04.05–91^{*}. М.: Стройиздат, 1989. 216 с.

2. Волков И.В. Энергосберегающая система охлаждения жилых и производственных помещений / Информационные технологии будущего и современное электронное обучение MODERN IT & (E-) LEARNING / Мат-лы междунар. науч. конф. 6–8 октября 2009 г. Астрахань: ООО "Типография "Нова", 2009. С. 113–116.

3. Индустрия производителей климатического оборудования LENNOX [Электронный ресурс].[2008]. Режим доступа: http://www.lennox.ua/html/sprav.php.

4. Филипс Ч., Харбор Р. Системы управления с обратной связью. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2001. 616 с.

.....

*******-

УДК 621.757

Я.М. Клебанов, д-р техн. наук (Самарский государственный технический университет), **А.Н. Журавлев**, канд. техн. наук (ОАО "Волгабурмаш"),

А.В. Утянкин (Самарский государственный технический университет) *E-mail: zan.samgtu@mail.ru*

Влияние отклонения формы поверхностей на работоспособность прессовых соединений буровых шарошечных долот

Исследовано влияние овальности поверхностей отверстий и прессуемых в них твердосплавных зубков на работоспособность соединений с натягом буровых шарошечных долот с использованием моделирования в программе Ansys.

In this work the research of influence of out-of-roundness of surfaces of apertures and pressed in them hard-alloy insert on working capacity of connections with a tightness of rock bits with use of modelling program Ansys is carried out.

Ключевые слова: соединение с натягом, отклонение формы, овальность, твердосплавный зубок, буровое шарошечное долото.

Key words: connection with a tightness, deviation of the form, Out-of-roundness, hard-alloy insert, rock bit.

Буровое шарошечное долото — один из основных инструментов, с помощью которых осуществляют разрушение породы и разработку глубоких скважин в нефтяной и газовой промышленности, а также бурение скважин в угольной промышленности и геологоразведке, взрывных скважин на рудных карьерах цветной и черной металлургии, при добыче золота и алмазов. Буровые долота широко применяются также при строительстве сложных инженерных сооружений — мостов, тоннелей, шахт, морских молов и других объектов.

Шарошечные долота работают в тяжелейших условиях при осевых нагрузках до 40 кH, частоте вращения до 20 с⁻¹ в абразивосодержащей среде, значительной динамичности приложения нагрузки. Высокая энергоемкость разрушения пород требует подведения к долоту большой мощности, реализация которой происходит через небольшие контактные поверхности, что обуславливает высокую напряженность работы всех элементов долота [1]. Твердосплавные зубки, расположенные на на-



ружной поверхности шарошек, обеспечивают разрушение породы в кольцевой зоне между керном и стенкой скважины и калибруют ствол скважины, а зубки, запрессованные на торце шарошки, формируют столбик керна.

Несмотря на значительное число усовершенствований твердосплавного вооружения долот, применяемые материалы по-прежнему базируются на карбиде вольфрама и кобальте. Разрушение зубков является превалирующим видом износа, когда в зоне их контакта с породой генерируется большое количество тепла, ведущее к возникновению тепловых трещин, выкрашиванию и поломке.

Также довольно часто при бурении происходит выпадение зубков (рис. 1, a), которое носит случайный характер. Это приводит к более серьезным, чем при их поломке, повреждениям долота: интенсификации процесса изнашивания всего твердосплавного вооружения и поломке корпуса шарошки (рис. 1, δ). На размалывание выпавших твердосплавных зубков расходуется время, энергия и вооружение долота.

В связи с изложенным в программном продукте Ansys было проведено исследование напряженно-деформированного состояния шарошек бурового долота при запрессовке зубков с учетом погрешности формы как самих зубков, так и отверстий, в которые они запрессовываются.

В качестве геометрической модели использовали половину шарошки бурового долота 215,9МЗ-ГАУ с запрессованными пятью зубками (рис. 2). В исследовании анализировали усилие выпрессовки пятого зубка в случае максимальных и минимальных натягов пяти запрессованных зубков.

В каждой паре зубок – отверстие учитывали их овальность. Соответствующие отклонения их формы рассчитывали, опираясь на ГОСТ 30893.2–2002, п. А.4, согласно которому "допуск на овальность не должен превышать



 Рис.
 1. Виды отказов твердосплавного вооружения буровых шарошечных долот:

 a – выпадение зубка;
 σ – разрушение корпуса шарошки

0,5 допуска на диаметр". Допуск на овальность рассчитывали по формуле

$$\Delta_{\rm ob} = \frac{D_{\rm max} - D_{\rm min}}{2},\tag{1}$$

где D_{max} , D_{min} – соответственно максимальный и минимальный размеры овала, мм.

Величины максимального и минимального натягов определяли согласно рис. 3. По схеме рис. 3, *а* находим размеры отверстий и зубков, соответствующие максимальным натягам (диа-

Рис. 2. Геометрическая модель шарошки с зубками





Рис. 3. Схемы для определения величины натягов: *a* – максимальный натяг; *δ* – минимальный натяг

метры отверстий минимальны, а диаметры зуб-ков максимальны):

- для отверстий 1, 2 (см. рис 2) Ø15,88^{+0,0375}: допуск на овальность $\Delta_{_{OB_{o}}} = 0,0375/2 = 0,01875$ мм; $D_{\min_{o}} + \Delta_{oB_{o}} = 15,89875 \text{ MM}; D_{\min_{o}} = 15,88 \text{ MM};$ для отверстий 3,4 Ø9,37^{+0,05}: $\Delta_{_{\rm OB_o}} = 0.05/2 = 0.025; D_{_{\rm min_o}} + \Delta_{_{\rm OB_o}} = 9.395 \text{ MM};$ $D_{\min_{0}} = 9,37$ MM; − для отверстия 5 ∅14,29^{+0,0375}: $\Delta_{_{\rm OB_o}} = 0,0375/2 = 0,01875 \text{ MM}; D_{_{\rm min_o}} + \Delta_{_{\rm OB_o}} =$ = 14,30875 MM; $D_{\min_0} = 14,29$ MM; зубков 1,2 Ø15,99^{-0,013}: для $\Delta_{_{\text{OB}_3}} = 0,013/2 = 0,0065 \text{ MM}; D_{_{\text{max}_3}} = 15,99 \text{ MM};$ $D_{\text{max}_3} - \Delta_{\text{ob}_3} = 15,9835$ MM; зубков 3,4 Ø9,5123^{-0,0127}: ДЛЯ $\Delta_{_{OB_2}} = 0.0127/2 = 0.00635; D_{_{max_2}} = 9.5123 \text{ mm};$ $D_{\max_3} - \Delta_{\text{OB}_3} = 9,50595 \text{ MM};$ - для зубка 5 \emptyset 14,402^{-0,013}: $\Delta_{ab} = 0,013/2 =$ $= 0,0065; D_{max_2} = 14,402 \text{ MM}; D_{max_2} - \Delta_{oB_2} =$ = 14.3955 мм.

Далее по схеме рис. 3, *б* определяли размеры отверстий и зубков, соответствующие минимальным натягам (диаметры отверстий максимальны, а диаметры зубков минимальны):

- для отверстий 1,2: $D_{\max_o} = 15,9175$ мм; $D_{\max_o} - \Delta_{oB_o} = 15,89875$ мм; - для отверстий 3,4: $D_{\max_o} = 9,42$ мм; $D_{\max_o} - \Delta_{oB_o} = 9,395$ мм; - для отверстия 5: $D_{\max_o} = 14,3275$ мм; $D_{\max_o} - \Delta_{oB_o} = 14,30875$ мм; - для зубков 1,2: $D_{\min_3} + \Delta_{oB_3} = 15,9835$ мм; $D_{\min_3} = 15,977$ мм; - для зубков 3,4: $D_{\min_3} + \Delta_{oB_3} =$ = 9,50595 мм; $D_{\min_3} = 9,4996$ мм; - лля зубка 5: $D_{min_3} = 14$ 3955 мм:

— для зубка 5: $\dot{D}_{\min_3} + \Delta_{\text{ов}_3} = 14,3955$ мм; $D_{\min_3} = 14,389$ мм.

Моделировали самый неблагоприятный случай, когда максимальные натяги направлены в сторону пятого зубка. В пятой паре зубок – отверстие моделировали различное расположение отклонения их формы. На рис. 4 представлены схемы запрессовки пятого зубка. Данные схемы просчитывали для максимальных и минимальных натягов, а также при запрессовке одного пятого зубка. Задачи решали в четыре шага:

 – запрессовка четырех зубков из пяти путем создания предварительного натяга между зубками и отверстием шарошки и исключения из расчета контактных пар пятого зубка;

 – запрессовка пятого зубка за счет включения в расчет контактных пар;

 выпрессовка пятого зубка за счет приложения к его торцевой поверхности усилия заве-





— – зубок;
– – отверстие

домо большего, чем возникающее в контактных парах. Расчет силы выпрессовки;

 нахождение самой неблагоприятной схемы по усилию выпрессовки.

В данном случае выпрессовка — это имитация вырыва зубка из тела шарошки во время эксплуатации.

Усилие выпрессовки находили следующим образом. При задании опции решения фиксировали число подшагов — 3. При этом программа конечную нагрузку делит на их число и каждый подшаг увеличивает нагрузку на величину отношения силы и числа подшагов. На конечном подшаге прикладывали полную нагрузку. В процессе статического расчета при превышении суммарной силой, приложенной к торцевой поверхности зубка, силы трения между поверхностью зубка и отверстием в шарошке происходит отрыв зубка от шарошки, и в этот момент решение задачи перестает сходиться. Сила, приложенная на предыдущем шаге, является предельной для удержания зубка.

Найдем предельную силу *P*, при которой зубок держится в корпусе шарошки:

$$P = \frac{P_{\text{\tiny HCX}}}{Nn},\tag{2}$$

где $P_{\text{исх}}$ – исходная сила, приложенная к поверхности;

N – общее число подшагов;

n – номер последнего сошедшегося подшага.

В табл. 1 представлены усилия выпрессовки пятого зубка. Запрессовку и выпрессовку од-

Сила выпрессовки пятого зуока, н									
Номер	При запре пяти зубка:	ссованных х с натягом	При запрессованном одном зубке с натягом						
	максималь- ным	минималь- ным	максималь- ным	минималь- ным					
1	58761,12	11027,98	64103,04	32016,72					
2	57425,64	8715,66	41399,88	32016,72					
3	60096,6	32550,332	66774	13518,17					
4	60096,6	32728,20	65438,52	32372,46					

Таблица 1

Сила выпрессовки (в H) по схеме № 2 при запрессованных пяти зубках

Натяг	В пятом зубке	Во втором зубке
Максимальный в пятом зубке, минимальный – в остальных	41856,32	36344,0
Минимальный в пятом зубке, максимальный – в остальных	29348,66	21545,0

ного пятого зубка проводили для выявления влияния деформаций, возникших после допрессовки четырех зубков, на силу выпрессовки пятого зубка. Видно, что наиболее неблагоприятна вторая схема сборки, при которой усилия выпрессовки минимальны. Для этой схемы сборки были просчитаны еще два варианта комбинации натягов:

• в пятой паре зубок — отверстие моделировали максимальный натяг, в остальных минимальный;

• в пятой паре зубок — отверстие моделировали минимальный натяг, в остальных максимальный.

В результате получены данные табл. 2, согласно которым самой неблагоприятной является вторая схема при минимальных натягах, при которой усилие выпрессовки составляет 29348,66 Н. Видно, что при увеличении натяга в пятом зубке до максимального усилие выпрессовки повышается в 1,7 раза. Этот вариант можно рассматривать как достаточный для решения проблемы увеличения усилия удержания зубка в шарошке. Однако необходимо проанализировать влияние увеличения натяга в пятом зубке на другие пары зубок – отверстие.

Для этого находим силу выпрессовки второго зубка при минимальных натягах, а также при максимальном в пятом зубке (см. табл. 2). Видно, что увеличение натяга в пятом зубке привело к повышению силы выпрессовки и во втором зубке.



Вывод

Для исключения самой неблагоприятной схемы запрессовки и увеличения усилия удержания зубка в шарошке после запрессовки достаточно пару зубок — отверстие с максимальными натягами окружить аналогичными парами с минимальными натягами. В этом случае наблюдается рациональное напряженно-деформированное состояние шарошки и оптимальные силы выпрессовки зубков, что повышает работоспособность всего дорогостоящего изделия.

Библиографический список

1. **Международный** транслятор – справочник. Шарошечные долота / Под ред. В.Я. Кершенбаума, А.В. Торгашова. – М., 2000. 248 с.

УДК 621.791.62 462.2:621.3-523.8

А.Н. Шилин, д-р техн. наук, С.А. Петров, В.П. Заярный, д-р техн. наук (Волгоградский государственный технический университет) E-mail: plc_life@mail.ru

Автоматизация определения оптимальных условий сборки корпусов нефтегазового оборудования

В статье рассматривается алгоритм программы, производящей выбор соединяемых с помощью сварки пар оболочек вращения крупногабаритных цилиндрических корпусов. Этот алгоритм позволяет за счет индивидуального подбора обеспечить соответствие требованиям отраслевого стандарта, повысить качество выпускаемой продукции и ее эксплуатационные характеристики.

An algorithm of the program performing a choice of rotational shell pairs of large-size cylindrical body being connected by welding is considered in the article. The algorithm allows ensuring industry standard adequacy, up-grade quality of discharged products and their operating characteristics by means of individual selection.

Ключевые слова: автоматизация, сборка, цилиндрический аппарат, алгоритм, оболочка вращения, смещение кромок.

Key words: automation, assembly, cylindrical apparatus, algorithm, rotational shell, offset edges.

Цилиндрические корпуса нефтегазового оборудования собирают с помощью сварки из базовых деталей типа оболочек вращения (обечаек) и днищ. Технология сборки корпусов влияет на производительность установки внутренних узлов, качество и эксплуатационные характеристики выпускаемой продукции. Наибольшее влияние на характеристики оборудования оказывают уровни рабочих напряжений в обечайках.

Основное влияние на степень концентрации напряжений оказывает относительное смещение кромок стыкуемых обечаек корпуса оборудования перед их сваркой. Это смещение, регламентируемое ОСТ 26.291–87, измеряется по срединной поверхности в стыковых соединениях. Оно определяется формой сечения обечаек, их взаимным расположением [1] и не должно превышать 10 % толщины листов обечаек (не более 3 мм).

Еще более жесткие требования предъявляют к кольцевым и продольным швам на биметаллических сосудах со стороны коррозионностойкого слоя. Кроме того, продольные швы смежных обечаек и швы днищ в сосудах ряда групп должны быть смещены относительно друг друга на величину трехкратной толщины наиболее толстого элемента, но не менее 100 мм между осями швов. Поскольку величина допуска на изготовление обечайки составляет 1 % от ее номинального диаметра, а сме-





Рис. 1. Схема сборки корпуса цилиндрического аппарата: a и δ – пара стыкуемых обечаек; b и c – варианты сборки пары

щение кромок регламентируется толщиной листового материала, то при больших габаритных размерах корпусов ограничение на величину смещения кромок не всегда выполнимо. Разрешение данного противоречия возможно за счет индивидуального подбора стыкуемых обечаек и их относительного углового расположения (рис. 1).

Для минимизации величин смещения кромок по периметру при их сборке разработаны компьютерные программы, позволяющие по дискретным измерениям профилограмм обечаек осуществлять сборку с минимальными отклонениями контуров соседних обечаек. Существует несколько вариантов компьютерного перебора собираемых обечаек.

