



## دراسة تحليلية لتوزيع الضغط والسرعة CFD داخل مضخة طرد مركزي باستخدام برنامج ANSYS Fluent

زكريا المنير قنمبيج<sup>1</sup> طارق خليفة فليفل<sup>2</sup> عبدالمنعم صالح عبدالوهاب<sup>3</sup> محمد محمود قشوط<sup>4</sup>

المعهد العالي لتقنيات علوم البحار- صبراتة 1-2-3

باحث بالمركز الليبي لبحوث ودراسات الطاقة الشمسية<sup>4</sup>

1- [z0911930563@gmail.com](mailto:z0911930563@gmail.com)

2- [tflafill85@gmail.com](mailto:tflafill85@gmail.com)

3- [rdsalh335@gmail.com](mailto:rdsalh335@gmail.com)

4- [mohammedgam286@gmail.com](mailto:mohammedgam286@gmail.com)

تاريخ الاستلام: 2025/12/19 - تاريخ المراجعة: 2025/12/26 - تاريخ القبول: 2026/1/4 - تاريخ للنشر: 2026 / 1/15

### الملخص

تتناول هذه الدراسة تحليلاً عددياً لخصائص التدفق الهيدروليكي داخل مضخة طرد مركزي باستخدام تقنيات ديناميكا الموائع الحسابية (CFD) عبر برنامج **ANSYS Fluent**. يهدف البحث إلى استكشاف العلاقة بين توزيع الضغط ومجالات السرعة تحت ظروف تشغيلية متغيرة لضمان تحسين الأداء والتنبؤ بالظواهر الهيدروليكية المعقدة. اعتمدت المنهجية على بناء نموذج هندسي ثلاثي الأبعاد بدقة عالية باستخدام برنامج **SolidWorks**، ثم إجراء عملية تقسيم شبكي (Meshing) مكثفة بلغت 850,038 خلية لضمان دقة الحل واستقرار النتائج.

تمت محاكاة أداء المضخة عند سرعة دوران 10,000 دورة في الدقيقة تحت حالتين من شروط الحدية (Boundary Conditions): الأولى بسرعة دخول (2m/s) وضغط مخرج 25,000 باسكال، والثانية بسرعة (3m/s) وضغط 30,000 باسكال. أظهرت النتائج توافقاً تاماً مع المبادئ الفيزيائية الأساسية، حيث تم رصد تحول الطاقة الحركية إلى طاقة ضغط بوضوح عند انتقال المائع من مركز المروحة إلى الغلاف الحلزوني. كما كشفت الدراسة أن زيادة سرعة الدفق وضغط المخرج أدت إلى رفع الضغط الكلي الأقصى بنسبة ملحوظة، مع بقاء السرعة القصوى محكومة بشكل أساسي بسرعة دوران الريش. تخلص الورقة إلى أن المحاكاة الرقمية توفر أداة موثوقة لتحديد مناطق الإجهاد الهيدروليكي وتجنب حدوث ظاهرة التكهن في المراحل الأولى من التصميم.

### الكلمات المفتاحية:

مضخة طرد مركزي، CFD، ANSYS Fluent، الضغط، السرعة، ميكانيكا الموائع.

### Abstract

This study presents a numerical analysis of hydraulic flow characteristics within a centrifugal pump using Computational Fluid Dynamics (CFD) techniques via **ANSYS Fluent**. The research aims to investigate the correlation between pressure distribution and velocity fields under varying operating conditions to enhance performance and predict complex hydraulic phenomena. The methodology involved developing a high-fidelity 3D geometric model using

**SolidWorks**, followed by an intensive meshing process comprising 850,038 cells to ensure solution accuracy and numerical stability.

Pump performance was simulated at a rotational speed of 10,000 rpm under two boundary conditions: the first with an inlet velocity of 2 m/s and an outlet pressure of 25,000 Pa, and the second with an inlet velocity of 3 m/s and an outlet pressure of 30,000 Pa. The results demonstrate full consistency with fundamental physical principles, clearly capturing the conversion of kinetic energy into pressure as the fluid moves from the impeller eye to the volute casing. Furthermore, the study reveals that increasing flow velocity and discharge pressure significantly raises the maximum total pressure, while the peak velocity remains primarily governed by the rotational speed of the blades. The paper concludes that digital simulation provides a reliable tool for identifying hydraulic stress zones and mitigating cavitation risks during the early stages of design.

