

طراحی و آنالیز نیرویی یک هاضم با همزن توربینی منحنی به روش ریاضی و المان محدود با نرم‌افزار آباکوس

محمود محمودی اشکفتکی^{۱*}، رحیم ابراهیمی^۲، عبدالله قاسمی پیربلوطی^۳، علیرضا خاکسار^۴ و مصطفی رهنما فلاورجانی^۵

چکیده

در این پژوهش با استفاده از روابط ریاضی و نرم‌افزار آباکوس به طراحی و تحلیل یک هاضم همزن‌دار از نوع توربینی با تیغه‌های کاملاً منحنی براساس میزان گاز تولیدی برای یک روستای ۲۵۰ خانواری با جمعیت تقریبی ۱۰۰۰ نفر پرداخته شد. قطر همزن، قطر مخزن تخمیر و طول شفت به‌ترتیب ۱/۳۸، ۳، ۲/۳۸۵ متر، چگالی فولاد استفاده شده در ساخت همزن 8000 kg/m^3 ، چگالی مایع 1000 kg/m^3 و سرعت دورانی آن 25 rev/s انتخاب شدند. توان موتور محاسبه شده برای چرخاندن همزن با درنظر گرفتن ضریب اطمینان ۱/۵ برابر ۰/۳۹ کیلووات و گشتاور موتور 250 Nm به دست آمد. پره‌های همزن از دو بخش تیغه مستطیل شکل و بازوی T شکل درنظر گرفته شد و ابعاد محاسبه شده برای آن‌ها براساس نیروی معادل وارد بر تیغه (۷۸ نیوتن) و ممان وارده (46 Nm) به‌ترتیب به‌صورت $4 \times 276 \times 320$ و $90 \times 18 \times (20 + 320)$ میلی‌متر به دست آمد. لنگر خمشی معادل روی شفت به وسیله قاعده ون مایرز $1414/3 \text{ Nm}$ به دست آمد و قطر شفت محرک همزن ۶۰ میلی‌متر محاسبه شد. طرح سه بعدی از همزن آب نرم‌افزار کتیا ترسیم و در آباکوس تحلیل نیرویی شد. نتایج نرم‌افزار نشان داد که با وجود اینکه تنش در بازو نسبت به سایر بخش‌های همزن بیشتر است اما از مقدار تنش بحرانی انتخاب شده برای قطعات همزن کمتر است و با چنین ابعاد و سیالی همزن به هیچ‌وجه دچار مشکل نخواهد شد.

واژه‌های کلیدی: ابعاد همزن، تحلیل استاتیکی، طراحی، نرم‌افزار آباکوس، نیرو، هاضم همزن‌دار.

ارجاع: محمودی اشکفتکی م. ابراهیمی ر. قاسمی پیربلوطی ع. خاکسار ع. ر. و رهنما فلاورجانی م. ۱۳۹۳. طراحی و آنالیز نیرویی یک هاضم با همزن توربینی منحنی به روش ریاضی و المان محدود با نرم‌افزار آباکوس. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی. ۵: ۴۱-۵۰.

۱- دانشجوی دکتری رشته مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد.
۲- دانشیار گروه مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهرکرد.
۳- دانشیار گروه گیاهان دارویی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه آزاد اسلامی شهرکرد.
۴- دانشجوی کارشناسی رشته مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهرکرد.
۵- دانشجوی کارشناسی رشته مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهرکرد.

* نویسنده مسئول: m.mahmoodi5@gmail.com

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۶/۱۶

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۵/۰۱

مقدمه

در طول سال‌ها، پژوهش‌گران در مورد بهینه کردن فرآیندهای اختلاط در مخازن همزن‌دار با توجه به توان مصرفی، کیفیت اختلاط، زمان اختلاط و هزینه اولیه و جاری، تلاش‌های زیادی انجام داده‌اند. برای یک فرآیند اختلاطی، مخازن با اشکال هندسی مختلف و پروانه‌های متفاوت به کار گرفته شده است. با توجه به پیچیدگی فرآیند اختلاط، هنوز هم پژوهش در این موضوع مهم بوده و تأکید زیادی روی بررسی‌های تجربی می‌شود. تغییر طرح یک مخزن همزن‌دار موجود برای بالا بردن کارایی، همانند طراحی یک سیستم اختلاطی جدید، نیاز به دقت و بررسی زیاد دارد. این نیاز سبب شده است تا پژوهش‌گران بررسی‌های تجربی زیادی با روش‌های مختلف در این مورد انجام دهند. برای مثال می‌توان به زمان اختلاط اندازه‌گیری شده توسط هلمز و همکارانش (۱۹۶۴)، آشکارسازی جریان توسط ونت ریت و اسمیت (۱۹۷۵) و توان اندازه‌گیری شده توسط بوجالسکی و همکارانش (۱۹۸۳) اشاره کرد (الدشو، ۱۹۸۳). از نکات مهمی که در فرآیند اختلاط باید در نظر گرفته شود، انتخاب پروانه مناسب برای حصول توان مصرفی کمتر و زمان اختلاط کوتاه‌تر و همچنین از بین بردن یا کاهش اثر گرداب‌های ایجاد شده در اختلاط است. به طور معمول پروانه‌ها در یک طرح هندسی مشابه و طیف یکسان استفاده می‌شوند تا از مقایسه بین پژوهش‌های مختلف، نتایج مطلوبی به دست آید.

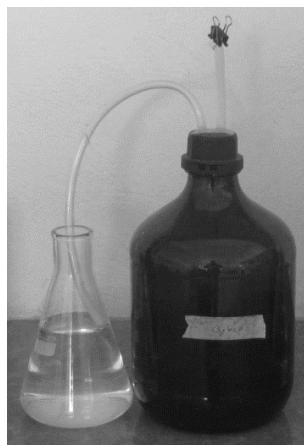
الگوی جریان در یک مخزن همزن‌دار، به نوع پروانه به کار رفته، مشخصات فیزیکی سیال مصرفی، مشخصات هندسی مخزن، پروانه و تیغه‌ها بستگی دارد. توربین‌ها، پروانه‌های چند پره‌ای با تیغه‌های کوچک هستند که در سرعت‌های بالا استفاده می‌شوند و با آن‌ها جریان‌های شعاعی در سیال ایجاد می‌شود. با افزایش سرعت همزن برای ایجاد تلاطم، توان لازم برای به حرکت درآوردن آن افزایش یافته و در اطراف محور همزن گرداب تشکیل می‌شود. وجود گرداب سبب بروز مشکلاتی در تغییر مقیاس آزمایشگاهی و نیمه‌صنعتی به مقیاس صنعتی می‌شود، پس تلاش در پیشگیری از ایجاد آن می‌شود. با به کارگیری تیغه‌های بافل درون مخزن می‌توان از بروز این پدیده جلوگیری کرد (پیترانسکی، ۲۰۱۲).