В соответствии с алгоритмом одной из таких программ [2] набор маркированных обечаек ранжируют по периметру. Затем ближайшие в ранжированном ряде обечайки объединяют в секции, после чего виртуально одну обечайку (рис. 1, a) поворачивают относительно другой с заданным шагом (рис. 1, δ). При каждом повороте вычисляется сумма абсолютных разностей между текущими диаметрами во всех угловых координатах. Эта операция повторяется столько раз, сколько измерений было выполнено в сечении. Далее из всех сумм абсолютных разностей выбирается сумма с минимальным значением.

Так, например, на рис. 1, *в* изображен вариант взаимного расположения двух обечаек с минимальной суммой разностей диаметров, а на рисунке 1, *г* – с максимальной. Аналогичные операции осуществляют для других секций. Каждый раз новое значение минимальной разности сравнивают с предыдущим и запоминают меньшее. Выход из цикла осуществляют после перебора всех пар обечаек, из которых сделан аппарат, а пару с минимальной суммой разностей выбирают для сборки.

Описанный выше алгоритм обладает рядом недостатков, вызванных тем, что расчет отклонений осуществляют по разности диаметров, а ранжирование обечаек — по их периметрам, а также тем, что измерения выполнялись с использованием контактных средств (рулеток, лент и нутромеров), имеющих при измерении больших диаметров (от 3000 до 10 000 мм) низкую точность.

Нами предложен алгоритм оптимизации процесса сборки, лишенный приведенных выше недостатков. В основе его применения лежит разработка оптико-электронной системы контроля геометрических параметров оболочек вращения в процессе их формообразования [3].

Для минимизации величин относительного смещения свариваемых аппаратом кромок используем спектральный метод, основанный на разложении функции профиля детали в полярных координатах в ряд Фурье. Тогда форма поперечного сечения обечайки может быть представлена в виде

$$r(\varphi) = R + \sum_{k=1}^{\infty} A_k \cos(k\varphi + \varphi_k),$$

где φ — переменный угол, образуемый текущим размером с полярной осью;

$$R = \frac{1}{2\pi} \sum_{-\pi}^{\pi} r(\varphi) \Delta \varphi - pa$$

диус средней окружности, определяемой как среднее значение функции $r(\phi)$;

 A_k и φ_k — соответственно амплитуда и начальная фаза, характеризующей погрешность формы *k*-гармоники:

$$A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2};$$

$$\varphi_{k} = \operatorname{arctg} (b_{k} / a_{k});$$

$$a_{k} = \frac{1}{\pi} \sum_{-\pi}^{\pi} r(\varphi) \cos k \varphi \Delta \varphi;$$

$$b_{k} = \frac{1}{\pi} \sum_{-\pi}^{\pi} r(\varphi) \sin k \varphi \Delta \varphi.$$

При реализации спектрального метода в оптико-электронной системе сравнительно просто найти радиус средней окружности и координату центра, поскольку амплитуда и фаза первой гармоники определяют смещение центра относительно базы измерения. При представлении профилограммы в виде суммы гармонических составляющих с помощью теоремы Котельникова может быть вычислен шаг дискретизации. Кроме того, в оптико-электронной системе может быть решена задача фильтрации высокочастотных гармонических составляющих, которые не оказывают существенного влияния на технологический процесс сварки.

В предложенном алгоритме оптимизации сборки цилиндрических корпусов в качестве исходной информации использованы текущие



Рис. 2. Последовательность сборки цилиндрического аппарата



Рис. 3. Схема взаимной ориентации пары торцов: a – торец № 1 обечайки № 1; б – торец № 1 обечайки № 2

радиус-вектора и радиус средней окружности. Алгоритм содержит два этапа:

• расположение обечаек в порядке уменьшения среднего радиуса по длине корпуса (рис. 2), что облегчает установку устройств внутри него со стороны большого диаметра;

• обеспечение взаимного расположения стыкуемых обечаек с минимальной суммой отклонений радиус-векторов во всех угловых координатах, что обеспечивает минимальное смещение кромок.

Кроме того, разработанная программа учитывает ряд требований, предъявляемых ОСТ 26.291-87 к положению бобышек, штуцеров и люков, а также сварным соединениям обечаек. Так, увод кромок в стыковых сварных соединениях не должен превышать величину 0,1d+3 мм, где d – толщина стенки обечайки.

Используемая оптико-электронная система позволяет осуществлять измерения с достаточно малым шагом, получая тем самым более подробную информацию о контуре сечения обечайки. В этом случае зазоры минимизиру-

ются по разности площадей $S_0...S_N$ фигур, образованных радиус-векторами $\vec{r}_0 ... \vec{r}_N$ и контуром обечайки в конкретном торцевом сечении соответственно, например, r_0 и r_1 образуют S_0 (рис. 3). При этом производится проверка положения продольных сварных швов и бобышек, штуцеров, люков. На рис. 4 приведена блок-схема алгоритма разработанной программы. В блоке *1* выполняется расчет среднего диаметра спектральным методом, описанным выше. В соответствии с результатами расчета в блоке *2* выполняется маркировка. Все обечайки сортируются по убыванию радиусов средних окружностей торцевых профилей и каждой присваивается порядковый номер по результату сравнения того из ее торцов, радиус средней окружности которого меньше.

Затем в блоке 3 для каждого торца всех обечаек определяется разность площадей $S_0 \dots S_N$. Каждой рассчитанной площади ставится в соответствие конкретный фазовый угол (фаза) того радиус-вектора, использовавшегося для расчета текущей площади, порядковый номер которого меньше. Блок 4 служит для оптимальной сортировки торцов обечаек, результат которой выводится в блоке 12.

Промежуточные операции сортировки обечаек по разности площадей выполняются в блоках 5...11. В блоке 5 осуществляется перебор торцов со всеми порядковыми номерами, допустимыми по результатам маркировки. То есть фиксируется, например, первый торец первой обечайки. Сначала он подвергается сравнению с Рис. первым торцом второй обечайки (блок 8), для чего из структуры, созданной в блоке 3, вычитаются площади $S_1 \dots S_N$, соответствующие одному торцу, из аналогичных площадей, соответствующих другому, с одинаковыми порядковыми номерами. Последние номера соответствуют номерам фаз.

Из всех сумм разностей выбирается максимальная ΔS_{max} , так как именно она определяет зону максимальной концентрации напряжений. Одновременно происходит проверка (блок 7) условий отсутствия совпадения положений продольных швов стыкуемых обечаек и возможности установки бобышек, штуцеров и люков. Затем в блоке 6 при фиксированных фазах, соответствующих площадям одного



Рис. 4. Блок-схема алгоритма минимизации смещения кромок

торца, смещают на единицу номера фаз, соответствующих площадям другого. Это соответствует повороту на элементарный угол торца одной обечайки относительно торца другой.

В блоке 8 площади с одинаковыми порядковыми номерами снова вычитаются и выбирается максимальная разность с проверкой дополнительных условий. Из полученных максимальных разностей в блоке 9 выбирается минимальных т.е. выполняется операция min (ΔS_{max}), и соответствующая ей фаза φ . Аналогично определяются минимальные из максимальных разности для всех вариантов стыкуемых торцов. Результатом работы рассмотренного сегмента алгоритма



является выполнение в блоке 10 операции min (min (ΔS_{max})).

Пара обечаек, удовлетворяющих результату работы блока 10, объединяется в блоке 11 в секцию и рассматривается как единое целое. Таким образом, число торцов для последующего перебора в блоке 5 уменьшается на два. По завершению работы рассмотренного алгоритма пользователь получает информацию о том, в какой последовательности расположить обечайки при сборке цилиндрического корпуса, как сориентировать их торцы, при каком фазовом положении смещение стыкуемых кромок минимально и какова величина этого смещения.

Предложенная программа оптимизации сборки цилиндрических корпусов повышает точность изготовления обечаек и позволяет выдавать рекомендации по сборке корпусного оборудования, что, в свою очередь, приводит к росту производительности сборочных и монтажных работ за счет уменьшения времени подгонки соединяемых деталей, а также к улучшению эксплуатационных характеристик выпускаемого оборудования.

Библиографический список

1. Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Высшая школа, 2000. 510 с.

2. Панков В.В., Кравченко Г.М., Богородский И.Г. Оптимизация на ЭВМ сборки для сварки цилиндрических аппаратов // Сварочное производство. – 1988, № 12. С. 33–34.

3. Шилин А.Н. Оптико-электронное устройство контроля профиля обечаек с автоматическим базированием измерительного преобразователя // Известия вузов. Приборостроение. – 2004. № 2. С. 53–58.

УДК 621.002:681:324

Е.Л. Первухина, д-р техн. наук, **К.Н. Осипов,** аспирант, **В.В. Голикова,** канд. техн. наук (Севастопольский национальный технический университет)

Контроль качества сборки машиностроительных изделий по диагностическим параметрам

Предлагается процедура контроля качества сборки машиностроительных изделий, использующая современные информационные технологии и эмпирические модели, учитывающие качественные и количественные зависимости между параметрами изделий, ориентированную на минимальное количество параметров для снижения энергетических и трудовых затрат.

Procedure for the quality control of machinebuilding products after assemblage is proposed. It uses modern information technologies and empirical models, which consider qualitative and quantitative dependences between object parameters and is oriented on a minimum number of parameters to decrease power and labor expenses.

Ключевые слова: контроль качества, сборка, машиностроительные изделия, диагностические параметры, дискретный фильтр.

Key words: quality control, assemblage, machine-building products, diagnostic parameters, discrete filter.

Качество современных машиностроительных изделий формируется на начальных этапах их проектирования и изготовления, вследствие чего ведущие мировые производители концентрируют усилия на контроле производственных процессов, тратя на приемку готовых изделий лишь незначительную долю средств. Тем не менее, проблема контроля качества продукции по завершении сборочного процесса остается актуальной для машиностроительного производства, поскольку даже крупные компании не застрахованы от ошибок в принятии решений о годности готовых изделий в эксплуатации.

На отечественных предприятиях вероятность принятия такого рода неверных решений существует, прежде всего, из-за отсутствия в серийном производстве научно обоснованных методик обработки полученной в ходе испытаний информации, соответствующих уровню сложности выпускаемых изделий, и требований к их качеству, в том числе надежности, а также учитывающих недостаток информации о параметрах испытуемых изделий и возможности новых информационных технологий. Как следствие, ошибочное заключение о техническом состоянии собранных изделий приводит к резкому увеличению затрат на техническое обслуживание во время эксплуатации и снижению конкурентоспособности [1].

В машиностроении контроль качества сборочных, регулировочных и крепежных работ проводят в ходе приемосдаточных и контрольных испытаний. Под контролем качества понимают получение характеристик собранных изделий и их сравнение с заданными. Соответствие измерительной информации требуемым метрологическим стандартам достигается использованием современных высокоточных датчиков.

Проиемосдаточные испытания машиностроительных изделий относят к методам неразрушающего (безразборного) контроля. Для этого оценивают статические и динамические параметры и характеристики изделий, т.е. показатели их качества как продукции машиностроительного производства и показатели качества при последующем функционировании в составе инженерных систем [2, 3].

Параметры изделий делят на структурные и диагностические. Структурные параметры непосредственно определяют качество технологического процесса обработки деталей и сборки: соответствие или отклонение формы реальных поверхностей от номинальных; отклонения от округлости; отклонения профилей продольных сечений цилиндрических поверхностей, зазоры в сопряжениях, а также погрешности взаимного расположения поверхностей деталей в виде отклонения от соосности, параллельности или перпендикулярности осей цилиндрических поверхностей торцам, ошибки углового расположения деталей и т.п. В ходе испытаний измеряют диагностические параметры, которые функционально зависят от структурных.

В качестве примера рассмотрим приемосдаточные и контрольные испытания четырехтактных карбюраторных двигателей внутреннего сгорания. Испытания всех собранных двигателей проводят на обкаточно-тормозных стендах переменного тока, включающих устройство вращения коленчатого вала во время холодной обкатки и для поглощения мощности двигателя во время горячей обкатки и испытаний, а также дополнительное оборудование, обеспечивающее двигатель топливом, охлаждающей жидкостью и смазкой. Специальные программы испытаний предполагают условия, максимально приближенные к реальной эксплуатации. Двигатели с обнаруженными дефектами возвращаются в сборочный цех на доработку.

В ходе испытаний регулируют зажигание и систему питания, проверяют детонационные свойства топлива, на различных режимах работы контролируют параметры шума и вибрации, давление масла, температуру охлаждающей жидкости, разрежение воздуха во впускном коллекторе [4].

Диагностическими параметрами для двигателей являются: мощность, расход топлива и масла, температура охлаждающей жидкости и масла, параметры шума и вибрации. Техническими условиями определен диапазон возможного изменения параметров. Соответствие прямых параметров техническим условиям проверяют по значениям диагностических параметров. Так, величину зазоров в сопряжениях характеризует эффективная мощность, т.е. мощность, снимаемая с вала двигателя.

На рис. 1, *а* приведен график зависимости мощности маломощного двигателя от величины зазора (изнашивания) сопряжений [5]. Для двигателей большой мощности эта зависимость еще заметнее. Расход топлива за 1 ч работы двигателя при различной степени изнашивания деталей на протяжении всего межремонтного цикла практически не изменяется, а удельный расход топлива (расход единицы топлива на единицу мощности на расстояние в 1 ч или в 1 с) по мере изнашивания деталей непрерывно растет, поэтому служит критерием оценки состояния двигателя (рис. 1, δ).

По составу отработавших газов определяют дефектные узлы и оценивают правильность регулировок двигателей. Расход масла на угар характеризует увеличение зазоров в сопряжениях, т.е. состояние цилиндропоршневой группы. Уменьшение давления масла в основ-







a – эффективной мощности от величины зазора δ в сопряжениях;

 δ — удельного расхода топлива от изнашивания Δ поршня

ной магистрали при снижении эффективной мощности свидетельствует об увеличении зазоров в кривошипно-шатунном механизме.

Указанные качественные зависимости между параметрами позволяют без разборки установить не только факт, но и причину нарушения работоспособности двигателя. Для этого необходимо получить точные и достоверыне значения диагностических параметров двигателей с учетом их взаимосвязей.

Рассмотрим случайные процессы изменения пяти диагностических параметров ДВС: часового расхода топлива G_t (кг/ч), крутящего момента M_k (кг·м), коэффициента наполнения воздухом топливной смеси α , удельного расхода топлива g_e (кг/(кВт·ч)) и содержание СО (%) в отработавших газах (рис. 2).

Вместе они характеризуют качественные свойства двигателей: скоростные, нагрузочные, токсические. Поэтому скалярные процессы изменения отдельных параметров рассмотрим как единый многомерный процесс. Тогда совокупность этих диагностических параметров в каждый момент времени t = 1, ..., T образует $n \times 1$ вектор $z_t = (Z_{1, t}, ..., Z_{n, t})^T$ случайных их значений. При этом основной диагностический параметр N_e – эффективная мощность двигателя может быть исключена из рассмотрения, поскольку рассчитывается аналитически по значениям крутящего момента:

$$N_e = \frac{M_k n}{9550}$$

где *n* – частота вращения вала двигателя.

