Ордена Трудового Красного Знамени
ИНСТИТУТ ГОРНОГО ДЕЛА
имени А.А.Скочинского

Ю.Д.КРАСНИКОВ,
Ю.А.ЗИСЛИН,
П.В.СЕМЕНЧА,
Н.П.АНДРЕЕВ

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ ВЫЕМОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

МОСКВА
1972

gost.e-ecolog.ru

Министерство угольной промышленности СССР
Академия наук СССР

Ордена Трудового Красного Знамени
Институт горного дела им. А.А.Скочинского

Утверждена

директором института
проф.,докт.техн.наук

А.В.Докукиным

4 июня 1972 г.

Проф.,докт.техн.наук Ю.Д.КРАСНИКОВ,
канд.техн.наук Ю.А.ЗИСЛИН,
канд.техн.наук П.В.СЕМЕНЧА,
инж. Н.П.АНДРЕЕВ

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ ВЫЕМОЧНЫХ КОМБАЙНОВ



Москва
1972

УДК 622.232.72

Настоящая методика разработана в лаборатории динамики горных машин и импульсной техники (научные руководители темы - проф.,докт.техн.наук Ю.Д.Красников и канд.техн.наук П. В. Семенча, ответственные исполнители - канд.техн.наук Ю.А. Зислин и инж. Н.П.Андреев).

Методика позволяет комплексно подойти к исследованиям нагруженности корпусов и ее влиянию на динамические и прочностные характеристики отдельных элементов и всей трансмиссии выемочного комбайна и может быть полезна при исследованиях других горных машин.

Юрий Дмитриевич Красников,
Юрий Абрамович Зислин,
Павел Васильевич Семенча,
Николай Павлович Андреев

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРОВ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

Редакторы Л.В.Труханова и Л.П.Петрамович

Т-[illegible] Тираж 600 Изд. № 6662 Заказ № 1651

Типография Института горного дела им.А.А.Скочинского
I,[illegible] изд.л. Подписано к печати 6/IX 1972 г.

ВВЕДЕНИЕ

Надежность работы выемочных комбайнов определяется, с одной стороны, величиной и характером действующих нагрузок, с другой – прочностью узлов и деталей. Процесс формирования нагрузок в трансмиссии комбайнов в настоящее время исследован в достаточной степени, однако влияние на нагрузки особенностей работы отдельных элементов изучено недостаточно. Так, например, корпуса редукторов в процессе эксплуатации комбайнов испытывают значительные деформации, при этом изменяются статические и динамические параметры и характер напряженного состояния деталей редукторов (распределение напряжений по ширине зубьев колес, величина и направление реакций подшипниковых опор, прогибы валов и т.д.).

Специфические требования, предъявляемые к конструкциям современных выемочных комбайнов, наличие нескольких исполнительных органов приводит к созданию разветвленных кинематических схем. Это, в свою очередь, обусловливает сложное конструктивное исполнение, в ряде случаев недостаточную жесткость корпусов и, как следствие, недостаточную надежность в эксплуатации самих корпусов (трещины стенок, литейных сопряжений, деформация отверстий), а также нарушение заданных условий и точности взаимного расположения узлов и деталей.

Предлагаемая методика экспериментального определения напряженного состояния корпусов редукторов выемочных комбайнов позволяет комплексно подойти к исследованиям нагруженности корпусов и ее влиянию на динамические и прочностные характеристики отдельных элементов и трансмиссии в целом.

Постановка задач исследования

Исследованию напряженного состояния корпусных деталей машин посвящен ряд работ, выполненных в общем и угольном машиностроении. Их анализ показывает, что эти исследования проводятся в основном в трех направлениях:

- теоретические исследования жесткости корпусов;
- исследования на моделях из материалов с низким модулем упругости;
- исследования на натурных деталях.

Первое направление требует привлечения весьма громоздкого математического аппарата, причем сложная конструктивная форма корпусов не всегда может быть учтена, а делаемые при этом допущения в настоящее время пока исключают возможность создания достаточно достоверных методов аналитического расчета деформаций корпусов.

Второе направление в последние годы приобретает все большее значение. Применительно к угольным комбайнам такие работы проводятся институтами ВНИИПТуглемаш и Гипроуглемаш.

Исследование жесткости корпусов на моделях из оргстекла дает возможность с приемлемой степенью точности определить величины деформаций корпусов, отработать конструкцию корпуса конкретного комбайна в сторону увеличения его жесткости и технологичности, а также получить некоторые конструктивные параметры зубчатых передач (величина бочкообразности и др.).

Исследования на натурных деталях, хотя и нуждаются в большом количестве тензометрической и измерительной аппаратуры, позволяют наиболее точно учесть схему нагружения корпуса и получить значения его деформаций без пересчета с модели. В таких исследованиях нагружение корпуса комбайна осуществляется в условиях, приближенных к эксплуатационным, а замеры обычно производятся с помощью индикаторов, устанавливаемых в различных точках корпуса [4]. Получаемые при этом величины деформаций корпуса оказываются на порядок больше учитываемых обычно в расчетах деформаций валов и подшипниковых опор [4].

