

**ESAVKIN V.I. Increase of an overall performance шнековых of working bodies**

The object of the research: operational parts of screw conveyers, screw extruders and concrete pumps. The analysis of screw design has been made. Dependence of technical parameters on design has been determined and directions of further research have been established.

УДК 620.169.2.

**Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С.****К ВОПРОСУ О ПРОГНОЗИРОВАНИИ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС ПО ДАННЫМ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ВИБРОМОНИТОРИНГА ДИНАМИКИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

**Введение.** Прогнозирование остаточного ресурса приводных зубчатых механизмов технических систем требует решения ряда сложных научно-технических задач [1–3]: оценки текущего состояния механизмов по результатам диагностирования, учета случайного процесса нагружения, оценки повреждений, накапливаемых в процессе эксплуатации, и др. В ряде случаев для решения этих задач используются методики, базирующиеся на способах мониторинга и вибрационной оценки нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях [4–6]. В основу методик положено определение способами вибрационной диагностики внутренней динамической составляющей нагрузки в зацеплении, зависящей от режимов работы передачи, точностных параметров колес и величины развивающихся повреждений.

Методы виброакустической диагностики, обладающие повышенной чувствительностью к различным отклонениям параметров технического состояния зубчатого зацепления от нормы, являются весьма перспективными для решения задач оценки надежности и прогнозирования остаточного ресурса работоспособности передач зацеплением по контактной выносливости и износу. Эффективность этих методов обусловлена органической связью информации виброакустического сигнала с динамическими процессами возбуждения колебаний в зубчатом зацеплении, непосредственно увязанными с зарождением процессов разрушения зубьев, вызванных контактной усталостью и износом рабочих поверхностей. Износ и контактное выкрашивание меняют шаг зацепления колеса, усталостные трещины – жесткость зацепления, что приводит к изменению динамических составляющих нагрузки в зубчатом зацеплении. В свою очередь, величина динамической нагрузки определяет уровень виброакустической активности зубчатой передачи, что дает возможность установить взаимосвязь динамической составляющей нагрузки с амплитудами виброимпульсов и, далее, со степенью износа и контактного выкрашивания отдельных пар зубьев, а также частоты собственных колебаний с появлением усталостных трещин у ножек зубьев. Виброакустические методы позволяют осуществлять прогнозирование остаточного ресурса работоспособности испытываемой зубчатой передачи.

Особенность этих методик заключается в том, что они разработаны и отработаны по результатам стендовых испытаний для зубчатых пар с передаточным отношением, равным единице. В данной работе дается теоретическое обоснование применения этих методик к вибродиагностике и мониторингу состояния зубчатых пар с любым передаточным отношением.

**Постановка задачи исследования.** В работе [7] приведена расчетно-экспериментальная методика оценки остаточного ресурса зубчатых колес на контактную выносливость, позволяющая при проведении ресурсных испытаний зубчатых передач прогнозировать их остаточный ресурс по результатам периодического вибромониторинга. В основу методологии положено определение внутренней дина-

мической составляющей нагрузки в зацеплении, зависящей от режимов работы передачи, исходных точностных параметров колес и величины развивающихся повреждений. Методология прогнозирования остаточного ресурса исследуемого сопряжения по данным периодического мониторинга динамики зацепления до настоящего времени отработывалась по результатам экспериментальных исследований зубчатых колёс с передаточным числом  $u=1$  [7–9]. При этом в процессе работы передачи каждый  $i$ -ый зуб шестерни сопрягается с одним и тем же  $j$ -ым зубом колеса. Это позволяет каждую пару сопряженных зубьев рассматривать как отдельный объект испытаний, имеющий отличную от других пар зубьев динамическую составляющую нагрузки из-за различий шагов зацепления, возникающих вследствие погрешностей изготовления и сборки. Из-за этого процессы расходования ресурсов, происходящие в каждой паре зубьев, протекают по-разному. Периодический анализ состояния каждой пары зубьев дает обширную информацию о процессах износа, протекающих в зубчатом зацеплении, и накоплении повреждений, приводящих к контактной усталости.

Разработанная методология может быть применена также к зубчатым передачам с любым значением передаточного отношения.