**Keywords:** Centrifugal pump, CFD, ANSYS Fluent, Pressure distribution, Velocity field, Fluid mechanics.

## 1. المقدمة

تعتبر المضخات الطاردة المركزية من أهم المعدات الهندسية في مجالات المياه، البترول، الصناعة الكيميائية، وأنظمة التبريد، نظراً لقدرتها على نقل الموائع بكفاءة عالية. إلا أن أداء هذه المضخات يتأثر بعوامل عدة مثل معدل التدفق، سرعة الدوران، وتصميم المروحة والغلاف.

وتقوم المضخات بتحويل الطاقة الميكانيكية من مصدر خارجي إلى طاقة حركية للمائع الذي يسير في الانبوب ويمكن تعريف عملية الضخ بأنها إضافة طاقة إلى المائع كي يتحرك من مكانه إلى مكان آخر حيث أن الطاقة هي القدرة على إنجاز شغل. [1]

قدم الباحث Farah Elida SELAMAT وزملاؤه في هذه الدراسة سبل تعزيز أداء مضخة الطرد المركزي عبر تحسين تصميم الدافعة باستخدام محاكاة ANSYS CFX، حيث استنتجوا أن رفع سرعة الدوران إلى 2500 دورة في الدقيقة يحقق كفاءة قصوى تبلغ 69.39% مع ضمان توزيع ضغط متدرج يمنع الفشل الميكانيكي، مما يوفر حلاً هندسياً لتقليل تكاليف الصيانة التشغيلية. [2]

درس الباحث Gamal R.H. Abo Elyamin وزملاؤه تأثير عدد الريش الدافعة على أداء مضخة الطرد المركزي باستخدام التحليل العددي (CFD)، حيث شملت الدراسة اختبار ثلاثة نماذج بـ (5 و 7 و 9) ريش عند سرعة دوران 2800 دورة في الدقيقة، وخلصت النتائج إلى أن الدافعة المكونة من 7 ريش تحقق أفضل كفاءة هيدروليكية وأعلى معامل ضغط (Head coefficient) مقارنة بالنماذج الأخرى، وذلك بفضل قدرة هذا العدد تحديداً على تقليل تدفقات الدوران الثانوية وتقليل الخسائر الهيدروليكية داخل المضخة دون زيادة مفرطة في احتكاك المائع [3].

تستعرض الباحثة **Nurul Azlien Abd Khalid** وزميلاتها في هذه الدراسة تحليلاً عددياً لظاهرة التجويف (Cavitation) في مضخات الطرد المركزي عند معدلات تدفق منخفضة باستخدام برنامج ANSYS Fluent، حيث ركز البحث على محاكاة تكوّن فقاعات البخار وانهيائها نتيجة انخفاض الضغط الديناميكي، وكشفت النتائج أن ظاهرة التجويف تتركز بشكل رئيسي عند حواف ريش الدافعة (Impeller blades) ومنطقة المدخل، مما يؤدي إلى تآكل الأسطح وتدني كفاءة الأداء الهيدروليكي للمضخة، مؤكدة على أهمية المحاكاة الرقمية في التنبؤ بمناطق الخطر وتجنب الفشل التشغيلي [4].

قدم الباحث **Muhammad Azmal Fahril** وزميله في هذه الدراسة تحليل تأثير تصميم الدافعة المفتوحة ذات الـ 6 ريش (6-blade open impeller) على أداء مضخة الطرد المركزي باستخدام محاكاة ديناميكيات السوائل الحسابية (CFD)، حيث ركز البحث على تقييم توزيع الضغط وسرعة التدفق داخل المضخة عند سرعة دوران 1450 دورة في الدقيقة، وأظهرت النتائج أن هذا التصميم يساهم في تحقيق توازن فعال بين رفع الضغط الهيدروليكي وتقليل تراكم الرواسب داخل المضخة، مما يجعلها مثالية للتعامل مع السوائل التي تحتوي على مواد صلبة في التطبيقات الصناعية والنفطية، مع ضمان استقرار التدفق وتقليل مخاطر الانسداد [5].

أجرى الباحثان **Wei Li** و **Jie Dong** دراسة محاكاة عددية لظاهرة التجويف (Cavitation) في مضخات الطرد المركزي باستخدام برنامج ANSYS، حيث تم تحليل العلاقة بين انخفاض الضغط وتكون الفقاعات البخارية عند سرعتي دوران مختلفتين (600 و 1800 دورة في الدقيقة). وأظهرت النتائج أن المناطق ذات الضغط المنخفض هي الأكثر عرضة لنشوء التجويف، لا سيما عند حواف الريش القريبة من غلاف المضخة (Volute)، كما بينت الدراسة أن زيادة سرعة الدوران تسرع من وتيرة انخفاض الضغط وظهور التجويف بشكل أكثر حدة، مما يؤكد على ضرورة تحسين التصميم الهيدروليكي لتجنب تآكل الأسطح والحفاظ على استقرار أداء المضخة [6].