در زمینه طراحی همزن و انتخاب بهترین ابعاد برای همزن براساس سیال مورد استفاده پژوهش‌های زیادی انجام شده است اما نمی‌توان پژوهش یا کتابی را پیدا کرد که به طور کامل همه مشکلات را برطرف کند بلکه بیشتر روابط و معادلات به دست آمده تجربی بوده و مختص همزن خاص و در شرایط خاص است. اما اساس انتخاب و طراحی اکثر همزن‌ها مشابه است (هلند و براگ، ۱۹۹۵؛ لودویگ، ۲۰۰۱؛ براون میکسر، ۲۰۰۳؛ زادغفاری و همکاران، ۲۰۰۸ و پیترانسکی، ۲۰۱۲). در سال‌های اخیر با پیشرفت علوم مختلف طراحی و ساخت همزن‌ها نیز پیشرفت زیادی کرده است از انتخاب جنس خاص برای همزن‌ها که خودشان به‌صورت کاتالیزور هم عمل می‌کنند (لیون و همکاران، ۲۰۱۲) گرفته تا انتخاب کامپوزیت‌ها در ساختمان همزن‌ها (دولاتا-گروسز، ۲۰۰۹) که سبب تقویت بیش از حد پره‌های همزن و کاهش لرزش و مخلوط کردن مناسب مواد می‌شود. در ضمن استفاده از امواج مغناطیسی و الکترومغناطیسی نیز در هم‌زدن مواد بسیار بالا رفته است. مانند طراحی میکرومیکسرهای (سوزوکی و هو، ۲۰۰۲ و سوه و کانگ، ۲۰۱۰) که با استفاده از امواج الکترومغناطیس سیال را مخلوط می‌کند. البته استفاده از این امواج در مخلوط کردن مواد کارایی روش‌های مکانیکی متداول را ندارد زیرا این امواج بیشتر سبب لرزش ذرات می‌شود و عملیات‌های برش و انتقالی که در روش‌های مکانیکی وجود دارد در این نوع برهم‌زدن‌ها اتفاق نمی‌افتد. روش‌های دیگری مانند هیدرولیکی و پنوماتیکی نیز برای هم‌زدن مواد وجود دارد که در موارد خاص استفاده می‌شوند (هلند و براگ، ۱۹۹۵؛ لودویگ، ۲۰۰۱ و پیترانسکی، ۲۰۱۲). در همزن هیدرولیکی با استفاده از پمپ از سیال موجود در مخزن مکش مکش انجام می‌شود و در قسمت‌های مختلف مخزن با فشار تزریق می‌شود.

یکی از پرکاربردترین مصارف استفاده از همزن‌ها در تصفیه فاضلاب و مخلوط کردن مواد در هاضم‌های تولید بیوگاز است که کاربردها و جنبه‌های استفاده متنوعی در این زمینه دارد و موارد استفاده از آن‌ها نیز روز بروز در حال افزایش است (دیوبلین و استین هاوزر، ۲۰۰۸؛ برهمر و کرومه، ۲۰۱۲؛ لمر و همکاران، ۲۰۱۳ و کاماراد و همکاران، ۲۰۱۳). نتایج دیگر پژوهش‌گران نشان داده است با هم‌زدن مواد در حد ملایم می‌توان میزان بیوگاز

شده و با حفظ شرایط آزمایشی برای هاضم اصلی ابعاد کلی هاضم به دست آمد.

در آزمایشگاه، فاضلاب تهیه شده با استفاده از ظرف بی‌هوازی سازی اولیه به وسیله گاز نیتروژن $99/5\%$ به روش ارائه شده در پژوهش‌های فنتوزی و بوراتی (۲۰۱۱) بی‌هوازی‌سازی شد (شکل ۱). سه نمونه از پیش ماده بی‌هوازی شده داخل بطری‌های کوچک (بطری‌ها با حجم ۲۵۰ میلی‌لیتر) ریخته شد. روی درب بطری‌ها قبل از ریختن مواد سوراخ‌هایی تعبیه شد تا برداشت گاز از بطری‌ها از طریق این سوراخ‌ها انجام گیرد. از داخل و بیرون درب آن‌ها روی این روزنه‌ها چسب آکواریوم زده شد تا روزنه‌ها را ببندد در ضمن منعطف باشد تا سوزن سرنگ بتواند وارد بطری‌ها شود. نمونه‌ها در پایان در یک بن‌ماری در دمای ۳۷ درجه سانتی‌گراد به مدت ۴۰ روز نگهداری شدند (مارتین، ۲۰۰۸) و هر ۵ روز یکبار میزان متان تولیدی از هر کدام از بطری‌ها اندازه‌گیری شد. میزان متان تولید شده با دستگاه گازسنج چندکاره برند GMI مدل GT43^۱ اندازه‌گیری شد. برای اندازه‌گیری در هر بار تست ۴ میلی‌لیتر گاز در دستگاه تزریق شد.



شکل ۱- ظرف ساخته شده جهت بی‌هوازی‌سازی مواد

میانگین تولید گاز متان در بطری‌ها در طی ۴۰ روز اندازه‌گیری شد. همان‌طور که از شکل ۲ هم مشخص است بیشترین میزان تولید گاز متان در روزهای ۳۰-۳۵ تولید شد و بعد از آن روند تولید کاهش یافت. البته از نمودار مشخص است که در پایان اندازه‌گیری‌ها، همچنان مواد تولید گاز متان می‌کند اما تولید آن چشم‌گیر نیست. به طور میانگین میزان تولید گاز متان در ۴۰ روز ppm

تولید شده را بسیار بالا برده و راندمان تولید را افزایش داد (دیوبلین و استین هاسر، ۲۰۰۸ و کاماراد و همکاران، ۲۰۱۳). البته ویسکوزیته مواد، دمای واکنش‌ها و غیره بر سرعت انتخابی و توان مصرفی برای همزدن مواد مؤثر هستند (برهمر و کرومه، ۲۰۱۲ و لمر و همکاران، ۲۰۱۳). نوع تیغه‌های همزن، شکل، زاویه انحنا و سرعت دورانی همزن روی میزان اختلاط مواد، نوع اختلاط و در نتیجه تولید بیوگاز مؤثر خواهد بود. بر این اساس اهداف این پژوهش عبارتند از به دست آوردن ابعاد مناسب برای مخزن هاضم و همزن براساس میزان بیوگاز/ متان مورد نظر برای تولید؛ محاسبه توان مصرفی و گشتاور توسط همزن؛ محاسبه نیروهای وارد بر تیغه‌ها و پروانه و به دست آوردن تنش‌های برشی، پیچشی و کششی وارد بر تیغه‌ها؛ آنالیز نیرویی و تنش‌های تیغه‌ها به روش المان محدود با نرم‌افزار آباکوس.

