

УДК 621.979

РАЗДЕЛ IV ОБОРУДОВАНИЕ И ОСНАСТКА ОБРАБОТКИ ДАВЛЕНИЕМ

Астахова Е.С.

Корчак Е.С.

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ МОЩНЫХ КРИВОШИПНЫХ ГОРЯЧЕШТАМПОВОЧНЫХ ПРЕССОВ

Мощные кривошипные горячештамповочные прессы (КГШП) предназначены для реализации технологических процессов горячей объемной штамповки (поковок различных габаритов и конфигурации), характеризующихся значительными силовыми и энергетическими затратами [1]. При этом номинальное усилие КГШП является довольно условной величиной, не характеризующей прочностные характеристики основных деталей привода. Следует отметить, что сами базовые детали – главные валы, зубчатые передачи, муфты – не являются равнопрочными [2]. Поэтому, возникает необходимость построения графиков допустимых усилий на ползуне, исходя из прочности базовых деталей и момента, передаваемого муфтой, которые в совокупности дают диаграмму прочности КГШП [3]. Характер и взаимное расположение кривых допустимых усилий на ползуне зависит от формы, конструктивных размеров и функционального назначения каждой базовой детали или узла.

Усилия, действующие на рабочем ходе в опасных сечениях валов и на зубьях зубчатой передачи КГШП, приводятся к ползуну машины, чтобы можно было их сравнить с графиками технологических усилий, возникающих при горячей объемной штамповке и действующих на ползун. В случае если эти нагрузки превышают допустимые по прочности базовых деталей конкретного прессы, необходимо во избежание поломок этих деталей перенести данный техпроцесс на более мощную машину [2].

Целью данной работы является разработка методики оценки прочностных характеристик базовых деталей мощных КГШП на основе построения их диаграмм прочности в условиях реализации заданных технологических процессов.

Рассмотрим методику оценки прочностных характеристик базовых деталей.

Главные рабочие валы мощных КГШП работают в тяжелых условиях переменных нагрузок, когда усилие на ползуне и крутящий момент на валу при каждом рабочем ходе возрастают от нуля до максимума с последующим падением до нуля [4]. Это неблагоприятно сказывается на долговечности всех элементов исполнительного механизма и станины. При многократном повторении операций горячей объемной штамповки в металле вала происходят пульсации напряжений. Учитывая это обстоятельство, расчет главных валов проводят на усталостную прочность при пульсирующем цикле нагружений [5]. При этом определяют не напряжения и силы, действующие в его сечениях, а допустимые нагрузки на ползуне, исходя из прочности опасных сечений вала.

В сечениях главного рабочего вала действуют преимущественно два силовых фактора – изгибающие и крутящие моменты. Первый из этих факторов вызывает в сечениях вала нормальные напряжения, а второй – касательные. В общем машиностроении валы рассчитывают как короткие балки на шарнирных опорах с учетом поправок на упругость этих опор.

Опасные сечения, где возникает концентрация напряжений, определяются особенностями конструкции главного вала. В мощных КГШП применяют главные валы эксцентрикового типа, для которых опасными зонами являются места сопряжения опорных и шатунных шеек. Допустимые нагрузки на ползуне для каждого из опасных сечений определяют по приве-

денным в специализированной литературе формулам [2, 5]. Допустимое усилие на ползуне КГШП зависит от угла поворота главного вала α и рассчитывается для различных лов α в пределах рабочего угла операции α_p . Затем строят графики допустимых нагрузок

$P_{дон}^{26}(\alpha)$ на ползуне для опасных сечений главного вала.