**Методы исследования.** Каждый  $i$ -ый зуб шестерни в течение работы передачи сопрягается с определённой группой зубьев колеса либо со всеми зубьями. Так как погрешности шагов зацепления в каждой паре зубьев различные, то и нагрузки, действующие в них, будут различными. Следовательно, нагрузка, действующая на каждый зуб шестерни, характеризуется блоком нагружения, повторяющимся через определённое число оборотов.

В понижающих зубчатых передачах передаточное число больше единицы:  $u = z_2 / z_1 > 1$ , где  $z_1$  – число зубьев шестерни,  $z_2$  – число зубьев колеса. При таком передаточном отношении число зубьев колеса, сопрягаемых с  $i$ -ым зубом шестерни, будет больше числа зубьев шестерни, сопрягаемых с  $j$ -ым зубом колеса. Таким образом, блок нагружения, действующий на  $i$ -ый зуб шестерни, содержит больше уровней нагружения, чем блок, соответствующий  $j$ -му зубу колеса. Поэтому ниже будет рассмотрена задача нахождения блоков нагружений, действующих на каждый зуб шестерни. Для случая повышающих передач (мультипликаторов), соответственно должна рассматриваться задача нахождения блоков нагружений, действующих на каждый зуб колеса.

Зубья шестерни и колеса нумеровались числами от единицы соответственно до  $Z_1$ ,  $Z_2$  и принималось, что начиная с момента времени  $t=0$ , в течение первого оборота первый зуб шестерни сопрягается с первым зубом колеса, второй – со вторым,  $i$ -ый зуб шестерни с  $i$ -ым зубом колеса и т.д. Далее, при втором обороте шестерни её

**Ишин Николай Николаевич**, к.т.н., доцент, начальник отделения методов компьютерного проектирования автомобильной техники Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

**Гоман Аркадий Михайлович**, к.т.н., доцент, начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

**Скороходов Андрей Станиславович**, к.т.н., ведущий н.с. отдела динамического анализа и вибродиагностики машин Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

Беларусь, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

первый зуб сопрягается с  $j = (z_1 + 1)$  зубом колеса, второй – с  $j = (z_1 + 2)$  зубом колеса и т.д.

Определим, через какие числа оборотов шестерни ( $N_{z_1}$ ) и колеса ( $N_{z_2}$ ) вновь будет сопрягаться первый зуб шестерни с первым зубом колеса. Для этого находим наименьшее общее кратное (НОК) двух чисел  $z_1$  и  $z_2$ . Числа оборотов  $N_{z_1}$  и  $N_{z_2}$  находятся из соотношений:  $N_{z_1} = \text{НОК} / z_1$ ;  $N_{z_2} = \text{НОК} / z_2$ . В случае, если числа зубьев шестерни и колеса не имеют общих простых множителей, то  $\text{НОК} = z_1 \cdot z_2$ , и имеем  $N_{z_1} = z_2$ ;  $N_{z_2} = z_1$ .

Рассмотрим, к примеру, зубчатую пару с числами зубьев шестерни  $z_1 = 40$  и колеса  $z_2 = 45$ . Найдём числа оборотов шестерни  $N_{z_1}$  и колеса  $N_{z_2}$ , через которые каждый зуб шестерни будет сопрягаться вновь с соответствующим (первым из блока) зубом колеса. Определим НОК чисел 40 и 45. Для этого разложим числа 40 и 45 на простые множители:  $40 = 5 \cdot 2^3$ ;  $45 = 5 \cdot 3^2$ . Получаем значение  $\text{НОК} = 5 \cdot 2^3 \cdot 3^2 = 360$ . Отсюда имеем  $N_{z_1} = 360/40 = 9$  и  $N_{z_2} = 360/45 = 8$ .

Таким образом, через 9 оборотов шестерни (или 8 оборотов колеса) каждый  $i$ -ый зуб шестерни вновь будет сопрягаться с соответствующим первым из блока  $j_i$  зубом колеса и далее цикл будет повторяться. Здесь под  $j_i$  понимается последовательность зубьев колеса, вступающих в сопряжение с  $i$ -ым зубом шестерни за  $N_{z_1}$  оборотов шестерни и определяющих соответствующий блок нагружения. Для вывода формулы определения номера зуба колеса ( $j_i$ ), с которым встретится  $i$ -ый зуб шестерни при совершении  $N_{z_1}$  оборота шестерни, необходимо рассмотреть другую модель зацепления зубчатых колёс. Здесь  $N_{z_1}$  – последовательные числа оборотов шестерни от  $l = 1$  до  $l = N_{z_1}$ .