Исследования нагруженности отдельных узлов и деталей трансмиссий горных машин при различных деформациях корпуса позволяют определенным образом оценить напряженное состояние корпуса и его влияние на формирование нагрузок в трансмиссии [1,5, 17]. Так, в нашей работе [17] экспериментально установлено, что уже при статическом нагружении трансмиссии действие реальных факторов зацеп-

ления зубчатой передачи (перекосы валов, деформации корпусов, опор и т.д.) приводит к несимметричному характеру распределения напряжений по ширине зуба.

Работы, проводимые в области исследований корпусов и зубчатых передач в общем машиностроении, представляют значительный методический интерес и при изучении горных машин. Отметим исследования нагрузок, действующих на зуб в процессе работы передачи, при помощи тензорезисторов на торцах зубьев [13], экспериментальное определение форм колебаний и напряженного состояния корпусов стандартных редукторов РМ-400 [6], монографию, излагающую современные методы расчета деформаций и определения напряженного состояния различных соединений машин с учетом реальных условий их нагружения, зазоров, деформаций и погрешностей изготовления [9]. Ряд важных указаний по конструированию и расчету корпусов редукторов приведен в справочном пособии [8].

Анализ указанных выше работ показывает, что они содержат весьма важные в практическом отношении результаты, однако не позволяют определить характер напряженного состояния корпуса комбайна при динамическом воздействии внешней нагрузки.

К настоящему времени выполнено значительное количество работ по исследованию процессов формирования нагрузок в трансмиссиях комбайнов [3,7, 18, 20 и др.]. Эти исследования доведены до уровня отраслевых стандартов [11 и др.], но пока еще не дают возможности выделить из ряда факторов формирования нагрузок в трансмиссии влияние нагруженности корпусных деталей, что затрудняет проведение прочностных расчетов отдельных элементов трансмиссии. Так, применительно к зубчатым передачам можно утверждать, что если по расчетам деформаций зубьев и тел зубчатых колес, прогибов валов и деформаций подшипников имеется ряд данных в литературе, то по деформациям корпусов данных практически не имеется, за исключением рекомендации М. Б. Громана [2] оценивать эти деформации величиной, равной половине деформации подшипников качения, хотя в соответствии с результатами П.С.Зака [4] эта рекомендация нуждается в дальнейших уточнениях.

Следовательно, экспериментальные исследования нагруженности корпусных деталей выемочных комбайнов должны иметь своей конечной целью:

- получение фактической картины нагруженности корпуса и критериев его оценки в условиях, близких к реальному нагружению комбайна;

- установление взаимосвязи между критериями нагруженности корпуса и деталей трансмиссии (зубчатых колес, валов, подшипников);

- уточнение расчетов нагрузок и прочностных расчетов деталей трансмиссии с учетом деформаций корпусных деталей.

Настоящая методика экспериментальных исследований нагруженности корпусов редукторов комбайнов использует имеющиеся методические решения [I, 3, 4, 5, 7, I3, I4, I7, I8].

Общие положения методики

I. Исследования проводятся на натурных образцах комбайнов. Комбайны устанавливаются стационарно на жесткой раме и на рештачном ставе, который располагается на слое мелкого угля толщиной 50 мм в специальном лотке.

2. Исследования проводятся при статическом и динамическом нагружении исполнительного органа, корпуса и всей трансмиссии комбайна.

3. В процессе экспериментальных исследований определяются:

- деформации корпусов;
- характер распределения напряжений по ширине зубьев зубчатых колес;
- усилия, действующие на зуб при работе зубчатой пары;
- деформации подшипниковых опор;
- характеристики трансмиссий;
- вибронагруженность корпусов.

Замеры деформаций корпусов

Для проведения этих замеров комбайн устанавливается на трех опорах; нагружение осуществляется статическим моментом $M = P_B$ (рис.I) со стороны электродвигателя при жестко закрепленном исполнительном органе, а также усилием натяжения цепи (усилием подачи). Указанная схема нагружения выполнена применительно к комбайну ПК10I со спаренной передней опорой и может варьироваться для комбайнов с опорами других конструкций (например, для комбайна ПК52М [4]). При этом сохраняются расчетные соотношения между реакциями опор и нагрузкой на исполнительном органе. Статический момент кручения создается при помощи домкрата или другого нагрузочного приспособления; нагрузка устанавливается по показаниям

тензомоста, смонтированного на пуансоне, через который ведется нагружение корпуса. Усилие натяжения цепи создается механизмом подачи комбайна, талью или другим устройством и регистрируется при помощи тензозвена. Динамическое нагружение осуществляется специальным вибратором со стороны исполнительного органа при жестко закрепленном роторе электродвигателя.