Зубчатые передачи КГШП обеспечивают передачу расчетного крутящего момента с ведущего вала на ведомый с заданной частотой вращения. При пуске и остановке ползуна зубчатые передачи испытывают повышенные динамические нагрузки, т. е. работают в сложных условиях кратковременных и знакопеременных нагрузок [2, 5]. Это ставит зубчатые передачи в механизмах кривошипных машин на место второго, после главного вала, наиболее ответственного звена привода. При этом наиболее нагруженной является зубчатая пара, приводящая во вращение главный вал машины. Проверку ее работоспособности оценивают путем построения графика допустимых усилий на ползуне, исходя из прочности зубьев колеса, установленного на главном валу машины, по формуле:

$$P_{дон}^{3n}(\alpha) = \frac{[M_k]}{m_k(\alpha)}, \quad (1)$$

где $[M_k]$ – допустимый крутящий момент, передаваемый зубчатым колесом, установленным на главном валу, кНм;

$m_k(\alpha)$ – приведенное плечо крутящего момента на главном валу при выполнении технологической операции, мм.

При этом рассчитывают два значения $[M_k]$, исходя из:

- усталостной прочности зубьев колеса на изгиб ($[M_k]_u$);
- контактной выносливости поверхностей зубьев колеса ($[M_k]_k$).

Наименьшее из полученных значений допустимых крутящих моментов на колесе ($[M_k]_u$ или $[M_k]_k$) принимают в качестве допустимого $[M_k]$ и строят график допустимых нагрузок на ползуне $P_{дон}^{3n} = f(\alpha)$, исходя из прочности зубьев колеса.

Фрикционные муфты мощных КГШП служат для подключения главного исполнительного механизма кривошипной машины к непрерывно вращающимся источникам энергии – ротору двигателя и маховику, а также для передачи необходимого крутящего момента на главный рабочий вал машины [6]. При проектировании муфты необходимо обеспечить передачу максимального крутящего момента, соответствующего максимальному значению усилия на ползуне при выполнении технологической операции [2, 5]. Работоспособность спроектированной муфты проверяют путем построения графика допустимых усилий на ползуне машины, исходя из момента, передаваемого муфтой. Допустимое усилие в функции ла α определяют по формуле:

$$P_{дон}^m(\alpha) = \frac{M_m \cdot i_m}{m_k(\alpha)}, \quad (2)$$

где M_m – расчетный момент, передаваемый муфтой, кНм;

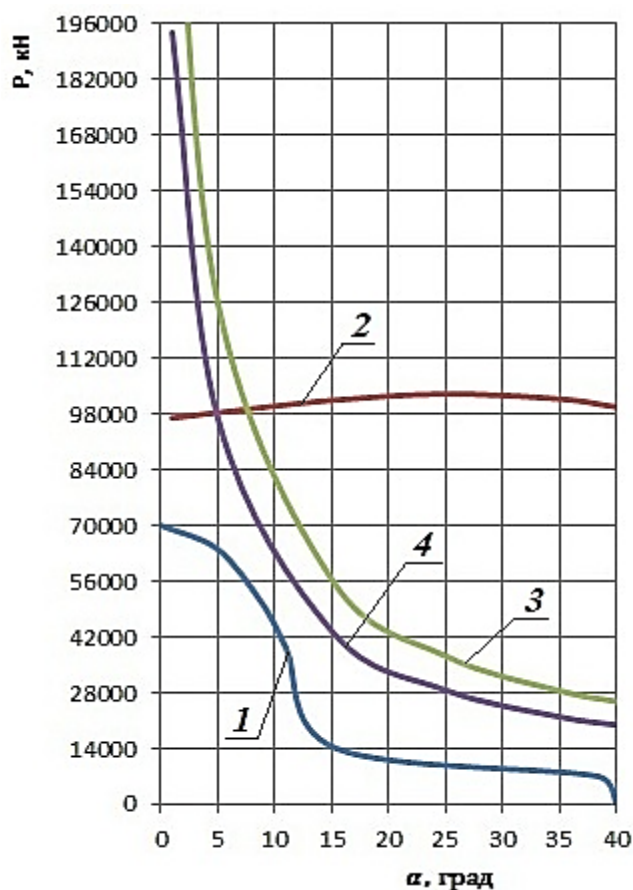
i_m – передаточное число зубчатых передач между муфтой и кривошипным валом.