تهدف هذه الورقة بشكل أساسي إلى إجراء محاكاة عددية لتدفق احادي الطور لمضخة الطرد المركزي، ودراسة عملية المائع، بما في ذلك المروحة، وتوزيع الضغط، والسرعة، تعتمد هذه الورقة على برنامج SolidWorks، وبرنامج ANSYS-Fluent، والنمذجة ثلاثية الأبعاد الشاملة، وتقسيم الشبكة، والمحاكاة العددية كمحتوى رئيسي. وعلى هذا الأساس، يتم تحليل النتائج دراسة توزيع الضغط والسرعة وخطوط الجريان واستخراج منحنيات الأداء، للمضخة الطاردة المركزية كمياً، ومقارنة نتائج الحساب العددي في ظل ظروف تشغيل مختلفة.

## 2. المنهجية العددية

### 1.2 النموذج الهندسي

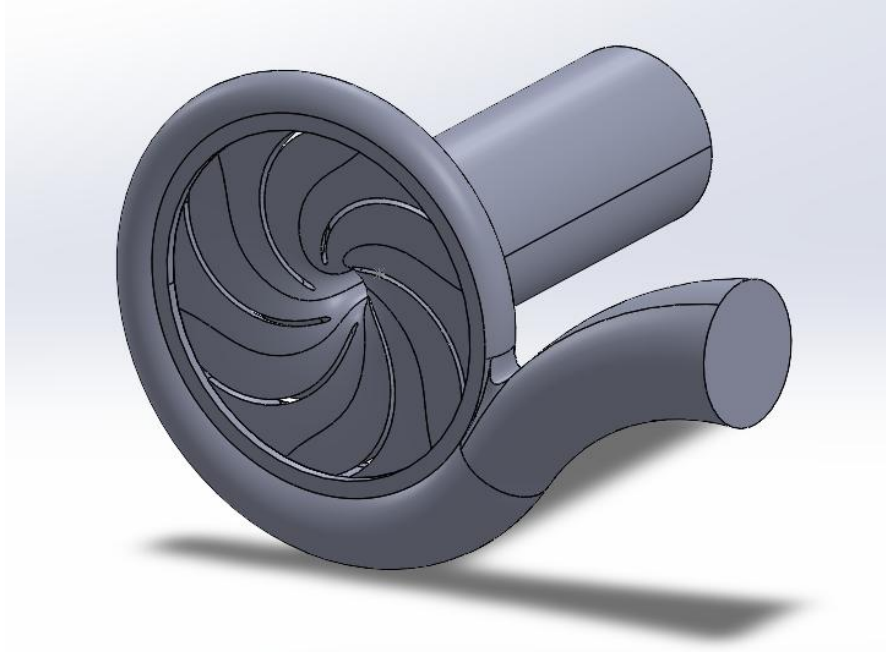
باستخدام برامج المحاكاة ثلاثية الأبعاد SolidWorks و ANSYS-Fluent، تحاكي هذه الورقة عملية توزيع الضغط والسرعة لهذه المضخة، بما في ذلك النمذجة ثلاثية الأبعاد، والتقسيم الشبكي، والمعالجة المسبقة، وإعداد ظروف التشغيل، ومعالجة نتائج الحساب، وما إلى ذلك.

## 2.2. المحاكاة العددية لتدفق المائع داخل المضخة

النمذجة الهندسية ثلاثية الأبعاد للمضخة الطاردة المركزية عملية نمذجة المروحة كما يلي:

(1) هذا النوع من شفرات المروحة هو 6

(2) يتم تحقيق سطح دوران الشفرة بطريقة القطع، ويتم الحصول على النموذج الهندسي ثلاثي الأبعاد الحقيقي للشفرة. من خلال تعليمات المصفوفة، يتم الحصول على 6 شفرات موزعة بشكل موحد على المروحة. كما هو موضح في الشكل (1):



