

7. Юфин, А.П. Гидромеханизация / А.П. Юфин. – М.: Стройиздат, 1965. – 496 с.
8. Силин Н.А. Режимы работы крупных землесосных снарядов и трубопроводов / Н.А. Силин, С.Г. Коберник. – К.: Изд-во АН УССР, 1962. – 215 с.
9. Карасик В.М. Напорный гидротранспорт песчаных материалов / В.М. Карасик, И.А. Асауленко. – Киев: Наук. думка, 1966. – 106 с.
10. Карасик В.М. Интенсификация гидротранспорта продуктов и отходов обогащения горно-обогатительных комбинатов / В.М. Карасик, И.А. Асауленко, Ю.К. Витошкин. – К.: Наук. думка, 1976. – 156 с.
11. Коберник С.Г. Напорный гидротранспорт хвостов горно-обогатительных комбинатов / С.Г. Коберник, В.И. Войтенко. – К.: Наук. думка, 1967. – 140 с.
12. Великанов, М.А. Руслевой процесс / М.А. Великанов. – М.: Гостехиздат, 1958.
13. Семенов Е.В. Проектировочный расчет трубопроводных систем технологий гидромеханизации при замене стальных труб полиэтиленовыми / Е.В. Семенов, Н.А. Никифорова, Л.Г. Татарко // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, – 2015. – Вып. 120. – С. 152–161.
14. Медведева, О.А. Определение размеров воронки всасывания для подводных технологий разработки россыпных месторождений // Підводні технології: Міжн. наук.-вироб. журн. / КНУБА. – Київ, – №3. – 2016. – С. 47 – 53.
15. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Лев Герасимович Лойцянский. – [5-е изд., перераб.]. – М.: Глав. ред. физ.-мат. лит. изд-ва «Наука», 1978. – 736 с.

УДК 539.4.012

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНЫХ УСИЛИЙ В КРЕПЛЕНИЯХ ПРИВОДНЫХ УЗЛОВ БАРАБАННЫХ МЕЛЬНИЦ

В.Д. Кирнос, Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», Украина

Рассмотрены условия нагружения креплений приводных узлов барабанных мельниц. Установлены зависимости максимальных усилий креплений приводных узлов от их конструктивных параметров.

Вступление. Измельчение добытых руд, как подготовка к обогащению, обусловлено применением барабанных рудоразмольных мельниц. Общая тенденция к увеличению добычи и переработки руд выражается в повышении производительности технологического оборудования, а следовательно, укрупнении его мощности. Увеличение еденичной мощности технологических агрегатов привело к увеличению габаритных размеров и веса установленного оборудования. С появлением крупных мельниц увеличилась нагруженность их узлов и деталей при заметном снижении запаса прочности и долговечности. Все это представляет повышенные требования при определении рациональных параметров узлов и деталей мельниц. Подавляющее большинство барабанных мельниц имеют безредукторные привода, оборудованные открытыми зубчатыми передачами. В целом рудоразмольная мельница представляет собой сложный электромеханический агрегат, установленный на фундаменте. Приводные узлы существующих барабанных мельниц являются конструктивно подобными друг другу и каждый состоит из трех основных элементов: шестерни, связанной с электродвигателем; корпуса подшипников и фундаментной плиты. Шестерня через подшипники и крышки подшипников посредством резьбовых соединений связана с корпусом подшипников. Корпус в свою очередь крепится к фундаментной плите болтовыми соединениями. Весь приводной узел установлен на фундаменте и связан с ним анкерными болтами.

Рудоразмольные мельницы, эксплуатируемые на предприятиях, как правило, изготавливаются в нереверсивном исполнении. Направление вращения привода выбрано таким образом, что нормальное усилие, возникающее в зацеплении открытой зубчатой

передачи действует на приводной узел в сторону прижатия его к фундаменту и обеспечивает безотрывное положение элементов приводного узла относительно друг друга. При этом крепления, представляющие собой резьбовые соединения и связывающие элементы приводного узла между собой не нагружаются.