Оценку прочностных характеристик базовых деталей рассмотрим на примере мощного КГШП усилием 70 МН, имеющего следующие основные характеристики:

- полный ход ползуна 460 мм;
- число ходов ползуна в минуту 40 х/мин;
- величина угла операции α_p 40 град;
- тип главного рабочего вала – эксцентриковый с раздвоенным шатуном (рис. 1).

В формулы по определению допускаемых нагрузок на ползуне $P_{дон}^{26}(\alpha)$, $P_{дон}^{3n}(\alpha)$ и $P_{дон}^M(\alpha)$ входит величина приведенного плеча крутящего момента $m_k(\alpha)$, которая является функцией угла α поворота главного вала. Таким образом, допускаемые нагрузки на ползуне кривошипной машины не являются постоянными величинами, а зависят от положения главного вала и зачастую оказываются значительно ниже номинального усилия пресса, особенно при больших углах α , т. е. в начале рабочего хода. На рис. 2 приведен график зависимости приведенного плеча крутящего момента $m_k(\alpha)$ на главном валу КГШП 70 МН при выполнении операции горячей объемной штамповки [2].

Характер и взаимное расположение кривых допустимых усилий на ползуне зависит от формы, конструктивных размеров и функционального назначения каждой базовой детали или узла машины. На рисунке 3 показана диаграмма прочности в виде совокупности кривых допустимых усилий на ползуне $P_{дон}^{26} = f(\alpha)$, $P_{дон}^{3n} = f(\alpha)$ и $P_{дон}^M = f(\alpha)$, а также кривой технологической нагрузки $P_D = f(\alpha)$ горячей объемной штамповки на КГШП 70 МН.



- 1 – $P_D = f(\alpha)$; 2 – $P_{дон}^{26} = f(\alpha)$;
 3 – $P_{дон}^{3n} = f(\alpha)$; 4 – $P_{дон}^M = f(\alpha)$

Рис. 3. Диаграмма прочности мощного КГШП 70 МН

Графики $P_{дон}^{26} = f(\alpha)$, $P_{дон}^{3n} = f(\alpha)$ и $P_{дон}^M = f(\alpha)$ позволяют оценить, рационально ли спроектированы базовые детали мощного КГШП – главный рабочий вал, зубчатая передача и муфта – в соответствующих основным критериям:

Из диаграммы на рис. 3 видно, что кривая (1) технологической нагрузки в крайнем нижнем положении доходит до величины номинального усилия пресса.

При этом в пределах всего угла операции α_p кривая (2) допустимых сил на ползуне по прочности опасного сечения главного вала располагается почти горизонтально (с незначительной выпуклостью) и выше остальных кривых. Это объясняется повышенной жесткостью главного вала эксцентрикового типа, что характерно для конструкций КГШП, особенно мощных.

Кривая (3) по прочности зубчатой передачи располагается значительно выше кривой (1) технологической нагрузки и имеет значительную крутизну по мере приближения ползуна к крайнему нижнему положению. Кривая (4) допустимых сил на ползуне по моменту, передаваемому муфтой, располагается ниже всех кривых непосредственно над графиком технологических нагрузок 4. Это связано с тем, что пневмофрикционная муфта, помимо передачи крутящего момента на главный вал, является в машине своеобразным предохранителем от перегрузок. Если на ползуне по разным причинам возникают перегрузки, т. е. кривая (1) уходит вверх, пересекая кривую (4), то муфта начинает проскальзывать, предохраняя тем самым базовые детали машины (главный вал и зубчатую передачу) от разрушения.

– если кривые (2) – (4) пересекают график (1) технологических нагрузок $P_D = f(\alpha)$, то прочность главного вала, зубчатой передачи и пневмофрикционной муфты недостаточны и требуется их усиление;

– если кривые (2) – (4) допустимых сил на ползуне располагаются слишком высоко, значит, базовые детали спроектированы с избыточным запасом прочности, что ведет к перерасходу металла и удорожанию машины.