مواد و روش‌ها

تعیین ابعاد هاضم

برای انتخاب ابعاد برای همزن نیاز به داشتن اطلاعات کل مخزن هاضم است. در ضمن ابعاد کلی هاضم وابسته به محدودیت مکانی، نوع پیش ماده (سوبسترا) و میزان بیوگاز مورد نیاز است. بدین منظور ابتدا پیش ماده مورد نظر از نوع فاضلاب شهری انتخاب شد. سپس در آزمایشگاه در مقیاس کوچک میزان متان تولیدی از این پیش ماده بررسی خواهد شد و از نتایج آن برای تعیین ابعاد مخزن بزرگ برای تولید گاز برای یک روستای ۲۵۰ خانواری با جمعیت تقریبی ۱۰۰۰ نفر استفاده می‌شود. بدین منظور فاضلاب شهری از سازمان آب و فاضلاب شهرکرد و از مواد بعد از عملیات آسیاب و آب شویی اولیه تهیه شد. چگالی فاضلاب استفاده شده برابر $1/024 \text{ g/ml}$ بود، همان‌طور که مشخص است چگالی آن بسیار نزدیک به ۱ (چگالی آب) است و این نشان می‌دهد که ماده استفاده شده دارای مقدار زیادی آب است (فنتوزی و بوراتی، ۲۰۰۹ و چاندرا و همکاران، ۲۰۱۲). به همین دلیل برای طراحی و محاسبات مربوط به انتخاب همزن از چگالی آب که در این زمینه استاندارد محسوب می‌شود در محاسبات استفاده شد. در ادامه برای انتخاب ابعاد کلی هاضم میزان بیوگاز تولیدی در سطح آزمایشگاهی بررسی

1- Multi-function gas detector brand GMI Ltd model GT43

محاسبه توان مورد نیاز همزن

حال به بررسی توان مورد نیاز برای همزدن مواد پرداخته می‌شود.

$$\begin{aligned} P &= \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \\ Q &= N_q \cdot N \cdot D_a^3 \\ H &= \frac{N_p \cdot N^2 \cdot D_a^2}{N_q \cdot g} \end{aligned} \quad (1)$$

در روابط بالا ρ و g به ترتیب چگالی سیال و شتاب گرانش است، Q نرخ تخلیه نام دارد و حجمی از سیال است که در واحد زمان از سطح تخلیه همزن عبور می‌کند، N_q ثابت تخلیه نام دارد و بین $0.7 - 4$ انتخاب می‌شود (براون میکسر، ۲۰۰۳ و پیترا نسکی، ۲۰۱۲) و بستگی به پارامترهایی مانند تعداد پره‌ها، ارتفاع تیغه به قطر پره، قطر پره به قطر تانک و ... دارد، N سرعت چرخش همزن، D_a قطر پره و H هد همزن است. N_p عدد توان است و براساس نوع همزن و موتوری که برای همزدن مواد استفاده می‌شود در منابع اندازه‌گیری می‌شود. به عنوان نمونه طبق محاسبات انجام شده در پژوهش‌های پیترا نسکی (۲۰۱۲) برای همزن توربینی با تیغه‌های به طور کامل منحنی $N_p = 3.3$ شده است. با جایگذاری روابط مربوط به نرخ تخلیه و هد همزن در رابطه توان، توان همزن به صورت رابطه ۲ می‌شود.

$$\begin{aligned} P &= N_p \cdot \rho \cdot N^3 \cdot D_a^5 \\ P &= 3.3 \times 1000 \times (0.25)^3 \times (1.38)^5 \\ &= 260w = 0.26kw \end{aligned} \quad (2)$$

توان تولید شده با موتور (P') باید تأمین کننده توان مورد نیاز همزن (P) به علاوه افت‌های حاصل از گیربکس، یاتاقان‌ها و عایق‌ها باشد. برای جبران این افت‌ها مقدار توان مورد نیاز همزن $1/5$ برابر شد (پیترا نسکی، ۲۰۱۲).

$$P' = 1.5P = 1.5 \times 260 = 390w = 0.39kw$$

گشتاور موتور نیز از توان محاسبه شده به صورت رابطه ۳ محاسبه شد.

$$\begin{aligned} P' &= \omega \cdot T \\ \omega &= 2\pi N \\ T &= \frac{P'}{\omega} \rightarrow T = \frac{390}{2\pi(0.25)} \\ &= 250Nm \end{aligned} \quad (3)$$

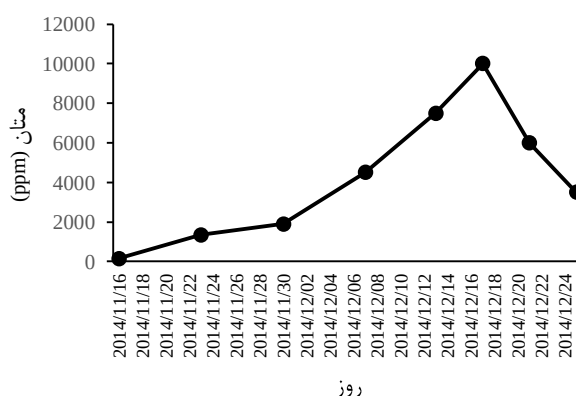
تعیین شکل پره‌ها

در این پژوهش همزن از نوع توربینی با تیغه‌های به طور کامل منحنی انتخاب شد. شماتیک کلی پره به این صورت است که بازوی پره به صورت یک ربع دایره است که نصف آن تیغه و نصف دیگر یک پروفیل T (بازو) شکل است و شعاع این ربع دایره $\frac{D_a}{2}$ است (شکل ۳).