Многомерный случайный процесс изменения элементов вектора параметров во времени является нестационарным, его вероятностные характеристики меняются с течением времени



Рис. 2. Последовательные измерения параметров G_t , M_k , g_e , α , CO



Таблица 1

Вероятностные характеристики параметров

Кол-во	M_k ,	КГ∙М	СО	, %	G_t , 1	८୮/Ч	(α		$g_{e,}$ KG/(KBT·4)	
измерений	m _i	σ_i^2									
1-5	12,9	0,004	9,3	1,6	13,3	0,3	0,76	0,001	0,33	0,0002	
6-10	13,0	0,008	7,1	7,9	12,4	1,5	0,82	0,004	0,30	0,0015	
11-15	13,0	0,008	5,3	13,2	11,6	2,4	0,87	0,008	0,29	0,0016	
16-20	12,8	0,052	4,1	14,8	11,0	2,9	0,91	0,011	0,28	0,0017	
21-25	12,6	0,28	3,6	14,2	10,0	3,4	0,96	0,016	0,27	0,0016	

(табл. 1): первый
$$m_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i^j$$
 и второй
 $\sigma_i^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (X_i^j - m_j)^2$ моменты.

Параметры коррелированы (табл. 2), поэтому можно выдвинуть гипотезы о существовании причинно-следственных зависимостей между ними.

Алгоритм определения структуры и коэффициентов зависимостей, а также построения эмпирической модели ДВС для новых процессов $x_t = \Delta z_t = z_t - z_{t-1}$ подробно рассмотрен в работе [6]. Структура математической модели в пространстве состояний – два уравнения:

уравнение состояния

$$x_{t} = \Pi_{0} + A x_{t-1} + \omega_{t}$$
(1)

и уравнение наблюдений

$$y_t = B x_t, \qquad (2)$$

где
$$x_t = \begin{pmatrix} \Delta M_{ko_t} \\ \Delta CO_t \\ \Delta C_{t_t} \\ \Delta g_{e_t} \\ \Delta \alpha_t \end{pmatrix}$$
 – вектор состояния;

$$\Pi_0 = \begin{pmatrix} 0,0019 \\ 0,361 \\ -0,17 \\ -0,004 \\ 0,009 \end{pmatrix} - 5 \times 1$$
 матрица-столбец ко-
эффициентов;

$$\omega_t = \begin{bmatrix} \varepsilon_{t-1} \\ 0 \\ \cdots \\ 0 \end{bmatrix} - 5 \times 1$$
 вектор шума (погрешно-

сти модели) с нулевым математическим ожи-

Таблица 2

······································										
	M_k , кг·м	G_t , кг/ч	CO, %	α	g_e , кг/(к B т-ч)					
M_k , кг·м	1	0,68	0,55	-0,799	0,54					
G_t , кг/ч	0,68	1	0,98	-0,98	0,98					
CO, %	0,55	0,98	1	-0,93	0,99					
α	-0,799	-0,98	-0,93	1	-0,94					
g_e , (кг/кВт·ч)	0,54	0,98	0,99	0,94	1					

Корреляционная зависимость между параметрами

данием $E [\omega_i] = 0$ и ковариацией $E[\omega_i, \omega_k^T] = Q_i \delta_{ik}, E[\cdot] -$ символ математического ожидания, $\delta_{ik} -$ символ Кронекера: $\delta = - \int 1 i = k$.

$$A = \begin{pmatrix} 1 & i \neq k \\ 1,07 & 0,0016 & 0,146 & -1,31 & 1,32 \\ -0,348 & -0,07 & 0,70 & 7,26 & -6,02 \\ -1,04 & -0,349 & 0,77 & 15,2 & -1,19 \\ -0,05 & -0,01 & 0,021 & 0,336 & -0,067 \\ -,029 & 0,022 & -0,0065 & -1,14 & 0,76 \end{pmatrix} -$$

переходная квадратная матрица;

 $B = [I_5 \ 0 \ \dots \ 0] - 5 \times 5$ матрица наблюдения;

 I_5 – единичная матрица размера 5×5;

 y_t – вектор наблюдения размера 5×1.

Пространство состояний используется в теории автоматического управления для определения в любой момент времени выхода и состояния наблюдаемой динамической системы по известному входу и состоянию в предыдущий момент времени и имеет ряд преимуществ перед другими методами исследования сложных динамических систем и объектов [7].

Матрицы *A* и *B* на установившихся режимах примем независимыми от времени. Система (1), (2) наблюдаема, так как матрица [$B^T | A^T B^T | ... | (A^T)^{n-1} B^T$] размера $n \times nm =$ = 5 × 25 имеет ранг, равный 5. В теории автоматического управления это означает, что между векторами состояния и наблюдения имеется однозначное соответствие и можно найти значения вектора состояния в любой момент

Для последующего прогноза значений диагностических параметров с использованием эмпирической модели и выборочных вероятностных характеристик погрешности модели, так называемого шума, для оценки вектора состояния x_t необходим алгоритм, не чувствительный к этим погрешностям.

Такими качествами обладает алгоритм на основе информационного расхождения Кульбака—Лейблера, который использует базовые

процедуры оптимального дискретного алгоритма оценивания, известного как фильтр Калмана, а также предполагает коррекцию оценок в зависимости от величины расхождения между вероятностными характеристиками истинного значения вектора состояния и его оценки. Свойства алгоритма подробно рассмотрены в работах [8–10].

На каждом шаге оценивания вычисляется априорная оценка

$$\hat{x}_{t/t-1} = A \, \hat{x}_{t-1} \,, \tag{3}$$

которая корректируется по мере поступления нового наблюдения *у_t*:

$$\hat{x}_{t/t} = \hat{x}_{t/t-1} + K_t (y_t - B \hat{x}_{t/t-1}), \qquad (4)$$

где $z_{t} = y_{t} - B \hat{x}_{t/t-1}$ — остаточные члены (невязка);

*K*_t – матрица коэффициентов.

Оптимальный дискретный фильтр Калмана требует точного знания ковариаций вектора состояния и вероятностных характеристик шумов, в противном случае велики погрешности оценивания. В отличие от фильтра Калмана для вычисления K_t эти значения не нужны. Она определяется выражением

$$K_{t} = A\hat{\Sigma}_{t-1} A^{T} B [BA\hat{\Sigma}_{t-1} A^{T} B^{T} + T_{t}]^{-1}, \quad (5)$$

в которое входят выборочные значения ковариации наблюдения T_t и оценки вектора состояния $\hat{\Sigma}_t$:

$$\begin{split} \hat{\Sigma}_{t} &= \left\lfloor \left(\hat{x}_{t} - \overline{\hat{x}_{t}} \right) \left(\hat{x}_{t} - \overline{\hat{x}_{t}} \right)^{T} \right\rfloor = \\ &= \left[I - K_{t} B \right] A \hat{\Sigma}_{t-1} A^{T} \left[I - K_{t} B \right]^{T} + K_{t} T_{t} K_{t}^{T}, \end{split}$$

где $\overline{\hat{x}_t} = E[\hat{x}_t];$

I – единичная матрица.

Алгоритм реализован на ЭВМ на базе программного обеспечения Maple V в среде Windows. Прогноз значений диагностических параметров и измеренные значения для срав-

времени t.





Рис. 3. Случайные процессы изменения параметров и их прогнозные значения:

 $1 - M_k; \quad 2 - G_l; \quad 3 - CO; \quad 4 - \alpha;$ $5 - g_e; \diamond$ – прогнозное значение



Рис. 4. Графики ошибок оценивания є: $1 - M_k; 2 - G_t; 3 - CO; 4 - \alpha; 5 - g_e$

нения представлены на рис. 3. График ошибок оценивания $\varepsilon = \frac{x_i - \hat{x}_i}{x_i}$ показан

на рис. 4.

На начальных шагах оценивания ошибки велики из-за недостатка априорной информации о системе, но быстро стремятся к минимальным значениям, оставаясь незначительными на всем

Рис. 5. Графики автокорреляции ошибок оценивания для:

 $a - M_k$; $\delta - CO$; $e - \alpha$; k – временной лаг (разрыв во времени между двумя случайными величинами, находящимися в причинно-следственной связи)

интервале оценивания — уже с 15-го шага оценки сходятся к истинным значениям оцениваемых параметров.

Это происходит благодаря учету причинно-следственных зависимостей между диагностическими параметрами моделью (1), (2) и свойствам алгоритма (4), (5) настраиваться при поступлении результатов новых наблюдений. Графики значений автокорреляционных функций ошибок оценивания (рис. 5) показывают их независимость.



Assembling in mechanical engineering, instrument-making. 2010, No 6

Предложенная процедура контроля качества сборки не привязана к карбюраторным двигателям и может быть использована для широкого класса машиностроительных изделий. Процедура использует современные информационные технологии и эмпирические модели, учитывающие качественные и количественные зависимости между параметрами изделий, и позволяет сократить количество измеряемых диагностических параметров, что снижает энергетические и трудовые затраты в ходе испытаний.

Библиографический список

1. Адгамов Р.И., Берхеев М.М., Заляев И.А. Автоматизированные испытания в авиастроении. — М.: Машиностроение, 1989. 160 с.

2. Сидоренко С.М., Сидоренко В.С. Методы контроля качества изделий в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1989. 288 с.

3. **Первухина Е.Л.** Обработка информации в системе автоматизированных испытаний машиностроительных изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2001. № 2. С. 37–40.

4. **Палагута К.А., Кузнецов А.В.** Система диагностирования впрыскового ДВС по его скоростным характеристикам // Автомобильная промышленность. – 2007, № 4.

5. Клюев В.В. Неразрушающий контроль и диагностика. Справочник / Под общ. ред. В.В. Клюева. — М.: Машиностроение, 2005. 656 с.

6. **Первухина Е.Л., Голикова В.В.** Анализ нестационарных случайных процессов в задачах автоматизации производственных испытаний машиностроительных изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2007, № 8. С. 29–35.

7. Стрейц В. Метод пространства состояния в теории дискретных линейных систем управления. — М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. 296 с.

8. Первухина Е.Л. Использование информационной меры в процедурах оценки дискретных стохастических систем при неизвестных ковариациях шумов // Известия РАЕН, серия МММИУ, 1999. Т. 3. № 3. С. 100–106.

9. **Pervukhina E., Emmenegger J.-F.** Adaptive time series filters obtained by minimization of the Kullback-Leibler divergence criterion // International Journal of Applied Mathematics, 2005. Vol. 17. No 1. P. 69–89.

10. **Первухина Е.Л., Степанченко Т.Л.** Исследование сходимости алгоритма адаптивной фильтрации // Системные технологии, Днепропетровск, 2005. № 1 (36). С. 134–142.



и оборудовании, в том числе используемых за рубежом. Представлены справочные данные об исходных материалах и составах покрытий, рекомендуемых для изготовления в условиях потребителя, а также о марках, свойствах и области применения промышленно выпускаемых противопригарных композиций. Приведены сведения о покрытиях, используемых за рубежом. Дана необходимая информация, касающаяся оборудования для изготовления покрытий, а также технологии их нанесения и отверждения.

Для инженерно-технических работников литейного производства, может быть полезен аспирантам и студентам.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы: по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ

УДК 62-251:621.757

С.М. Белобородов, канд. техн. наук (НПО "Искра", Пермь) *E-mail: kam*722@iskra.perm.ru

Расчетно-эксцентриситетный метод сборки роторов

Предложен метод сборки ротора, обеспечивающий минимизацию начального дисбаланса, повышение точности балансировки за счет взаимного ориентирования начального дисбаланса и эксцентриситета установки элемента ротора. Использование уравновешивающих грузов позволяет минимизировать погрешности предварительной балансировки. Метод обеспечивает уменьшение объема работ, снижение стоимости производства.

There is proposed the method of rotor assembly which provides minimization of the initial disbalance, increase of balancing accuracy owing to mutual orientation of the initial disbalance and eccentricity during rotor's components mounting. Application of correction weights ensures minimization of preliminary balance error. The method provides decrease of work volume, reduction of manufacturing cost.

Ключевые слова: виброустойчивость, дисбаланс, балансировка, коррекция.

Key words: vibration resistance, disbalance, balance, correction.

При изготовлении сборных роторов, особенно большой массы, метод сборки и дисбаланс устанавливаемых элементов в значительной степени влияют на распределение их дисбалансов [1].

Наиболее предпочтительно такое распределение плоскостей коррекции, которое в точности повторяет распределение локальных дисбалансов по длине ротора, а величина корректирующих масс соответствует величинам дисбалансов [2].

Для описания дисбалансов ротора и его элементов при балансировке, исключающего учет сложных координатных и массогабаритных данных, при известной массе M_i удобно пользоваться расчетной характеристикой начального дисбаланса $Д_i$ устанавливаемого элемента эксцентриситетом его массы:

$$\varepsilon = \frac{\prod_i}{M_i}.$$

По накопленному опыту сборки и балансировки роторов обычно эксцентриситет массы элемента составляет 20 мкм и более. Такая величина эксцентриситета — следствие последовательного сложения дисбалансов, определяемых погрешностями изготовления элемента и оснастки, а также предварительной балансировки. При этом эксцентриситет массы сбалансированного ротора и его элементов никогда не превышает 1 мкм.

При установке элемента 1 на вал ротора 2 (рис. 1, a) без взаимного ориентирования эксцентриситета посадочной поверхности P относительно балансировочных поверхностей A, Б на валу, определяющего монтажный дисбаланс $Д_{\varepsilon}$ и положение начального дисбаланса элемента $Д_{\rm H}$, происходит сложение дисбалан-



Рис. 1. Зависимость дисбаланса от положения эксцентриситетов масс: *1* – элемент ротора; *2* – вал; *3* – призма



сов (рис. 1, δ). Эксцентриситет установки элемента ротора, находящийся в пределах технических требований на изготовление вала, т.е. 10 мкм, создает дисбаланс, сопоставимый с его собственным начальным дисбалансом. Суммарный дисбаланс Д_{сум} устраняется удалением массы металла с периферии элемента вручную. Эта работа требует достаточно высокой квалификации исполнителя и приводит к повышению затрат на производство.

Между тем установка элемента в положение, когда эксцентриситет посадочной поверхности диаметрально противоположно развернут с "тяжелой" точкой несбалансированного элемента, обеспечит начальный эксцентриситет его массы 5-10 мкм. Это позволит сократить величину суммарного дисбаланса (рис. 1, *в*), а также время и объем работ по его коррекции в 3-4 раза.

При известном начальном дисбалансе устанавливаемого элемента и измеренном радиальном биении посадочной поверхности вполне определяются положение и величина начального дисбаланса собираемого ротора. Направление вектора дисбаланса установки элемента достаточно удобно описывать графически, а векторное суммирование позволит вполне точно описать положение реального



Рис. 2. Определение погрешности балансировки

начального дисбаланса Д_{нэ} устанавливаемого элемента ротора:

$$\overline{\underline{\Pi}}_{H_{2}} = \overline{\varepsilon} M_{i} + \overline{\underline{\Pi}}_{i}$$

При сборке ротора взаимное диаметрально противоположное ориентирование эксцентриситета посадочной поверхности и положения начального дисбаланса устанавливаемого элемента обеспечит прирост начального дисбаланса ротора:

$$\Delta \Pi_{\rm HD} = \varepsilon M_i - \Pi_i$$

При этом величина начального дисбаланса элемента, измеренная на балансировочном станке с использованием оправки 1 (рис. 2), обладает погрешностью, определенной эксцентриситетом посадочной поверхности П относительно балансировочных поверхностей А, Б. Для обеспечения требуемой точности величину эксцентриситета определяют, используя любой измерительный прибор 2 с ценой деления не более 2 мкм.