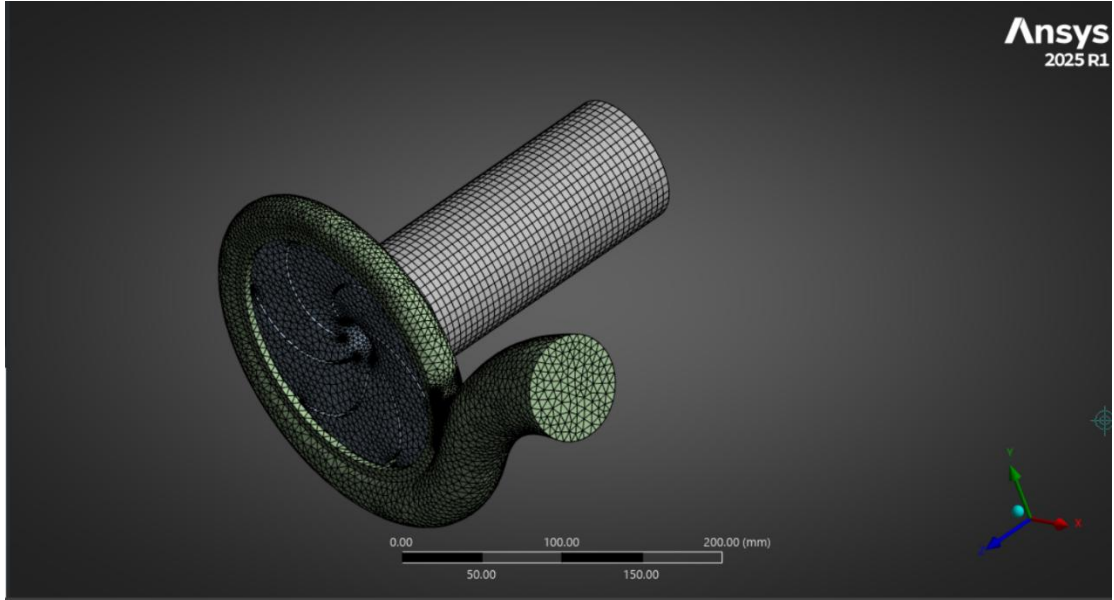
شكل 1 يوضح لمضخة الطرد المركزي ثلاثية الأبعاد

## 3 إنشاء شبكة ANSYS

يوفر ANSYS الشبكات التالية:

أ. شبكة رباعية الأوجه: مناسبة للنماذج الهندسية المعقدة، سهلة الإنشاء.

- ii. طريقة الشبكة سداسية الأوجه: مناسبة لوصف سطحين متجاورين، تتميز بجودة عالية وشكل واضح، ومناسبة لنماذج الشبكة عالية الدقة، ولكن عملية إنشائها شاقة نوعاً ما.
- iii. شبكة O-Grid: يمكن استخدامها لوصف المنحنى وخصائصه، ويمكنها التعبير جيداً عن حافة المنحنى
- iv. طريقة شبكة المنشور المثلثي: مناسبة لتوصيف خصائص الجدران الرقيقة.
- نظراً لتعقيد منطقة الحساب، بدقة 0.004 ملمتر شبكة للتحقق من قناة التدفق الكاملة للمضخة الطاردة المركزية باستخدام طريقة الشبكة، مع ضمان دقة الحساب والبنية. تم تقسيم قناة التدفق الكاملة للمضخة الطاردة المركزية إلى 850038 خلية شبكية حسابية تحتوي على 205195 عقدة، وتم إجراء عملية إنشاء الشبكة والتحقق. يظهر ذلك في الشكل (2)



شكل 2 يوضح مرحلة التقسيم الشبكة

بعد التقسيم الشبكي للمضخة تم تعريف الأجزاء المكونة للنموذج حيث يتم تسمية كل من منطقة الدخول بـ inlet ومنطقة الخروج بـ outlet وتغير النوع من solid الى fluid.

#### 4 شروط الحدية

اعتمدت الدراسة في إعدادات المحاكاة العددية على معايير الضبط العام (General Settings) باستخدام نظام الوحدات الدولي (SI)، مع ضبط سرعة الدوران 10000rpm، واعتبار الحالة الفيزيائية مستقرة (Steady State) باستخدام حلال قائم على الضغط (Pressure-based solver). ولنمذجة سلوك التدفق والاضطرابات، تم تفعيل معادلة اللزوجة (Viscous equation) بالاعتماد على نموذج (k-