Заменим сопряжение пары цилиндрических колёс зацеплением шестерни с прямой рейкой. Число зубьев  $z_p$  рейки примем равным произведению числа зубьев колеса  $z_2$  на число его оборотов  $N_{z_2}$ , после которых  $i$ -ый зуб шестерни вновь сопрягался бы с  $j$ -ым зубом колеса

$$z_p = z_2 \cdot N_{z_2} = \text{НОК}. \quad (1)$$

Несложный геометрический анализ движения шестерни по прямой рейке позволяет установить аналитическую зависимость встречи  $i$ -го зуба шестерни с  $j$ -ым зубом колеса

$$j = i + (N_{z_1} - 1)z_1 - A \cdot z_2, \quad (2)$$

где  $A$  равняется целой части числа  $B = \left[ \frac{i + (N_{z_1} - 1) \cdot z_1}{z_2} \right]$ , если

оно дробное, и  $A$  равняется  $(B - 1)$ , если число  $B$  – целое;

$$i = 1 \dots z_1; \quad j = 1 \dots z_2; \quad l = 1 \dots N_{z_1}.$$

Покажем, как определяется по формуле (2)  $j$ -ый зуб колеса через  $i$ -ый зуб шестерни. Для выделенной строки таблицы, соответствующей зубу шестерни  $i = 12$ , найдём  $j$ -ый сопрягаемый зуб колеса на шестом обороте колеса ( $N_{z_1} = 6$ ). Вычислим значение  $B$

$$B = \left[ \frac{i + (N_{z_1} - 1) \cdot z_1}{z_2} \right] = \left[ \frac{12 + (6 - 1) \cdot 40}{45} \right] = 4,71.$$

В этом случае  $A$  равняется целой части числа  $B$ :  $A = 4$ . Тогда по (2)

$$j = i + (N_{z_1} - 1)z_1 - A \cdot z_2 = 12 + (6 - 1) \cdot 40 - 4 \cdot 45 = 212 - 180 = 32.$$

Приведенный выше расчёт позволяет сформировать блок нагружения для каждого зуба шестерни, в данном случае имеющий девять уровней нагрузки. Число этих уровней равно числу оборотов шестерни  $N_{z_1}$ . В случае, если бы  $N_{z_1}$  приняло значение  $N_{z_1} = z_2$ , блоки нагружения для всех зубьев шестерни были бы одинаковыми. Последовательность сопряжений зубьев шестерни и колеса для взятой в качестве примера зубчатой пары ( $z_1 = 40$ ,  $z_2 = 45$ ) приводится в таблице 1. Например, для рассматриваемой зубчатой пере-

дачи для  $i = 12$  величина  $j_i$  принимает следующие значения (см. таблицу 1): 12; 7; 2; 42; 37; 32; 27; 22; 17.

Обозначим через  $\sigma_{ij}$  уровень действующего напряжения в зубчатом сопряжении  $i$ -го зуба шестерни с  $j$ -ым зубом колеса.

Отметим, что если при испытании зубчатой пары на стенде при постоянной нагрузке к моменту времени  $t = T$  шестерня совершит  $N_T$  оборотов, то  $n_{iT}$  будет равно

$$n_{iT} = \frac{N_T}{N_1}, \quad (3)$$

т.е.  $n_{iT}$  равно числу блоков  $\lambda$  нагружения  $i$ -го зуба шестерни за время  $t = T$ :

$$n_{iT} = \lambda. \quad (4)$$

В качестве меры повреждающего фактора за  $n_{iT}$  циклов нагружения при данном уровне действующих напряжений  $\sigma_{ij}$  может быть принята величина

$$D_{iT} = n_{iT} \cdot \sigma_{ij}^m, \quad (5)$$

где  $m$  – показатель угла наклона ветви кривой усталости.

Для блока нагружения  $i$ -го зуба шестерни его мера повреждения  $q_i$  за  $n_{iT}$  число циклов нагружений будет равна

$$q_i = \sum_{j=1}^{j_i} D_{ijT} = \sum_{j=1}^{j_i} \sigma_{ij}^m \cdot n_{iT} = \lambda \sum_{j=1}^{j_i} \sigma_{ij}^m. \quad (6)$$

Мерой несущей способности зубьев шестерни служит величина [2]

$$R = \sigma_R^m \cdot N_0, \quad (7)$$

где  $\sigma_R$  – предел выносливости зубьев шестерни,  $N_0$  – базовое число циклов нагружения.