Учитывая, что работа рудоразмельной мельницы происходит в абразивных условиях, зубья открытой зубчатой передачи подвергаются интенсивному износу. Увеличение единичной мощности рудоразмельного оборудования сказалось на долговечности дорогостоящих открытых передач и футеровок барабанов мельниц. Установлено [1, 2], что срок службы открытых передач мельниц типа ММС-9000х3000 (мощность привода 4000 кВт) по условиям абразивного износа в два раза ниже в сравнении с открытыми передачами мельниц ММС-7000х2300 (мощность привода 1600 кВт) в равных условиях эксплуатации.

При абразивном износе открытой зубчатой передачи происходит искажение эвольвентного профиля зубьев шестерни и колеса. При этом, как показала практика, скорость износа зубьев всей передачи в значительной мере зависит от степени износа зубьев колеса. Авторами работ [1, 2] проведены исследования по износу открытых зубчатых пар рудоразмельных мельниц. Здесь учтена специфика их конструктивных и эксплуатационных особенностей. Показано, что долговечность зубчатого колеса определяется не только его физическими возможностями, а и экономическими факторами. Так, при определенной величине износа зубьев колеса скорость износа всей передачи настолько увеличивается, что дальнейшая эксплуатация колеса является нецелесообразной. Исследованиями [3] экспериментально получены зависимости скорости износа зубьев шестерни от степени износа зубьев венца (колеса) для некоторых типов мельниц. Так, после износа зубьев венца на величину 6,8 мм срок службы шестерни сокращается более чем в шесть раз. Показано, что повышения долговечности передач можно добиться при использовании обеих сторон зубьев в качестве рабочих. При этом, зубчатый венец после износа зубьев с одной стороны до величины, когда дальнейшая его эксплуатация нецелесообразна, переворачивается в другую, а бывшие нерабочие поверхности зубьев до его переверота используются после в качестве рабочих. Однако такая перестановка венца требует значительных затрат времени, а в ряде случаев не представляется технически возможной.

Состояние вопроса и постановка задачи исследования. Учитывая вышеизложенное назрела необходимость использования реверсивных приводов, особенно для крупных мельниц, что исключает перестановку открытых зубчатых пар при одностороннем износе. При этом более чем в 2 раза [4] повышается срок службы открытой зубчатой пары мельницы, а футеровки ее барабана до 30%. Мельница с реверсивным приводом имеет одно из двух возможных направлений вращения, при котором усилие в зацеплении открытой зубчатой пары направлено в сторону отрыва приводного узла от фундамента. А это может при определенных условиях стать причиной порыва креплений приводного узла. В этой связи ставится задача исследования статических усилий в креплениях элементов приводных узлов при реверсе мельницы.

Основное содержание работы. При работе загруженной мельницы в зацеплении открытой зубчатой передачи возникает нормальное усилия, которое в самом общем случае может быть определено [5].

$$F_n = \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega \cos \beta}, \quad (1)$$

где M_1 - крутящий момент приложенный к ведущему колесу; d_1 - диаметр делительной окружности шестерни; α_ω - угол зацепления; β - угол наклона зубьев.

Усилие в зацеплении можно разложить на две составляющие: вертикальную F_z и горизонтальную F_y , перпендикулярные осям вращения колес. Учитывая, что углы наклона зубьев открытых передач для всех типов барабанных мельниц не превышают $\beta \leq 0,122$,

осевым усилием для случая определения нагрузок в креплениях приводного узла можно пренебречь ввиду малости. Горизонтальная составляющая F_y создает момент, который неравномерно нагружает крепление приводного узла. Вертикальная составляющая F_z при положительном ее направлении стремится нагружать крепления равномерно растягивающими усилиями. При обратном направлении силы F_z нагружения не происходит. Условимся называть случай, при котором сила F_z имеет положительное направление, работой приводного узла на отрыв. Обратный случай – на прижатие. Вертикальная и горизонтальная составляющие соответственно равны.

$$F_y = -\frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega} \sin(\alpha_\omega \mp \psi), \quad F_z = \pm \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega} \cos(\alpha_\omega \mp \psi), \quad (2)$$

где ψ - угол положения зацепляющихся колес. Верхний и нижний знаки принимаются соответственно при работе приводного узла на прижатие и отрыв.