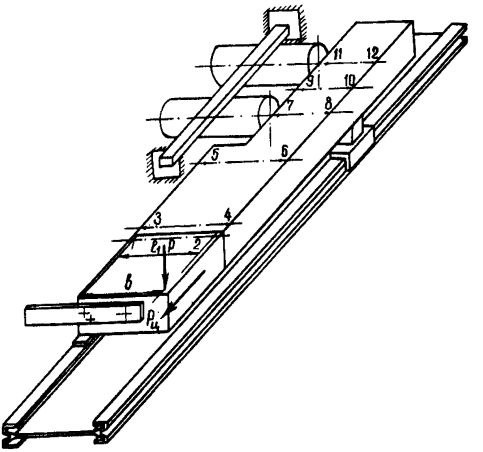

Рис. I. Схема нагружения комбайна

Комбайн условно разбивается на сечения (I-2 и др. на рис.I), расположение которых выбирается конкретно для каждого комбайна. По обеим сторонам комбайна в указанных сечениях устанавливаются индикаторы и датчики перемещений ДПИТ (датчик переносный индуктивный трансформаторный), замеряющие деформации корпуса в вертикальном направлении.

Индикаторами производятся визуальные замеры перемещений отдельных точек корпуса при его статическом нагружении; при помощи датчиков ДПИТ проводится запись на ленту осциллографа как при статическом, так и динамическом нагружении комбайна.

Конструкция датчика ДПИТ разработана СКБ ИГД им.А.А.Скочинского. Датчик представляет собой текстолитовый корпус с двумя

катушками равного сопротивления и ферритовый сердечник, который перемещается внутри корпуса; при изменении положения сердечника пропорционально изменяется напряжение на выходе.

Краткая техническая характеристика ДПИТ

Ход сердечника, мм	0–30
Питание	от звукового генератора ЗГ-10 пр (10в, 15 кгц)
Чувствительность, ма/мм	0,15
Габариты, мм:	
длина	525
ширина	200
высота	300

Статическое усилие кручения корпуса и тяговое усилие цепи устанавливаются до максимальных расчетных (для ИК101 приняты ступени $P_{кр.корп}$, равные 1000, 2000, 3000, 4000 и 5000 кг, и $P_{ц}$, равные 5, 10 и 15 т). Одновременно производится нагружение трансмиссии комбайна ступенчато возрастающим статическим крутящим моментом, величина которого доводится до двукратного номинального момента двигателя. Для комбайна ИК101 (момент двигателя ЭДК0-4-2М $M_{дв.ном}$ = 75 кГм) приняты следующие ступени $M_{кр.тр}$ 0, 30, 60, 90, 120 и 150 кГм.

Последовательность операций:

задается крутящий момент в трансмиссии до соответствующего его значения, устанавливаемого предварительной тарировкой тензовала,

устанавливается нулевое положение индикаторов (датчиков перемещения),

плавно создаются усилие кручения корпуса и тяговое усилие цепи до нужных значений.

После выдержки нагрузки в течение 2–3 мин производятся записи показаний приборов, после чего нагрузка сбрасывается до нуля и процесс повторяется с переходом на следующую ступень.

Сеанс замеров состоит из записи показаний индикаторов (датчиков перемещений ДПИТ) на этих ступенях нагрузок (кручение корпуса, тяговое усилие цепи и момент в трансмиссии), повторяющихся 2–3 раза, с фиксацией на осциллограф.

Величины деформаций (относительных перемещений отдельных точек) корпуса определяются по формуле [4]:

$$П = (П_2 - П_1)_i - (П_2 - П_1)_{i+1},$$

где $П_1$ и $П_2$ – перемещения точек корпуса, зафиксированные прибором, в i-ом и $i+1$-ом сечениях корпуса.

Значения углов поворота отдельных сечений корпуса определяются по формуле

$$\theta_i = \frac{П_{2i} - П_{1i}}{в_i},$$

где $в_i$ – ширина i-го сечения корпуса.

Считая одно из сечений неподвижным (нулевым), получаем угол поворота любого сечения относительно нулевого:

$$\varphi_i = \theta_i - \theta_0.$$

Углы поворота φ_i, отнесенные к крутящему моменту, дают значения податливости корпуса в данном сечении

$$\lambda = \frac{\varphi_i}{M_{кр.корп.}}.$$

Для определения абсолютных значений и направления напряжений в наиболее опасных и ответственных сечениях, выявленных предварительным расчетом и опытом эксплуатации, на корпусе наклеиваются тензометрические мосты в виде Δ – розеток, которые обычно применяются при неизвестных направлениях главных напряжений [12].