Тогда остаточной мерой несущей способности  $i$ -го зуба является величина (при числе блоков нагружения  $\lambda$ )

$$R_{ocmi} = \sigma_R^m \cdot N_0 - q_i = \sigma_R^m \cdot N_0 - \lambda \sum_{j=1}^{j_i} \sigma_{ij}^m. \quad (8)$$

Для транспортных машин характерными являются блоки нагружения деталей, соответствующие наработкам в эксплуатации – километрам, часам. В рассматриваемом случае один блок нагружения имеет девять уровней нагрузок за  $N_{z_1}$  оборотов шестерни, причем на каждом уровне действия напряжения  $\sigma_{ij}$  число циклов равно  $n_{ij} = 1$ . Примем такой блок нагружения за единицу наработки  $q$ . Мера повреждения, соответствующая этому блоку, на основании (6) равна

$$q = \sum_{j=1}^{j_i} \sigma_{ij}^m. \quad (9)$$

Делением выражения (8) на (9) получаем формулу для остаточной усталостной долговечности  $i$ -го зуба, определяемой числом блоков  $\lambda_{iocm}$  по контактной выносливости:

$$\lambda_{iocm} = \frac{R_{ocm}}{q} = \frac{\sigma_R^m \cdot N_0 - \lambda \sum_{j=1}^{j_i} \sigma_{ij}^m}{\sum_{j=1}^{j_i} \sigma_{ij}^m}. \quad (10)$$

Остаточный ресурс  $i$ -го зуба шестерни  $T_{iocm}$  до появления питтинга на его рабочей поверхности определяется как

$$T_{iocm} = \lambda_{iocm} \cdot T_B \quad (i = 1 \dots z_1), \quad (11)$$

где  $T_B$  – время наработки зубчатой пары в часах, соответствующее одному блоку нагружения шестерни. Очевидно, что

$$T_B = \frac{N_{z_1}}{60 \cdot n_1} \text{ (час)}, \quad (12)$$

где  $n_1$  – число оборотов шестерни в минуту, мин<sup>-1</sup>.

Таблица 1. Последовательность сопряжений зубьев шестерни и колеса зубчатой пары ( $Z_1=40$ ,  $Z_2=45$ )

$i$ -ый зуб шестерни	Обороты шестерни, $N_{1i}$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	$j$ -ый зуб колеса								
1	1	41	36	31	26	21	16	11	6
2	2	42	37	32	27	22	17	12	7
3	3	43	38	33	28	23	18	13	8
4	4	44	39	34	29	24	19	14	9
5	5	45	40	35	30	25	20	15	10
6	6	1	41	36	31	26	21	16	11
7	7	2	42	37	32	27	22	17	12
8	8	3	43	38	33	28	23	18	13
9	9	4	44	39	34	29	24	19	14
10	10	5	45	40	35	30	25	20	15
11	11	6	1	41	36	31	26	21	16
12	12	7	2	42	37	32	27	22	17
13	13	8	3	43	38	33	28	23	18
14	14	9	4	44	39	34	29	24	19
15	15	10	5	45	40	35	30	25	20
16	16	11	6	1	41	36	31	26	21
17	17	12	7	2	42	37	32	27	22
18	18	13	8	3	43	38	33	28	23
19	19	14	9	4	44	39	34	29	24
20	20	15	10	5	45	40	35	30	25
21	21	16	11	6	1	41	36	31	26
22	22	17	12	7	2	42	37	32	27
23	23	18	13	8	3	43	38	33	28
24	24	19	14	9	4	44	39	34	29
25	25	20	15	10	5	45	40	35	30
26	26	21	16	11	6	1	41	36	31
27	27	22	17	12	7	2	42	37	32
28	28	23	18	13	8	3	43	38	33
29	29	24	19	14	9	4	44	39	34
30	30	25	20	15	10	5	45	40	35
31	31	26	21	16	11	6	1	41	36
32	32	27	22	17	12	7	2	42	37
33	33	28	23	18	13	8	3	43	38
34	34	29	24	19	14	9	4	44	39
35	35	30	25	20	15	10	5	45	40
36	36	31	26	21	16	11	6	1	41
37	37	32	27	22	17	12	7	2	42
38	38	33	28	23	18	13	8	3	43
39	39	34	29	24	19	14	9	4	44
40	40	35	30	25	20	15	10	5	45