При проведении процедуры измерения следует вводить поправку дисбаланса на эксцентриситет установки элемента на посадочную поверхность оправки:

$$\Delta \Pi = \varepsilon_{nn} M_i$$
,

где ε_{nn} — эксцентриситет посадочной поверхности.

Минимизировать эту погрешность можно, используя уравновешивающие грузы *3*, которые устанавливают на поверхность П. В этом случае они обеспечивают минимизацию дисбаланса установки элемента ротора, определяемого эксцентриситетом посадочной поверхности элемента на оправке. Этот технологический прием разработан с использованием изобретения [3].

Уравновешивающие грузы устанавливают после определения их массы

$$m_{\rm cym} = \frac{M_i \varepsilon}{r_{\rm onp}},$$



где *г*_{опр} — радиус установки грузов на посадочной поверхности оправки.

В практике удобнее использовать два уравновешивающих груза, устанавливаемых по обе стороны элемента ротора. Масса каждого груза

$$m = \frac{\mathrm{M}_{i}\Delta D_{\mathrm{max}}}{2(D+h)},$$

ΔD_{max}

Рис. 3. Установка уравновешивающих грузов

где ΔD_{max} — величина измеренного максимально-

го радиального биения посадочной поверхно-

сти;

h – высота уравновешивающего груза;

D – диаметр посадочной поверхности оправки.

Грузы устанавливают на оправку со стороны, противоположной диаметрально измеренному максимальному биению (рис. 3).

Предложенный метод сборки роторов обеспечивает минимизацию начального дисбаланса, повышение точности балансировки и минимизацию погрешности предварительной балансировки, при этом уменьшаются объем работ и затраты на производство.

Библиографический список

1. ГОСТ ИСО 11342-95. Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов.

2. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. Колебания машин. — М.: Машиностроение, 1964. 125 с. 3. Патент РФ № 2372595.



Тел.: (499) 268 38 42. Факс (499) 269 48 97. E-mail: sborka@mashin.ru. Http://www.mashin.ru

Assembling in mechanical engineering, instrument-making. 2010, № 6



УДК 681.7.028

Е.М. Родионов, канд. техн. наук, доцент, **К.И. Табачкова** (кафедра "Оптико-электронные приборы научных исследований" МГТУ им. Н.Э. Баумана; 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5) e-mail: kristi_cryinglemur@land.ru

Методы компенсации погрешностей при сборке оптических приборов*

Рассмотрены технологические методы компенсации погрешности оптических приборов. Основное внимание уделено компенсации погрешностей при центрировке линзы в оправе и конструктивно-технологическим приемам повышения качества соединения линза – оправа при сборке методом полной взаимозаменяемости.

Разработана методика определения угла и расстояния между рабочим элементом линзы и базирующим элементом оправы. Выявлена методическая погрешность центрировочного приспособления и указаны пути ее уменьшения. На примере четырех типовых линз показаны пути повышения качества соединения.

This paper describes technological methods of aberration correction in scopes. In general it discusses aberration correction for lens in frame centering and constructively ways of how to increase the quality of lens-frame combination in complete interchangeability assembling.

The method of determination of angle and distance between effective area of lens and basic element of frame is designed. The mistake of centering device and the way of it decreasing is specified. Finally, this paper sets an example of increasing the quality of lens-frame combination for four type lenses.

Ключевые слова: методы, компенсация, центрировка, линза, оправа, рабочий элемент, базирующий элемент.

Key words: methods, correction, centering, lens, frame, effective area, basic element.

Конструктивные методы компенсации децентрировок

Центрирование линз в оправах позволяет обеспечить требуемое качество некоторых оп-

тических систем. Однако из-за наличия остаточных эксцентриситетов, обусловленных неточным совмещением оптической оси линзы с осью шпинделя станка и его биением, а также из-за зазоров в посадках оправ линз в корпус и погрешностей посадочного места самого корпуса обеспечить качество многих систем (например, микрообъективов, работающих с большим увеличением и апертурой, кино- и фотообъективов), используя только эти методы, не удается. В этом случае применяют конструктивные методы компенсации децентрировок.

Пути повышения качества соединения

При сборке элементарной сборочной единицей является соединение двух деталей через непосредственный механический контакт их поверхностей. В соединении осуществляется взаимодействие деталей в соответствии с их функциональным назначением. Соединяемые детали образуют контактную пару.

Чтобы сопряжение контактной пары не нарушалось в процессе работы, оно подвергается замыканию силой, формой, креплением. Для соединений используют терминологию базирования в процессах изготовления, т.е. говорят, что деталь базируется или ориентируется, понимая под этим придание определенного заданного чертежом положения присоединяемой детали относительно базовой.

Существуют исходные (обобщенные) схемы базирования для типовых базируемых тел и поверхностей табл. 2.

Как видно из таблицы, пары подразделяются на шесть контактных групп в зависимости от сочетаний форм сопрягаемых поверхностей

^{*} Окончание. Начало в № 1, 2010.



Таблица 2

Классификация	элементарных	контактных	пар
---------------	--------------	------------	-----

Сочетания форм	рм Классы пар									
поверхностей пары	P_1	<i>P</i> ₂	<i>P</i> ₃	P_4	<i>P</i> ₅					
Две сферы	$Z_{P_1(z)}^{1}$	7	$ \begin{array}{c} 13 \\ Z \\ P_3(x, y, z) \end{array} $	19	25					
Сфера и цилиндр	$ \begin{array}{c} 2\\ Z_{1}\\ Y\\ P_{1}(z) \end{array} $	$\begin{cases} Z \\ Z \\ Y \\ Y \\ P_2(y, z) \end{cases}$	$ \begin{array}{c} 14\\ a)\\ \hline \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ $	20	26					
Сфера и плоскость	$ \begin{array}{c} 3\\ Z \\ Y \\ P_1(z) \end{array} $	$\begin{array}{c} 9\\ Z\\ Y\\ Y\\ P_2(y,z) \end{array}$	15	21	27					
Два цилиндра	A X $P_{1}(z)$	10 Z Y $P_2(z, \omega_y)$	16	22 Y $P_4(y, z, \omega_y, \omega_z)$	$P_{s}(x, y, z, \omega_{y}, \omega_{z})$ 28 Z Z Z Z Y Z Z Y					
Цилиндр и плоскость	5	$ \begin{array}{c} 11 \\ Z \\ F_{X} \\ F_{2}(z, \omega_{y}) \end{array} $	17	$P_{4}(y, z, \omega_{y}, \omega_{z})$	29					
Две плоскости	6	12	$P_{3}(z, \omega_{y}, \omega_{x})$	24	$\begin{array}{c} 30 \\ X \\ P_5(y, z, \omega_x, \omega_y, \omega_z) \end{array}$					



и на пять классов по числу отнимаемых (лишаемых) парой степеней свободы. Первый класс (P_1) означает, что пара ограничивает одну степень свободы; второй (P_2) — две и т.д. Пары класса P_1 имеют контакт в точке, а класса P_2 — по линии, P_3 — по трем точкам или поверхности. Таких пар существует немного это пары 13, 18, хотя в реальных конструкциях приборов они играют главную роль.

Кроме элементарных пар, образованных двумя поверхностями, в таблицу включены условно не элементарные, но весьма распространенные пары 9 и 23, 28, *б* и 30. Степени свободы, ограничиваемые каждой парой, указаны внизу клеток таблицы.

Важным свойством элементарных контактных пар является их взаимная эквивалентность, которая выражается в том, что пары высших классов могут быть заменены парами низших классов. Например, любая пара класса P_2 с контактом по линии может быть заменена двумя точечными парами класса P_1 ; пара класса P_3 (например 18) — сочетанием пары класса P_2 с контактом по прямой линии и пары класса P_1 либо тремя точечными парами P_1 .

Рассмотрим базирование в оправе самой массовой оптической детали — линзы. Базирование зависит от ее конфигурации. При этом добиваются определенного положения оптической оси линзы — ее совмещения с геометрической осью базирующей поверхности оправы. Несовмещение осей оценивается децентрировками 1-го и 2-го рода. Децентрировка 1-го рода — это поперечное смещение линзы по осям X и Y (обозначается x и y), 2-го рода — наклоны (повороты) линзы относительно оси базирующей поверхности операнорующей поверхности оси базирующей поверхности оправы.

Принципы ориентирования оптических деталей круглой формы (линзы плоскопараллельные, стеклянные пластинки, миры, сетки и т.д.) при соединении их с механическими базовыми деталями зависят от типа (и конфигурации детали) и требований к функциональной точности и надежности соединения.

Лишаемые степени свободы задаются конструктором исходя из условия функционирования соединения. Если в соединении участвуют несколько поверхностей одной и той же детали, то базирование осуществляется комплектом баз. В этом случае, чтобы не лишать деталь "лишних" степеней свободы (избыточное базирование), конструктор должен пользоваться следующими правилами.

Правило первое. При базировании всегда должна быть главная база — поверхность, которая лишает деталь наибольшего числа степеней свободы и отвечает за главную функцию соединения. В качестве главной базы можно использовать:

плоскость, лишающую деталь трех степеней свободы — контактную пару третьего класса (P_3);

длинную цилиндрическую поверхность, лишающую деталь четырех степеней свободы контактную пару четвертого класса (P_4);

коническую поверхность — контактную пару пятого класса (*P*₅).

При назначении других баз конструктор должен использовать второе правило: при базировании комплектом баз каждая последующая база (после главной) не должна дублировать функцию предыдущей. Так, очевидное дублирование на рис 12, а должно быть устранено изменением конструкции в соответствии с рис. 12, б. На рис. 12, в показано распространенное



Рис. 12. Примеры дублирования баз





Рис. 13. Схемы базирования (*a*, *в*) и закрепления (*б*, *г*) плосковыпуклой линзы, главная база – сфера: 1 – линза, 2 – оправа, 3 – резьбовое кольцо, 4 – вспомогательное кольцо; РЭ – рабочий элемент

дублирование по двум цилиндрическим поверхностям.

Рассмотрим на примерах применение правил базирования линз и определения размеров оправы — базовой детали. На рис. 13, *а* и *б* показана типовая конструкция базирования и крепления плосковыпуклой линзы резьбовым кольцом. Во всех случаях при соединении добиваются совмещения двух осей — оптической оси O_AO и оси базирующего элемента соединения (БЭС), т.е. поверхности В.

По схеме рис. 13, *а* главной базой является сфера А линзы. Она соприкасается с оправой по кромке (линия пересечения $\oslash D_{cB}$ и плечика). Это контактная пара класса P_3 , лишающая линзу трех степеней свободы — перемещений *x*, *y*, *z* по осям *XYZ*. Повороты линзы (наклоны) регламентируются дополнительной базой — цилиндрической поверхностью линзы. Это контактная пара класса P_2 , лишающая линзу поворотов ω_x и ω_y (контакт в паре должен быть с гарантированным зазором). Резьбовое кольцо выполняет роль подводимой опоры и участвует в базировании, хотя никаких степеней свободы не лишает.

Таким образом, это базирование гарантирует отсутствие поперечного смещения линзы (децентрировка 1-го рода) в пределах допуска на соосность $\emptyset D_{\rm CB}$ и $\emptyset D_{\rm \overline{b}}$. Для уменьшения погрешности совмещения оси $O_{\rm A}O$ с осью $\emptyset D_{\rm \overline{b}}$ придется делать эти диаметры точными и ограничивать их расположение требованием соосности. Кроме того, ограничивают биение плечика: если его сделать под углом, то кромка P_3 получится овальной и линза будет "болтаться".

За счет допуска на диаметр $\emptyset D_{\rm CB}$ линза смещается только вдоль оси этого отверстия, причем центр $O_{\rm A}$ всегда остается на этой оси. Это смещение влияет на точность размера *H*. Величина такого смещения пропорциональна точности $\emptyset D_{\rm CB}$ и радиусу *R* линзы.

Повороты или наклоны линзы (децентрировка 2-го рода) могут регламентироваться двояко: цилиндрической поверхностью $\emptyset DH7$ или подводимой опорой (т.е. резьбовым кольцом). Рассмотрим оба эти случая.

Если зазор в резьбе кольца велик, т.е. резьба неточная, то линза будет поворачиваться до тех пор, пока не произойдет соприкосновение поверхностей линзы и оправы по посадке $\varnothing D \frac{H7}{g7}$. Линза лишится поворотов ω_x и ω_y . Другими словами, если точность резьбы в кольце меньше точности посадки по $\bigotimes D \frac{H7}{g7}$ (что часто и бывает), то угол наклона оси OO_A будет равен $\beta = \arctan{(\Delta/l)}$.

Кроме того, на поворот линзы оказывает влияние неточность $\emptyset D_{cB}$. Чем больше допуск на этот диаметр, тем больше погрешность формы отверстия. Например, если отверстие



будет иметь овальность в пределах допуска, то линза будет "болтаться" в этом овале. Неточность расположения плечика N (см. рис. 13, δ), которая обычно регламентируется биением, приводит также к овальности отверстия и болтанию линзы. Ясно, что при этом базировании требуется точная обработка трех диаметров оправы — $\emptyset D_{\rm E}$, $\emptyset DH7$, $\emptyset D_{\rm CB}$, плечика N и диаметра $\emptyset Dg7$ линзы.

На децентрировку 1-го рода оказывает влияние неточность положения рабочего и базирующих элементов оправы, т.е. несоосность поверхностей $\emptyset D_{cB}$ и $\emptyset D_{\overline{b}}$. Поэтому в конструкции оправы следует ужесточать допуски на $\emptyset D_{\overline{b}}$ и $\emptyset D_{cB}$ и на соосность этих поверхностей.

Схемы базирования и закрепления на рис. 13, *в*, *г* содержат только подводимую опору — точно изготовленное и посаженное ($\emptyset DH6/g6$) вспомогательное кольцо *4*. В этом случае изменились точностные характеристики линзы и оправы. Не требуется точного изготовления диаметра линзы (достаточно *DH*12), что существенно упрощает операцию шлифования. В оправе не требуется точность $\emptyset D_{cB}$, достаточно *H*12. Остаются требования к точности $\emptyset D_{b}$ и $\emptyset DH7$ и их взаимному расположению.

На рис. 14, б показано другое расположение той же линзы, соответствующее схеме базиро-

вания по рис. 14, *а*. В этом случае роль главной базы выполняет узкий кольцевой поясок на поверхности Б линзы, ширина которого, равная полуразности полного и светового диаметров линзы, нормируется стандартами. Контактирование происходит по кольцевому пояску (плечику) оправы, т.е. контактирование по плоскостям — контактная пара класса $P_3(z, \omega_x, \omega_y)$. Дополнительная база — цилиндрическая поверхность — пара класса $P_2(x, y)$.

На точность центрирования влияют следующие факторы.

Децентрировка 1-го рода зависит от точности $\oslash D$ линзы и $\oslash D_p$ оправы, ее точность мож-

но выразить формулой

$$\left(\frac{\delta D}{2}\right)^2 + \left(\frac{\delta D_p}{2}\right)^2$$

Кроме того, необходимо учесть несоосность $\emptyset D_{\rm b}$ и $\emptyset D_p$.

Биение плечика оправы и перпендикулярность базирующего элемента и плоскости Б линзы (см. рис. 14, *в*) определяют децентрировку 2-го рода.