Датчики дельта-розетки (или равноугольной) предварительно тарируются при помощи балочки равного сопротивления; тарировкой устанавливается зависимость между показанием осциллографа и деформацией в направлении каждого датчика (ε_1, ε_2, ε_3). Далее определяются величины главных (нормальных) напряжений [12, 14]:

$$\sigma^{max}_{min} = E\left[\frac{\varepsilon_1+\varepsilon_2+\varepsilon_3}{3(1-\mu)} \pm \frac{1}{1+\mu}\sqrt{\left(\varepsilon_1-\frac{\varepsilon_1+\varepsilon_2+\varepsilon_3}{3}\right)^2+ \cdots \rightarrow \right.$$

$$\left. \cdots \rightarrow + \left(\frac{\varepsilon_2-\varepsilon_3}{\sqrt{3}}\right)^2}\right],$$

где μ – коэффициент Пуассона, равный для стали 0,3,
и угол направления главных напряжений по отношению к оси датчика (за начало отсчета может быть взята ось любого датчика, например, № I):

$$\varphi_1 = \frac{1}{2}\,arctg\,\frac{\frac{1}{\sqrt{3}}(\varepsilon_2-\varepsilon_3)}{\varepsilon_1-\frac{\varepsilon_1+\varepsilon_2+\varepsilon_3}{3}}.$$

Наибольшие касательные напряжения определяются по формуле [I2, I4]:

$$\tau^{max}_{min} = \pm\frac{E}{1+\mu}\sqrt{\left(\varepsilon_1-\frac{\varepsilon_1+\varepsilon_2+\varepsilon_3}{3}\right)^2+\left(\frac{\varepsilon_2-\varepsilon_3}{\sqrt{3}}\right)^2}.$$

Характер распределения напряжений изгиба по ширине зубьев шестерен

Деформации корпусов, валов, подшипников приводят к нарушению равномерности распределения нагрузок вдоль зуба колеса, что является одной из причин повышенной концентрации напряжений и преждевременного выхода передач из строя из-за неравномерного износа и поломок зубьев. Поэтому определение эпюры напряжений изгиба по ширине зуба от действующих в трансмиссии нагрузок важно для оценки тех или иных параметров передачи или конструкции редуктора.

Такая задача обычно решается теоретически или экспериментально с применением увеличенных пластмассовых моделей зубьев. Эпюра напряжений определяется при действии на исследуемую модель зуба равномерно распределенной нагрузки. При этом установлено, что максимальные напряжения действуют в середине зуба, а минимальные - по его краям, что обусловлено снижением жесткости зуба от середины к краям [19, 21].

В нашей работе [16], где исследовались натурные зубчатые колеса, было показано, что распределение напряжений непосредственно связано с изгибной выносливостью зубьев: при увеличении разности между максимальным и минимальным напряжениями предел выносливости зуба снижался.

Исследования при равномерном приложении нагрузки позволяют определить распределение напряжений, исходя только из податливости самого зуба, и не позволяют оценить фактический характер распределения напряжений в редукторе машины.

Экспериментальные исследования проводятся на зубчатых колесах, установленных на гидропульсаторе (при отсутствии перекосов) и непосредственно в редукторе комбайна.

Регистрация напряжений через усилитель ТА-5 и осциллограф Н-105 производится тензодатчиками сопротивления с базой 3-5 мм, наклеенными на переходных поверхностях ножки зуба исследуемого колеса (число датчиков 6-8 на одном зубе).

Величины напряжений определяются по контрольному сигналу усилителя (электротарировка) по следующим формулам, принятым в практике расшифровки результатов тензоизмерений:

$$\varepsilon_n = \frac{2\varepsilon_к \cdot A_i}{S_д \cdot A_к};$$

$$\sigma = \varepsilon_n \cdot E,$$

где σ - напряжение, кг/мм^2;

ε_n - величина измеренной деформации в относительных единицах;

$\varepsilon_к$ - предел измерения (коэффициент усиления) усилителя;

$S_д$ - чувствительность датчика;

A_i - амплитуда записи измеряемого процесса, мм;

$A_к$ - амплитуда записи контрольного сигнала, мм;

E - модуль упругости стали, кг/мм^2.

Нагружение зубьев колеса на гидропульсаторе осуществляется:

равномерно распределенной нагрузкой, передаваемой П-образным пуансоном;

сосредоточенными нагрузками, последовательно приложенными по ширине зуба, с установкой между пуансоном и исследуемым зубом закаленной стальной пластинки, ширина которой равна ширине датчика.

Эпюру распределения напряжений от равномерной нагрузки можно получить или нагружением зуба непосредственно пуансоном, или суммированием эпюр от сосредоточенных (единичных) нагрузок; в последнем случае используется принцип независимого действия сил, согласно которому равномерно распределенная нагрузка может быть представлена как совокупность сосредоточенных нагрузок (при равенстве их равнодействующих). Так, из рассмотрения эпюр распределения напряжений по ширине зубьев колес редуктора комбайна БК-52 (m = 12 мм, z = 19, B = 116 мм), представленных на рис. 2 (суммарная нагрузка на зуб составляла 15 т) видно, что эпюра, полученная суммированием единичных эпюр, и эпюра от распределенной нагрузки практически совпадают: расхождение не превышает 8%. Такой взаимный контроль полученных данных позволяет исключить погрешности эксперимента.