۴۳۶۳/۲۵ به ازای هر ۵ روز واکنش (۰/۴۳۶ درصد حجمی) به دست آمد. برای تبدیل واحد تولید متان به واحد معمول در اندازه‌گیری به صورت زیر عمل شد:

$$Vol = \frac{0.436}{4 \times 10^{-3}} = 109 \frac{l}{5day} = 0.9 \frac{l}{hr} = 0.0009 \frac{m^3}{hr}$$

براساس پژوهش‌های دیگر پژوهش‌گران میزان بیوگاز مصرفی برای یک خانه با یک بخاری، آب‌گرمکن، اجاق گاز و مشعل روشنایی در ایران $\frac{m^3}{hr}$ ۱/۵ است (ثابت قدم، ۲۰۰۵) که حدود ۱۶۶۶/۶۷ برابر بیشتر از گاز تولیدی از یک هاضم آزمایشگاه ۲۵۰ میلی‌لیتری است. به عبارت دیگر حجم لازم برای یک هاضم جهت استفاده در یک خانه ۴۱۶/۶۷ لیتر است. بنابراین برای یک روستای ۱۰۰۰ نفری که حدود ۲۵۰ تا ۳۰۰ خانوار دارد یک مخزن ۱۴۱۳۰۰ لیتری قابل استفاده است. ابعاد مورد نیاز برای هاضم و همزن براساس روابط موجود در براون میکسر (۲۰۰۳) و پیترا نسکی (۲۰۱۲) براساس حجم اصلی هاضم و میزان گاز مورد نیاز در جدول ۱ ارائه شده است. سرعت انتخاب شده برای همزدن مواد براساس سرعت بهینه در تولید بیشینه بیوگاز از این منابع است.



شکل ۲- روند تولید میانگین گاز متان در طی ۴۰ روز از انجام واکنش‌های بی‌هوازی

جدول ۱- مشخصات لازم برای طراحی همزن مکانیکی

مشخصات	مقادیر
قطر همزن (D_a)	۱/۳۸(m)
قطر مخزن تخمیر (T)	۳(m)
طول شفت (L_{sh})	۲/۳۸۵(m)
چگالی فولاد (ρ_s)	۸۰۰۰(kg/m ³)
چگالی مایع (ρ)	۱۰۰۰(kg/m ³)
سرعت دورانی (N)	۰/۲۵(rev/s)

$$F = 2.30 \times 1000 \times 0.276 \times 1.6^2 \times \frac{(0.69^3 - 0.345^3)}{6} = 78N$$

مقدار ممان نیروی وارده بر تیغه از طرف مایع نسبت به مرکز دوران براساس رابطه ۱۲ محاسبه شد.

$$M = \int_{r_1}^{r_2} y \cdot dF = \int_{r_1}^{r_2} \frac{C_D \cdot \rho \cdot b \cdot \omega^2}{2} \cdot y^3 \cdot dy = \frac{C_D \cdot \rho \cdot b \cdot \omega^2}{2} \cdot \frac{y^4}{4} \Big|_{r_1}^{r_2} \quad (12)$$

$$M = 2.30 \times 1000 \times 0.276 \times 1.6^2 \times \frac{(0.69^4 - 0.05^4)}{8} = 46Nm$$

با توجه به شکل همزن، ممان محاسبه شده هم بر تیغه و هم بر روی بازوی همزن وارد می‌شود. حال برای انتخاب نوع پروفیل بازو و تیغه باید انحنای آن‌ها تعیین شود بدین منظور رابطه‌ای بین انحنا و ضخامت تیغه بررسی شد.

$$\frac{M \cdot ((r+h) - R)}{A \cdot e \cdot (r+h)} = \frac{\sigma_y}{n}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} r = 0.64m \\ R = \frac{h}{\ln \frac{r+h}{r}} \\ e = (r + \frac{h}{2}) - R \\ A = b \cdot h = 0.276h \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{ضخامت} \\ \text{تیغه} \end{array} \quad (13)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R = \frac{\sum A_i}{\sum \int \frac{1}{v} dA} = \frac{\sum b_i h_i}{\sum b_i \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} \\ e = \bar{r} - R \\ \bar{r} = \frac{\sum A_i \cdot \bar{r}_i}{\sum A_i} \\ A_i = b \cdot h \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{ضخامت} \\ \text{بازوی T} \\ \text{شکل} \end{array} \quad (14)$$

که h ضخامت تیغه است. با جایگذاری مقادیر مختلف h در رابطه ۱۳ مشخص شد که شعاع انحنا بسیار بزرگ‌تر از ضخامت بازو است. بنابراین پروفیل آن یک تیر یک سر درگیر مستقیم فرض شد. حال با ضریب اطمینان $n=3$ ضخامت تیغه و بازو تعیین شد.

$$\frac{M \cdot c}{I} = \frac{\sigma_y}{n}$$

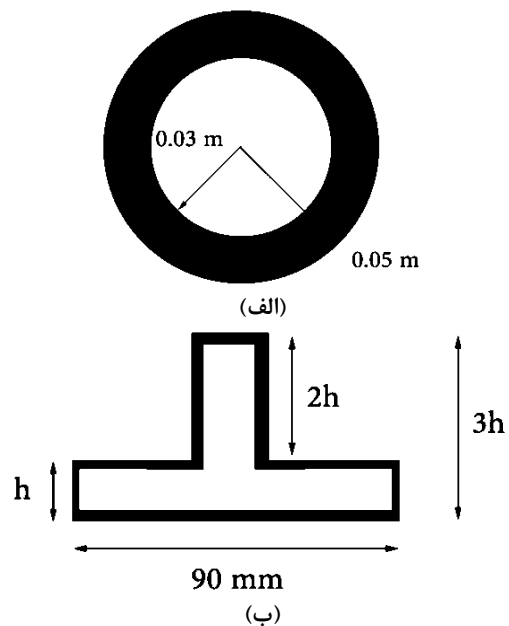
$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_y = 235 \times \frac{10^6 N}{m^2} \\ I = \frac{bh^3}{12} = \frac{0.276 \times h^3}{12} \end{array} \right. \quad \text{ضخامت تیغه} \quad (15)$$

$$\frac{46 \times \frac{h}{2}}{\frac{0.276 \times h^3}{12}} = \frac{235 \times 10^6}{3} \rightarrow h = 4 \times 10^{-3} m$$