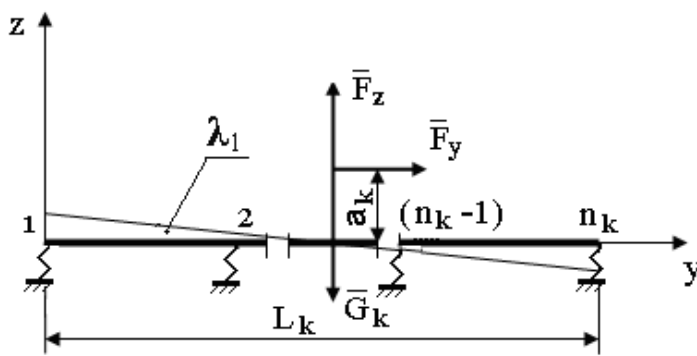


Рис. 1. Расчетная схема элемента приводного узла (условие А)

Для оценки усилий в креплениях элементов приводного узла, возникающих под действием сил зубчатой передачи, а также влияния на них конструктивных параметров самого приводного узла, принята расчетная схема (рис. 1). Здесь предполагается, что элементы приводного узла сопрягаются друг с другом не по всей площади, а опираются на соответствующие резьбовые соединения. Каждый рассматриваемый k -й элемент представлен абсолютно жесткой балкой на упругих опорах, являющихся резьбовыми соединениями. Жесткость каждой упругой опоры расчетной схемы определена суммарной жесткостью соответствующего ряда болтовых соединений, параллельного оси вращения шестерни. Балка находится под действием вертикальной и горизонтальной составляющих усилия зацепления открытой передачи и веса k -го элемента G_k , действующих на упругие опоры. Статические нагрузки в резьбовых соединениях элемента приводного узла определены как реакции в упругих опорах. Очевидно, если направление реакции какой-либо опоры является положительным, то в этом случае соответствующие резьбовые соединения не подвергаются действию нагружения и наоборот при отрицательном направлении нагружены растягивающими усилиями. Принятая модель справедлива только для случая однозначного нагружения опор. Не требует доказательства, что такое условие выполняется при соблюдении неравенства (условие А)

$$\left| (F_z - G_k) \frac{L_k}{2} \right| \geq |F_y \cdot a_k|, \quad (3)$$

где a_k - расстояние от плоскости крепления k -го рассматриваемого элемента до оси

вращения шестерни; L_k - расстояние между крайними опорами для k -го элемента; G_k - вес элементов, действующих на опоры.

Согласно принятой модели, в результате деформаций упругих опор от действия силы F_y , поворот балки будет происходить относительно центра жесткости системы на угол λ_1 .

В случае (условие В)

$$\left| (F_z - G_k) \frac{L_k}{2} \right| < |F_y \cdot a_k|, \quad (4)$$

всегда какая-нибудь из крайних опор будет иметь положительную реакцию, в то время как другие – отрицательные. При этом поворот должен происходить относительно опоры с положительной реакцией, так как резьбовое соединение, представленное соответствующей опорой, не деформируется.

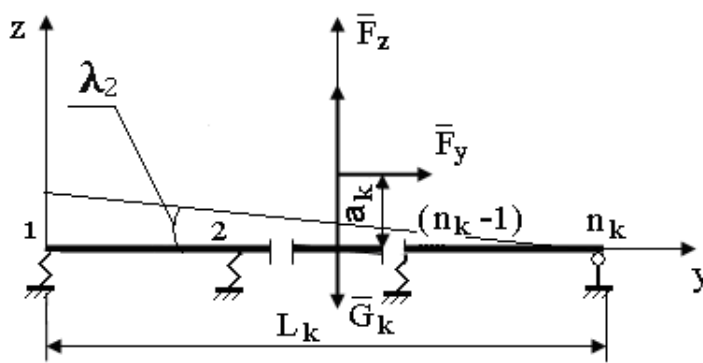


Рис. 2. Расчетная схема приводного узла (условие В)