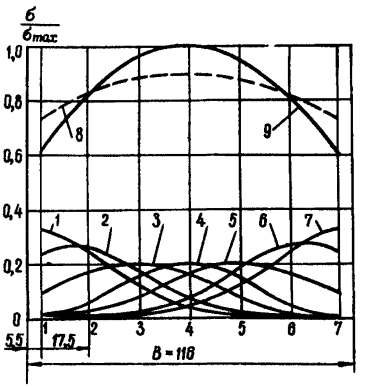

Рис. 2. Эпюры распределения напряжений зубчатого колеса, установленного на гидропульсаторе:

1-7 - от сосредоточенных нагрузок; 8 - суммарная; 9 - от равномерной нагрузки

При установке в редукторе к зубу исследуемого колеса последовательно прикладываются нагрузки за счет закручивания трансмиссии; при каждом значении нагрузки фиксируется соответствующая эпюра напряжений по ширине зуба. На рис. 3 приведены полученные эпюры напряжений для зубчатого колеса, смонтированного на раздаточном валу комбайна БК-52 (кривые $а-д$ соответствуют значениям момента $M_{дк}$ на валу колеса 335, 710, 1095, 1450 и 1770 кГм). Из анализа полученных эпюр следует, что с увеличением нагрузки на зуб характер распределения напряжений изменяется: максимум напряжений смещается от середины зуба к торцу, а при величине нагрузки на зуб, равной около 15 т, максимум смещается на расстояние 0,3 ширины зуба от торца.

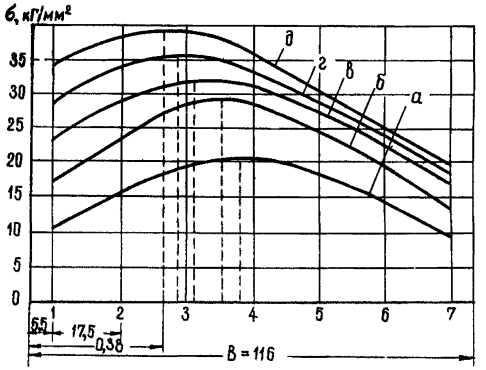

Рис. 3. Эпюры распределения напряжений зубчатого колеса, смонтированного на раздаточном валу комбайна БК-52

При проведении этих экспериментов следует иметь в виду, что корпус комбайна испытывает деформации не только от реакций подшипников, но и (главным образом) от усилий, возникающих в опорах комбайна при его работе.

Для оценки влияния деформаций корпуса от внешних сил на характер распределения напряжений в зубчатом колесе одновременно закручиванием трансмиссии производится нагружение корпуса крутящим моментом (схема нагружения приведена на рис. 1).

Полученные при таких исследованиях эпюры напряжений для зубчатого колеса редуктора комбайна 1К101 представлены на рис. 4.

Параметры зубчатого колеса m = 12 мм, z = 11, B = 118 мм. Эпюры представлены для усилий кручения корпуса, равных 0, 1000, 3000 и 5000 кГ (кривые а, б, в, г на рис.4), при величине крутящего момента на валу электродвигателя $M_{кр.дв}$ = 60 кГм, что соответствует моменту на исследуемом колесе $M_{кр.з.к}$ = 500 кГм.

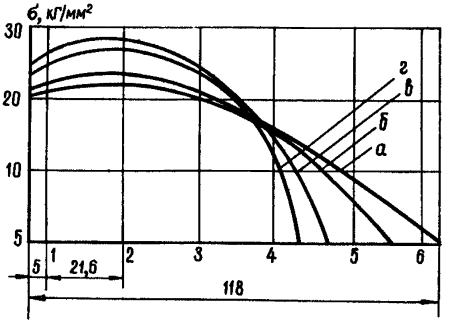

Рис. 4. Эпюры распределения напряжений вал-шестерни в редукторе комбайна 1К101 при различных усилиях кручения корпуса

Анализ эпюр показывает, что при кручении корпуса наблюдается такая же закономерность в изменении распределения напряжений, как и при закручивании трансмиссии: при увеличении усилия кручения пик эпюры смещается к торцу колеса, причем в зацеплении участвует лишь часть ширины зуба. Сопоставляя значения деформаций (или углов перекоса) сечений корпуса с показателями распределения напряжений (коэффициент неравномерности), можно получить зависимости между этими величинами.