با توجه به شکل پروفیل ابتدا باید تار خنثی ($\bar{Y}$) محاسبه شود سپس c_{max} و I تعیین شود.

$$\frac{M \cdot c_{max}}{I} = \frac{\sigma_y}{n}$$

$$\bar{Y} \sum A = \sum \bar{y} A \Rightarrow \bar{Y} \quad \begin{array}{l} \text{ضخامت} \\ \text{بازوی T} \\ \text{شکل} \end{array} \quad (16)$$



شکل ۳- مقطع انتخاب شده برای همزن توربینی با تیغه به طور کامل منحنی، (الف) شکل تیغه همزن، (ب) مقطع بال (بازو) همزن

برای انتخاب اندازه تیغه‌ها، بازوها و ضخامت آن‌ها از روابط زیر استفاده شد.

$$r = \frac{D_a}{2} - 0.05 = 0.64m \quad (4)$$

$$\omega = 2\pi(0.25) = 1.6 \text{ rad/s} \quad \text{سرعت زاویه‌ای همزن} \quad (5)$$

$$F = \int_{r_1}^{r_2} P \cdot dA \quad \text{مقدار نیروی وارد بر پره از طرف مایع} \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P = \frac{1}{2} C_D \rho V^2 \\ dA = b \cdot dy \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} r_2 = 0.69m \\ r_1 = 0.345m \\ D = r_2 - r_1 \end{array} \right. \quad (7)$$

در رابطه بالا C_D ضریب درگ است که براساس شکل تیغه و عدد رینولدز (Re) تعیین می‌شود.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{1000 \times (0.69 \times 1.6) \times 0.345}{1.30 \times 10^{-3}} \cong 3 \times 10^5$$

$$V = y \cdot \omega \quad \text{سرعت خطی هر تیغه پره است} \quad (9)$$

C_D براساس Re و شکل تیغه برابر $2/30$ به دست آمد (ثابت قدم، ۲۰۰۵ و روبرت و همکاران، ۲۰۱۱).

$$b = W = \frac{1}{5} D_a = 276mm \quad (10)$$

$$F = \int_{r_1}^{r_2} P \cdot dA = \int_{r_1}^{r_2} \frac{C_D \cdot \rho \cdot b \cdot \omega^2}{2} \cdot y^2 \cdot dy = \frac{C_D \cdot \rho \cdot b \cdot \omega^2}{2} \int_{r_1}^{r_2} y^2 \cdot dy = \frac{C_D \cdot \rho \cdot b \cdot \omega^2}{2} \cdot \frac{y^3}{3} \Big|_{r_1}^{r_2} \quad (11)$$

کل پره است. بنابراین نیروی به دست آمده، بیشترین نیرویی است که ایجاد می‌شود.

$$F_s = \frac{T'}{L}, L = \frac{3}{4} \left(\frac{D_a}{2} \right) = \frac{3D_a}{8} \quad (20)$$

$$F_s = \frac{8T'}{3D_a} \rightarrow F_{\max} = \frac{8 \times 625}{3 \times 1.38} = 556 \text{ N}$$

حال لنگر خمشی M_b که نتیجه نیروی وارده F_s و طول شفت است در انتهای شفت که متصل به موتور خواهد بود، وارد می‌شود (براساس شکل ۵).

$$M_b = F_{\max} \cdot L_{sh} = 556 \times 2.35 = 1306.6 \text{ Nm} \quad (21)$$

لنگر خمشی معادل، با توجه به نظریه بیشینه انرژی تغییر شکل برشی الاستیک (معیار ون مایز) با استفاده از رابطه ۲۲ محاسبه شد.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4} T'^2} \quad (22)$$

$$= \sqrt{(1306.6)^2 + \frac{3}{4} (625)^2} = 1414.3 \text{ Nm}$$

حال با استفاده از رابطه ۲۳ به روش سعی و خطا قطر شفت (D_{sh}) به دست می‌آید.

$$\sigma_t = \frac{32\sigma_{eq}}{\pi D_{sh}^3} + \frac{4m_p \cdot g}{\pi D_{sh}^2} + L_{sh} \cdot \rho_s \cdot g \quad (23)$$

در رابطه ۲۳، m_p جرم همزن است که براساس اندازه همزن و چگالی فولاد استفاده شده در ساخت آن براساس رابطه ۲۴ به دست می‌آید.

$$m_p = 6v \cdot \rho_s \quad (24)$$

$$v = (0.345 \times 0.276 \times 0.004) + (0.00066 \times 0.34) = 6.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\rho_s = 8000 \text{ kg/m}^3$$

$$m_p = 6(6.1 \times 10^{-4}) \times 8000 = 30 \text{ kg}$$

در این رابطه ρ_s چگالی فولاد به کار رفته در ساختمان همزن و پره‌های آن است. اگر از فولاد ST37 در ساخت آن استفاده شود، داریم:

$$if \text{ فولاد ST37} \rightarrow S_y = 2400 \text{ kg/cm}^2 \quad (25)$$

$$= 235 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

با فرض ضریب اطمینان ۳ شرط طراحی این است که:

$$\sigma_t \leq \frac{S_y}{n} \rightarrow \sigma_t \leq 87.33 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (26)$$

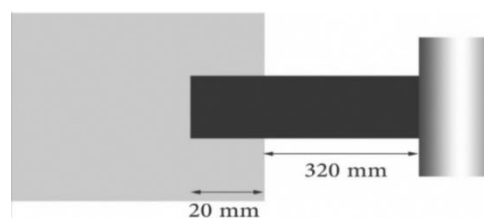
در حقیقت تنش بحرانی برای طراحی ۸۷/۳۳ مگا پاسکال است. در ادامه جهت تعیین قطر شفت چند حدس اولیه در نظر می‌گیریم و کمترین قطری که بعد از آن شفت دچار شکست می‌شود را به عنوان قطر نهایی برای انتخاب در نظر می‌گیریم. حدس اولیه برای قطر شفت ۸۰ mm، حدس بعدی ۶۰ mm و حدس نهایی ۵۰ mm انتخاب شد (روابط ۲۷ تا ۲۹).

$$I = \sum \bar{I} + Ad^2 \quad (17)$$

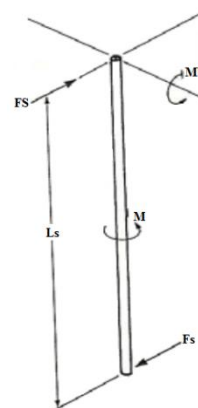
$$\overline{\overline{I}} = \frac{1}{12}bh^3 \text{ برای مستطیل} \rightarrow I = 51h^3 \text{ mm}^4$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_y = 235 \text{ N/mm}^2 \\ n = 3 \end{array} \right. \rightarrow \frac{46 \times 10^3 \times 2.22h}{51h^3} = \frac{235}{3} \Rightarrow h = 6 \text{ mm} \quad (18)$$

ضخامت کل مطابق شکل ۳- ب برابر ۱۸ میلی‌متر به دست آمد. بنابراین ابعاد تیغه و بازو براساس شکل ۴ به ترتیب به صورت $4 \times 276 \times 320$ و $90 \times 18 \times (20 + 320)$ میلی‌متر محاسبه شد.