На рис. 14, *в*, *г* показаны размеры, к которым предъявляются повышенные требования по точности – $\emptyset DH7$, $\emptyset D_{\rm b}$, $\emptyset D_p$ биение плечика оправы и соответствующие требования к расположению.



Рис. 14. Схемы базирования (а, в) и закрепления (б, г) плосковыпуклой линзы



Рис. 15. Схемы базирования (a, b) и закрепления (b, c) двояковыпуклой линзы: 1 -линза, 2 -оправа, 3 -резьбовое кольцо, 4 -вспомогательное кольцо

На рис. 15, *а* показана схема базирования двояковыпуклой линзы, а на рис. 16, δ – соединение ее с оправой и креплением резьбовым кольцом. Очевидно, что центр O_1 будет располагаться на оси $\emptyset D_{\rm CB}$ и за счет допуска на этот диаметр линза будет смещаться по оси *Z*, что повлияет на точность размера *H*. Если это смещение нужно уменьшить, то необходимо ужесточать допуск на $\emptyset D_{\rm CB}$. Ясно, что на точность размера *H* будет влиять величина радиуса контакта сферы.

При креплении линзы резьбовым кольцом (рис. 15, δ) или гладким цилиндрическим кольцом 4 (рис. 15, ϵ) в случае перекоса его опорного торца или эксцентриситета опорной кромки относительно оптической оси линзы возникает односторонний контакт кольца с линзой в точке B (рис. 16). В результате составляющая T силы прижима P, не уравновешен-



Рис. 16. Схема поворота линзы под действием резьбового кольца



Рис. 17. Схема базирования (а) и закрепления (б, в) мениска

ная такой же силой с противоположной стороны (на рис. 16 показан момент первого касания кольца в точке *B*, внизу зазор и центр O_A не на оси светового диаметра), при условии N > F (F - сила трения в контактной паре линза-оправа)*повернет*линзу. Только*повернет*,но не сместит. В случае с резьбовым кольцомповорот происходит до выбора зазора в паре<math>D H7/g7, с цилиндрическим — до выбора зазора в посадке кольца. При базировании по сфере подобные смещения практически всегда имеют место.

На рис. 15, *в* показана схема базирования с использованием вспомогательного кольца *4* (соединение см. рис. 15, *г*). Изменились требования как к линзе, так и к оправе. У линзы не требуется высокая точность полного диаметра, у оправы требуется точность $\emptyset D_{cB} g6$, диаметра под кольцо (*g*6) и базирующего элемента $D_{\rm E}$ (рис.15, *д*).

На рис. 17, *а* показана схема базирования мениска: вверху — базирование подводимой опорой по сферической поверхности, внизу — подводимой опорой по плоскости (специальному кольцевому пояску). Мениск опирается сферической поверхностью на ребро выступа

оправы — это контактная пара класса $P_3(x, y, z)$. Соединение для этих вариантов базирования показано на рис. 17, δ и e.

В первом случае (рис. 17, б) при малых расстояниях *b* между центрами сфер линзы O_1 и O_2 ее поворот относительно осей *X* и *Y* будет определяться главным образом величиной зазора ΔC в посадке, в пределах которого возможен поворот $\Delta \varphi_{x,y} = \Delta C / (R_2 \cos \gamma)$.

Во втором случае (рис. 17, *в*) поворот мениска Δt относительно осей *X* и *Y* из-за возможных дефектов (биений, перекосов, зазоров в резьбе) опорных торцов деталей (кольца и линзы) будет меньше благодаря базе B, ограничивающей этот поворот, и тому, что обычно $\Delta t \ll \Delta C$. Тогда $\Delta \varphi_{x,y} \approx \Delta t / B$. Точностные требования к линзе также будут отличаться.

Вывод

В работе дан новый подход к определению децентровки линз. Оптическая ось и ось базирующего элемента рассматриваются как скрещивающиеся прямые, угол и расстояние между которыми измеряют с помощью трубки Забелина по приведенной методике.

РАЗБОРКА. РЕМОНТ

УДК 621.757

О.А. Прояева, Ю.Л. Берсенев, канд. техн.наук (Самарский государственный технический университет) projaewaolga@mail.ru

Автоматизация технологического обслуживания и ремонтных работ центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата

Рассмотрен вопрос повышения работоспособности центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата (ГПА), а также сокращения сроков его ремонтных и регламентных работ. Приведены результаты модернизации существующей автоматизированной диагностической системы, разработано подъемно-транспортное средство (ПТС), позволяющее сэкономить ресурсы при ремонтных и регламентных работах ГПА.

Presented article is devoted increase of degree of working capacity of the centrifugal compressor of the gas pump aggregate (GPA) and its basic components, and also to reduction of terms of its repair and procedural works. Attempt of modernization of the existing automated diagnostic system is carried out, is developed elevating-vehicle which will allow to save appreciably both human, and time resources at repair and procedural works gas pump aggregate.

Ключевые слова: газодобыча, газоперекачивающий агрегат, центробежный компрессор, подъемно-транспортное средство.

Key words: gas production, the unit gas pump aggregate, the centrifugal compressor, an elevating vehicle.

Поддержание работоспособного состояния машин и агрегатов при газодобыче — обязательное требование, поскольку этот процесс является непрерывным и останов оборудования крайне нежелателен.

Дожимная компрессорная станция ДКС-1 предназначена для компримирования природного газа на Оренбургском газоконденсатном месторождении. Сероводородсодержащий газ поступает с узла комплексной подготовки газа по трубопроводам через узел подключения с давлением на входе 2,5...3 МПа, проходя систему очистки и обеспечивая давление на выходе газоперекачивающих агрегатов не более 6,6 МПа. В состав ДКС-1 входят шесть ГПА. В структуру ДКС-1 входят системы:

- подогрева газосодержащей смеси;

 – грубой очистки подаваемого углеводородного сырья;

- тонкой очистки углеводородного сырья;

- компримирования (ГПА);
- смазочного масла;
- уплотняющего масла;

 регулирующего масла и маслозащиты ГПА;

- маслоснабжения;
- охлаждения очищенного газа;
- сжигания конденсата;
- отопления [1].

Основная задача при газодобыче — повышение работоспособности центробежного компрессора ГПА, а также сокращение сроков его ремонтных и регламентных работ с целью обеспечения бесперебойной работы в составе дожимной компрессорной станции. Несанкционированные пуски — остановы ГПА нарушают алгоритм работы основного оборудования, режим технологического процесса, ведут к потере работоспособности основных его составляющих, например, сухих газодинамических уплотнений тандемного типа.

Чем выше уровень и степень автоматизации контрольных операций основных составляю-



Осуществлена попытка модернизации существующей автоматизированной диагностической системы с целью получения более достоверного информационного сопровождения в оценке фактического состояния работы компрессора и его составных частей. Полученные результаты позволяют устранить появление ряда причин преждевременного выхода из строя сухих газовых уплотнений подшипниковых узлов качения. К числу этих причин относятся очень низкий по модулю аварийный сигнал по давлению барьерного воздуха и очень высокий по модулю предупредительный сигнал для первичной утечки, что ведет к срабатыванию аварийной сигнализации, а также незапланированным остановам и последующим пускам газоперекачивающего агрегата со стравливанием газа из контура нагнетателя. Это сопровождается как экономическими потерями, так и снижением срока службы сухих газовых уплотнений.

Следует отметить, что поставщики газовых уплотнений регламентируют число возможных пусков — остановов агрегата в течение календарного срока службы, обеспечивающих нормальную работу без выхода за установленные пределы их технических характеристик, и рекомендуют держать компрессор в горячем резерве [3, 4]. Эти работы выполнены путем замены датчиков давления более точными, что позволяет повысить степень достоверности оценки состояния сухих газодинамических уплотнений и тем самым снизить или исключить их забивание, а значит, и останов ГПА.

Ремонт центробежного компрессора и последующая его сборка — дело дорогостоящее и долговременное. Разработана структурная схема сборки — разборки компрессора и алгоритм выполнения технологического процесса по критерию минимизации затрат вспомогательного времени.

Процесс сборки — разборки компрессора ГПА на дожимной компрессорной станции при ремонтных или регламентных работах осуществляется вручную [5]. Монтаж — демонтаж газодинамического узла массой 600 кг в корпус компрессора также осуществляется вручную, поэтому необходимо внедрение средств автоматизации этого процесса.

Разработано подъемно-транспортное средство (ПТС), которое позволяет значительно экономить как человеческие, так и временные ресурсы. Актуальность решения этой проблемы в том, что перевод ГПА в ремонт является нештатной ситуацией. На дожимной компрессорной станции имеется шесть ГПА. ПТС сможет обслуживать все, находящиеся в ремонте или на техническом обслуживании. Так как процесс газодобычи непрерывен, то два ГПА находятся в горячем состоянии, два – в холодном, два – в резерве.

При разработке ПТС рассчитано сборочное усилие, необходимое для монтажа газодинамического узла, выполнен силовой расчет двигателя, разработана кинематическая схема устройства, проведен кинематический расчет, а также расчет ременной передачи транспортерной ленты. Конструкция ПТС выполнена с учетом методов проектирования машин и подтверждена расчетами.

Движение ПТС осуществляется на гусеницах. Такая конструкция позволяет перемещаться по ступенькам на территории ГПА, а также между ГПА в зимнее время, исключая утопание в снегу и буксование. Движение задается с пульта управления и осуществляется от двигателя путем ременной зубчатой и двух ременных передач. Движется ПТС по террито-



рии ГПА по намеченной краской на полу траектории. При демонтаже газодинамического узла ПТС подходит до отметки, конечное его положение достигается за счет рельсов П-образной формы, которые абсолютно четко фиксируют его крайнее положение. При этом узел оказывается сориентирован относительно транспортерной ленты.

Рабочий устанавливает спутник на газодинамический узел. Оператор на пульте включает команду "подъем транспортерной части", который продолжается до тех пор, пока транспортерная лента упрется в корпус узла и сработает конечный выключатель. Подъем транспортерной части осуществляется на четырех винтах Архимеда посредством ременной и зубчатой передачи от двигателя. В корпус тележки встроен уровень. В случае отклонения от горизонтали основания транспортерной части доводку той или иной стороны (одного из четырех винтов Архимеда) осуществляет оператор джойстиком на пульте управления в соответствии с нумерацией винтов.

Следом подается команда на движение транспортерной ленты. Движение осуществляется от того же двигателя посредством ременной, зубчатой, червячной и цепной передач. Затем на пульте включается команда "движение транспортерной ленты" на извлечение газодинамического узла, который попадает на опорные валы и перемещается по ним.

Далее оператор дает команду на опускание транспортерной части для дальнейшей безопасной перевозки узла в место ремонта. Процесс монтажа газодинамического узла в корпус компрессора аналогичен, но осуществляется в обратной последовательности.

Для управления ПТС разработан пульт управления. Принцип управления основан на использовании датчиков (излучатель и приемник). Для выполнения операции (движение транспортерной ленты, поднятие — опускание транспортерной части, движение ПТС) излучатель посылает сигнал к приемнику, который в свою очередь дает сигнал на выполнение требуемой операции.

Пульт содержит шесть кнопок и джойстик. Две кнопки на верхней панели отвечают за движение ПТС (управление гусеницами). Положение "вверх" — движение гусениц вперед, "вниз" — назад. Джойстик служит для регулирования механизма подъема транспортерной части, доведения одной из четырех сторон в случае неровности пола по уровню, закрепленному на корпусе ПТС. Кнопки, отвечающие за подъем и опускание транспортерной части, расположены на правой стороне боковой панели. На левой стороне расположены кнопки, отвечающие за движение транспортерной ленты в одну и другую сторону.

Управление тележкой предполагает наличие одного оператора, работающего с пультом.

Использование предложенного подъемного-транспортного средства позволит механизировать процесс сборки-разборки компрессора, даст экономию как финансовых, так и временных затрат, связанных с ремонтными работами.

Библиографический список

1. **Технологический** регламент на эксплуатацию дожимной компрессорной станции (ДКС). – Оренбург: ООО "Оренбурггазпром", 2004. 239 с.

2. **Технологический** регламент автоматизированной системы управления технологическими процессами ДКС. – Оренбург: ООО "Оренбурггазпром", 2004. 29 с.

3. Делрахим Д. Повышение срока службы газовых уплотнений компрессоров. – http://www.jgbus.ru

4. Степовиков С.Н. Принцип действия, технологические стандарты и требования к проектированию и эксплуатации систем сухих газовых уплотнений. — http://www.jgbus.ru

5. **Технологический** регламент газоперекачивающего агрегата. – Оренбург: ООО "Оренбурггазпром", 2004. 131 с.



СБОРКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КЛЕЕВ

УДК 621.79; 621.81; 621.88

И.И. Воячек, д-р техн. наук, **Д.В. Кочетков** (Пензенский государственный университет) E-mail: voyachek@list.ru

Влияние анаэробных материалов на распределение нагрузки в резьбовом соединении

Приведены результаты исследования влияния анаэробных материалов на распределение нагрузки в резьбовом соединении. Установлено, что заполнение при сборке пустот зоны контакта деталей полимеризующимися анаэробными материалами существенно уменьшает нагрузку на витки резьбы и увеличивает прочность соединений.

The research results of impact of anaerobic materials on screw joints' load distribution are described in the article. It is set up that packing of voids in contact zone of polymerized anaerobic materials while assembling reduces load on turns of thread substantially. It also increases the strength of the joints.

Ключевые слова: сборка, резьбовые соединения, анаэробные материалы, распределение нагрузки, прочность.

Key words: assembling, screw joints, anaerobic material, load distribution, strength.

Надежность изделий машиностроения и приборостроения во многом определяется качеством резьбовых соединений, основной функциональной характеристикой которых является их несущая способность при действии статических и переменных нагрузок. В настоящее время разработаны эффективные технологические методы обеспечения эксплуатационных свойств резьбовых соединений, из которых наиболее перспективно управление контактным взаимодействием сопрягаемых деталей за счет введения в зону контакта анаэробных материалов.

Анаэробные материалы, выпускаемые как зарубежными (Loctite, Chester Molecular, Permabond, Holdtite), так и отечественными фирмами (ФГУП "НИИполимеров"), представляют собой полимерные составы, способные длительное время находиться в жидком состоянии и сравнительно быстро полимеризоваться в пустотах зоны контакта при отсутствии кислорода воздуха.

Совокупность физико-механических свойств, а также результаты практического применения анаэробных материалов позволяют сделать вывод об их перспективности для повышения качества резьбовых соединений, что подтверждается результатами проведенных исследований [1, 2]. В настоящей работе исследовано влияние анаэробных материалов на распределение нагрузки в резьбовом соединении с метрической резьбой и, следовательно, на статическую, и особенно динамическую (циклическую) прочность соединения.

Классическую задачу о распределении нагрузки по виткам резьбы решали многие авторы, начиная с Н.Е. Жуковского. В настоящей работе использована методика И.А. Биргера [3], в которой дополнительно учтены силы трения, возникающие при контакте витков. Это вызвано тем, что при сборке резьбового соединения с анаэробными материалами силы трения возрастают в несколько раз. Установлено, что за счет нахождения анаэробного материала в полимеризованном состоянии в пустотах зоны контакта деталей коэффициент трения достигает f = 0, 4...0, 6.