Замеры усилий, действующих на зуб, при работе зубчатой пары

Постановка таких исследований в общем машиностроении вызывается необходимостью оценки динамики, возникающей при работе зубчатых колес, и погрешностей изготовления (ошибки основного шага, профиля зубьев и т.д.). В соответствии с накопленным опытом при расчетах на прочность зубчатых передач по нормали Гипроуглемаша [15] вводится динамический момент, зависящий от точности изготовления и окружной скорости передачи.

Цель настоящих экспериментальных исследований – оценка влияния на динамику работы передачи только напряженного состояния корпуса.

В качестве объекта исследования применяются зубчатые колеса, на которых изучался характер распределения напряжений по ширине зуба. При этом следует учитывать, что поскольку наклеенные на галтели зуба датчики должны быть размещены в нерабочей зоне зацепления, целесообразно применять малогабаритные тензометры типа ИПБ, причем, как показывает опыт таких исследований, необходимое соотношение между базой датчика и модулем колеса $a \leq 0{,}25m$.

Для снятия электросигнала с испытываемого зубчатого колеса применяется серийный токосъемник типа РАТ-2 (ртутный амальгированный токосъемник), который имеет I2 контактных колец, что обеспечивает возможность регистрации сигналов от шести тензомостов на зубе.

При экспериментах нагружение трансмиссии комбайна осуществляется со стороны исполнительного органа. Выходной вал редуктора комбайна соединяется посредством муфты с цилиндрическим ускоряющим редуктором РМ-500. На выходном валу редуктора установлен колодочный тормоз, соединенный цепной муфтой с гидрозагружателем, подающим на вход системы постоянно действующую нагрузку. Регулирование нагрузки осуществляется в широком диапазоне с помощью вентилей. После включения двигателя система разгоняется до номинального числа оборотов. Затем колодочным тормозом на входе системы создаются импульсные нагрузки.

Исследования проводятся при различных значениях $M_{кр.\ корп}$. Анализ полученных осциллограмм нагрузки на зуб позволит оценить влияние деформаций корпуса на качество и динамику зацепления зубчатых передач.

Замеры деформаций подшипниковых опор

С целью установления характера изменения величины и направления реакций в подшипниковых узлах при деформациях корпуса в точке монтируется специальный тензометрический стакан, в который встраиваются четыре датчика, расположенных через 90^0. Схема соединения, которая несколько видоизменена по сравнению с предлагаемой Я.И.Альшицем [I], представлена на рис. 5.

Диаметр датчиков 25-30 мм, высота 20-25 мм, материал - сталь 40ХНМА, HRC 58-60. На каждом датчике с противоположных сторон на лысках наклеиваются по два тензорезистора с базой 5-10 мм и сопротивлением 100-200 ом. От проворота в тензостакане датчики предохраняются штифтом.

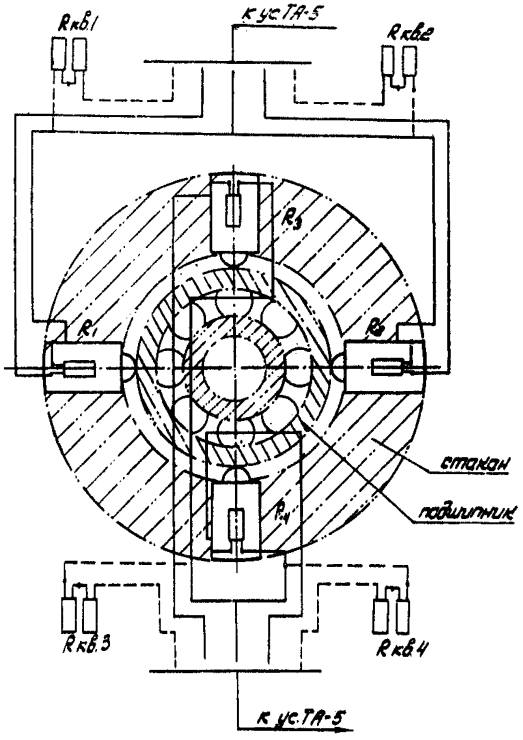

Рис. 5. Схема соединений резисторов в тензометрическом стакане, смонтированном в редукторе комбайна 1К101

Резисторы всех четырех датчиков с отдельно вынесенными компенсационными резисторами $R_{кв}$ соединены в четыре полумоста.

Величина и угол наклона к горизонтальной плоскости опорной реакции определяются по формулам [1]:

$$Q = \sqrt{Q_r^2 + Q_в^2} \;;$$

$$tg\,\alpha = \frac{Q_в}{Q_r} \;,$$

где $Q_в$ и $Q_г$ – вертикальная и горизонтальная составляющие опорной реакции подшипника.

Нагружение испытываемого подшипникового узла осуществляется статическим моментом со стороны вала электродвигателя при жестко закрепленном исполнительном органе. Усилие кручения корпуса $P_{кр.корп}$ создается описанным выше способом, крутящий момент в трансмиссии $M_{кр.тр}$ снимается с тензовала. Величины усилия кручения корпуса и крутящего момента в трансмиссии принимаются такими же, что и в предыдущих исследованиях.