Формула (11) представляет собой остаточные расчетные ресурсы каждого зуба шестерни, которые вследствие разброса параметров, характеризующих кривую выносливости, могут изменяться в широких пределах. Поэтому прогнозирование расходования ресурсов предлагается производить посредством уточнения реальных повреждающих нагрузок в зубчатых зацеплениях, осуществляя вибромониторинг состояния механизмов [7]. Суть метода в следующем: периодически с помощью датчиков, установленных на контролируемых зубьях и корпусах подшипников, снимается информация об изменении динамической нагрузки в зубчатых сопряжениях, жесткости зацепления и т.д., влияющих на виброактивность механизмов. На основе этих данных и расчетной зависимости (11) можно прогнозировать остаточный ресурс каждого отдельного зуба.

**Заключение.** Предложенная методика формирования и учета блоков нагружения каждого зуба передачи при проведении ресурсных испытаний зубчатых передач на контактную выносливость и износостойкость позволяет по результатам периодического вибромониторинга, с использованием методических подходов, изложен-

ных в работе [7], рассматривающих каждый зуб как отдельный объект испытаний, прогнозировать остаточный ресурс зубчатых пар с любым передаточным отношением.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Mettas A. Reliability allocation and optimization for complex systems [Electronic Recource] / Proceedings Annual Reliability and Maintainability Symposium. IEEE. Los Angeles Ca. USA 24-27.01.2000.6p. – Mode of access: <http://www.2000RM-087>. Date of access: 17.02.2010.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 655 с.
3. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. – Минск: Наука і тэхніка, 1995. – 256 с.
4. Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines on data interpretation and diagnostics techniques: ISO 13379 – 2003.
5. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях: пат. 4261 Респ. Беларусь, МПК С2 G 01 M 13/02. / О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Я.О. Берестнев, Я.В. Басинюк / Заявитель: Институт надежности

- машин НАН Беларуси. – а.19980960 заявл. 21.10.1998; опубл. 30.12.01 // Афицыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2001. – № 4. – 171 с.
6. Способ виброакустической диагностики передач зацеплением: пат. №2224232 Россия, МПК7 С1 7G 01 М 13/02. / Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич / Заявитель Институт надежности машин НАН Беларуси. – 2002113404 заявл. 22.05.2002; опубл. 20.02.2004 // «Патенты России», Официальный бюллетень «Изобретения. Полезные модели» ФИПС. – 2004. – №5. – С. 23.
7. Ишин, Н.Н. Вибромониторинг остаточного ресурса зубчатых передач / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2008. – №4(52): Машиностроение. – С. 52–57.
8. Берестнев, Я.О. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов / Я.О. Берестнев, Н.Н. Ишин – Минск: УП «Техно-принт», 2004. – 117 с.
9. Ишин, Н.Н. Ускоренные испытания зубчатых колес на контактную выносливость / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових прац, тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХПІ». – 2009. – № 19 – С. 76–89.

Материал поступил в редакцию 23.03.10

#### ISHIN N.N., GOMAN A.M., SKOROCHODOV A.S. To a question on forecasting a residual resource of gear wheels on the data periodic vibromonitoring of dynamics of gearing

Clause is devoted to the further development of the methodical approaches to an estimation of a residual resource of gear transfers by a method vibromonitoring. The feature of this technique consist that it was developed for gear pairs with the transfer attitude equal to unit. In the given work gives a theoretical substantiation of application of this technique to an estimation of a residual resource of gear pairs with any transfer attitude. In this case each tooth gear during work of transfer is interfaced to the certain group cogs of a wheel, or with all cogs. As the errors of steps of gearing in each pair зубьев various, also loadings working in them, will be various. Hence, loading working on each tooth gear, is characterized by the block load, repeating through the certain number of revolutions. The offered technique of formation and account of blocks load of each tooth of transfer at realization of resource tests of gear transfers on contact endurance and endurance allows by results of periodic vibromonitoring, with use of the methodical approaches considering each tooth as separate object of tests, to predict a residual resource of gear pairs with any transfer attitude.