Принимая, что витки резьбы изготовлены идеально точно (шероховатость, волнистость, отклонения формы и расположения винтовых



поверхностей отсутствуют), можно записать уравнение совместности перемещений (рис. 1):

$$\Delta_{1}(z) + \Delta_{2}(z) = \\ = [\delta_{1}(z) + \delta_{2}(z)] - (1) \\ - [\delta_{1}(0) + \delta_{2}(0)],$$

где $\Delta_1(z)$ и $\Delta_2(z)$ – перемещения сопряженных точек витков болта и гайки в результате растяжения и сжатия их тел;

 $\delta_1(z)$ и $\delta_2(z)$ — суммы вертикальных составляющих перемещений витков болта и гайки в результате деформаций изгиба и сдвига витков и вследствие радиальной

деформации болта и гайки как толстостенных труб;

 $δ_1(0), δ_2(0) - перемещения в сечении$ *z*= 0.

Аналогично [3] считается, что уравнение (1), полученное для дискретной схемы соединения (задача Жуковского), справедливо и для схемы с непрерывно идущими витками, используемой в дальнейшем. Согласно этой схеме вводится величина q(z) - сила, приходящаяся на единицу длины соединения, или интенсивность распределенной осевой нагрузки по высоте резьбы (см. рис. 1, *a*). Значения q(z) связаны с внешней осевой нагрузкой следующими соотношениями:

$$F(z) = \int_{0}^{z} q(z) dz;$$

$$F = \int_{0}^{H} q(z) dz;$$

$$F_{i} = \int_{0}^{z+P} q(z) dz,$$

где F(z) – сила, растягивающая стержень болта или сжимающая тело гайки в сечении z;

F – осевая нагрузка на резьбовое соединение;



Рис. 1. Схема нагружения резьбового соединения: *a* – общая схема;

 δ – нагружение витков резьбы на шаге P

F_i — нагрузка, приходящаяся на один виток; *H* — высота гайки;

P – шаг резьбы.

На рис. 1, δ показана схема контактирования витков болта и гайки, причем в ней в отличие от работы [3] учитываются возникающие на рабочих поверхностях витков силы трения, характеризующиеся касательными напряжениями $\tau(z)$. Между давлением на боковой поверхности витка p(z), касательными напряжениями $\tau(z)$ и распределенной нагрузкой q(z) существует связь:

$$\left[p(z) + \tau(z) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right] s_{\scriptscriptstyle B} =$$

$$= p(z) s_{\scriptscriptstyle B} (1 + f \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}) = q(z) P,$$
(2)

где а – угол профиля резьбы;

 $s_{_{\rm B}} = \pi d_2 H_1^{_{\rm A}}$ – проекция площади контакта витков на плоскость, перпендикулярную оси Z;

 H_1^{π} — действительная рабочая высота профиля резьбы (см. рис. 1, δ), определяемая с учетом посадочного зазора $S_{\text{пос}}$ в резьбовом соединении:

$$H_1^{\pi} = \frac{d - D_1}{2} - \frac{S_{\text{noc}}}{2};$$



где d, d_2 и D_1 — номинальные значения соответственно наружного и среднего диаметра резьбы болта и внутреннего диаметра резьбы гайки.

Предполагая, что давление p(z) вдоль рабочей грани постоянно и каждый виток деформируется отдельно от других, можно аналогично [3] записать соотношения между перемещениями $\delta(z)$, давлениями p(z) и распределенной нагрузкой q(z), в которых дополнительно учтены силы трения на рабочих поверхностях витков:

для болта (без центрального отверстия)

$$\delta_{1}(z) = \frac{p(z)P}{E_{1}} \Lambda_{1}^{\text{rp}} =$$

$$= \frac{q(z)P^{2}}{s_{\text{B}}(1 + f \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}) E_{1}} \Lambda_{1}^{\text{rp}}, \qquad (3)$$

где

$$\Lambda_{1}^{\text{rp}} = \left[1 + f \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{d_{1}H_{1}^{\alpha}(1-\mu_{1})}{2P^{2}} \times (4) \times tg\alpha/2(tg\frac{\alpha}{2}-f)\right];$$

для гайки

$$\delta_{2}(z) = \frac{p(z)P}{E_{2}} \Lambda_{2}^{\text{rp}} = \frac{q(z)P^{2}}{s_{\text{B}}(1+f \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2})E_{2}} \Lambda_{2}^{\text{rp}}, \quad (5)$$

где

$$\Lambda_{2}^{\text{rp}} = \left[1 + f \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{DH_{1}^{\alpha}}{2P^{2}} \left(\mu_{2} + \frac{D_{0}^{2} + D^{2}}{D_{0}^{2} - D^{2}} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - f \right) \right].$$
(6)

В формулах (3)...(6): E_1 , E_2 и μ_1 , μ_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов болта и гайки, d_1 – внутренний диаметр резьбы болта (номинальное значение); D – наружный диаметр резьбы гайки (номинальное значение); D_0 – размер гайки под ключ.

Перемещения $\Delta_1(z)$ и $\Delta_2(z)$ в зависимости (1) определяются по формулам:

$$\Delta_{1}(z) = \int_{0}^{z} \frac{\sigma_{1}(z)}{E_{1}} dz = \frac{1}{A_{1}E_{1}} \int_{0}^{z} F(z) dz; \quad (7)$$
$$\Delta_{2}(z) = \int_{0}^{z} \frac{\sigma_{2}(z)}{E_{2}} dz = \frac{1}{A_{2}E_{2}} \int_{0}^{z} F(z) dz, \quad (8)$$

где $\sigma_1(z)$ и $\sigma_2(z)$ – напряжения в теле соответственно болта и гайки;

 $A_1 = \pi d_1^2 / 4, A_2 = \pi (D_0^2 - D^2) / 4$ – площади их поперечных сечений.

Подставляя формулы (3), (5), (7), (8) в зависимость (1), можно аналогично [3] составить дифференциальное уравнение относительно q(z), решение которого имеет вид

$$q(z) = \frac{Fm_{\rm TP}}{{\rm sh}m_{\rm TP}}H \,{\rm ch}m_{\rm TP}z\,,\qquad(9)$$

где
$$m_{\rm TP} = \sqrt{\frac{\beta}{\gamma_{\rm TP}}}$$
;
 $\beta = \frac{1}{A_1 E_1} + \frac{1}{A_2 E_2}$;
 $\gamma_{\rm TP} = \frac{P^2}{s_{\rm B} (1+f \, \mathrm{tg} \frac{\alpha}{2})} \left(\frac{\Lambda_1^{\rm TP}}{E_1} + \frac{\Lambda_2^{\rm TP}}{E_2}\right)$.

Таким образом, отличие от решения, полученного И.А. Биргером [3], заключается в значении параметра $m_{\rm Tp}$, который при наличии трения увеличивается.

При полном заполнении анаэробным материалом пустот в резьбовом контакте болта и гайки (зазора *S* на рис. 1, δ) внешняя сила *F* уравновешивается силами, возникающими при деформации витков болта и гайки и слоя анаэробного материала. Если отдельно ввести понятия интенсивности распределенных осевых нагрузок, связанных с деформацией витков $q_{\rm B}(z)$ и слоя анаэробного материала $q_{\rm am}(z)$, то можно записать

$$F(z) = \int_{0}^{z} q_{\rm B}(z) dz + \int_{0}^{z} q_{\rm am}(z) dz. \qquad (10)$$

Из условия совместности перемещений в зоне контакта деталей получим

$$\delta_1(z) + \delta_2(z) = \delta_{am}(z), \qquad (11)$$

где $\delta_{am}(z)$ — перемещения в слое анаэробного материала между витками.

Связь между перемещениями и напряжениями $p_{am}(z)$ в слое анаэробного материала можно найти по формуле

$$\delta_{am}(z) = \frac{p_{am}(z)S}{E_{am}},$$
(12)

где *E* — модуль упругости анаэробного материала;

S – зазор между витками резьбы:

$$S = S_{\text{noc}} \operatorname{tg} (\alpha / 2).$$

Из соотношений (3), (5), (11) и (12) следует:

$$p_{\rm am}(z) = \frac{p(z)PE_{\rm am}}{S} \left(\frac{\Lambda_1^{\rm rp}}{E_1} + \frac{\Lambda_2^{\rm rp}}{E_2}\right).$$
(13)

Необходимо отметить, что напряжения $p_{\rm aM}(z)$ могут быть сжимающими, растягивающими, сдвигающими, т.е иметь сложную эпюру напряжений по объему анаэробного материала, зависящую от схемы нагружения резьбового соединения, геометрических и физико-механических свойств деталей и т.д. Однако можно с некоторым приближением считать, что эти напряжения пропорциональны величине $E_{\rm am}$.

Между напряжениями $p_{aM}(z)$ и интенсивностью распределенной нагрузки $q_{aM}(z)$ существует связь:

$$p_{aM}(z) s_{aM} = q_{aM}(z) P,$$
 (14)

где s_{am} — площадь взаимодействия анаэробного материала с витками болта и гайки, которую на одном шаге резьбы можно определить по формуле:

$$s_{_{\mathrm{AM}}} \approx 2\pi d_2 P\left(0,375 + \frac{0,541}{\cos(\alpha/2)}\right)$$

Из зависимостей (13) и (14) следует:

$$q_{am}(z) = \frac{p_{am}(z) s_{am}}{P} = \frac{p(z) E_{am} s_{am}}{S} \left(\frac{\Lambda_1^{\text{TP}}}{E_1} + \frac{\Lambda_2^{\text{TP}}}{E_2} \right).$$
(15)

Составляющая интенсивности распределенной нагрузки $q_{_{\rm B}}(z)$ определяется по формуле:

$$q_{_{\rm B}}(z) = \frac{p(z) s_{_{\rm B}} (1 + f \operatorname{tg}(\alpha / 2))}{P}.$$
 (16)

На основе соотношений (15), (16) запишем:

$$p(z) = \frac{q_{\rm B}(z) + q_{\rm am}(z)}{k_{\rm S}} = \frac{\Sigma q(z)}{k_{\rm S}}, \qquad (17)$$

где
$$k_{\Sigma} = \frac{s_{B} (1 + f \operatorname{tg}(\alpha / 2))}{P} + \frac{s_{AM} E_{AM}}{S} \left(\frac{\Lambda_{1}^{\mathrm{TP}}}{E_{1}} + \frac{\Lambda_{2}^{\mathrm{TP}}}{E_{2}} \right) -$$

параметр, характеризующий совместное сопротивление витков резьбы и слоя анаэробного материала действию внешней нагрузки *F*.

Учитывая (17), можно получить решение (9) в виде

$$\Sigma q(z) = \frac{Fm_{\Sigma}}{\mathrm{sh}m_{\Sigma}H} \mathrm{ch}m_{\Sigma}z, \qquad (18)$$

где
$$m_{\Sigma} = \sqrt{\frac{\beta}{\gamma_{\Sigma}}};$$

$$\gamma_{\Sigma} = \left(\frac{A_1}{E_1} + \frac{A_2}{E_2}\right) \frac{1}{k_{\Sigma}}.$$

Соотношение интенсивностей распределенных нагрузок $q_{\text{am}}(z)$ и $q_{\text{B}}(z)$ в суммарном значении $\Sigma q(z)$ можно найти, используя зависимости (15) и (16):

$$\frac{q_{am}(z)}{q_{B}(z)} = \frac{s_{am} P E_{am}}{s_{B} S(1 + f \operatorname{tg}(\alpha/2))} \left(\frac{\Lambda_{1}^{\operatorname{rp}}}{E_{1}} + \frac{\Lambda_{2}^{\operatorname{rp}}}{E_{2}}\right) = \varphi.$$
(19)

На основе (19) можно определить соотношения:

$$q_{\rm B}(z) = \frac{\Sigma q(z)}{1 + \varphi};$$

$$q_{\rm AM}(z) = \Sigma q(z) \frac{\varphi}{1 + \varphi}.$$
(20)

На рис. 2 представлены графики функций $q(z), \Sigma q(z), q_{\rm B}(z)$, полученных при следующих исходных данных: резьбовое соединение



Рис. 2. Интенсивность распределенной осевой нагрузки по высоте резьбы: a – при среднем зазоре посадки $S_{cp}^{noc} = 0,167$ мм; δ – при максимальном зазоре посадки $S_{max}^{noc} = 0,306$ мм;

1, 2 – q(z) соответственно приf = 0,1 и 0,4;3, 4 – соответственно $\Sigma q(z)$ и $q_{\rm B}(z)$ приf = 0,4

М10 6H/6g; d = D = 10 мм; $d_1 = D_1 = 8,647$ мм; $d_2 = D_2 = 9,188$ мм; $D_0 = 17$ мм; P = 1,25 мм; $\alpha = 60^\circ$; материал болта — сталь 45X ($E_1 = 2,06 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,32$), гайки — сталь 35X ($E_2 = 2,14 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0,29$); анаэробный материал марки HM162 ($E_{am} = 2,62 \cdot 10^3$ МПа).

Анализ графиков показывает, что увеличение силы трения между витками, например, путем нанесения на контактирующие поверхности витков болта и гайки анаэробного материала (без полного заполнения пустот на длине свинчивания болта и гайки) приводит к более неравномерному распределению внешней нагрузки по виткам резьбы. В частности, при увеличении коэффициента трения с f = 0,1 (кривые 1) до f = 0,4 (кривые 2) значение q(H) увеличивается на 16,1 % при S_{cp}^{noc} и на 13 % – при S_{max}^{noc} , что объясняется повышением жесткости резьбового контакта при увеличении сил трения.

При заполнении анаэробным материалом пустот зоны резьбового контакта болта и гайки суммарная интенсивность распределенной нагрузки $\Sigma q(H)$ (кривые 3), приходящейся на первый виток, дополнительно возрастает на 35,4 % при S_{cp}^{noc} и на 24,1 % – при S_{max}^{noc} (по сравнению со значением q(H) при f = 0,4), так как жесткость резьбового участка при наличии полимеризованного анаэробного материала увеличивается. Однако доля нагрузки $q_{\rm B}(z)$ (кривые 4), приходящейся непосредственно на витки болта и гайки, существенно уменьшается: на 28,1 % – при $S_{\rm cp}^{\rm noc}$ и на 22,2 % – при $S_{\rm max}^{\rm noc}$ по сравнению со значением q(z) при f = 0,4. Доля $q_{\rm B}(z)$ в суммарном значении $\Sigma q(z)$ определяется значением коэффициента φ (19).

Для подтверждения данных выводов исследовали влияние анаэробного материала на распределение на-

грузки в резьбовом соединении методом конечных элементов (МКЭ). Моделировали два варианта — нанесение анаэробного материала только на рабочие поверхности витков и полное заполнение им пустот зоны резьбового контакта болта и гайки.

В таблице приведены данные по распределению нагрузки F по виткам резьбы, определенные по формулам (9), (18) и (20) (в числителе) и полученные МКЭ (в знаменателе). При этом, чтобы определить нагрузку, приходящуюся на отдельные витки, зависимости (9) и (18) интегрировали в соответствующих пределах (на шаге P).

Результаты с использованием МКЭ в целом подтверждают ранее сделанные выводы. Некоторое расхождение результатов, полученных по аналитическим зависимостям и МКЭ (например, при расчете МКЭ увеличение трения практически не влияет на неравномерность нагрузки по виткам), объясняется тем, что в формулах (9) и (18) не учитывается взаимовлияние очагов деформаций в резьбовом соединении и наличие краевого эффекта, который приводит к увеличению доли нагрузки на последние витки.