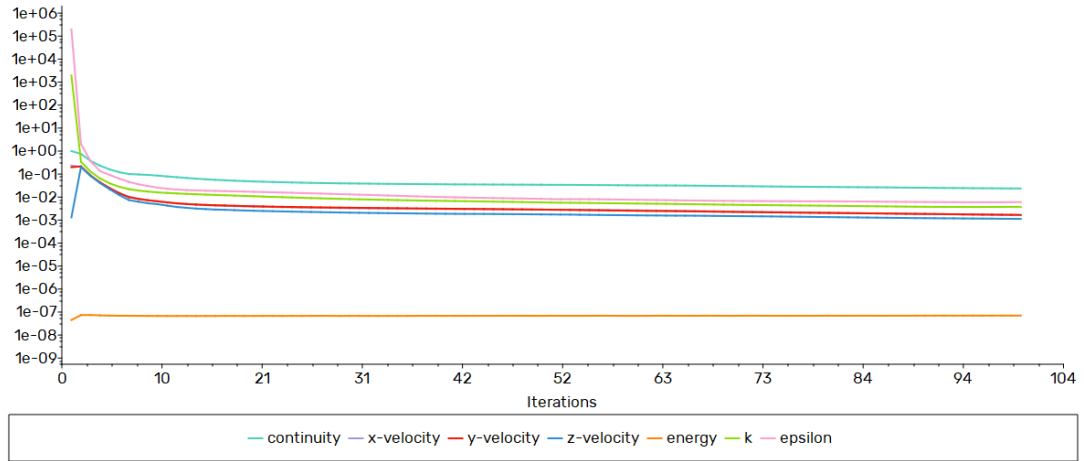
(epsilon) تكونه الأكثر ملاءمة لمعالجة مسائل سريان الموائع المعقدة وانتقال الحرارة. وفيما يخص خصائص الوسيط الجاري، تم استدعاء بيانات الماء السائل (Water-liquid) من قاعدة بيانات البرنامج (Fluent Database) وتعيينها كمادة أساسية، مع تخصيص مادة الإطار الخارجي (Casing) وفقاً للمتطلبات التصميمية للنطاق (Cell Zone Conditions). وفي المرحلة النهائية لإعداد النموذج، تم تحديد الشروط الحدية (Boundary Conditions) عند مدخل المضخة بفرض سرعات تدفق قيمتها  $m/s$  2 و  $3m/s$  تحت ضغط أولي يعادل 0 باسكال، بينما تم ضبط شروط المخرج (Outlet) بضغط تشغيلية بلغت 25000 و 30000 باسكال، وذلك لتقييم استجابة الأداء الهيدروليكي للمضخة تحت ظروف تشغيلية متباينة.

### 5. الحل (Solution)

في هذه المرحلة يتم تحديد عدد المرات اللازمة لإجراء الحل حيث يتم إدخال عدد 100 محاولة كما موضح في شكل (3) .

شكل 3 عدد مرات الحل (100)

كلما زادت عدد مرات الحل كلما زادت دقة النتائج المتحصل عليها من البرنامج الشكل (4) أدناه يبين عدد مرات الحل مع مقدار الخطأ.



شكل 4 الخطأ وعدد التكرارات

## 6 النمذجة والمحاكي وتحليل النتائج

تم إجراء محاكاة للمضخة طرد مركزي، حيث تحتوي المضخة على مدخل ومخرج ويجب القيام بملاحظة التغيرات عند مدخل ومخرج المضخة وعند تغير الظروف الحدية وتغير في الأشكال.

المائع المستخدم هو الماء والجدول (1) أدناه يوضح الخواص الفيزيائية:

جدول 1 خواص الماء عند الظروف الطبيعية

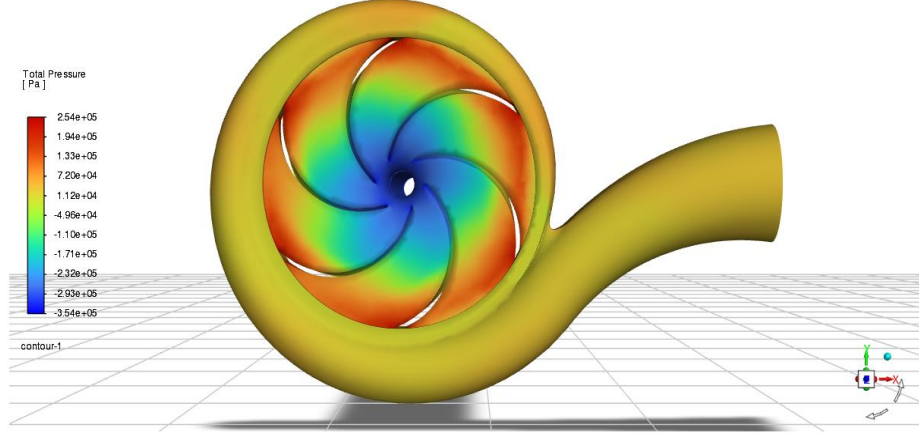
### Material Properties

— Fluid	
— water-liquid	
Density	998.2 kg/m <sup>3</sup>
Cp (Specific Heat)	4182 J/(kg K)
Thermal Conductivity	0.6 W/(m K)
Viscosity	0.001003 kg/(m s)
— air	
Density	1.225 kg/m <sup>3</sup>
Cp (Specific Heat)	1006.43 J/(kg K)
Thermal Conductivity	0.0242 W/(m K)
Viscosity	1.7894e-05 kg/(m s)
— Solid	
— aluminum	
Density	2719 kg/m <sup>3</sup>
Cp (Specific Heat)	871 J/(kg K)
Thermal Conductivity	202.4 W/(m K)