УДК 621.77:691.87

Мойсейчик Е.А.

### СТРУКТУРНАЯ СЛОИСТОСТЬ АРМАТУРЫ ИЗ НИЗКОУГЛЕРОДИСТЫХ ТЕРМОУПРОЧНЕННЫХ СТАЛЕЙ

**Введение.** Действующие в Беларуси СНБ 5.03.01-02 предписывают применять для ненапрягаемых железобетонных конструкций арматуру классов S240 (A240) (гладкая, ГОСТ 5781) и S400(A400), S500(A500,B500) (периодического профиля, ГОСТ 10884, ТУ РБ 04778771.001, ТУ РБ 190266671.001, ТУ РБ 400074854.025, ТУ РБ 400074854.047 (гладкая)). Такая арматура поставляется белорусским производителям железобетонных конструкций с металлургических предприятий стран СНГ. В производстве стержневой арматуры для железобетонных конструкций прослеживается устойчивая тенденция к снижению расхода дорогостоящих легирующих элементов при одновременном повышении прочности проката [1–6]. Для различных элементов конструкций часто используют арматуру S500. Основные поставщики арматуры на белорусский рынок (РУП «БМЗ» и др.) высоких прочностных характеристик арматурного проката из углеродистых и низколегированных сталей достигают за счет его термообработки [1]. Технология такого производства арматуры разработана в 70-х годах прошлого столетия и подробно описана в литературе [2–5]. В основе этого процесса лежит формирование требуемой структуры проката и свойств его составляющих, дислокационных субструктур в процессе температурно-временных воздействий в линии прокатных станов [2–5]. Наиболее часто термоупрочнение проводится по схеме прерванной закалки, то есть сочетает в себе ускоренное охлаждение после прокатки с последующим самоотпуском [3]. Эта схема позволяет исключить затраты энергоносителей на отдельные операции закалки и отпуска. В то же время при такой технологии не достигается однородность структуры по сечению изделия. Сравнительно низкая прокаливаемость стали и технологические особенности термоупрочнения создают условия для возникновения неоднородности структуры и свойств по сечению проката. Поверхностные слои, подвергнутые наиболее интенсивному охлаждению, должны обладать более высокой твердостью и прочностью, а центральные – наоборот, быть более пластичными. Это связано с различиями в условиях структурообразования приповерхностных и внутренних слоев: если в первых аустенит превра-

щается на стадии закалки при охлаждении, то процессы структурообразования во вторых протекают на стадии самоотпуска в условиях, приближенных к изотермическим. В результате по сечению термоупрочненных изделий создаются условия для формирования градиентных структурно-фазовых состояний с различным уровнем механических и служебных характеристик по слоям. Арматурный стержень в результате такой термообработки получает квазикомпозитное (слоистое) строение [5–10]. Детальные исследования структуры отдельных слоев таких арматурных стержней, их состава и механических свойств начали проводиться лишь в последние годы [7–10]. При этом установлено, что механические свойства арматуры существенно зависят от диаметра арматуры. С ростом диаметра стержней увеличивается длина площадки текучести и равномерная деформация, убывают локализованная деформация, предел текучести и временное сопротивление. Плотность дислокаций и прочностные характеристики выше у наружных слоев стержней, тогда как пластичность выше в центральной зоне. Прочностные и пластические свойства материала различных зон прутка определяются морфологией и дисперсностью строения стали в различных слоях. При образовании изделий из таких арматурных стержней строения необходимо учитывать особенности их строения.

Целью настоящей работы является исследование структуры термоупрочненных арматурных стержней производства РУП БМЗ с исходным слоистым (квазикомпозитным) строением.

**Материал и методика исследования.** Исследования структуры проводили на образцах диаметром 12, 25 мм из арматурного проката Ат500С, изготовленного по ТУ РБ 04778771.001-97 на РУП БМЗ. Пробы отбирались из стержней арматуры (таблица 1), из которых затем вырезали заготовки, темплеты и готовили шлифы. Подготовка проб производилась фрезой при малых оборотах и интенсивной подачей охлаждающей жидкости в зону реза. Исследования структуры выполняли на световом микроскопе «MeF-3» фирмы «Reichert»