В то же время данные, полученные МКЭ, подтверждают, что при заполнении анаэробным материалом пустот зоны резьбового кон-



Коэффициент			Суммарная				
трения в резьбовых соединениях	первый	второй	третий	четвертый	пятый	шестой	нагрузка на витки, %
			Максимальный	зазор S_{\max}^{noc}			
0,1	0,1 28,54/31,99 21,37/19,97 16,35/14,2			12,96/11,47	10,89/10,47	9,89/11,82	100/100
0,4	31,44/31,39	22,28/20,27	16,09/14,77	12,06/11,89	9,63/10,42	8,50/11,26	100/100
0,4*	,4* 23,33/20,40 14,88/12,52 9,63/9,27		9,63/9,27	6,44/7,57	4,63/6,77	3,81/9,21	62,72/65,74
			Средний заз	op $S_{\rm cp}^{\rm noc}$			
0,1	30,06/33,52	21,86/19,93	16,22/13,91	12,49/11,00	10,22/10,02	9,15/11,62	100/100
0,4	33,81/32,82	22,93/20,27	15,83/14,44	11,32/11,47	8,67/9,95	7,44/11,05	100/100
0,4* 22,62/22,81 13,08/12,63 7,63/		7,63/9,17	4,57/7,41	2,95/6,72	2,25/8,81	53,10/67,55	
* При заполнени	и анаэробным м	атериалом пусто	от зоны контакт	a.			

Распределение нагрузки по виткам резьбы

такта болта и гайки нагрузка, приходящаяся непосредственно на витки резьбы, уменьшается в среднем на 32,4 % при S_{cp}^{noc} и на 34,2 % при S_{max}^{noc} (по аналитическим зависимостям на 37,2 и 46,9 % соответственно). Нагрузка на первый виток уменьшается на 30,5 % при S_{cp}^{noc} и на 35 % при S_{max}^{noc} по сравнению с вариантом, когда анаэробный материал не заполняет пустоты зоны контакта (f = 0,4).

Расхождение результатов, полученных МКЭ и аналитическим методом, в зависимости от вариантов моделирования в большинстве случаев составляет от 2 до 22 %. Максимальное расхождение наблюдается при расчете доли нагрузки на последний виток, что объясняется наличием краевого эффекта и несущественно, так как работоспособность резьбового соединения определяется нагрузкой на первые витки.

Выводы

Нанесение анаэробного материала только на рабочие поверхности витков резьбы не приводит к уменьшению нагрузки на них, снижению концентрации напряжений и вероятности возникновения усталостных трещин во впадинах резьбы болта.

Анаэробный материал следует наносить в таком объеме, чтобы он заполнял все пустоты в резьбовом соединении (см. рис. 1). В этом случае после полимеризации слои материала в зоне контакта деталей будут связывать витки друг с другом, воспринимать часть нагрузки (до 40 %), действующей на резьбовое соединение, и разгружать витки болта и гайки (МКЭ выявлено уменьшение до 2 раз напряжений во впадине первого витка резьбы болта при сборке с анаэробным материалом). Следовательно, резьбовое соединение при сборке с анаэробным материалом является композитной структурой, деформирующейся совместно, что приводит к повышению статической и циклической прочности соединения.

Библиографический список

1. Воячек И.И., Кочетков Д.В. Повышение функциональных характеристик резьбовых соединений при сборке с анаэробными материалами // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2009, № 6. С. 37–40.

2. Воячек И.И. Сборка резьбовых соединений с применением анаэробных материалов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2003, № 10. С. 24–26.

3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. 368 с.

ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

УДК 621.88:658.589

С.В. Овчинников (директор ОАО "Белебеевский завод "Автонормаль") *E-mail:* belzan@belzan.ru

Конкурентоспособные технологии изготовления равнопрочного крепежа

Предложены новые прогрессивные конструкции высокопрочных болтов головки блока цилиндров и технология их изготовления, обеспечивающие соответствие требованиям высокой циклической прочности и податливости болтов.

New innovative design of high-strength bolts of the cylinder head and the technology of their production to ensure compliance with the requirements of high cyclic strength and ductility of bolts are proposed.

Ключевые слова: равнопрочность, прямолинейность, галтель, циклическая прочность и долговечность.

Keywords: uniform strength, straightness, bulge, cyclic strength and durability.

ОАО "Белебеевский завод "Автонормаль" (ОАО "БелЗАН") — самый крупный среди российских производителей автомобильного крепежа и пружин (доля в выпуске почти 72 %). Более 26 % от общего объема продукции составляют поставки на ОАО "КамАЗ".

В настоящее время на ОАО "БелЗАН" совместно с ОАО "КамАЗ" разработана и реализуется программа технического сотрудничества и внедрения прогрессивных высокопрочных крепежных изделий на грузовых автомобилях КамАЗ. В связи с началом производства мощных дизельных двигателей, соответствующих нормам международных экологических стандартов "Евро-3", повышены требования к болтам моторной группы, в частности, к болтам крепления головки блока цилиндров.

До настоящего времени ОАО "БелЗАН" изготавливал заготовки болтов, которые затем отправляли на ОАО "КамАЗ" для дальнейшей обработки: термообработки, накатки резьбы на длину 44⁺³ мм и гальванической обработки (цинкования).

Старая конструкция болта на новых дизельных двигателях не обеспечивала требований высокой циклической прочности и податливости. Кроме того, ОАО "КамАЗ" реализует стратегию вывода изготовления комплектующих изделий с основной сборочной площадки и с этой целью ведет активный поиск поставщиков готовых деталей, способных соблюсти все требования технологии.

ОАО "БелЗАН" предложил новую прогрессивную конструкцию болта (рис. 1) крепления блока головки цилиндров, удовлетворяющую требованиям равнопрочности. С этой целью в рекордные сроки (7 мес.) был реализован инвестиционный проект производства полностью готовых моторных болтов для грузовых автомобилей КамАЗ и МАЗ. Общая сумма инвестиций составила более 70 млн. руб. В рамках проекта приобретено две единицы резьбонакатного оборудования фирм Ingramatic (Италия) и Profiroll (Германия), а также автоматическая линия подвесочного типа Asmega (Италия) для цинкования болтов.

Все оборудование введено в эксплуатацию. В настоящее время осуществляется поставка готовых деталей с использованием новой технологии — накатки резьбы после термообра-



Рис. 1. Новая равнопрочная конструкция болта крепления блока головки цилиндров для автомобиля КамАЗ





Рис. 2. Сравнение старой (*a*) и новой (*б*) конструкций болта крепления блока головки цилиндров для автомобиля КамАЗ

ботки. Налажен полный цикл изготовления крепежных изделий, что позволяет сохранять объемы поставок данной продукции.

При изготовлении болта старой конструкции (рис. 2) не выдерживалась прямолинейность стержня 0,1 мм — после термообработки отклонения достигали 0,2...0,25 мм. Резьбу накатывали до термообработки, а затем ее приходилось калибровать с целью устранения повреждений и обеспечения первого класса точности 4h. Такая технология приводит к уменьшению долговечности соединения, снижению циклической прочности и усталостному разрушению болта.

Недостатки были и на сборке двигателей — шайба наезжала на радиус R = 1 мм под голов-кой болта и при эксплуатации образовывался срез подголовка болта, вызывая концентрацию напряжений на данном участке.

На этапе проектирования новой прогрессивной конструкции исполнение головки болта выбирали по результатам комплексного численного исследования напряженно-деформированного состояния по критерию статической и циклической прочности. При исследованиях сравнивали статическую прочность головок болтов различного конструктивного исполнения, а также определяли коэффициент концентрации напряжения под головкой при затяжке.

Замена радиуса R = 1 мм на галтель привела к уменьшению на 25,5 % концентрации напряжений под головкой болта.

Для обеспечения условия равнопрочности стержня болта была увеличена длина резьбы с 42 до 185 мм, а накатку резьбы стали проводить на заготовках в термообработанном состоянии. Это позволило:

обеспечить параметр непараллельности
 0,1 мм — на готовых болтах она составляет
 0,06...0,08 мм;

 – создать на резьбовом участке стержня благоприятные с точки зрения эксплуатационных показателей (циклическая прочность и долговечность) характеристики качества поверхностного слоя;

 – отказаться от операции калибровки резьбы, что экономически выгодно.

Для ОАО "КамАЗ" внедрение новой конструкции болта позволило отказаться от дополнительных операций (транспортной, промывочной, гальванической, подсборки с опорной шайбой), для ОАО "БелЗАН" появилась возможность поставлять не заготовки, а готовое изделие с более высокой ценой и более рентабельное. Увеличение объема производства болтов крепления головки цилиндров на ОАО "БелЗАН" составит более 6 млн руб. при



Рис. 3. Новая равнопрочная конструкция болта крепления блока головки цилиндров для автомобиля МАЗ

Assembling in mechanical engineering, instrument-making. 2010, № 6





Рис. 4. Сравнение старой (слева) и новой (справа) конструкций болта крепления блока головки цилиндров для автомобиля МАЗ

выпуске на ОАО "КамАЗ" 25 тыс. автомобилей в год.

Аналогичная работа по увеличению надежности и долговечности работы дизельных дви-

гателей проведена для УП "ММЗ", выпускающего силовые агрегаты для грузовых автомобилей МАЗ. Предложена конструкция болта (рис. 3) крепления головки цилиндров, обеспечивающая условия равнопрочности и повышения циклической прочности. За счет увеличения длины резьбы (рис. 4), накатанной после термообработки болта, повышена циклическая прочность, т.е. выполнено требование потребителя.

Выводы

Прочность конструкции резьбовых соединений, подверженных циклическим нагрузкам, можно увеличить за счет оптимизации конструкции и применения новых технологических решений при неизменных габаритных размерах изделия.

Внедрение прогрессивных конструкций крепежа с применением новых технологий и оборудования экономически целесообразно.

Для освоения высокорентабельной продукции необходима реализация новых инвестиционных проектов.



по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 539.3

Л.В. Божкова, д-р техн.наук, **В.Г. Рябов, Г.И. Норицина,** канд-ты техн.наук (МГТУ "МАМИ") *E-mail:* tm@mami.ru

Контактная задача для кольцевого слоя произвольной толщины с учетом сил трения в зоне контакта^{*}

Дан метод решения задачи о контактном езаимодействии с твердым цилиндром кольцевого упругого слоя, покрывающего цилиндрическое отверстие в твердом теле.

Предполагается, что радиальные контактные давления изменяются по закону косинуса, а силы трения в зоне контакта пропорциональны радиальным контактным давлениям. В явном виде найдены зависимости величины зоны контакта от результирующей нагрузки и характеристики обжатия, что удобно для инженерной практики.

The paper presents a problem-solving procedure for the contact interaction of solid cylinder with elastic ring layer, coating the contact parallel hole in the rigid body.

It is supposed that the radial contact pressure varies according to the cosine law, and the friction forces in the contact area vary in proportion to radial contact pressures. The authors defines explicitly the dependence of contact area size on the resultant load and cogging performance, which appears to be very useful for engineering practice.

Ключевые слова: зона контакта, упругий кольцевой слой, контактные давления, характеристика обжатия.

Key words: contact area, elastic ring layer, contact pressure, cogging performans.

В работе [1] рассматривается контактная задача для кольцевого слоя произвольной толщины без учета сил трения в зоне контакта. В данной работе предлагается метод решения подобного типа контактной задачи с учетом сил трения в зоне контакта, который является дальнейшим развитием метода, предложенного в [1]. Рассмотрим упругий кольцевой слой с радиусами r_1 и r_2 , жестко защемленный по внешнему контуру, на который опирается твердый цилиндр радиусом r_0 . В результате деформации упругого слоя произойдет соприкосновение твердого цилиндра и кольцевого слоя по некоторой его части $-\theta_0 \le \theta \le \theta_0$ (рис. 1). Угол θ_0 , характеризующий величину зоны контакта, неизвестен.

Предположим, что справедливы условия плоской деформации, а также имеет место скольжение в одном направлении по всей поверхности контакта, т.е. силы трения пропорциональны нормальным контактным давлениям $P_r(\theta)$:

$$F_{\rm TD}(\theta) = f P_r(\theta), \tag{1}$$

где f – коэффициент трения.





^{*} Работа выполнена в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009–2013 годы.



$$W(r_2, \theta) = -\Delta + (\Delta + \delta) \cos(\theta - \gamma), \quad |\theta| < \theta_0,$$

где $\Delta = r_2 - r_0 -$ эксцентриситет контактирующей пары;

δ – параметр, характеризующий сближение
 тел при сжатии.

При переходе к безразмерным параметрам получим

$$\overline{W}(1,\theta) = -\overline{\Delta} + (\overline{\Delta} + \overline{\delta}) \cos(\theta - \gamma) , \qquad (2)$$
$$\left| \theta \right| < \theta_0 ,$$

цевого слоя получат радиальные перемещения, которые на основании результатов, полученных в [2], могут быть представлены в виде

$$\overline{W}(1,0) = \alpha_0 \overline{A}_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left[\left(\alpha_n \overline{A}_n + f \alpha_n^* \overline{B}_n \right) \cos n \theta + \left(-f \alpha_n^* \overline{A}_n + \alpha_n \overline{B}_n \right) \sin n \theta \right],$$
(3)

где \overline{A}_n (n = 0, 1,...) и \overline{B}_n (n = 1, 2, ...) — коэффициенты ряда Фурье функции $P_r(\theta)$, представленные в безразмерной форме;

 $\alpha_n (n = 0, 1, ...) и \alpha_n^* (n = 1, 2, ...) - последова$ тельности чисел, определяемые соотношениями:

$$\alpha_{0} = \frac{1}{2} \frac{(A^{2} - B^{2})(\rho_{1} - \rho_{1}^{-1})}{(A + B)\rho_{1}^{-1} + (A - B)\rho_{1}};$$

$$\begin{aligned} \alpha_{1} &= \left\lfloor (A+B)(3A-B)\rho_{1}^{2} - (A+B)^{2} \right\rfloor \left[-\rho_{1}^{2}(A-3B) - (A+B)\rho_{1}^{2} + 2(A+B) \right] / \left\{ 8A[(3A-B)\rho_{1}^{2} + (A+B)\rho_{1}^{-2}] \right\} + \\ &+ \frac{(A-B)(A-3B)(\rho_{1}^{2}-1)}{8A} - \left[\frac{(A-B)^{2}}{4A} - A \right] \ln \rho_{1}; \\ \alpha_{n} &= \frac{1}{2(1-n^{2})} \left\{ b_{n}^{*} \left[4A(1-n)(A+B) - \frac{4A[(3A-B)\rho_{1}^{n+1} + (A+B)\rho_{1}^{-n-1}]}{(\rho_{1}^{n-1} - \rho_{1}^{-n+1})} \right] + 2(A+B) - \frac{4A\rho_{1}^{-1}}{\rho_{1}^{-1} - \rho_{1}} \right\}; \end{aligned}$$
(4)
$$n = 2, 3, ... \\ \alpha_{1}^{*} &= \frac{(3A+B)(A-3B)(1-\rho_{1}^{2})}{8A} - \left[\frac{(A-B)^{2}}{4A} - A \right] \ln \rho_{1} - \left[(3A-B)(3A+B)\rho_{1}^{2} + (A+B)^{2} \times \\ \times \left[-\rho_{1}^{2}(A-3B) - (A+B)\rho_{1}^{2} + 2(A-B) \right] / \left\{ 8A[(3A-B)\rho_{1}^{2} + (A+B)\rho_{1}^{2}] \right\}, \end{aligned}$$
(5)
$$\alpha_{n}^{*} &= \frac{1}{2(1-n^{2})} \left\{ b_{n}^{**} [4A(1-n)(A+B) - 4A[(3A-B)\rho_{1}^{n+1} + (A+B)\rho_{1}^{-n-1}]] / (\rho_{1}^{n-1} - \rho_{1}^{-n+1}) - \\ -2(A+B) + 4A\rho_{1}^{-1} / (\rho_{1}^{-1} - \rho_{1}) + (A+B)(1+n) \right\}, \quad n = 2, 3, ... \end{aligned}$$

где $\overline{W}(1, \theta) = W(r_2, \theta) / r_2; \quad \overline{\delta} = \delta / r_2;$ $\overline{\Delta} = \Delta / r_2.$

В данной задаче необходимо определить величину зоны контакта, угол γ и параметр δ , а также найти закон распределения радиальных контактных давлений $P_r(\theta)$ в зоне контакта.