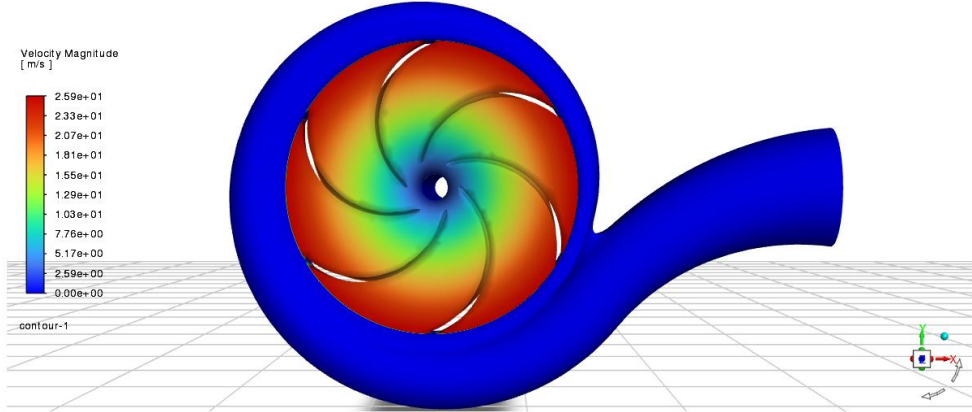
## 1.6 نتائج التحليل

يوضح الشكلان 5 و 6 نتائج الضغط والسرعة على التوالي:

والأشكال (5) و (6) أدناه يظهران نتائج الحل عند السرعة 2 m/s والضغط 25000 Pascal.



شكل 5 يوضح توزيع الضغط الكلي

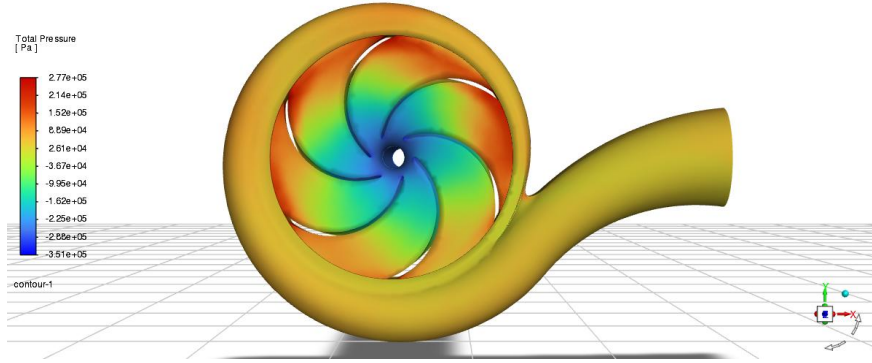


شكل 6 يوضح توزيع مقدار السرعة

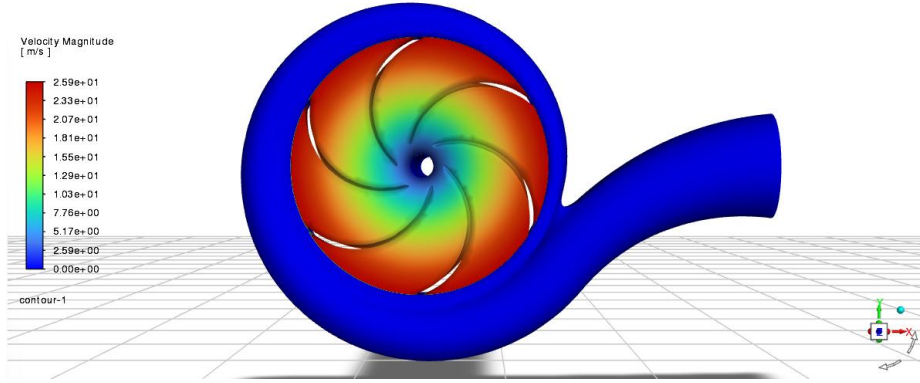
محاكاة مضخة طرد مركزي عند السرعة 2 m/s والضغط 25000 Pascal وعند السرعة 3 m/s والضغط 30000 Pascal باستخدام برنامج Fluent.

تم ضبط الشروط كما في السابق. يوضح الشكلان 5 و 6 نتائج الضغط والسرعة على التوالي:

والأشكال (7) و (8) أدناه يظهران نتائج الحل عند السرعة 3 m/s والضغط 30000 Pascal.)