شکل ۴- نمای روبرو یکی از پره‌های همزن شامل تیغه و بازو



شکل ۵- نیروها و گشتاورهای وارده بر شفت همزن در هنگام مخلوط کردن مواد

طراحی شفت

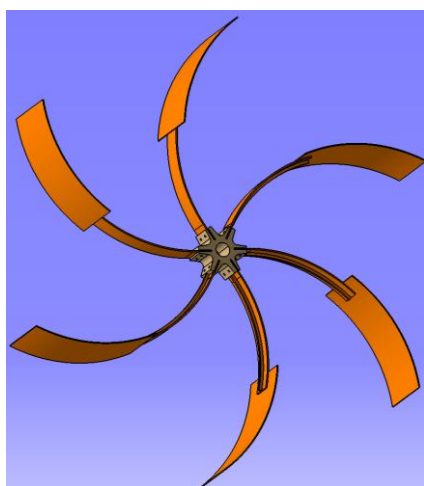
به طور کلی نظریه‌ای که برای طراحی شفت در این پژوهش استفاده شده است بر مبنای گیرکردن همزن و از حرکت ایستادن موتور استوار است. بر این اساس گشتاور تحت فشار از رابطه ۱۹ محاسبه می‌شود و با در نظر گرفتن اینکه همزن ممکن است در لجن حرکت کند شرایط سخت در نظر گرفته شده و $F_{pt} = 2.5$ در نظر گرفته شد.

$$M_{pt} = T' = F_{pt} \cdot T = 2.5 \times 250 = 625 \text{ Nm} \quad (19)$$

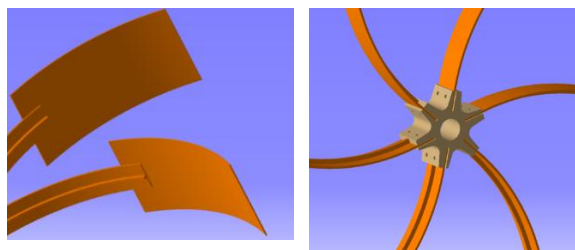
با توجه به نوع تیغه می‌تواند این گونه فرض شود که نیروی باز دارنده F در فاصله سه چهارم $(1\frac{1}{2} = \frac{3}{4})$ از طول

جدول ۲- پارامترهای مربوط به هاضم و همزن به دست آمده از طراحی و محاسبات

پارامترهای طراحی	مشخصه مورد نظر
3 m	قطر مخزن تخمیر (T)
0.25 rev/s	سرعت دورانی (N)
1.6 rad/s	سرعت زاویهای همزن (ω)
30 kg	جرم همزن (m_p)
0.26 kw	توان مورد نیاز همزن (P)
0.39 kw	توان موتور (P')
250 Nm	گشتاور موتور ($M' r$)
1380 mm	قطر همزن (D)
320×276×4 mm	ابعاد هر پره
90 deg	زاویه پره (α)
6	تعداد پره (nb)
1306.6 Nm	لنگر خمشی معادل (Mbe)
$19 \times 10^6 \text{ N/m}^2$	تنش برشی ناشی از شتاب گرفتن موتور (τ_{pk})
60 mm	قطر شفت (Lsh)
78 N	نیروی وارد به پره از طرف مایع (F)



(الف)



(ج)

(ب)

شکل ۶- (الف) شمای سه بعدی طراحی شده از همزن مورد نظر، (ب) طوقه خورشیدی وسط همزن که پره‌های همزن به آن متصل می‌شوند، (ج) تیغه همزن و نحوه اتصال آن‌ها به بازوی T شکل در هر پره

$$\text{Assume: } D_{sh} = 80 \text{ mm} = 0.08 \text{ m}$$

$$\sigma_t = \frac{32 \times 1414.3}{\pi(0.08)^3} + \frac{4 \times 30 \times 9.81}{\pi(0.08)^2} + 2.35$$

$$\times 8000 \times 9.81$$

$$= 28 \times 10^6$$

$$< 87.33 \times 10^6 \quad (27)$$

$$\text{Assume: } D_{sh} = 60 \text{ mm} = 0.06 \text{ m}$$

$$\sigma_t = \frac{32 \times 1414.3}{\pi(0.06)^3} + \frac{4 \times 96 \times 9.81}{\pi(0.06)^2} + 2.35$$

$$\times 8000 \times 9.81$$

$$= 66.4 \times 10^6$$

$$< 87.33 \times 10^6 \quad (28)$$

$$\text{Assume: } D_{sh} = 50 \text{ mm} = 0.05 \text{ m}$$

$$\sigma_t = \frac{32 \times 1414.3}{\pi(0.05)^3} + \frac{4 \times 96 \times 9.81}{\pi(0.05)^2} + 2.35$$

$$\times 8000 \times 9.81$$

$$= 115 \times 10^6$$

$$> 87.33 \times 10^6 \quad (29)$$

به ازای $n=3$ و $D_{sh} = 50 \text{ mm}$ دیده می‌شود که تنش از مقدار تنش بحرانی انتخاب شده برای شفت بیشتر می‌شود که به این معناست که شفت خواهد شکست پس بهترین قطری که شفت به ازای آن نمی‌شکند $D_{sh} = 60 \text{ mm}$ است. البته به ازای این قطر باید تنش برشی نیز از تنش برشی بحرانی کمتر باشد، بنابراین داریم:

$$S_y = 0.577 S_{sy}, \quad n=3 \quad (30)$$

$$\tau_t \leq \frac{S_{sy}}{n} \quad \tau_t \leq \frac{136 \times 10^6}{3}$$

$$= 45.33 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (31)$$

$$\tau_t = \frac{16 T'}{\pi D_{sh}^3} \quad \tau_t = \frac{16 \times 239}{\pi(0.06)^3} = 5.6 \times 10^6$$

$$< 45.33 \times 10^6 \quad (32)$$

با کمتر بودن تنش برشی از تنش برش بحرانی به ازای $D_{sh} = 60 \text{ mm}$ مشخص می‌شود که قطر در نظر گرفته شده درست و بهینه است. به طور کلی نتایج به دست آمده از طراحی و محاسبات در جدول ۲ ارائه شده است.