В результате действия в зоне контакта $(-\theta_0 \le \theta \le \theta_0)$ радиальных контактных давлений $P_r(\theta)$ и сил трения $F_{\rm Tp}$, определяемых по (1), точки внутренней поверхности упругого коль-

В соотношения (4) и (5) вошли параметры *A*, *B*, ρ_1 , b_n^* , b_n^{**} (n = 2, 3, ...), определяемые по формулам:

$$A = 1 - v^2$$
; $B = v(1 + v)$,

где v – коэффициент Пуассона материала слоя;

$$\rho_1 = \frac{r_1}{r_2};$$

Assembling in mechanical engineering, instrument-making. 2010, № 6

$$b_n^{**} = [-n(A+B)\rho_1^{-2} - (B-3A)\rho_1^{-2n} + (A+B)(1+n) + (A+B)(1+n)(\rho_1^{-2} - 1)]/[2(1-n^2)(A+B)^2 + n^2(A+B)^2(\rho_1^{-2} + \rho_1^2) + (7) + (A+B)(3A-B)(\rho_1^{2n} - \rho_1^{-2n}) - 8A(B-A)\rho_1^2],$$

$$n = 2, 3, ...$$

Естественно, что функции (2) и (3) в зоне контакта должны совпадать. Потребуем, чтобы они совпадали в трех точках: $\theta = 0$; $\theta = \pm \theta_0$. В результате получим уравнения:

$$\alpha_{0} \overline{A}_{0} + \sum_{n=1}^{\infty} (\alpha_{n} \overline{A}_{n} + f \alpha_{n}^{*} \overline{B}_{n}) =$$

$$= -\overline{\Delta} + (\overline{\Delta} + \overline{\delta}) \cos\gamma;$$

$$\alpha_{0} \overline{A}_{0} + \sum_{n=1}^{\infty} (\alpha_{n} \overline{A}_{n} + f \alpha_{n}^{*} B_{n}) \cos n \theta_{0} +$$

$$+ \sum_{n=1}^{\infty} (-f \alpha_{n}^{*} \overline{A}_{n} + \alpha_{n} \overline{B}_{n}) \sin n \theta_{0} =$$

$$= -\overline{\Delta} + (\overline{\Delta} + \overline{\delta}) \cos(\theta_{0} - \gamma);$$

$$\alpha_{0} \overline{A}_{0} + \sum_{n=1}^{\infty} (\alpha_{n} \overline{A}_{n} + f \alpha_{n}^{*} \overline{B}_{n}) \cos n \theta_{0} -$$

$$- \sum_{n=1}^{\infty} (-f \alpha_{n}^{*} \overline{A}_{n} + \alpha_{n} \overline{B}_{n}) \sin n \theta_{0} =$$

$$= -\overline{\Delta} + (\overline{\Delta} + \overline{\delta}) \cos(\theta_{0} + \gamma).$$
(8)

Предположим, что радиальные контактные давления $P_r(\theta)$ распределены по закону косинуса:

$$P_r(\theta) = P_0 \cos\left(\frac{\pi}{2} \frac{\theta}{\theta_0}\right), \qquad (9)$$

где P_0 – неизвестный параметр.

Разложим функцию (9) в ряд Фурье на промежутке $-\pi \le \theta \le \pi$:

$$P_r(\theta) = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos n\theta , \qquad (10)$$

где
$$\frac{A_n}{E} = \overline{A}_n = \frac{P_0}{E} \frac{\cos n \theta_0}{\left[\frac{\pi^2}{4\theta_0^2} - n^2\right] \theta_0}$$
, $n = 1, 2, ...;$

Е – модуль упругости.

Решая систему уравнений (8) с учетом (10), получим:

$$\frac{P_0}{E} = -\frac{\overline{\Delta} (1 - \cos \theta_0)}{\varphi_2 (\rho_1, \theta_0) - \varphi_1 (\rho_1, \theta_0) \cos \theta_0}; (11)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = f \frac{(1 - \cos \theta_0) \varphi_4 (\rho_1, \theta_0)}{\theta_0 \sin \theta_0 [\varphi_2 (\rho_1, \theta_0) - \varphi_1 (\rho_1, \theta_0)]}; (12)$$

$$\overline{\delta} = \frac{\overline{\Delta} \left[\varphi_2 \left(\rho_1, \theta_0 \right) - \varphi_1 \left(\rho_1, \theta_0 \right) \right] \sqrt{1 + tg^2 \gamma}}{\left[\varphi_2 \left(\rho_1, \theta_0 \right) - \varphi_1 \left(\rho_1, \theta_0 \right) \cos \theta_0 \right]}, (13)$$

где

$$\varphi_1(\rho_1,\theta_0) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\alpha_n \cos n\theta_0}{\theta_0 \left(\frac{\pi^2}{4\theta_0^2} - n^2\right)}; \quad (14)$$

$$\varphi_{2}(\rho_{1},\theta_{0}) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\alpha_{n} \cos^{2} n \theta_{0}}{\theta_{0} \left(\frac{\pi^{2}}{4\theta_{0}^{2}} - n^{2}\right)}; \quad (15)$$

$$\varphi_{4}(\rho_{1},\theta_{0}) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\alpha_{n}^{*} \cos n\theta_{0} \sin n\theta_{0}}{\left(\frac{\pi^{2}}{4\theta_{0}^{2}} - n^{2}\right)}.$$
 (16)

Анализ выражений (4) и (5) показал, что последовательности чисел

$$\beta_n = \alpha_n^* n \quad (n = 0, 1, 2, ...),$$

 $\beta_n^* = \alpha_n^* n \quad (n = 1, 2, ...)$

сходятся соответственно к числам $\beta = 2A$ и $\beta^* = -(5A + B)$. Это позволило улучшить сходимость

рядов, входящих в (14)–(16). В результате получены следующие выражения:

$$\varphi_{1}(\rho_{1},\theta_{0}) = \frac{4\theta\alpha_{0}}{\pi^{2}} + \frac{\beta}{\theta_{0}b^{2}} \times \left[\frac{1}{2}\ln\frac{1}{2(1-\cos\theta_{0})} + Si\left(\frac{\pi}{2}\right)\right] + (17) + \frac{1}{\theta_{0}}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{(\beta_{n}-\beta)\cos n\theta_{0}}{n(b^{2}-n^{2})};$$

$$\varphi_{2}(\rho_{1},\theta_{0}) = \frac{4\theta_{0}\alpha_{0}}{\pi^{2}} + \frac{\beta}{4\theta_{0}(b^{2}-1)} + \frac{\beta}{4\theta_{0}b^{2}} \times \\ \times \ln \frac{|b^{2}-1|}{2(1-\cos 2\theta_{0})} - \frac{\beta}{2\theta_{0}b^{2}}(C+\ln\pi-S_{1}(\pi)) + \\ + \frac{1}{2\theta_{0}}\sum_{n=1}^{\infty} \frac{(\beta_{n}-\beta)(\cos 2n\theta_{0})+1}{n(b^{2}-n^{2})};$$
(18)

$$\varphi_{4}(\rho_{1},\theta_{0}) = \frac{2\beta^{*}\theta_{0}^{2}}{\pi^{2}}(\pi-\theta_{0}) + \frac{1}{2} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(\beta_{n}^{*}-\beta^{*})\sin 2n\theta_{0}}{n(b^{2}-n^{2})},$$
(19)

где $b = \frac{\pi}{2\theta_0};$



Рис. 2. Зависимость угла θ_0 от результирующей нагрузки Q: 1, 2 - c учетом сил трения соответственно при f = 0,3 и f = 0,1; 3 - 6ез учета сил трения



Рис. 3. Зависимость угла θ_0 от параметра δ при $v = 0,5, \rho = 1,05$: l, 2 - c учетом сил трения соответственно при f = 0,3 и f = 0,1;

3 - без учета сил трения

$$S_{1}(x) = \int_{0}^{x} \frac{1 - \cos u}{u} \, du;$$

C = 0,577216 – постоянная Эйлера – Маскерони.

Следует отметить, что Si(x) и $S_1(x)$ являются ограниченными затабулированными функциями [3].

Три соотношения (11)–(13) связывают между собой четыре неизвестных параметра P_0 , δ , γ , θ_0 . На основании условия статического равновесия можно получить четвертое недостающее уравнение

$$\frac{Q}{E \Delta} =$$

$$=\frac{4\pi\theta_{0}(1-\cos\theta_{0})}{(\pi^{2}-4\theta_{0}^{2})[\phi_{1}(\rho_{1},\theta_{0})\cos\theta_{0}-\phi_{2}(\rho_{1},\theta_{0})]\cos\gamma},$$
(20)

где *Q* – результирующая нагрузка.

На основании соотношений (11)–(13), (20) с учетом (17)–(19) построены графики зависимостей угла θ_0 от результирующей нагрузки Q (рис. 2) и параметра δ (рис. 3).

Предложенный метод решения контактной задачи справедлив для кольцевого слоя произвольной толщины из любого материала (сжимаемого и несжимаемого). Кроме того, он позволяет одновременно определить напряжен-



но-деформированное состояние упругого слоя, используя результаты работы [2].

Библиографический список

1. **Bozkova L.V., Riabov V.G.** Kontaktni problem uzaimnog dejstva –krutog vratila I elasticnog umetka u krutom osloncu //

Mehnika masinchtvo. Organ saveza inzenera I tehnicara.Yugoslavije. Gogina XXV ||| - 1979, Br. 11, c. 13−17.

2. Божкова Л.В., Рябов В.Г., Норицина Г.И. Плоская задача теории упругости для кольцевого слоя при несимметричной радиальной и касательной нагрузках // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2006, № 2.

3. **Корн Г. и Корн Т.** Справочник по математике. – М.: Наука, 1978. 831 с.

НОРМАТИВНАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ

Винты с цилиндрической скругленной головкой и звездообразным углублением под ключ. ГОСТ Р ИСО 14583-2009*

Настоящий стандарт устанавливает характеристики винтов с цилиндрической скругленной головкой и звездообразным углублением под ключ с резьбой от M2 до M100 для изделий класса точности A. В случаях, когда предъявляются другие требования, чем установленные в настоящем стандарте, их следует выбирать из международных стандартов, таких как, например, ИСО 261, ИСО 888, ИСО 898-1, ИСО 965-2, ИСО 965-3, ИСО 3506-1 и ИСО 4759-1^{**}.

Размеры указаны на рисунке и в табл. 1. Символы и их обозначения, за исключением *A*, установлены в ИСО 225.



Схема винтов с цилиндрической скругленной головкой и звездообразным углублением под ключ:

a – без фаски; *d_s* – диаметр цилиндрического стержня допускается выполнять равным номинальному диаметру резьбы или приблизительно среднему диаметру резьбы

Таблица 1

Резьба <i>d</i>		M2	M2,5	M3	(M3,5) [*]	M4	M5	M6	M8	M10
Р		0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,25	1,5
а, не более		0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	2,5	3,0
<i>b</i> , не менее		25	25	25	38	38	38	38	38	38
<i>d_a</i> , не более		2,6	3,1	3,6	4,1	4,7	5,7	6,8	9,2	11,2
d_k	не более	4,0	5,0	5,6	7,00	8,00	9,50	12,00	16,00	20,00
	не менее	3,7	4,7	5,3	6,64	7,64	9,14	11,57	15,57	19,48

В миллиметрах

^{*}Настоящий стандарт идентичен международному стандарту ИСО 14583:2001 "Винты со скругленной головкой и шестилепестковым углублением под торцовый ключ" (ISO 14583:2001 "Hexalobular socket pan head screws"). ^{**}Дата введения 2010.01.01.



									П	родолжени	ие табл. 1
Резьба d			M2	M2,5	M3	(M3,5) [*]	M4	M5	M6	M8	M10
k	не более		1,60	2,10	2,40	2,60	3,10	3,70	4,6	6,0	7,50
	не менее		1,46	1,96	2,26	2,46	2,92	3,52	4,3	5,7	7,14
<i>г</i> , не более			0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,25	0,4	0,4
r _f ≈			3,2	4	5	6	6,5	8	10	13	16
х, не более			1,0	1,1	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,2	3,8
Звездообразное углубление	Номер		6	8	10	15	20	25	30	45	50
	<i>А</i> – размер для справок		1,75	2,4	2,8	3,35	3,95	4,5	5,6	7,95	8,95
	t	не более	0,77	1,04	1,27	1,33	1,66	1,91	2,42	3,18	4,02
		не менее	0,63	0,91	1,01	1,07	1,27	1,52	2,02	2,79	3,62

Технические требования

Таблица 2

Технические требования приведены в табл. 2.

Матери	иал	Сталь	Нержавеющая сталь	Цветной металл				
Общие требования	Обозначение стандарта	ИСО 8992						
Dece Ge	Допуск	6g						
Резьоа	Обозначения стандартов	ИСО 261, ИСО 965-2						
Механические свойства	Классы прочности	4,8	A2-70 A3-70	По согласованию				
	Обозначения стандартов	ИСО 898-1	ИСО 3506-1	ИСО 8839				
Предельные размеры.	Класс точности	А						
Допуски формы и расположения	Обозначение стандарта							
Звездообразное углубление	Обозначение стандарта	ИСО 10664						
		После изготовления	Без покрытия	Без покрытия				
Поверхн	ость	Требования к гальванической за- щите поверхности по ИСО 4042	_	Требования к гальвани- ческой защите поверх- ности по ИСО 4042				
		Требования к неэлектролитиче- ским цинковым ламеллевым по- крытиям по ИСО 10683	_					
Дефекты пов	ерхности	Предельные значения для дефек- тов поверхности по ИСО 6157-1	_					
Приемочный	контроль	По ИСО 3269						

Обозначение

Пример условного обозначения винта с цилиндрической скругленной головкой и звездообразным углублением под ключ, с резьбой М5, номинальной длиной *l* = 20 мм и классом прочности 4.8:

винт с цилиндрической скругленной головкой М5 × 20 – 4.8 – ГОСТ Р ИСО 14583–2009.

ООО "Издательство Машиностроение", 107076, Москва, Стромынский пер., 4 Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".
Адрес электронной почты издательства: E-mail: mashpubl@mashin.ru; редакции журнала: sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru http://www.mashin.ru
Телефон редакции журнала: (499) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.
Технический редактор Жиркина С.А. Корректоры Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.
Сдано в набор 06.04.10 г. Подписано в печать 21.06.10 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 5,60. Заказ 457. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.