شكل 7 يوضح توزيع الضغط الكلي



شكل 8 يوضح توزيع السرعة

3. نتائج المحاكاة وتحليل توزيع الضغط والسرعة داخل المضخة، تم إجراء محاكاة عددية للضغط والسرعة في مضخة طرد مركزي عند السرعة 2 m/s والضغط 25000 Pascal وعند السرعة 3 m/s والضغط 30000 Pascal).

نتائج المحاكاة وتحليل توزيع الضغط والسرعة

وتم تحليل التدفق للضغط والسرعة في المضخة. نظرًا لعمل الحلازون، تكون مساحة الضغط المنخفض للشفرة كبيرة، مع زيادة سرعة الدوران، يزداد أقصى ضغط للمائع، بينما تنخفض السرعة القصوى، وينخفض متجه السرعة القصوى من الأسفل إلى الأعلى، تمثل النسبة الأقل من الضغط اللون الأزرق، بينما تمثل النسبة الأكبر اللون الأحمر. عندما تكون سرعة الدخول ثابتة، ينخفض ضغط الخروج بنسبة معينة، مما يسمح للشفرة بإحداث تجويف. كما هو موضح في الشكل تبقى نسبة الضغط والسرعة عالية عند مخرج الشفرة حمراء اللون، مما يشير إلى أكبر سرعة ضغط في هذا الجزء.

لا تكون سرعة الدوران المنخفضة ومنطقة ضغط الشفرة واضحة في ظل نطاق صغير، ويفسر انخفاض الضغط في مركز المضخة مقارنة بالحواف إلى تأثير القوة الطاردة المركزية؛ حيث يؤدي دوران الريش

المتسارع إلى دفع جزيئات المائع ميكانيكياً نحو الأطراف، مما يخلق منطقة تخلخل ضغط منخفض عند "عين" المضخة ومنطقة تكس ضغط مرتفع عند المحيط.

يتعزز هذا الفرق بتبادل الطاقة وفق مبدأ برنولي، إذ يكتسب المائع في المركز طاقة حركية عالية سرعة فائقة تؤدي لانخفاض ضغطه الاستاتيكي، بينما تتحول هذه السرعة تدريجياً إلى ضغط عند خروجه نحو الغلاف الحلزوني، وهذا التدرج في الضغط هو المسؤول عن استمرارية سحب المائع من المصدر ودفعه بقوة نحو المخرج، وهذا بسبب انخفاض الضغط في مركز المضخة مقارنة بالحواف إلى تأثير القوة الطاردة المركزية؛ حيث يؤدي دوران الريش المتسارع إلى دفع جزيئات المائع ميكانيكياً نحو الأطراف، مما يخلق منطقة تخلخل ضغط منخفض عند "عين" المضخة ومنطقة تكس ضغط مرتفع عند المحيط.

حيث تخضع العلاقة بين الضغط والسرعة في مضخات الطرد المركزي لمبدأ حفظ الطاقة (معادلة برنولي)؛ حيث يتم تبادل الطاقة الحركية وطاقة الضغط بشكل عكسي. ففي مركز المضخة (العين)، يكتسب المائع سرعة مماسية عالية جداً بفعل دوران الريش، مما يؤدي إلى انخفاض الضغط الاستاتيكي إلى أدنى مستوياته، وهو ما يُعرف بظاهرة "التخلخل" الضرورية لسحب المائع. وعند انتقال المائع نحو الحواف الخارجية، تزداد مساحة المقطع العرضي في الغلاف الحلزوني، مما يفرض تباطؤاً في سرعة المائع مقابل تحول هذه الطاقة الحركية إلى ضغط استاتيكي مرتفع، وهو ما يُعرف بـ "تحويل السرعة إلى ضغط" لتمكين عملية الطرد.

المفاهيم الأساسية المتضمنة:

علاقة عكسية: زيادة السرعة في المركز تعني انخفاض الضغط.

التوازن الشعاعي: القوة الطاردة تدفع المائع للخارج وتزيد ضغطه عند الحواف.

استمرارية التدفق: فرق الضغط بين المركز والحواف هو المحرك الأساسي للمائع.