Определив углы поворота сечения корпуса при различных значениях $P_{кр.корп}$ и $M_{кр.тр}$, легко установить изменение величины и направления реакций подшипниковых опор в зависимости от деформации корпуса.

Определение характеристик трансмиссии при деформациях корпуса[x)]

При этом применяются две схемы установки комбайна:

– на рештаках, расположенных на угольном штыбе;

– жесткая, на специальной раме.

Полученные результаты при этих схемах испытаний позволят оценить влияние податливости корпуса на характеристики системы комбайн – конвейер в целом.

Определение статических характеристик трансмиссии производится известными методами [3, 7, 18]: зазоры в трансмиссии при заторможенном исполнительном органе выбираются рычагом со стороны двигателя, затем на рычаг навешиваются грузы, и каждое угловое положение рычага при соответствующих грузах фиксируется и заносится в таблицу.

Эксперименты, проведенные на комбайне БА-52 [10], дали следующие значения жесткостей участков между неразветвленной частью трансмиссии и каждой из коронок:

	Жесткость С, кгм/рад при установке комбайна	
	на рештаках	на раме
Ближняя коронка	81	86
Дальняя коронка	72	78

x) Раздел написан совместно с кандидатами технических наук М.Я.Хайкиным и А.Е.Лифшицем.

Сравнение полученных данных показывает, что жесткость системы при установке комбайна на рештаках (следовательно, с учетом деформаций корпуса в условиях, близких к эксплуатационным) в среднем на 6-8% меньше, чем при испытаниях комбайна по второй схеме. Очевидно, что именно этими значениями жесткости и необходимо оперировать при расчетах нагрузок в трансмиссии.

Естественно, статические характеристики системы зависят от целого ряда факторов и конструктивного исполнения машины: расположение исполнительного органа и опор относительно корпуса, компоновка узлов комбайна и т.д. Поэтому разность 6-8%, полученная для конкретного комбайна, нуждается в экспериментальном уточнении для комбайнов других типов.

Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) трансмиссии определяются экспериментально при помощи вибратора, производящего гармонические колебания исполнительного органа с различной частотой [3, 7, 18].

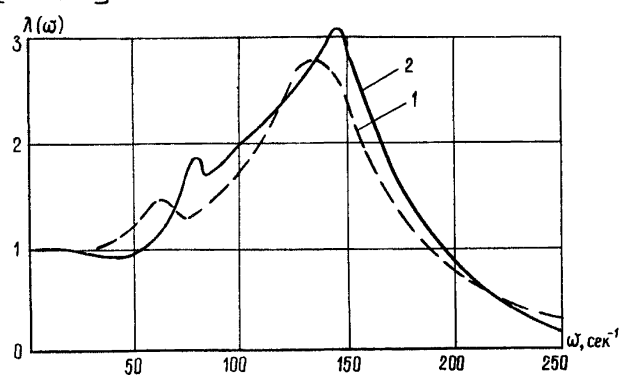

Рис. 6. Графики АЧХ трансмиссии комбайна БК-52

На рис. 6 представлены АЧХ трансмиссии при установке комбайна на рештаках (кривая I) и на раме (кривая 2) между неразветвленной частью трансмиссии комбайна БК-52 и ближней коронкой. Анализ полученных АЧХ позволяет определить, что при установке комбайна на рештаках дисперсия высокочастотных составляющих спектра меньше на 7-8% по сравнению с этим показателем для жестко закрепленного комбайна. Поэтому при проведении исследований различных деталей трансмиссии на статическую и динамическую нагруз-

ку полученные результаты для дальнейших расчетов следует оценивать в зависимости от условий проведения эксперимента (схема установки комбайна, способ закрепления).

Определение вибронагруженности корпусов[x)]

Вибрационная нагруженность комбайнов при эксплуатации обусловливает потерю их устойчивости, ослабление резьбовых соединений и, следовательно, перекосы зацеплений, что существенно влияет на общую надежность комбайна.

При стендовых испытаниях вибронагруженность корпусов может быть оценена амплитудно-частотными характеристиками их колебаний. Методически определение АЧХ колебаний корпуса аналогично определению АЧХ трансмиссии. Регистрация амплитуд колебаний производится при помощи рассмотренных выше датчиков ДПИТ.