Согласно построенной диаграмме (рис. 3) КГШП 70 МН имеет рациональную конструкцию, при которой все базовые детали обладают достаточным запасом прочности.

ВЫВОДЫ

Огибающая графиков допустимых сил (2) и (4) на ползуне представляет собой диаграмму прочности КГШП 70 МН, ограничивающую величину технологических нагрузок по всей величине рабочего хода прессы. Взаимное расположение кривых на диаграмме позволяет дать оценку прочностных характеристик базовых деталей КГШП. По условию прочности кривошипной машины график (1) технологической нагрузки $P_D = f(\alpha)$ должен вписываться в диаграмму прочности и не превышать ее ни в одной точке. Диаграммы прочности вносятся в паспорт кривошипной машины и позволяют правильно назначать для нее технологические процессы без возникновения перегрузок и поломок базовых деталей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Cold and hot forging : fundamentals and applications / Taylan Altan, Gracious Ngaile, Gangshu Shen. – ASM International, 2004. – 334 p. ISBN 0-87170-805-1.*
2. Шинкаренко О. М. *Расчет и проектирование основных узлов кривошипных кузнечно-прессовых машин : пособие / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак. – Краматорск : ДГМА, 2013. – 68 с. ISBN 978-966-379-650-5.*
3. Шинкаренко О. М. *Построение диаграмм прочности кривошипной машины / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак // КШП. ОМД. – Москва, 2013. – № 7. – С. 33–35.*
4. Корчак Е. С. *Разработка методик построения кинематических схем привода и проектирования кривошипно-ползунных механизмов кривошипных машин / Е. С. Корчак, Е. С. Астахова // Обработка материалов давлением : сборник научных трудов. – Краматорск : ДГМА, 2014. – № 2 (39). – С. 220–224.*
5. *Проектування та розрахунків кривошипних пресів. Курсове проектування : навчальний посібник / О. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, Т. О. Васильченко. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2012. – 448 с.*
6. Шинкаренко О. М. *Расчет системы включения кривошипной машины / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак // КШП. ОМД. – Москва, 2013. – №9. – С. 24–28.*

REFERENCES

1. *Cold and hot forging : fundamentals and applications / Taylan Altan, Gracious Ngaile, Gangshu Shen. – ASM International, 2004. – 334 p. ISBN 0-87170-805-1.*
2. *Shinkarenko O. M. Raschet i proektirovanie osnovnyh uzlov krivoshipnyh kuznechno-pressovyh mashin : posobie / O. M. Shinkarenko, E. S. Korchak. – Kramatorsk : DGMA, 2013. – 68 s. ISBN 978-966-379-650-5.*
3. *Shinkarenko O. M. Postroenie diagramm prochnosti krivoshipnoj mashiny / O. M. Shinkarenko, E. S. Korchak // KShP. OMD. – Moskva, 2013. – № 7. – S. 33–35.*
4. *Korchak E. S. Razrabotka metodik postroenija kinematicheskikh shem privoda i proektirovanija krivoshipno-polzunnyh mehanizmov krivoshipnyh mashin / E. S. Korchak, E. S. Astahova // Obrabotka materia-lov davleniem : sbornik nauchnyh trudov. – Kramatorsk : DGMA, 2014. – № 2 (39). – S. 220–224.*
5. *Proektuvannja ta rozrahunok krivoshipnih presiv. Kursove proektuvannja : navchal'nij posibnik / O. V. Javtushenko, A. V. Glebenko, T. O. Vasil'chenko. – Zaporizhzhja : ZNTU, 2012. – 448 s.*
6. *Shinkarenko O. M. Raschet sistemy vkljuchenija krivoshipnoj mashiny / O. M. Shinkarenko, E. S. Korchak // KShP. OMD. – Moskva, 2013. – №9. – S. 24–28.*

Астахова Е. С. – студент ДГМА

Корчак Е. С. – докторант, канд. техн. наук, доц. ДГМА

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

E-mail: helen_korchak@ukr.net

Статья поступила в редакцию 16.03.2015 г.