براساس موارد مذکور و ابعاد محاسبه شده برای همزن توربینی با تیغه منحنی نمای کلی همزن براساس شکل ۶ به دست آمد. همان‌طور که از شکل مشخص است هر پره همزن شامل تیغه و بازوی T شکل است. هر پره براساس فرضیات با استفاده از جوش یا پیچ به طوقه خورشیدی وسط همزن که روی شفت سوار می‌شود، متصل شده است.

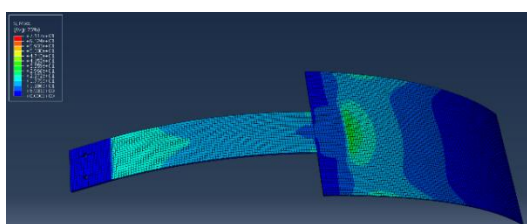
تحلیل استاتیکی همزن با نرم افزار آباکوس

برای تحلیل نیرویی همزن، نیروهایی که همزن را تحت تنش قرار می دهند باید بررسی شوند. این نیروها شامل نیروی اعمالی از طرف سیال به پره های همزن، نیروی پیش بار در اثر بستن پیچ ها و نیروهای غیربالانس ناشی برخورد محتویات جامد سیال (بیومس) به پره ها است که مهم ترین آن ها نیروی وارد از سیال به پره ها است و در این پژوهش فقط این نیرو با نرم افزار آباکوس آنالیز می شود. برای این منظور تحلیل همزن در دو بخش بررسی می شود. ۱- تحلیل پره ها که درون طوقه خورشیدی محکم می شوند و نیرو از طرف سیال به آن ها وارد می شود. ۲- تحلیل نیروهای وارد بر خود طوقه خورشیدی که به دو دسته نیروهای وارد از طرف شفت و ممان های وارد شده از طرف پره ها تقسیم می شود. در تحلیل نیرویی با نرم افزار آباکوس باید فرضیاتی برای ساده سازی محاسبات با نرم افزار انجام گیرد.

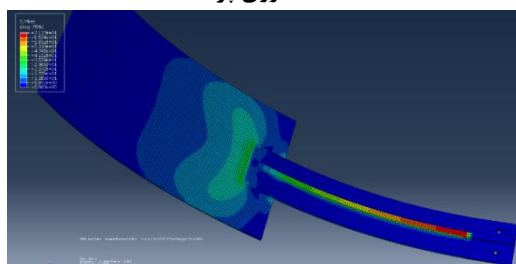
تمامی جابجایی های قسمتی از پره که درون خورشیدی قرار می گیرد برابر صفر هستند. طرح مورد تحلیل ساده سازی می شود تا تحلیل ساده تر و سریع تر انجام شود. اتصال تیغه به بازو (بال) جوش در نظر گرفته می شود که مقاومت آن در حد استحکام خود فلز تیغه باشد. جنس پره فولاد ضدزنگ انتخاب شد و ضریب پواسون برای این فلز برابر با 0.306 و مدول الاستیسیته 190 Mpa است. بنابر محاسبات انجام گرفته نیروی وارد بر سطح هر پره 78 N است که روی سطحی معادل 88320 mm^2 از طرف سیال وارد می شود. نتایج به دست آمده از نرم افزار آباکوس روی تیغه ها و بازو به خوبی ایجاد تنش و کرنش در پره ها را نشان داد (شکل ۷). به طوری که در رویه هر پره همزن تنش ها پایین است (محدوده قرمز رنگ وجود ندارد)، اما در زیر پره ها تنش های بیشتری در بازوی T شکل اتفاق می افتد (محدوده قرمز رنگ وجود دارد). تنش بیشینه ای که در پره ها اتفاق می افتد 71 Mpa است و پایین تر از تنش بحرانی انتخاب شده برای همزن است (تنش بحرانی $87/33 \text{ Mpa}$ به دست آمد). بنابراین نتایج به دست آمده از نرم افزار نیز بخوبی نشان می دهد که طراحی و محاسبات به خوبی انجام گرفته و تنش های اتفاق افتاده در همزن به گونه ای است که پره های همزن در شرایط به طور کامل امن کار خواهند کرد.

در ادامه به بررسی طوقه خورشیدی با استفاده از نرم افزار آباکوس پرداخته می شود. بدین منظور فرضیات عبارت بودند از: تمامی جابجایی های قسمتی از خورشیدی که شفت درون آن قرار می گیرد برابر صفر است. طرح مورد تحلیل ساده سازی می شود تا آنالیزها ساده تر و سریع تر انجام شود. اتصال پره به خورشیدی با پیچ و مهره انجام می شود که البته پیچ ها جداگانه در نظر گرفته نمی شوند. جنس خورشیدی فولاد ضدزنگ است و ضریب پواسون برای این فلز برابر با 0.306 و مدول الاستیسیته 190 Mpa است. بنابر محاسبات انجام شده ممان وارد بر خورشیدی از هر پره برابر با $160 \times 78 \text{ Nm}$ است که روی بالچه های خورشیدی اعمال می شود.

نتایج به دست آمده از نرم افزار در ادامه ایجاد تنش و فیلرشدن خورشیدی را در جهات مختلف به خوبی نشان می دهد (شکل ۸). همان طور که از شکل هم مشخص است در کف شیارهای خورشیدی که محل قرارگیری پره های همزن است بیشترین میزان تنش ایجاد می شود به طوری که در محدوده قرمز قرار دارد اما در محل اتصال پره به طوقه تنش ها بسیار ضعیف است. میزان تنش بیشینه اتفاق افتاده در طوقه طبق نرم افزار برابر 22 Kpa است که خیلی کمتر از تنش بحرانی انتخاب شده برای مقاطع است. بنابراین نتایج به دست آمده از نرم افزار نیز به خوبی نشان می دهد که مجموعه همزن انتخاب شده در شرایط مذکور به خوبی می تواند به صورت امن کار کند و دچار شکست نمی شود.