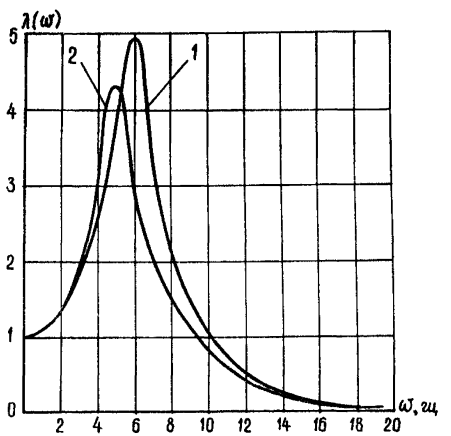

Рис. 7. Графики АЧХ колебаний корпуса комбайна БК-52

На рис. 7 приведены графики АЧХ колебаний корпуса комбайна БК-52 при нагрузке на ближнюю (кривая I) и дальнюю (кривая 2) буровые коронки. Как видно из графиков, максимальные усиления колебаний системы составляют соответственно 5 и 4,3, а резонанс-

x) Раздел написан совместно с канд.техн.наук А.Е.Лифшицем.

ные частоты – 6 и 4,8 гц. Разница значений $\omega_{рез}$ и $\lambda(\omega_{рез})$ объясняется неодинаковыми расстояниями от места приложения нагрузки до центра тяжести комбайна, а также различными значениями приведенной жесткости и момента инерции систем "ближняя коронка – корпус" и "дальняя коронка – корпус". По этим экспериментальным данным можно судить о некотором отличии условий устойчивости комбайна (его вертикальных перемещений) при движении вверх и вниз по лаве (естественно, при одинаковых скоростях подачи).

Полученные результаты по частотному спектру колебаний в конечном счете позволят определить динамическую нагруженность корпуса, например, по замерам колебаний в шахтных условиях и пересчету этих замеров по известным зависимостям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альшиц Я. И. и др. Аппаратура и методы исследования горных машин. М., "Недра", 1969.

2. Громан М. Б. Концентрация нагрузки по ширине зубчатых колес. – В сб. "Расчет и конструирование деталей машин". М., Машгиз, 1956.

3. Докукин А. В., Красников Ю. Д., Хургин З. Я., Шарьян Е. М. Корреляционный анализ нагрузок выемочных машин. М., "Наука", 1969.

4. Зак П. С. Тяжелонагруженные редукторные узлы и их производство. Труды всесоюзного совещания "Технология и качество зубчатых и червячных передач", ч.II. Ереван, 1971.

5. Зиссин Ю. А. Исследование усталостной прочности зубчатых колес горных машин с учетом их эксплуатационной нагруженности. Автореферат кандидатской диссертации. ИГД им.А.А.Скочинского, 1970.

6. Коровин Б. И. Тонкостенные корпусы редукторов. – "Известия вузов. Машиностроение". 1970, № 10.

7. Красников Ю. Д. Исследование формирования нагрузок в элементах горных выемочных машин. Автореферат докторской диссертации. МГИ, 1969.

8. Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г. Конструкция и расчет зубчатых редукторов. Справочное пособие. Л., "Машиностроение", 1971.

9. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М., "Машиностроение", 1971.

10. Лифшиц А. Е. Исследование динамики привода рекущей части выемочного комбайна со средствами защиты. Автореферат кандидатской диссертации ИГД им.А.А.Скочинского, 1971.

II. ОСТ 24.070.06 "Машины очистные. Комбайны. Выбор спектров эксплуатационной нагруженности трансмиссий. Методика". МТЭТМ, М., 1969.

I2. Перри К. К., Лиссснер Г. Р. Основы тензометрирования. М., ИЛ. 1957.

I3. Петрусевич А. И., Генкин М. Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. Изд. АН СССР, М., 1956.

I4. Пригоровский Н. И., Прейсс А. К. Исследование напряжений и жесткости деталей машин на тензометрических моделях. Изд. АН СССР, М., 1958.

I5. Руководящий материал РМ 535-60 "Зубчатые передачи. Расчет на прочность". Гипроуглемаш, М., 1960.

I6. Семенча П. В., Зислин Ю. А., Шубина Н. Б. Распределение напряжений по длине бочкообразных зубьев. - "Вестник машиностроения", 1970, № I2.

I7. Семенча П. В., Зислин Ю. А., Андреев Н. П. Распределение напряжений изгиба по ширине зуба зубчатого колеса редуктора угольного комбайна БК-52.-В сб. "Научные сообщения" ИГД им. А.А.Скочинского, № 95, 1972.

I8. Хайкин М. Я. Исследование динамики привода узкозахватных выемочных комбайнов с разветвленными кинематическими схемачи. Автореферат кандидатской диссертации.ИГД им.А.А.Скочинского, 1968.

I9. Шлейфер М. А. Оценка влияния концентрации нагрузки на напряжения в галтели зубчатого колеса. - "Вестник машиностроения", 1967, № 8.

20. Шубин А. А., Красников Ю. Д. Вибрационная устойчивость выемочных машин. - В сб. "Горная электромеханика и механизация горных работ". М., "Недра", 1969.

21. Wellauer E., Seireg A. Bending strength of gear teeth by cantileverplate theory. Transactions of ASME, v. 81, 1959.

gost.e-ecolog.ru