Для условия (4) принята расчетная схема (рис. 2). Здесь балка опирается одним концом на жесткую опору. Другие опоры упругие. Жесткая опора находится с того края, с которого она воздействует на балку положительной реакцией. Так как упругие опоры имеют отрицательные реакции, то соответствующие им ряды резьбовых соединений будут нагружаться растягивающими усилиями. Балка, в результате деформации упругих опор повернется на угол λ_2 .

Реакции в опорах для обеих принятых расчетных схем могут быть определены на основании решения уравнений равновесия статически неопределимых систем.

Условия равновесия системы можно записать

$$\sum_{i=1}^{n_k} R_{ik} + \sum_{j=1}^{n_{1k}} (P_{jk})_z = 0, \quad \sum_{i=1}^{n_k} M(R_{ik}) + \sum_{j=1}^{n_{1k}} M(P_{jk}) = 0, \quad (5)$$

где R_{ik} - реакция упругой i -ой опоры k -го элемента; P_{jk} - активная j -я сила, действующая на балку; $M(R_{ik})$ и $M(P_{jk})$ - соответственно моменты относительно какой-либо точки от i -ой реактивной и j -ой активных сил k -го элемента; n_k - количество опор; n_{1k} - количество активных сил, действующих на балку; $(P_{jk})_z$ - вертикальная составляющая j -ой активной силы.

Необходимые для решения задачи дополнительные уравнения составляются на основании условий совместности деформаций.

Рассмотрим реакции упругих опор расчетной схемы (рис. 1). При конструировании приводных узлов резьбовые соединения рассматриваемых элементов располагают симметрично относительно осей проходящих через геометрический центр элемента. Тогда, в

результате действия вертикальной составляющей усилия зацепления произойдет равномерная деформация всех упругих опор и балка переместится в сторону действия вертикальной составляющей параллельно самой себе. В то же время, под действием горизонтальной составляющей возникает момент, равный произведению этой составляющей на плечо a_k . Под действием этого момента балка совершит поворот вокруг центра тяжести на угол λ_1 . Реакция i -ой упругой опоры будет равняться

$$R_{ik} = \delta_{ik} \cdot C_{ik}, \quad (6)$$

где δ_{ik} и C_{ik} - соответственно величина деформации и жесткость i -ой опоры k -го элемента.

Реакцию i -ой опоры можно рассматривать как сумму двух величин, вызванных соответственно действиями вертикальной F_z и горизонтальной F_y составляющих сил зацепления открытой передачи.

$$R_{ik} = (R_{ik})_z + (R_{ik})_y \quad (7)$$

На основании выражений (5) реакция упругой опоры от вертикальной составляющей усилия зацепления с учетом веса элементов определится

$$(R_{ik})_z = \frac{-F_z + G_k}{n_k} \quad (8)$$

Количество упругих опор n_k определено количеством рядов резьбовых соединений, параллельных осям вращения колес.

Значение реакции i -ой опоры от действия горизонтальной составляющей F_y можно получить из рассмотрения геометрических соотношений расстояний между опорами и деформациями последних с использованием выражений (5) и (6).

$$(R_{ik})_y = \pm \frac{F_y \cdot a_k \cdot l_{ik}}{\sum_{i=1}^{n_k} l_{ik}^2}, \quad (9)$$

где l_{ik} - расстояние между i -ой упругой опорой и вертикальной осью, проходящей через центр тяжести элемента) центр жесткостей).

Подставляя (1), (2) и (8) в (7) получим

$$R_{ik} = \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega} \left[\pm \frac{\cos(\alpha_\omega \mp \psi)}{n_k} \pm \frac{\sin(\alpha_\omega \mp \psi) a_k l_{ik}}{\sum_{i=q}^{n_k} l_{ik}^2} \right] + \frac{G_k}{n_k}. \quad (10)$$

Здесь верхний знак перед вторым слагаемым в квадратных скобках, как и в (9) принимается в случае положительного значения $(R_{ik})_y$, а нижний – в противном случае. Для других составляющих выражения верхний и нижний знаки принимаются соответственно при работе приводного узла на прижатие и отрыв.