روی پره

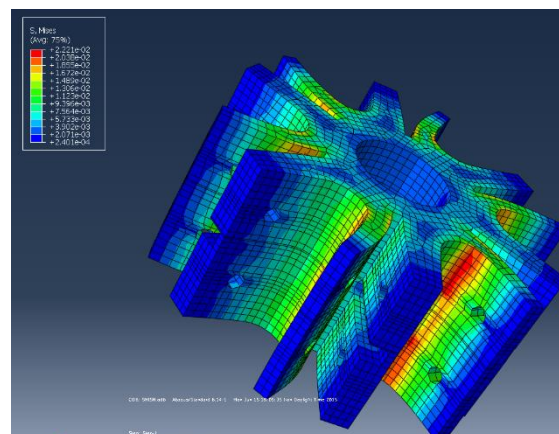


زیر پره

شکل ۷- نتایج به دست آمده از نرم افزار به خوبی ایجاد تنش و کرنش را در پره ها نشان می دهد.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش با استفاده از روابط ریاضی و نرم‌افزار آباکوس به طراحی و تحلیل یک هاضم هم‌زن‌دار برای تولید بیوگاز/ متان مورد نیاز یک روستای ۱۰۰۰ نفری پرداخته شد. با به کارگیری پارامترهای فیزیکی و مکانیکی محاسبه شده از روابط ریاضی در نرم‌افزار کتیا طرح سه بعدی از آن ترسیم شد و این طرح با نرم‌افزار آباکوس تحلیل نیرویی شد. نرم‌افزار به خوبی گستره تنش را نشان داد، به طوری که گستره تنش در روبه پره‌ها خیلی کم بود اما در قسمت زیر پره‌ها به ویژه در قسمت بازو، تنش‌ها بیشتر بود. در ضمن تنش‌های ایجاد شده در کف طوقه در محل اتصال پره‌های هم‌زن به طوقه از سایر بخش‌های آن بیشتر است اما میزان آن به طور کلی بسیار پایین‌تر از تنش بحرانی انتخاب شده برای هم‌زن بود.



شکل ۸- تنش‌های اتفاق افتاده در طوقه خورشیدی در اثر ممان و نیروهای وارده بر آن ناشی از سیال

منابع

1. Brehmer M. and Kraume M. 2012 Mixing performances in biogas plants. 14th European Conference on Mixing, Warszawa. 99-106.
2. Budynas R. G. Nisbett J. K. and Shigley J. E. 2011 Shigley's Mechanical Engineering Design. New York, McGraw-Hill. 740 p.
3. Chandra R. Takeuchi H. Hasegawa T. and Kumar R. 2012 Improving biodegradability and biogas production of wheat straw substrates using sodium hydroxide and hydrothermal pretreatments. Energy. 43(1): 273-282.
4. Deublein D. and Steinhauser A. 2008 Biogas from waste and renewable sources: an introduction. Weinheim, WILEY-VCH Verlag. 1-12.
5. Dolata-Grosz A. Hufenbach W. Eleziona J. Gude M. and Czulk A. 2009 Design, manufacture and technological verification of SIC/C composite stirrer. Archives of Materials Science and Engineering. 39(1): 29-37.
6. Fantozzi F. and Buratti C. 2009 Biogas production from different substrates in an experimental continuously stirred tank reactor anaerobic digester. Bioresource Technology. 100(3): 5783-5789.
7. Fantozzi F. and Buratti C. 2011 Anaerobic digestion of mechanically treated OFMSW: Experimental data on biogas/methane production and residues characterization. Bioresource Technology. 102: 8885-8892.
8. Fox R. W. Pritchard P. J. and McDonald A. T. 2011 Introduction to Fluid Mechanics Hardcover. 8th ed, Hoboken, NJ: John Wiley and Sons, Inc. 768 p.
9. Holland F. A. and Bragg R. 1995 Fluid Flow for Chemical Engineers. Arnold Publishing, London. pp. 358.
10. Kamarad L. Pohn S. Bochmann G. and Harasek M. 2013 Determination of mixing quality in biogas plant digesters using tracer tests and computational fluid dynamics. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis. 140(5): 1269-1278.
11. Lemmer A. Naegele H. J. and Sondermann J. 2013 How efficient are agitators in biogas digesters? Determination of the efficiency of submersible motor mixers and incline agitators by measuring nutrient distribution in full-scale agricultural biogas digesters. Energies. 6(2): 6255-6273.
12. Leon M. A. Geers P. Nijhuis T. A. Van Der Schaaf J. and Schouten J. C. 2012 Effect of foam stirrer design on the catalytic performance of rotating foam stirrer reactors. Chemical Engineering Journal. 49(21): 1-9.
13. Ludwig E. E. 2001 Applied process design for chemical and petrochemical plants. Gulf Professional Publishing. 700 p.
14. Martin J. H. 2008 A new method to evaluate H₂S removal from biogas. A Thesis Submitted to the Graduate Faculty of North Carolina State University in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science, Biological and Agriculture Engineering Raleigh, North Carolina. 87 p.
15. Oldshue J. Y. 1983. Fluid Mixing Technology. Mc. Graw-hill, New York. 574 p.
16. Pietranski J. F. 2012. Mechanical Agitator Power Requirements for Liquid Batches. PDHonline Course K103 (2PDH). 1-24.

17. Principles of Fluid Mixing. BRAWN Mixer, Inc. 2003.
18. Sabetghadam M. 2005 Energy and sustainable development in Iran. Sustainable Energy Watch. 54 p.
19. Suh Y. K. and Kang S. 2010 A review on mixing in microfluidics. Micromachines. 1(1): 82-111.
20. Suzuki H. and Ho C. M. 2002 A magnetic force driven chaotic micro-mixer. The Fifteenth IEEE International Conference on. 24 Jan 2002. 40-43.
21. Zadghaffari R. Moghaddas J. S. Ahmadiouydarab M. and Revstedt J. 2008 CFD simulation of power and mixing time for a rushton turbine in a baffled-tank reactor. 5th International Chemical Engineering Congress and Exhibition (ICHEC), Kish Island, Iran. 1-9.