توصل البحثان في هذه الدراسة بين التحليل النوعي للحقول الانسيابية (الضغط والسرعة) والتحليل الكمي للقيم القصوى. أثبتت النتائج بشكل قاطع آلية عمل مضخة الطرد المركزي القائمة على توليد تدرج ضغطي مركزياً-محيطياً. كما كشفت أن سرعة دوران الدوّار هي المُحدد الرئيسي للسرعة القصوى داخل المضخة في ظروف التشغيل المدروسة، بينما يتأثر الضغط الكلي الأقصى بشكل مباشر ومتشاكل مع كل من معدل التدفق الداخل وضغط المقاومة عند المخرج. توفر هذه الرؤى المتكاملة أساساً قوياً لتحسين تصميم الريش، وتحديد نطاقات التشغيل الآمنة، وتجنب الظواهر المدمرة مثل التجويف، مما يساهم في تعزيز كفاءة وعمر مضخات الطرد المركزي. يؤكد هذا التوزيع تطبيق مبدأ برنولي وتحويل الطاقة الحركية إلى طاقة ضغط. أظهر التحليل الكمي أن الضغط الكلي الأقصى ارتفع من  $2.54 \times 10^5$  باسكال في الحالة الأولى إلى  $2.77 \times 10^5$  باسكال في الحالة الثانية، مما يعكس استجابة النظام لزيادة طاقة الدخول، كما موضح في جدول 2.

## جدول 2 المقارنة النتائج لتوزيع الضغط والسرعة

الاستنتاج	الاولى الحالة ( $V = 2 \text{ m/s}$ , $P_{out} = 25000 \text{ Pa}$ )	الثانية الحالة ( $V = 3 \text{ m/s}$ , $P_{out} = 30000 \text{ Pa}$ )	العامل
الضغط الكلي الأقصى	$2.54 \times 10^5 \text{ Pa}$	$2.77 \times 10^5 \text{ Pa}$	زيادة في أقصى ضغط ناتجة عن زيادة سرعة الدخول والضغط المقاوم.
السرعة القصوى	25.9 m/s	25.9 m/s	ثبات نسبي للقيمة القصوى للسرعة، مما يؤكد أن سرعة دوران المروحة (Impeller) هي العامل المسيطر عليها.

## 7. الخلاصة

تستخدم هذه الورقة برامج SOLIDWORKS و ANSYS وغيرها لتحليلها. بشكل أساسي من التحليل النظري، والنمذجة ثلاثية الأبعاد، وتقسيم الشبكة، والمحاكاة العددية، تتم معالجة مجال التدفق في المضخة الطاردة المركزية، ويتم استخلاص الاستنتاجات التالية:

(1) أثبت التحليل أن كفاءة الأداء الهيدروليكي ترتبط ارتباطاً وثيقاً بظروف التشغيل؛ حيث أظهرت المضخة استقراراً في الخصائص التشغيلية عند السرعات المنخفضة، في حين تزداد احتمالية تشكل بؤر التكهف (Cavitation) عند الانتقال إلى نطاقات السرعة العالية، مما يستوجب مراعاة هذه الحدود عند التصميم لتجنب التآكل الميكانيكي وفقدان الكفاءة

(2) من خلال المحاكاة العددية في ظل ظروف تشغيل مضخة طرد مركزي عند السرعة  $2 \text{ m/s}$  والضغط  $25000 \text{ Pascal}$  وعند السرعة  $3 \text{ m/s}$  والضغط  $30000 \text{ Pascal}$ ، تم إيجاد العلاقة بين الضغط والسرعة، وتم تحليل توزيع الضغط والسرعة مما يسهل التنبؤ بسلوك المائع في حالات التحميل المختلفة.

(3) تعتمد المضخة على تحويل السرعة العالية والضغط المنخفض عند المركز (السحب) إلى سرعة منخفضة وضغط مرتفع عند الحواف (الطرد) وفق مبدأ برنولي، حيث تسهل القوة الطاردة المركزية لتبادل طاقتي الحركة والضغط بما يضمن استمرارية التدفق الهيدروليكي.

## المراجع

- [1] ., p. 95, 2013. ا. تكنولوجيا, "مضخات", /احمد يوسف
- [2] F. E. Selamat-, "Design and Analysis of Centrifugal Pump Impeller for Performance Enhancement," vol. 5, no. 2, pp. 36–53, 2018.
- [3] G. R. H. Abo, M. A. Bassily, and K. Y. Khalil, "Effect of impeller blades

- number on the performance of a centrifugal pump,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 58, no. 1, pp. 39–48, 2019, doi: 10.1016/j.aej.2019.02.004.
- [4] N. Azlien, A. Khalid, and R. Rahmad, “Numerical and Simulation Study of Cavitation in Centrifugal Pump at Low Flow Rate,” vol. 1, pp. 19–23, 2022.
- [5] S. Menggunakan and S. Cfd, “Jurnal teknik mesin,” vol. 4, no. 1, pp. 344–349, 2025.
- [6] C. Series, “Numerical Simulation of Centrifugal Pump Cavitation Based on ANSYS Numerical Simulation of Centrifugal Pump Cavitation Based on ANSYS”, doi: 10.1088/1742–6596/2450/1/012031.