Реакции упругих опор расчетной схемы (рис. 2) могут быть определены аналогично модели (рис. 1). Здесь балка под действием сил совершает поворот относительно жесткой опоры на угол λ_2 . Геометрические соотношения между величинами деформаций опор и расстояниями от каждой упругой опоры до жесткой будут

$$\frac{\delta_{1k}}{\delta_{ik}} = \frac{S_{1k}}{S_{ik}}, \quad (11)$$

где δ_{1k} - величина деформации упругой опоры 1 k -го элемента; S_{ik} - расстояние от i -ой упругой опоры до жесткой; S_{1k} - расстояние от упругой опоры 1 до жесткой.

Для данного случая количество упругих опор k -го элемента равно

$$n_k = (n_k - 1).$$

Используя выражение (1), (2), (6) и (11) для (5) получим

$$R_{ik} = \frac{S_{ik}}{\sum_{i=1}^{n_k-1} S_{ik}^2} \left\{ \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega} \left[\pm \cos(\alpha_\omega \pm \psi) \frac{L_k}{2} - \left| \sin(\alpha_\omega \pm \psi) a_k \right| \right] + G_k \frac{L_k}{2} \right\} \quad (12)$$

Здесь верхние и нижние знаки принимаются соответственно при работе на прижатие и отрыв.

Как следует из (10) и (12) крепления приводного узла нагружены неравномерно. Поэтому особый интерес представляют максимальные усилия, которым подвергаются крепления. Как видно (рис.1 и 2) наиболее загруженными являются крайние опоры. Тогда максимальные усилия определяются из (10) и (12) при условиях $l_{ik} = \frac{L_k}{2}$ и $S_{ik} = L_k$ соответственно.

Следовательно

$$R_{max.k} = \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega} \left[\frac{-\cos(\alpha_\omega + \psi)}{n_k} - \left| \frac{\sin(\alpha_\omega + \psi) a_k \frac{L_k}{2}}{\sum_{i=1}^{n_k} l_{ik}^2} \right| \right] + \frac{G_k}{n_k}, \quad (13)$$

$$R_{max.k} = \frac{L_k}{\sum_{l=1}^{n_k-1} S_{ik}^2} \left\{ \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega} \left[-\cos(\alpha_\omega + \psi) \frac{L_k}{2} - \left| \sin(\alpha_\omega + \psi) a_k \right| \right] + \frac{G_k}{2} L_k \right\} \quad (14)$$

Выводы. Полученные выражения позволяют еще на стадии проектирования определять максимальные усилия, действующие на крепления приводных узлов и выбирать их рациональные параметры для дальнейшей эксплуатации в производстве.

Список литературы

1. Виноградов Б.В. Повышение долговечности зубьев открытых передач рудоразмольных мельниц /Б.В. Виноградов, В.С. Борисов // Горный журнал – 1974. - № 3. – С. 54-56.
2. Виноградов Б.В. Пределы применимости приводов рудоразмольных мельниц с зубчатыми передачами /Б.В. Виноградов, А.А. Кокамбо // Техника и технология обогащения руд – 1976. – С. 54-64.
3. Виноградов Б.В. Расчет открытых зубчатых пар рудоразмольных мельниц /Б.В. Виноградов // Техника и технология обогащения руд – 1975. – С. 131 – 143.
4. Виноградов Б.В., Кирнос В.Д. Исследование статических нагрузок в креплениях элементов приводных узлов рудоразмольных мельниц /Б.В. Виноградов, В.Д. Кирнос // Рукопись депонирована в УкрНИИТИ – 1982. - № 3675, д./82.
5. Зубчатые передачи / [отв. Ред. Е.Г.Гинсбург] – Б.: Машиностроение. 1980. – 415 с.